

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Уральский государственный лесотехнический университет»

На правах рукописи

ВИХАРЕВ СЕРГЕЙ НИКОЛАЕВИЧ

**ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ НОЖЕВЫХ РАЗМАЛЫВАЮЩИХ
МАШИН В ЦЕЛЛЮЛОЗНО-БУМАЖНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ
НА ОСНОВЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИКИ**

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

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание ученой степени доктора технических наук

Научные консультанты:

академик РАО, доктор технических наук,
профессор Ю. Д. Алашкевич

доктор технических наук, профессор
В. П. Сиваков

Екатеринбург – 2020 год

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
1 АНАЛИЗ ЛИТЕРАТУРНЫХ ИСТОЧНИКОВ ПО РАЗМОЛУ ВОЛОКНИСТЫХ МАТЕРИАЛОВ И РАЗМАЛЫВАЮЩЕМУ ОБОРУДОВАНИЮ. ЦЕЛЬ ИССЛЕДОВАНИЙ	11
1.1 Обзор работ о процессе размола и размалывающем оборудовании	11
1.2 Обзор исследований волокнистой прослойки между ротором и статором	21
1.3 Обзор литературных источников по динамике мельниц и подобных машин	26
1.4 Краткий обзор работ по контактному взаимодействию тел	34
1.5 Выводы по разделу и постановка цели исследований	38
2 ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ НОЖЕВЫХ РАЗМАЛЫВАЮЩИХ МАШИН И ИХ ЭЛЕМЕНТОВ	40
2.1 Динамика мельниц совместно с поддерживающей конструкцией	40
2.1.1 Силы, возбуждающие колебания мельниц	40
2.1.2 Динамическая и математическая модели мельницы совместно с поддерживающей конструкцией	43
2.2 Динамика системы ротор – статор мельницы	48
2.3 Изгибные колебания роторов и дисков	53
2.3.1 Динамическая и математическая модель	53
2.3.2 Частоты свободных колебаний ротора	58
2.3.3 Вынужденные колебания ротора	62
2.3.4 Модальный анализ колебаний ротора	64
2.3.5 Динамика дисков мельницы	67
2.4 Динамика ротора в продольном направлении	68
2.5 Динамика ротора мельницы в подшипниковых опорах	77
2.6 Динамика ножей гарнитуры	89
2.7 Экспериментальные исследования ножевых размалывающих машин....	95

2.8 Выводы по разделу	96
3 ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ В МЕЖНОЖЕВОМ ЗАЗОРЕ	
ПРИ РАЗМОЛЕ	100
3.1 Модель волокнистых материалов при размоле	100
3.2 Контактное взаимодействие ножей ротора и статора	109
3.2.1 Постановка и решение задачи	109
3.2.2 Исследование изнашивания ножей гарнитуры	115
3.2.3 Контактная задача при размоле волокнистых матариалов с учетом пловыделения	120
3.2.4 Температурные напряжения ножевой гарнитуры	127
3.2.5 Результаты исследования и их анализ	133
3.3 Осевые силы, возникающие при размоле	148
3.4 Гидродинамические процессы при размоле	156
3.4.1 Динамика потоков волокнистой массы в гарнитуре	156
3.4.2 Гидродинамическая вибрация при размоле	164
3.5 Выводы по разделу	169
4 ОСОБЕННОСТИ ВИБРОЗАЩИТЫ МЕЛЬНИЦ	174
4.1 Уравновешивание ротора	175
4.1.1 Механическая неуравновешенность	176
4.1.2 Эксплуатационная, гидродинамическая и гидравлическая неуравновешенность	180
4.1.3 Автоматическая балансировка ротора	184
4.2 Предотвращение резонансной вибрации мельниц	190
4.3 Виброизоляция и динамическое виброгашение	199
4.4 Выводы по разделу	204
5 ДИАГНОСТИКА ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ И УПРАВЛЕНИЕ ФУНКЦИОНИРОВАНИЕМ МЕЛЬНИЦ	206
5.1 Структурные параметры технического состояния и методы	

технического диагностирования	206
5.2 Диагностическая модель	209
5.3 Нормирование и мониторинг вибрации	218
5.4 Динамические воздействия гарнитуры на размалываемый материал	225
5.5 Вибрационная диагностика технического состояния гарнитуры	238
5.5.1 Непараллельность гарнитуры ротора и статора	238
5.5.2 Износ размалывающей гарнитуры	242
5.6 Управление функционированием ножевых размалывающих машин	244
5.6.1 Влияние факторов размола на вибрацию статора	244
5.6.2 Корреляция между изменением показателей размалываемого материала и вибрацией статора	250
5.7 Реализация методов вибрационной диагностики структурных параметров технического состояния гарнитуры и правильности функционирования мельниц	253
5.7.1 Способ регулирования параллельности гарнитуры ротора и статора	253
5.7.2 Способ контроля степени износа гарнитуры	256
5.7.3 Способ регулирования процесса размола	259
5.8 Выводы по разделу	272
ОБЩИЕ ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ	275
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	280
ПРИЛОЖЕНИЯ	313

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы. В целлюлозно-бумажной промышленности технический прогресс во многом зависит от совершенствования оборудования подготовки бумажной массы. Одной из важнейших операций производства бумаги является размол волокнистой массы. Процесс размола определяет основные свойства бумаги и картона. Прослеживая путь развития ножевых размалывающих машин (мельниц) можно отметить, что основным их принципом остается воздействие на волокна в зазоре между перекрещивающимися ножами. В последнее время диапазон применения мельниц существенно расширился благодаря использованию в линиях производства древесной массы из щепы. Ножевые размалывающие машины являются наиболее универсальным оборудованием размола.

Процесс размола в целлюлозно-бумажном производстве является очень энергоемким. На этот процесс расходуется более пятидесяти процентов энергии, потребной для всего производства бумаги и картона. При проектировании и эксплуатации мельниц одной из основных задач является обеспечение необходимых показателей помола волокнистых материалов при минимуме энергозатрат. Снижение энергоемкости процесса размола является важной народнохозяйственной проблемой. Для решения этой проблемы необходимо исследовать процессы, происходящие при размолу волокнистых материалов. Методы динамических расчетов ножевых размалывающих машин до настоящего времени носят полуэмпирический и фрагментарный характер.

Мельницы относятся к машинам с повышенной динамичностью, являются источником интенсивных колебаний поддерживающих конструкций, на которые они установлены. В соответствии с общей тенденцией развития машин увеличиваются рабочие параметры и единичные мощности мельниц с одновременным снижением их удельной металлоемкости, что приводит к возрастанию их виброактивности. При интенсивной вибрации увеличиваются динамические нагрузки, снижается надежность, интенсифицируется износ и повреждения деталей машин. Виброзащита является неотъемлемым условием при проектировании, изготовлении, монтаже,

эксплуатации и модернизации мельниц. Одним из путей совершенствования эксплуатации ножевых размалывающих машин является разработка и внедрение методов и средств технической диагностики и виброзащиты мельниц. Разработка методов и средств технической диагностики и виброзащиты мельниц с целью повышения эффективности работы и безопасной эксплуатации является актуальной задачей.

Степень разработанности темы исследования. Исследованием процесса размола в ножевых размалывающих машинах занимались известные российские ученые: Алашкевич Ю.Д., Гончаров В.Н., Хлебников А.А., Пашинский В.Ф., Ширякин Б.В., Иванов С.Н., Каган В.Л., Гаузе А.А., Терентьев О.А., Бывшев А.В., Савицкий Е.Е., Добровольский П.П., Кудряшов В.Н., Шемякин Э.В., Ситов Н.Н., Легоцкий С.С., Лаптев Л.Н., Маслаков В.Г., Комаров В.И., Казаков Я.В., Ковалев В.И., Фляте Д.М. и др., также этим вопросом занимались за рубежом Фокс Т., Эриксен О., Берг Д., Карлстрем Л., Мей В., Майлз К., Аттак Д. и др.

Исследованием динамики ножевых размалывающих машин занимались Санников А.А., Старжинский В.Н., Витвинин А.М., Лебедев А.Д., Кипрушкин А.Н., Чимде А.Г., Засыпкина С.А., Странд В., Моуквист А. и др.

Выполненные исследования позволили определить требования к эффективности процесса размола и к разработке методов и средств технической диагностики, виброзащиты и управления функционированием мельниц.

Цель работы. Повышение энергоэффективности и надежности ножевых размалывающих машин.

Объектом исследования являются ножевые размалывающие машины.

Предметом исследования являются динамические процессы в ножевых размалывающих машинах.

Задачи исследований:

1. Исследовать модель волокнистых материалов при размоле.
2. Исследовать модель дискретного контакта двух тел с учетом особенностей процесса размола: тепловыделения в зоне контакта и износа гарнитуры. Исследо-

вать коэффициент трения между ротором и статором и температурные напряжения в материале ножей гарнитуры.

3. Исследовать потоки волокнистых материалов в гарнитуре и осевые силы в мельницах.

4. Обосновать и экспериментально подтвердить диагностическую модель структурных параметров гарнитуры и функционирования ножевых размалывающих машин.

5. Исследовать колебания ножевых размалывающих машин, их узлов и элементов. Выявить источники колебаний, разработать динамические и математические модели этих систем, а также методики инженерного расчета. Исследовать особенности виброзащиты мельниц.

6. Выявить влияние на вибрацию статора технологических и режимных факторов размола. Разработать эффективный способ управления функционированием мельниц.

Научная новизной обладают:

1. Анализ контактного взаимодействия ножей ротора и статора при размоле волокнистых материалов с учетом тепловыделения и износа гарнитуры.
2. Способ управления функционированием мельниц.
3. Методы технической диагностики и виброзащиты ножевых размалывающих машин.
4. Результаты моделирования колебаний мельниц и их элементов (ротора, статора, ножей).

Теоретическая и практическая значимость.

Теоретическая значимость исследований состоит в разработке основ теории контактного взаимодействия ножей при размоле волокнистых материалов, которая описывает динамические процессы в ножевых размалывающих машинах. Разработаны модели мельниц и способ управления их функционированием.

Практическая значимость исследований заключается в применении теоретических основ динамических расчетов при проектировании, монтаже, эксплуатации и модернизации ножевых размалывающих машин. На основе исследований разра-

ботана система рекомендаций, позволяющая обеспечить снижение энергоемкости и повышение надежности мельниц на целлюлозно-бумажных предприятиях. На основе разработанных рекомендаций оказана научно-техническая помощь АО «Соликамскбумпром», ООО «Окуловская бумажная фабрика», АО «Туринский ЦБЗ», ООО «Сухонский КБК», АО «Уралвторма» и других. Работа выполнялась в соответствии с госбюджетной темой «Исследование глобальной роли трансграничных лесов Евразии в снижении техногенных угроз в системе «человек-технологии-природа». Номер госрегистрации темы FEUG-2020-0013. «Экологические аспекты рационального природопользования».

Результаты исследований внедрены на целлюлозно-бумажных предприятиях, также в учебный процесс. Предлагаемый способ управления функционированием мельниц внедрен в производство. Новые технические решения отражены в 32 патентах и авторских свидетельствах.

Методология и методы исследования. В теоретических исследованиях использованы положения ряда фундаментальных наук: теории контактного взаимодействия тел, теории колебаний, динамики машин и теории механизмов и машин. При моделировании процессов использовался математический аппарат, преимущественно теории дифференциальных уравнений. Моделирование проводилось при помощи метода конечных элементов, реализованных в пакетах компьютерных программ Ansys и Ansys fluent.

Теоретические модели проверялись экспериментально на лабораторной установке и промышленных мельницах. При исследованиях анализировались временные реализации вибрационных процессов, спектральный и корреляционный, модальный и другие методы анализа. Измерение вибрации, характеристик волокнистых материалов и обработка результатов измерений проводилась в соответствии с требованиями государственных стандартов.

Положения, выносимые на защиту:

1. Для исследования взаимодействия ротора и статора ножевых размалывающих машин может быть предложена теория контактного взаимодействия двух тел.

2. Динамика мельниц и их элементов исследована при помощи методов вибрационного расчёта.
3. Техническое состояние мельниц и их элементов оценивается при помощи методов технической диагностики.
4. Управление функционированием ножевых размалывающих машин предлагается производить по параметрам высокочастотной вибрации статора.

Степень достоверности научных положений, рекомендаций и выводов.

Обоснованность научных положений, рекомендаций и выводов подтверждается экспериментальными данными, корректным использованием современных методов исследований, обобщением накопленного опыта по динамике размалывающих машин, непротиворечивости и воспроизводимости результатов, полученных теоретическим путем, а также проведением оценки адекватности разработанных моделей, использованием экспериментальных данных для расчетов и сопоставлений результатов. Основные результаты исследований были апробированы в расчетной практике и при решении задач повышения эффективности и надежности ножевых размалывающих машин. Результаты исследований внедрены в производство. Разработка научных основ процесса размола, технической диагностики и виброзащиты мельниц направлена на решение крупной научно-технической проблемы повышения эффективности, надежности и безопасной эксплуатации этого оборудования.

Апробация работы. Основные научные положения и результаты исследований докладывались и обсуждались на конференциях с международным участием: «Социально-экономические и экологические проблемы лесного комплекса», Екатеринбург, УГЛТУ в 2003-2019 г.г.; «Деревообработка: технологии, оборудование, менеджмент XXI века» Екатеринбург, УГЛТУ в 2018-2020 г.г.; "ICMSIT-2020: Metrological Support of Innovative Technologies", Санкт-Петербург - Красноярск, 2020; "MIP: Engineering-2020 - Modernization, Innovations, Progress: Advanced Technologies in Material Science, Mechanical and Automation Engineering", Красноярск, 2020; «Передовые технологии в аэрокосмической отрасли, машиностроении и автоматизации» - MIST: Aerospace, Красноярск, 2018; «CAMSTech-2020: Современ-

ные достижения в области материаловедения и технологий», Красноярск, 2020; «Advanced Technologies in Material Science, Mechanical and Automation Engineering» (MIP: Engineering-2019), Красноярск, 2019; «Виброакустические процессы в технологиях, оборудовании и сооружениях», «Виброакустическое проектирование. Вибродиагностика» (г. Екатеринбург, 1998-2020 г.г.); «Леса России: политика, промышленность, наука, образование», Санкт-Петербург, 2019.

Публикации. По результатам исследований опубликовано 118 печатных работ, в том числе 21 в изданиях, индексируемых в Web of Science и Scopus, 15 в изданиях, рекомендованных ВАК, получено 32 патента и авторских свидетельств РФ.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, 5 разделов, основных выводов и рекомендаций, списка использованных источников, включающих 366 наименований. Основное содержание изложено на 313 страницах, включая 56 рисунков, 23 таблицы, приложение на 14 страницах.

1 АНАЛИЗ ЛИТЕРАТУРНЫХ ИСТОЧНИКОВ ПО РАЗМОЛУ ВОЛОКНИСТЫХ МАТЕРИАЛОВ И РАЗМАЛЫВАЮЩЕМУ ОБОРУДОВАНИЮ. ЦЕЛЬ ИССЛЕДОВАНИЙ

1.1 Обзор работ о процессе размола и размалывающем оборудовании

Размол является одним из основных процессов в производстве бумаги и картона. Классическое определение, что "бумага делается в роллах", полностью сохранило свою актуальность. В настоящее время роллы уступили место коническим и дисковым мельницам. Однако принцип воздействия этих машин на волокно сохранился. Размол волокнистых материалов осуществляется с целью подготовки поверхности волокон для образования межволоконных связей, придания волокнам способности связываться между собой в прочный бумажный лист. Под волокнистым материалом понимается волокнистый материал растительного происхождения, подготовленный для производства бумаги или картона. В процессе размола жесткие волокна преимущественно фибриллируются, мягкие - укорачиваются [1].

Систематизацию размалывающих машин, как правило, производят по способу передачи энергии древесному волокну со стороны рабочих элементов (рисунок 1.1) [2]. Можно выделить два класса машин:

1. Машины механического воздействия, в которых передача энергии волокну осуществляется за счет механического контакта жестких рабочих элементов.
2. Машины гидродинамического воздействия, в которых передача энергии волокну осуществляется за счет гидродинамических факторов.

Наиболее распространенными размалывающими машинами являются ножевые размалывающие машины. Эти машины преимущественно осуществляют механический контакт на волокнистый материал.

Систематизация проведенных исследований процесса размола представлена в таблице 1.1.

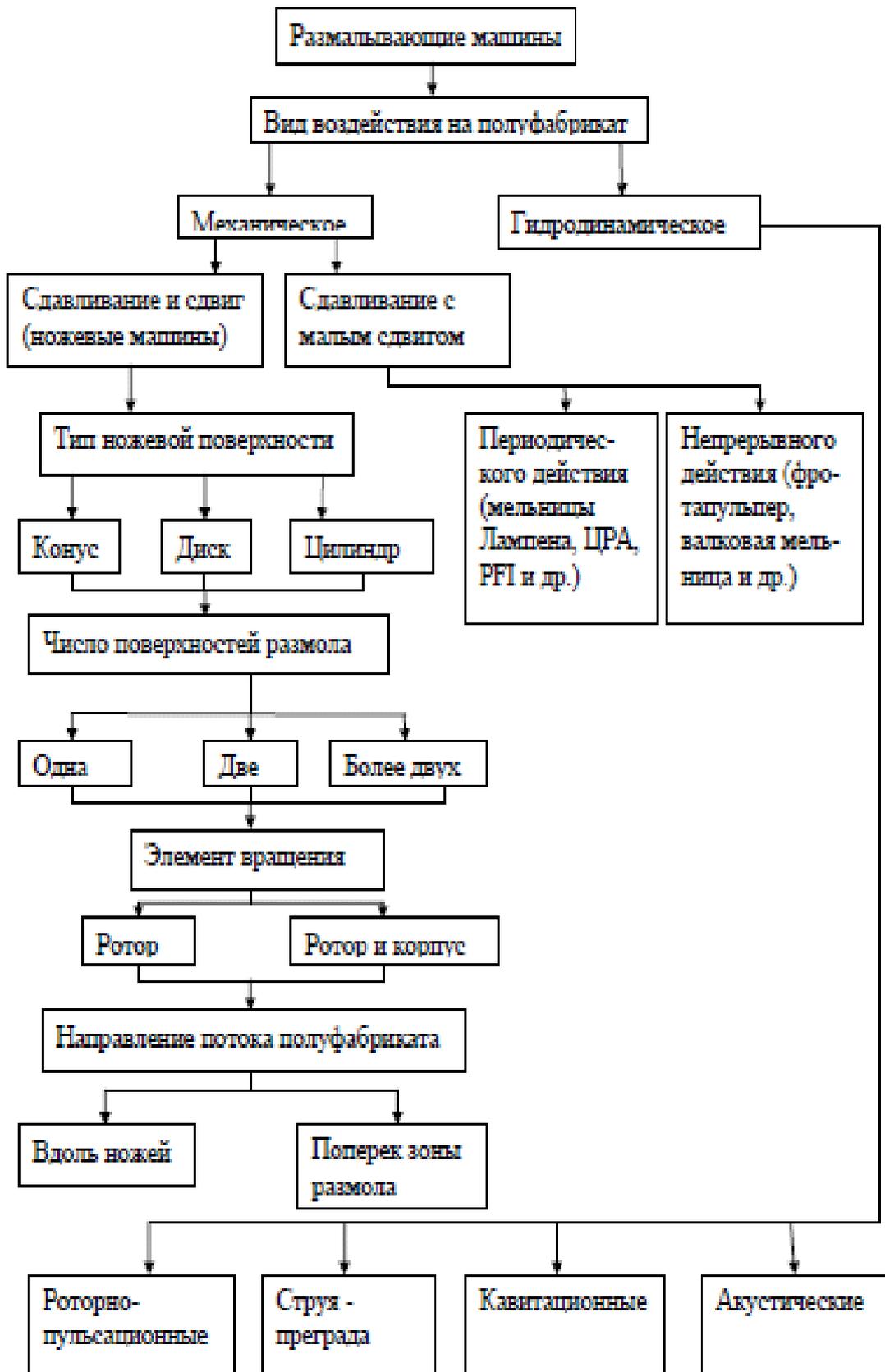


Рисунок 1.1 – Систематизация размалывающих машин

Таблица 1.1 – Систематизация исследований процесса размола

Способ изучения или физическое явление	Волокнистый материал низкой концентрации		Волокнистый материал высокой концентрации	
	Автор	Год исследований	Автор	Год исследований
1	2	3	4	5
Фотографирование	Пейдж [3]	1962	Атак, Мей [7]	1970
	Бенкс [4]	1967	Атак [8,9]	1977, 1989
	Гончаров [5]	1970	Статионвала [10]	1992
	Фокс [6]	1979	Алахауталла [11]	1997
Импульсное давление, нормальные силы	Хлебников [12]	1969	Атак [17]	1975
	Гончаров [13]	1971	Эриксен [18,19]	2005, 2006
	Нордман [14]	1981	Сингер [20,21]	2004, 2005
	Фокс [15]	1980	Берг [22]	2005
	Каукэл [16]	1991		
	Алашкевич [23]	1980		
Тангенциальные силы	Хлебников [12]	1969	Градин [24]	1999
	Гончаров [13]	1971	Блеклунд [25]	2004
			Сингер [20,21]	2004, 2005
Температура	Нордман [14]	1981	Мэй [26]	1973
			Хеконен [27]	1995
			Жохансон [28]	2001
			Эриксен [19,29]	2003, 2006
			Вихарев [30]	2019
Межножевой зазор	Нордман [14]	1981	Статионвала [32]	1979
	Мохлин [31]	2006	Данкуист [33,34]	1981
Время размола	Арис [35,36]	1970, 1980	Оулет [38]	1995
	Фокс [37]	1980	Хаконен [39]	1995
	Гончаров [2]	1993	Муртон [40]	2002

1	2	3	4	5
Вибрация и шум	Старжинский [41]	1975	Странд [44]	1985,1987
	Кипрушкин [45]		Вихарев [47]	1993
	Лебедев [42]	1982	Чимде [48]	2004
	Петерсен [43]	1980		
	Вихарев [46]	1990		
	Засыпкина [49]	2012		
Потоки в гарнитуре	Алашкевич [23]	1980	Милз [50,51]	1980,1990
	Руаби [52]	2014	Гончаров [2]	1990
	Андерсен [53]	2012	Хеймер [54]	2011

Стинберг [55] считает, что размол волокнистых материалов можно рассматривать как "увеличение площади поверхности волокна". Чаверина [56] предлагает следующее определение: «размол – это механическое действие, которое в присутствии воды модифицирует волокна растительного происхождения, благоприятствуя формированию и развитию связей между волокнами при изготовлении бумаги».

Цель процесса размола, по С.Н. Иванову [57], состоит в том, чтобы:

1. Придать волокнистому материалу определенную структуру в отношении размеров по длине и толщине, а также по фракционному составу для обеспечения желаемого строения и плотности бумаги;

2. Сообщить материалу определенную степень гидратации - разработку поверхности, пластичности и других свойств, от которых зависит создание в бумаге межволоконных связей и многие свойства бумаги: механическая прочность, объемный вес, впитывающая способность и др.

Многие авторы связывают процесс размола с изменением структуры волокон и характеристик готовой продукции. С.Н. Иванов [57] предлагает следующую формулу прочности бумаги на разрыв:

$$P = sF + pf, \quad (1.1)$$

где s - сила связи между волокнами, F - поверхность волокон, по которой действуют межволоконные силы связи, p - прочность исходных волокон, f - поперечное сечение разорванных волокон.

По мнению С.Н. Иванова [57], наибольшее влияние на прочность бумаги оказывает первая часть формулы (1.1). Это свидетельствует о важности процесса размола, призванного освободить максимальное количество связей, участвующих в процессе образования бумажного листа.

Существует несколько теорий процесса размола: химическая [58, 59]; физическая [60, 61] и объединенная гипотеза Ж. Кларка [62]. Авторы химической теории [63] полагали, что поверхностный слой волокон химически реагирует с водой, образуя гидрат целлюлозы. Последующие исследователи Зотова и Грингауз [64], Симмондс [65], Янг и Роулэнд [66] показали, что химических изменений в волокне при размоле не происходит. На основании этих и ряда других работ химическая теория размола была отвергнута.

Размол волокнистых материалов происходит вследствие механических и гидродинамических воздействий. Под механическим воздействием понимают силовое действие гарнитуры и трение между ножами и волокнами материала [2]. Под гидродинамическим воздействием понимают воздействия, происходящие в результате гидродинамических процессов между ротором и статором мельницы [2]. Мнения о соотношении этих воздействий в процессе размола у различных авторов различны, так В.Н. Гончаров, С.Н. Иванов, С.Смит, В. Брехт считают основным – механическое воздействие, а Ю.Д. Алашкевич, Г. Ренс, М. Хальме отдают предпочтение гидродинамическому воздействию [23,67,68].

Многие исследователи процесса размола указывают на взаимосвязь того или иного воздействия с межножевым зазором и концентрацией волокнистого материала [23, 69-72]. Лумиайнен [73] разработал теорию «удельной нагрузки на поверхность», в которой основным фактором является сила размалывающего удара, направленного поперек ножей. Работы, проведенные В.П. Аликиным, Н.Я. Солеником, Л.Н. Антоновичем, указывают на связь процесса размола с упруговязкими свойствами волокнистых материалов [74].

В.Н. Гончаров [2] выявил, что определяющее значение для размола волокон имеет механическое воздействие на волокнистый материал. Вклад гидродинамических воздействий не превышает 5-10% в общем балансе размола волокна при работе мельниц в нормальном режиме. Вместе с тем многократные резкие перепады давления, испытываемые волокном при переходе его из сжатого объема в межножевую канавку, а также вихревые образования в потоке приводят к усталостному разрушению волокон [23].

На волокнистый материал в межножевом зазоре действуют нормальные сжимающие и касательные сдвиговые напряжения. Экспериментально установлено, что касательная составляющая напряжений меньше нормальной [13,75]. Д. Данфорт характеризует воздействие ножей гарнитуры на волокно двумя факторами - интенсивностью и количеством ударов гарнитуры с волокном [1]. Волокна в процессе размола получают энергию импульсами в периоды, когда они попадают между ножами ротора и статора. Когда нож ротора проходит над ножом статора, возникает импульс давления, который может достигать 3,4 МПа [2]. Под действием импульса давления волокна деформируются. Когда волокно деформируется сверх определенного предела, происходит его размол [76].

Первые исследования факторов размола в 1911 году выполнил Ягенберг [77], который ввел понятие удельном давлении между ротором и статором и числе резов ножей в секунду. Кирхнер [78] и Б. Войцеховский [79] процесс размола характеризуют поверхностью пересечения ножей в единицу времени или секундной размалывающей поверхностью. Штробах [80], Е. Савицкий и В. Кудряшов [81] исследовали процесс размола и сделали вывод, что укорачивание волокон производят режущие кромки ножей, а их раздавливание - поверхности ножей. С.Смит [82] экспериментально исследовал нависание волокон на кромках ножей гарнитуры и предложил теорию "волокнистого слоя". С. Смит [82] исследовал износ ножей и выявил канавки от износа на поверхности ножей.

Перечисленные выше работы показывают многообразие точек зрения на связь параметров размалывающих машин с результатами размола. Полезная

мощность мельницы пропорциональна удельному давлению между ротором и статором [83]

$$N_p = \mu \cdot p \cdot V \cdot F, \quad (1.2)$$

где μ - коэффициент трения, p - удельное давление между ножами, V - линейная скорость ножей ротора, F - площадь контакта ножей гарнитуры ротора и статора.

Полезная мощность, согласно исследованиям Мюллера [84] и Фаста [85], определяется как разность между общей мощностью N , потребляемой размалывающей машиной, и мощностью холостого хода мельницы N_{xx} , т. е.

$$N_p = N - N_{xx}. \quad (1.3)$$

Гоф [86] определил, что сила трения между ножами пропорционально площади их контакта. Мерфи [87] предложил разложить силы, прикладываемые к волокну в межножевом зазор, на две составляющие – нормальные к поверхности ножей (силы сжатия) и тангенциальные (касательные силы), обусловленные сопротивлением сдвига. Причем основное влияние на процесс размола имеют силы сжатия. Этот вывод был подтвержден в работах Э. Шемякина, Н. Ситова [88-90] и В. Сорокина [91].

Под эффективностью ножевых размалывающих машин понимают поддержание показателей волокнистого материала при минимальном расходе энергии на размол [1,2,23,57,58 и др.].

Некоторые исследователи рассматривают процесс размола как процесс, подобный смазке в подшипниках скольжения. Рэнс [92] отождествляет слой волокнистого материала со смазочной пленкой между цапфой и вкладышем подшипника. Стабильность этой пленки (т.е. способность выдерживать давление) зависит от конструкции ротора и статора, проточных каналов гарнитуры и свойств самого волокнистого материала. Исследуя зависимости коэффициента трения от нагрузки для подшипников скольжения и мельницы (рис. 1.2), Рэнс [92] делает вывод об идентичности процессов в подшипниках и мельницах. На полученных графиках выделены два режима работы – с жидкостным и граничным трением.

При жидкостном трении ротора и статора и достаточно большом давлении волокна фибриллируются без значительного укорочения. Волокна не выдерживают давление и разрушаются, когда зазор уменьшается до толщины одного волокна. Рэнс предположил [92], что при этом наступает режим либо граничного, либо сухого трения. При этом мельница фактически не размалывает волокно, а истирает гарнитуру.

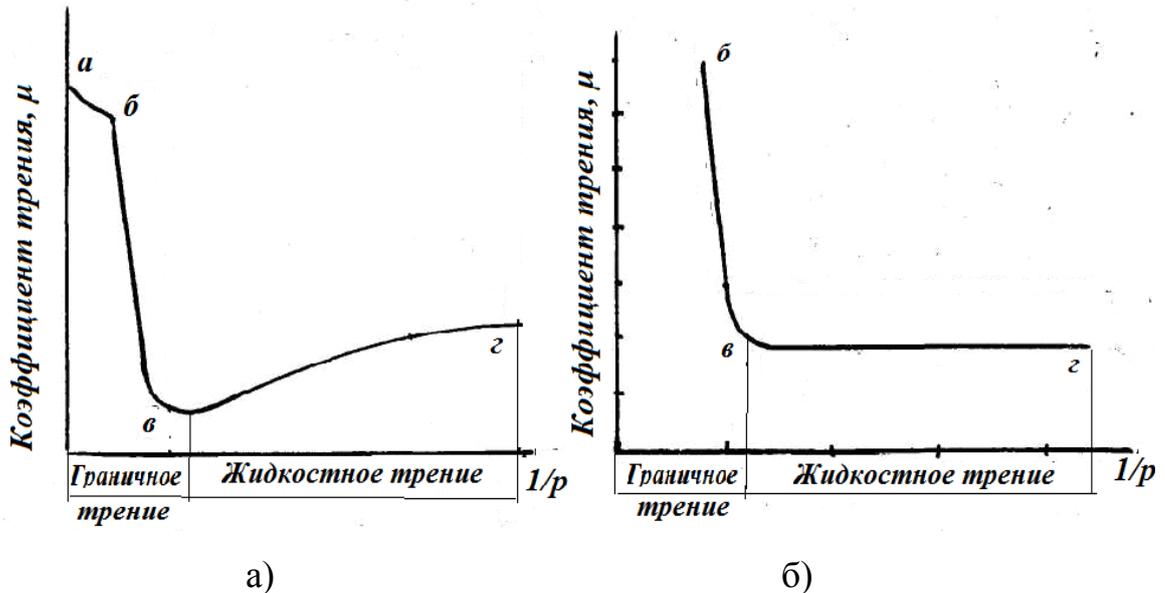


Рисунок 1.2 - Зависимость коэффициента трения от давления в подшипнике скольжения (а) и в мельнице при размоле массы низкой концентрации между гарнитурами ротора и статора (б)

Далзелла [93] и Халмэ [94] исследовали работу и мощности размол, основываясь на работах Рэнса Далзелла рассмотрел размол, как процесс жидкостного трения скольжения. Он приравнивает работу, необходимую для обработки волокна, к работе сил внутреннего трения, которые возникают в волокнистой прослойке между ротором и статором. Далзелла и Халмэ вывели формулу для определения мощности мельницы

$$N = K \cdot F_k \cdot V^{p_0}, \quad (1.4)$$

где K - коэффициент, зависящий от характеристик волокнистого материала, F_k - площадь контакта ножей ротора и статора, V - окружная скорость ротора, p_0 - показатель степени, зависящий от конструкции мельницы.

Ю.Д. Алашкевич [23] экспериментально и теоретически определил гидродинамическое давление в зазоре между ножами барабана и планки ролла при работе на воде и трансформаторном масле. Гидравлическое давление при работе на воде составляет 0,5-0,7 МПа. Ю.Д. Алашкевич предположил, что многократные перепады давления, испытываемые волокном при переходе его из областей сжатия между ножами в межножевые канавки, влекут за собой усталостное разрушение и размол волокон. Существенную роль воздействиям пульсаций гидравлического давления на волокно отводят и ряд других авторов [95, 96]. Выводы этих авторов основаны на результатах исследований гидродинамических размалывающих машин (энтштиппера, фиберайзера и др.). Исследования [97, 98] показали, что повышение давления до 7 МПа, с последующим разрежением не оказывает практически никакого воздействия на волокно. Имеют значение только кавитация и удары волокон о стенки машин.

Многие исследователи [99-102] придерживаются мнения, что основное воздействие на волокна в ножевых машинах является механическое воздействие, обусловленное непосредственным силовым контактом нож - волокно и волокно - волокно. При этом авторы не отвергают важность гидродинамических явлений при размоле.

Ван Стифаут [103] вывел формулу для определения полезной мощности размола

$$N_p = \frac{T_c}{W_a \cdot P_f}, \quad (1.5)$$

где T_c - сила среза, действующая на волокна по всей площади контакта ножей ротора и статора, W_a - средняя ширина контакта ножей, P_f - вероятность попадания волокон между ножами.

Вульч и Флюшер [104] предложили управлять функционированием мельниц по удельной нагрузке на кромки ножей

$$B_s = \frac{N_p}{L_s} = \frac{N_p}{z_c \cdot z_p \cdot l \cdot n}, \quad (1.6)$$

где z_c, z_p - число ножей статора и ротора, l - длина ножей, n - частота вращения ротора.

Брехт и Зиверт [105, 106] предложили использовать параметр B_s в качестве критерия моделирования процесса размола. Однако в работе В.Г. Маслакова [101] показано, что использование B_s для управления функционированием недостаточно, так как не учитываются многие параметры, в том числе концентрация и рисунок гарнитуры, радиус закругления режущих кромок ножей. Основываясь на работах Смита и Брехта, Экспенмиллер [107], предложил гипотезу о пяти стадиях размола. В первой стадии происходит сближение ножей ротора и статора с волокнистыми наслойками на режущих кромках. Во второй стадии ножи взаимодействуют друг с другом с давлением 6 - 30 МПа. Если это давление превышает предел упругости древесного волокна, то это ведет к необратимой деформации волокна в виде размола. В третьей стадии сжатые волокна проходят между ножами ротора и статора. Волокна расщепляются и проскальзывают между ножами. В четвертой стадии ножи статора и ротора расходятся, и размалывающее действие практически отсутствует. Сжатое волокно освобождается от механического воздействия. В пятой стадии волокна пучки волокон впитывают воду и достигают первоначальной концентрации при гидродинамическом перемешивании в межножевых канавках.

Размол волокнистых материалов при высокой концентрации повышает гибкость и пластичность волокон по сравнению с размолем при низкой концентрации [1]. Однако размол массы высокой концентрации имеет ряд недостатков: сильный разогрев массы и закручивание волокон, усиление флокуляции массы на сетке бумагоделательной машины, снижается плотность бумаги. Поэтому размол массы высокой концентрации обычно применяется в производстве древесной массы из щепы и размоле отходов сортирования древесиной массы, то есть там, где нагрев массы способствует пластификации лигнина и отделению волокон друг от друга. Управление функционированием мельниц для размола щепы производится по удельному расходу энергии, удельному давлению при размолу и межножевому зазору [108, 109].

Известно, что волокнистый материал при размоле щепы и массы высокой концентрации представляет собой трехфазную среду, состоящую из воды, волокон и пара [110]. Экспериментально установлено, что максимальная температура находится в области между $2/3$ и $3/4$ радиуса гарнитуры.

1.2 Обзор исследований волокнистой прослойки между ротором и статором

Волокнистая прослойка между ножами ротора и статора обладает свойствами упруго-вязко-пластического тела [2]. Это такие свойства как упругость, последствие, релаксация напряжений, ползучесть и внутреннее трение. Такие свойства объединяют под названием "упругих несовершенств" материала [111]. Первые три упругих несовершенства, в свою очередь, объединяют под названием "свойств наследственности". Внутреннее трение появляется при циклических деформациях, которые испытывает волокнистая прослойка при размоле в ножевых размалывающих машинах.

Существующие теории "упругих несовершенств" можно разделить на две группы [111]. В первую группу объединяются теории, которые описывают не только внутреннее трение, но и наследственные свойства материала. В таких теориях внутреннее трение представляет одну из форм проявления свойств наследственности, и поэтому может быть названо наследственным внутренним трением. К этой группе относятся: дисплативная функция Релея [112]; теория вязкого трения Кельвина-Фойгта [113, 114]; теория вязкого сопротивления Максвелла [115]; обобщенная теория упруговязкого тела А.Ю. Ишлинского и А.Р. Ржаницына [116, 117]; теория наследственности Больцмана-Вольтера [118]; статистическая теория последствия Вартенберга-Беккера-Панова [119]; термодиффузионная теория Зинера и теория ползучести бетона А.А. Гвоздева [111].

Во вторую группу объединены теории, описывающие только внутреннее трение и неспособные описывать наследственные свойства материала. К этой группе теорий относятся: теория упругого гистерезиса И.Л. Корчинского, Н.Н. Давиден-

кова, Д.Ю. Панова и теория неоднородного упругопластического тела А.Ю. Ишлинского [111].

Анализируя теории первой и второй групп, можно сделать вывод, что теории, удовлетворительно и хорошо описывающие наследственные свойства материала, плохо описывают внутреннее трение в материале. И наоборот, теории, удовлетворительно и хорошо описывающие внутреннее трение в материале, плохо описывают наследственные свойства материала. Более того, чем лучше теория описывает наследственные свойства материала, тем хуже она описывает внутреннее трение и наоборот. Наблюдаемый факт можно объяснить тем, что наследственные свойства и внутреннее трение имеют разную физическую природу [111]. Теории, способные описывать наследственные свойства непременно вводят в зависимость напряжение σ от деформации ϵ и параметров, характеризующих вязкость. Теории, же, хорошо описывающие внутреннее трение, непременно и параметры, характеризующие пластичность. Таким образом, явление наследственности управляется вязкими свойствами тела, а явления внутреннего трения - в основном пластическими свойствами тела.

Древесные волокна обладают анизотропией характеристик в продольном и поперечном направлениях. Это относится к таким характеристикам, как модули упругости и прочность волокна в этих направлениях. Эти характеристики определялись теоретически и экспериментально [2]. Так, по данным Марка [120], теоретическая прочность волокна, исходя из прочности межмолекулярных связей целлюлозы в кристаллических областях, составляет 16,8-21,5 ГПа, модуль упругости в продольном направлении $13,4 \cdot 10^2$ Па, в поперечном - 27,7 ГПа и модуль сдвига 4,49 ГПа. Как показывают экспериментальные исследования [121], прочностные свойства индивидуальных волокон зависят от многих факторов: природы волокна, угла расположения микрофибрилл, способа варки, отбелики и др. Прочность сухих неразмолотых волокон оказывается несколько выше (на 20-30 %), чем набухших в водной среде [120]. Средняя прочность на разрыв летних трахеид норвежской ели, полученных сульфатным способом, составляет 930 МПа, весенних - 53 МПа [122].

Увлажнение волокон приводит к значительному снижению модуля упругости [123].

Размол оказывает влияние на изменение механических свойств единичных волокон [122, 124]. Дюнкер и Кул [125] определили разрывную длину древесных волокон при различной степени помола. Легкий размол не влияет на прочность волокон. Интенсивный размол приводит к значительному уменьшению прочности единичных древесных волокон [123].

Реологические свойства зависят от вида и концентрации волокнистых материалов. Наиболее исследованным является диапазон низких концентраций древесных волокон (до 4-5 %) [12]. Имеются лишь единичные работы, посвященные исследованию реологических свойств волокнистых материалов высокой концентрации [2]. При концентрации до 5 % предел текучести внутренний $\tau_{\text{ом}}$ меньше предела текучести внешнего $\tau_{\text{ост}}$ [126]. При концентрации более 5 % $\tau_{\text{ом}} > \tau_{\text{ост}}$, т.е. возникает эффект проскальзывания волокнистого материала по поверхности канала. Такое поведение описывается уравнением [127]

$$\tau = \mu p_0 + \mu p = \tau_{\text{ом}} + \tau_{\text{ост}}, \quad (1.7)$$

где τ , p_0 - соответственно прочность волокнистого материала на сдвиг и разрыв, μ - коэффициент трения, p - нормальное давление при сдвиге.

Исследования [128] показали, что $\frac{\tau_{\text{ом}}}{\tau_{\text{ост}}} = 0,8 - 0,9$ при концентрации до 5% и $\frac{\tau_{\text{ом}}}{\tau_{\text{ост}}} = 0,3 - 0,4$ при концентрации 10-20%. Следовательно, при повышенной концентрации наиболее вероятно скольжение ножей по волокнистому материалу, а не древесных волокон друг о друга. В работах [126, 129, 130] показано, что с возрастанием степени помола увеличивается вязкость волокнистого материала.

Стинберг и его ученики [131-133] впервые исследовали реологические свойства бумаги. Испытания бумаги на разрыв выявили увеличение разрывного напряжения с возрастанием скорости деформаций [134-135]. Напряжение при разрыве определяется как

$$\sigma = bv^\alpha, \quad (1.8)$$

где v - скорость деформации, b , α - постоянные коэффициенты.

Напряжения в полимерных материалах выражаются подобной зависимостью [136]. Реологические свойства бумаги во многом определяются её влажностью [137]. Н. Я. Солечник, В.П. Аликин, Л.Н. Антанович [138,139] исследовали взаимосвязь вязкоупругих свойств целлюлозы с факторами размола. В.П. Аликин [138] показал, что хуже размалываются материалы с меньшей деформацией при сжатии и с большей восстанавливающей способностью при разгрузке. Увеличение влажности сжимаемого материала увеличивает его пластичность и снижает жесткость [138]. Для определения статического давления сжатия волокнистых материалов предложена формула [140]

$$p = (\Delta c / Q_c)^{1/\psi}, \quad (1.9)$$

где Δc – изменение концентрации сжимаемого образца, Q_c, ψ – эмпирические коэффициенты.

Впервые исследование сжатия волокнистого материала в зависимости от скорости нагрузки выполнено в работах В.Н. Гончарова [141, 142]. Полученные результаты использованы для анализа процесса размола в ножевых размалывающих машинах [2]. Попытка увязать энергетику размола с реологическими характеристиками волокнистого материала предпринята в работах [126, 138].

Важнейшей характеристикой служит время релаксации напряжений, величина которого обусловлена перегруппированием элементов структуры волокнистого материала и кинетикой деформации. Многие авторы отмечают зависимость времени релаксации древесины от породы, температуры, влажности и скорости деформирования [126, 143, 144]. Время релаксации волокнистых материалов представлено в таблице 1.2.

Время релаксации целлюлозы низкой концентрации составляет около $(2,8 - 5,6) \cdot 10^{-4}$ секунды, древесины - десятки секунд. Время воздействия ножа гарнитуры на волокнистый материал в современных мельницах составляет порядка $(1 - 5) \cdot 10^{-4}$ секунды [2].

Очень сложно в настоящее время построить общую теорию упругих несовершенств волокнистой прослойки исходя из сложной ее физической модели. Поэтому представляется целесообразным путь абстрагирования физической модели, приво-

дящий к модели, в которой физические схемы заменены простейшими механическими аналогами.

Таблица 1.2 – Время релаксации волокнистых материалов

Волокнистый материал и его характеристики	Время релаксации, с	Автор исследований
Древесина (при прессовании, деформация сдвига)	37,5 - 41,9	Дворняк О.Р. [144]
Целлюлоза березовая сульфитная: концентрация 1% концентрация 3% концентрация 6%	$(2,8-3,9) \cdot 10^{-4}$ $(4,2-4,4) \cdot 10^{-4}$ $(2,9-5,6) \cdot 10^{-4}$	Терентьев О.А. [129]
Целлюлоза сосновая сульфитная: концентрация 3% концентрация 6%	$(2,8-4,2) \cdot 10^{-4}$ $(3,6-4,0) \cdot 10^{-4}$	Терентьев О.А. [129]
Целлюлоза небеленая сульфатная концентрация 8 - 37%: скорость сжатия 1,65 м/с скорость сжатия 2,30 м/с скорость сжатия 3,35 м/с	$(2,7-4,2) \cdot 10^{-3}$ $(1,8-2,3) \cdot 10^{-3}$ $(1,5-2,0) \cdot 10^{-3}$	Гончаров В.Н. [2]
Целлюлоза воздушно-сухая сульфат- ная небеленая	9,4-11,7	Комаров В.И. [143] Романов В.А. [145]

Сделаны попытки описать упруго-вязко-пластические свойства древесины и бумаги при помощи моделей Кельвина-Фойта, Бюргерса, и псевдолинейной моде-

ли релаксирующей среды [146]. Эти модели учитывают пластические свойства и внутреннее трение древесины и бумаги, но не рассматривают особенностей поведения волокнистой прослойки при размоле. В качестве модели волокнистых материалов многие авторы используют модель стандартного тела Максвелла-Томсона. Такая модель – аналог упругой модели Винклера [126].

1.3 Обзор литературных источников по динамике мельниц и подобных машин

Вибрация мельниц генерируется динамическими нагрузками, возникающими в процессе её работы. Вибрация вызывает шум ножевых размалывающих машин. Впервые исследования шума и вибрации мельниц проведены в СССР начале семидесятых годов [41, 45, 147]. Этот вопрос также изучался за рубежом [148, 149]. Исследованием шума мельниц занимались В.Н. Старжинский и его ученики [41]. Источниками вибрации и шума являются работа гарнитуры [150-152 и др.], кавитация [153], неуравновешенность ротора, подшипники качения, несоосность вала мельницы с валом двигателя, муфта [41, 154], привод [42]. Мельницы относятся к машинам с повышенной динамичностью [155].

Волокна и включения в древесную массу могут прилипать к нерабочей стороне роторного диска и гарнитуры, увеличивая дисбаланс ротора и виброактивность мельницы [156]. Вибрация и шум, возникающие при работе гарнитуры, зависит от угла наклона ножей [157], от вида размалываемого материала и рисунка гарнитуры [42, 152, 158], от нагрузки на кромки ножей [42, 44, 159].

Разработано большое количество рисунков ножей гарнитуры [160-164 и др.]. В настоящее время под руководством Ю.Д. Алашкевича [165-172 и др.] проводятся исследования по совершенствованию рисунков гарнитуры.

Шум мельниц генерируется при прохождении ножей ротора относительно ножей статора, что вызывает пульсацию массы и вибрацию гарнитуры. Мельницы с кольцевой гарнитурой генерируют больше шума, чем с сегментной [173]. С увеличением полезной мощности размола уровень вибрации статора возрас-

тает [42, 44]. При увеличении угла наклона и шага ножей гарнитуры значительно снижается шум мельниц. Если рисунки гарнитуры ротора и статора идентичны, происходит сложение колебаний, возникает "сиренный" эффект. Этого эффекта не возникает при различии рисунков гарнитуры ротора и статора [174], а также при спиральном расположении ножей [175]. Шум, генерируемый керамической гарнитурой, меньше, чем с металлической [176]. Сделано предположение, что снижение шума мельниц с керамической гарнитурой происходит из-за изменений условий образования звука в зоне размол. Уровень вибрации статора зависит от частоты вращения ротора [42].

На виброактивность мельниц при производстве древесной массы из щепы влияет подача воды в пространство между дисками [161]. Если впрыскивать воду в зазор между дисками через сопла в виде плоских струй, то уменьшается парообразование. В результате уменьшается действие гидравлических ударов и сокращается расход электроэнергии на размол. Возможность резонанса в переходных режимах мельниц рассмотрена в работе [177].

Под виброзащитой понимается комплекс мероприятий, направленных на уменьшение параметров вибрации мельниц и поддерживающих их конструкций [178]. Под поддерживающими конструкциями понимают междуэтажные перекрытия или фундаменты, на которых установлены мельницы. Классификация методов и средств виброзащиты оборудования ЦБП приведена в ГОСТ 26563-85 [179]. Известны следующие методы снижения колебаний мельниц: виброизоляция мельниц [180]; динамическое виброгашение; уравнивание ротора; изменение конструктивных элементов мельницы и поддерживающей конструкции; вибродемпфирование и поддержание мельницы в технически исправном состоянии [181].

В публикации [182] предлагается осуществить виброизоляцию крышки размольной камеры. Предлагаются упругие элементы, находящиеся между дисками и ножевыми сегментами. Параметры упругих элементов подобраны таким образом, что ножевые сегменты работают в режиме, близком к резонансу. Как указывает автор, резонансные колебания сегментов приводят к повышению эф-

фективности размола. В работе [163] предлагается гарнитуру облицевать каучуком с целью повышения срока ее службы. Используется, по сути, виброизоляция дисков, однако авторы вели свои исследования с другой целью, поэтому никаких данных о виброзащите ими не приводится. В публикации [165] предлагается между упорным подшипником и корпусом установить амортизирующее приспособление для плавности перемещения и работы ротора. Автор также не ставил цель виброзащиты, но такое приспособление способно рассеивать продольные колебания ротора. Описанные выше разработки представляют интерес потому, что сделаны с целью улучшения конструкций мельниц и повышения эффективности размола, одновременно решают задачу виброзащиты мельниц.

Динамическое гашение вибрации статора мельницы предложено в работе [156]. Динамический гаситель установлен между статором и корпусом. Способ гашения вибрации корпуса мельницы предложен в работе [173]. Корпус заполняется вязкой жидкостью, в которой находятся металлические шарики. Вибрация гасится за счет трения шариков о вязкую жидкость. Применение демпфирующих покрытий размольной камеры не дало эффекта из-за большой толщины стенок камеры и корпуса [42].

Фундаментальной работой стал разработанный Уральским лесотехническим институтом ГОСТ 26493-85 [183], который регламентирует параметры колебаний оборудования, в том числе и мельниц. Техническое нормирование по этому стандарту устанавливает допустимые значения амплитуды вибрации мельниц. Вибрационные характеристики служат критериями качества, надежности и безопасности оборудования. Однако ГОСТ 26493-85 устарел, не учитывает новые конструкции ножевых размалывающих машин и требования государственных и международных стандартов [183,185]. На мельницах некоторых зарубежных фирм установлены специализированные вибрационные реле, отключающие двигатель при уровне вибрации, превышающем допустимый. Одним из методов виброзащиты является балансировка ротора мельницы. По ГОСТ 26563-85 [179] мельницы относятся к четвертому классу точности балансировки.

Изучена также динамика составных узлов мельниц: двигателя [187-189], муфты [190, 191], подшипников [191]. По динамике ротора мельниц имеются исследования, которые обобщены в работах [191-193]. Однако в этих работах нет исследований влияния на динамику ротора анизотропии опор, гироскопического момента и осевой силы.

Первые работы по динамике центробежных насосов появились в 17 веке, автором этих работ был Л. Эйлер [194]. В этой области известны работы Башта Г.М., Грянко Л.П., Зимницкого В.А., Иванюшина В.А., Карелина В.Я., Касьянова В.М., Ломакина А.А., Наконечного Л.П., Овсянникова Б.В., Повх И.Л., Руднева С.С., Черкасского В.М., а также большого количества других исследователей. Вибрация центробежных насосов исследовалась Бражником В.П., Козобковым А.А., Колпаковым Л.Г., Куценко В.А., Писаревским В.М., Чернышевым Э.А., Шильманом А.Х., Перевозчиковым С.И. и другими исследователями.

Технической диагностикой в соответствии с ГОСТ 20911-75 [195] называется процесс определения технического состояния объекта диагностирования с определенной точностью. Под объектом диагностирования понимается мельницы и ее составные части. Техническая диагностика мельниц складывается из диагностики структурных параметров технического состояния и диагностики технического состояния правильности функционирования (далее техническая диагностика функционирования). Под структурными параметрами технического состояния понимается отклонение геометрических размеров составных частей мельниц, а также структуры материала деталей от параметров, заданных технической документацией [195]. В соответствии с ГОСТ 26656-85 [196] мельницы относятся к пятнадцатой категории контролепригодности. Этой категории соответствуют встроенные и внешние средства диагностирования.

Техническая диагностика является составной частью системы технического обслуживания и ремонта. Результатом технической диагностики является заключение о техническом состоянии мельницы с указанием, при необходимости, места, вида и причины дефектов. Для определения технического состоя-

ния используются диагностические признаки, основанные на различных физических явлениях (температура, мощность двигателя, вибрация, пульсации давления и др.). Цель внедрения технической диагностики - повышение эффективности работы мельниц путем сокращения их плановых и unplanned простоев, снижение затрат на техническое обслуживание и ремонт, экономии электроэнергии на размол, поддержание заданного прироста качественных показателей волокнистого материала.

Основы технической диагностики машин заложили М.Д. Генкин [197-199], А.И. Биргер [200,201], В.В. Ключев [202,203], Ф.Я. Балицкий [204], Б.В. Павлов [205] и другие.

Если структурный параметр или правильность функционирования можно оценить несколькими диагностическими параметрами, то выбирают тот, который наиболее точно оценивает определяемую величину, измерение и анализ которого связан с меньшими затратами. При выборе диагностических параметров используют или метод И.А. Биргера, основанный на формулах Байеса [206], или метод, основанный на полном факторном эксперименте и построении регрессионной модели зависимости диагностического признака от параметра технического состояния машины [204].

Диаметр размалывающего ротора мельницы достигает 1600 мм и более. Точность, изготовления размалывающего узла должна быть одинакова для всех типоразмеров мельниц. Это обусловлено тем, что эффективное воздействие на волокнистый материал возможно при зазоре, не превышающем нескольких десятых долей миллиметра [1]. Отсюда вытекают жесткие требования к допуску на межножевой зазор между ротором и статором. Этот зазор зависит от концентрации массы, окружной скорости ротора, деформации элементов мельницы под действием усилия присадки, люфтов в подшипниках и др. [13,47, 102]. Колебания зазора между ножами, вызванные дисбалансом ротора, демпфируются благодаря прохождению массы [207]. Отмечен эффект, когда положение рабочих поверхностей ротора и статора изменяется из-за прохождения волокнистого материала.

Причины непараллельности ротора и статора мельницы подразделяются на статические, динамические и технологические [208]. Статические причины - торцевое биение ротора без массы и неправильная установка статора. Динамические причины - недостаточная жесткость конструкции мельницы, неравномерность распределения температуры корпуса и размольной камеры. Технологические причины - неравномерность выпуска пара по периферии зазора между дисками при размоле щепы и массы высокой концентрации. Уменьшить технологические причины предложено путем подачи сырья с двух сторон [161].

В публикации [209] предлагается устройство для поддержания параллельности размалывающих дисков мельницы. Для этого измеряют в трех точках осевые усилия, действующие на статорный диск. Отклонение усилий между собой свидетельствует о нарушении параллельности дисков. Осевая сила, действующая на диски мельницы, максимальна при параллельных дисках [2].

Известны способы определения степени износа гарнитуры по изменению прироста показателей волокнистого материала [58] и по металлическим включениям в волокнистом материале [210]. Недостаток этих способов - низкая точность и большая трудоемкость. Известен также метод определения степени износа гарнитуры по изменению мощности холостого хода [211]. Однако, чтобы определить эту мощность, необходимо отсадить мельницу и тем самым она "выключается" на время определения из технологического потока.

Контроль металлического контакта ротора и статора возможен с помощью закрепленного на статоре вибропреобразователя [212,213]. При превышении уровня сигнала с вибропреобразователя заданного значения можно судить о металлическом контакте ротора и статора.

Известны комплексные системы контроля работы мельницы, включающие датчики зазора, устройство контроля металлического контакта, общего технического состояния мельницы по вибрации [214,215]. Вопросам технической диагностики мельниц посвящена работа [216]. В ней производится общая оценка технического состояния по общему уровню вибрации и диагностика подшипников качения по возрастанию уровня высокочастотной вибрации.

Предприняты попытки непосредственно измерить интенсивность размола при помощи датчиков давления, которые могут измерять давление в зоне размола [217,218]. Однако эти средства измерений оказались ненадежными из-за хрупкости датчиков.

Исследование высокочастотной вибрации статора проводилось в работе [219]. Предполагается, что высокочастотная вибрация статора является следствием процессов, происходящих при размоле. Наличие зависимости между интенсивностью размола и высокочастотной вибрацией статора было показано при экспериментальном исследовании дискового рафинера с конической зоной [44]. В работе отмечено, что вибрация статора зависит от состояния гарнитуры, мощности приводного двигателя и зазора между ротором и статором. В работах [220,221] рекомендуется контролировать работу мельниц при помощи приборов для определения степени помола массы. Однако, эти приборы имеют недостаточную надежность и точность измерений.

Обычно правильность функционирования мельниц оценивают по двум диагностическим признакам: удельной нагрузке на кромки ножей и удельному расходу полезной энергии [211]. Известны методы и средства управления функционированием по другим диагностическим признакам: зазору или разности потенциалов между ротором и статором [221]; крутящему моменту на валу привода [222]; статическому усилию, действующему на статор; вакууму в гауч-вале; изменению рН массы при размоле; изменению температуры массы при размоле; перепаду давления на селектифаерах [223,224]. Вышеперечисленные диагностические признаки обладают рядом недостатков. Так, однозначная связь между удельной нагрузкой на кромки ножей и степенью помола массы существует лишь при постоянстве расхода, концентрации и другими характеристиками размалываемого материала. Для определения удельной нагрузки на кромки ножей необходимо определить мощность холостого хода, которая зависит от множества фактов: износа гарнитуры, трения в подшипниках, состояния муфты и др. Удельная нагрузка на кромки ножей не учитывает такие важные факторы размола, как упруговязкие свойства массы, материал и рисунок гар-

нитуры и др. [2]. Системы, основанные на таких диагностических признаках, как вакуум в гаучвале, изменение температуры массы при размоле - высокоинерционны и зависят от множества факторов [225]. Разность потенциалов между ротором и статором зависит от зазора между ними и электропроводности волокнистого материала. Управление размолом по изменению температуры массы возможно лишь при установившемся теплообмене между волокнистым материалом и внешней средой [226]. Для измерения остальных диагностических признаков требуются специализированные сложные датчики, что является их главным недостатком.

Известно множество контролирующих и управляющих систем мельниц, которые основываются на перечисленных выше диагностических признаках [223, 224, 227 и др.]. Управление работой мельниц производится при помощи регулирования присадки [224], частоты вращения ротора [223], расхода волокнистого материала [1]. Динамика управления процессом размола в мельницах изучалась в работах [228,229].

Вопросам виброактивности и виброзащиты машин и оборудования посвящено множество работ, нашедших отражение в сотнях книг и десятках тысяч статей. Обобщение этих работ нашло отражение в многотомном справочнике [178,191,230], а также в работах [187,231,232]. Хорошо изучена динамика рубительных машин [233], центробежных насосов [187,194,234 и др.], турбоагрегатов [235,236].

Специфической особенностью мельниц является то, что ротор вращается в двухфазной или трехфазной среде. Неуравновешенность ротора, вращающегося в такой среде, складывается из механической, гидравлической и гидродинамической составляющих [237]. Механическая неуравновешенность возникает из-за несовпадения главной оси инерции ротора с осью его вращения. Гидравлическая неуравновешенность возникает из-за несовпадения оси вращения ротора с осью вращения жидкости. Гидродинамическая неуравновешенность возникает из-за несовпадения центра масс жидкости, заполняющей ротор, с осью его вращения.

При технической диагностике машин, подобных мельницам (например, центробежных насосов), широко используются методы, основанные на измерении и анализе пульсаций давления перекачиваемой жидкости или вибрации корпуса [238]. Эти методы вызывают определенные трудности, поскольку слабые сигналы дефекта неразличимы на фоне колебаний и используются для диагностики развитых дефектов.

Для диагностики зарождающихся дефектов применяется метод анализа амплитудно-модулированного высокочастотного сигнала на резонансных или вынужденных (т.е. несущих) частотах по спектру амплитудной огибающей. Появление в спектре огибающей вибрационного сигнала гармонических или низкочастотных случайных составляющих указывает на наличие дефекта. Такой метод анализа называется резонансным демодуляционным [239,240]. Резонансный демодуляционный метод применяется, в частности, при диагностике центробежных насосов [235,239,240]. К преимуществам метода следует отнести высокое соотношение сигнал/помеха, т.к. основные источники вибрации машин лежат значительно ниже несущих частот. К недостаткам метода следует отнести повышенные требования на установку вибропреобразователя.

За последнее время методы технической диагностики машин получили бурное развитие, благодаря появлению мощных диагностирующих систем на основе компьютерной техники. Успешно применяются переносные и стационарные системы мониторинга и диагностирования технического состояния оборудования [241,242].

1.4 Краткий обзор работ по контактному взаимодействию тел

Первое решение контактной задачи взаимодействия упругих тел выполнил в работе [243] Г. Герц в 1895 году. Основы контактного взаимодействия исследованы в работах Я. Буссинеска [244], С.А. Чаплыгина и других. В начале двадцатого века Н.И. Мусхелишвили и его учениками развиты математические методы решения задач теории упругости и, в частности, для решения контактных задач [245]. А.М. Ляпунов [246] создал математический аппарат для решения контактных за-

дач, который использован, в частности, в работах И. Я. Штаермана [247]. Следует также отметить работы по контактному взаимодействию А.Ю. Ишлинского, В.М. Абрамова, Л.А. Галина, Г. Н. Савина, Н. А. Кильчевского, М.Я. Леонова, А.И. Лурье, В. И. Моссаковского, Д. И. Шермана и др.

В середине двадцатого века вышли сборники и монографии, посвященные вопросам контактного взаимодействия таких авторов как Н.Х. Арутюнян [248], И.И. Ворович, В.М. Александров, В.А. Бабешко [249], Л.А. Галин [250], Ф.Д. Гахов [251], В.И. Довнорович [252], Д.Д. Ивлев [253], А.И. Лурье [254,255], В.С. Никишин, Г.С.Шапиро [256], В.В. Панасюк, М.И. Теплый [257] и Я.С. Уфлянд [258]. Эти работы были объединены в фундаментальную публикацию под редакцией Л.А. Галина «Развитие контактных задач в СССР» [259]. В этой публикации исследованы направления развития контактных взаимодействий, такие как плоские и пространственные, статические и динамические, температурные контактные задачи, рассмотрены упругие и вязкоупругие материалы.

Механика контактных взаимодействий продолжает развиваться и написаны монографии В.М. Александрова, Н.Х. Арутюняна, В.А. Бабешко и многих других [260-266]. В 2001 году выходит книги [267,268], посвященные исследованию фрикционного взаимодействия тел. В.М. Александров и М.И. Чебаков [269,270], В.В. Калинин, Т.И. Белянкова [271] исследуют контактные задачи, посвященные неоднородным телам с усложненными условиями в зоне контакта.

Процессы, происходящие при фрикционном взаимодействии ротора и статора мельниц, имеют механическую, электрическую, магнитную, тепловую и химическую природу и являются предметом изучения трибологии. Механическая составляющая взаимодействия ротора и статора мельниц вносит существенный вклад в трение и разрушения ножей гарнитуры. На процессы в области контакта ножей гарнитуры большое влияние оказывают действующие там напряжения. Высокие давления и скорости скольжения в области контакта ножей обуславливают высокие температуры ротора и статора, вызывают в них механические и температурные напряжения. В материале гарнитуры происходит зарождение и рост трещин, накопление поврежденности, что приводит к её разрушению.

На базе механики контактного взаимодействия в работе строятся модели трения и изнашивания гарнитуры, анализируется напряженное состояние и характер разрушения её поверхностных слоев. Задача Герца позволила создать метод расчёта фактических площадей контакта и контактной жёсткости тел, исследовать вопросы скольжения и качения, разработать методики расчета предельных нагрузок в подшипниковых опорах. Но теория Герца имеет ряд допущений, суть которых состоит в идеализации свойств контактирующих тел и условий их взаимодействия. Так считается, что тела являются упругими, однородными и изотропными, их поверхности принимаются идеально гладкими, не учитываются трение в области контакта. Эти допущения оказывают существенное влияние на процессы при фрикционном взаимодействии ротора и статора. Геометрическая и механическая неоднородность в области контакта гарнитуры влияет на характер напряжённого состояния и её разрушение.

Геометрическая неоднородность, т.е. наличие ножей на поверхности ротора и статора приводит к дискретному характеру взаимодействия. Механическая неоднородность материалов взаимодействующих тел проявляется, в частности, в отличии механических характеристик поверхностного слоя от характеристик основного материала. Несмотря на небольшую толщину этого слоя, его механические характеристики оказывают существенное влияние на трение гарнитуры и характер поверхностного разрушения.

Размалываемая волокнистая масса также существенно влияет на распределение напряжений вблизи области взаимодействия. Тонкий слой массы между поверхностями ножей значительно уменьшает трение и изнашивание гарнитуры. Кроме того, необходимо подчеркнуть, что в процессе эксплуатации механические и геометрические параметры гарнитуры изменяются вследствие нагрева, разрушения, накопления усталости, изменения структуры, что, в свою очередь, влияет на напряженное состояние и характер последующего разрушения. Наличие таких особенностей фрикционного контакта гарнитуры при размоле требует специальной постановки задачи контактного взаимодействия с усложнёнными граничными

условиями, с учётом волокнистой прослойки, неоднородности взаимодействующих тел, формоизменения поверхностей при эксплуатации.

В последнее время наблюдается тесное сближение механики контактного взаимодействия и трибологии, поскольку предметом исследования этих наук является фрикционный контакт. Возникают новые направления исследований, имеющих место при фрикционном взаимодействии гарнитуры ротора и статора. Постановка контактной задачи включает в себя свойства фрикционного контакта как трение и адгезия, тепловыделение при трении и т.д. Решение этих задач позволяет определить напряжения в области контакта.

Решение задачи контакта может быть получено численными методами, при этом погрешность определения напряжённо-деформированного состояния тел определяется точностью задания функции $f(x,y)$, описывающей геометрию ножей гарнитуры, и точностью применяемых вычислительных алгоритмов. Размеры и положение пятен фактического контакта зависят от рисунка гарнитуры и условий контактного взаимодействия. Функция $f(x,y)$ для шероховатых тел исследовалась во многих работах [2, 272 и др.].

Известны численные решения контактных задач в плоской постановке для однородных тел и тел с покрытиями, в которых профиль поверхности задаётся в виде профилограммы [273]. В настоящее время численное моделирование используется для исследования контактных характеристик двух тел [274,275]. Перспективным при решении контактных задач является использование методов, основанных на быстром преобразовании Фурье [276].

Строгое решение задачи дискретного контакта ротора и статора мельницы вряд ли является необходимым, поскольку сама функция $f(x,y)$ имеет погрешности из-за неточности изготовления и износа ножей гарнитуры. Поэтому задача дискретного контакта для ротора и статора мельницы решается в приближённой постановке. Это, прежде всего, относится к описанию контакта ротора и статора. Для описания поверхности гарнитуры можно использовать теорию ребристой поверхности [277]. На её основе определяются параметры поверхности, необходимые для расчёта контактных характеристик. В этом случае определение геометрических ха-

ра характеристик области контакта (например, площади контакта) сводится к анализу геометрических характеристик гарнитуры ротора и статора. Следует отметить, что исследованием площади контакта ножей гарнитуры ротора и статора для определения эффективности процесса размола выполняли многие авторы [2,12,23 и др.].

Механика контактного взаимодействия гарнитуры ротора и статора не изучена, целью данной работы является исследование контактного взаимодействия ножей гарнитуры с учетом специфических особенностей волокнистой прослойки.

1.5 Выводы по разделу и постановка цели исследований

1. Ножевые размалывающие машины относятся к машинам с повышенной динамичностью, являются источником вибрации междуэтажных перекрытий и фундаментов, на которых они установлены. Мельницы совместно с поддерживающей конструкцией представляют собой сложную колебательную систему с большим количеством степеней свободы и могут быть разного конструктивного исполнения. Высокая динамичность мельниц требует проведения обоснованных мероприятий по виброзащите.

2. Многие авторы пытались разработать модель волокнистой прослойки при размоле между ротором и статором. Однако исследования проводились при времени, значительно большем периода взаимодействия ножей на волокнистую прослойку. Волокнистый материал в межножевом зазоре получает импульсные воздействия, которые зависят от конструктивных и режимных факторов размола. Исследование напряженно деформированного состояния волокнистого материала при размоле носит фрагментарный характер.

3. Исследования колебаний мельниц и их элементов носит фрагментарный характер, не разработаны методики инженерных расчетов. Не исследованы колебания ротора мельниц в подшипниковых опорах.

4. Самым ненадежным элементом мельниц является гарнитура. Не исследованы динамическая и математическая модели основных элементов гарнитуры - ножей. Не разработана методика вибрационного расчёта ножей гарнитуры.

5. Теории, описывающие силовое воздействие гарнитуры на волокнистый материал, носят полуэмпирический характер и не дают четкого представления о процессах, происходящих при силовом взаимодействии ножей.

6. Не разработаны методы и средства вибрационной диагностики технического состояния ножевых размалывающих машин. Известен лишь вибрационный контроль металлического контакта ротора и статора. При технической диагностике агрегатов, подобных мельницам, наиболее перспективен резонансный демодуляционный метод анализа вибрации.

Целью диссертации является повышение энергоэффективности и надежности ножевых размалывающих машин. Для достижения этой цели необходимо решить следующие задачи:

исследовать модель волокнистых материалов при размоле;

исследовать модель дискретного контакта двух тел с учетом особенностей процесса размола: тепловыделения в зоне контакта и износа гарнитуры. Исследовать коэффициент трения между ротором и статором и температурные напряжения в материале ножей гарнитуры;

исследовать потоки волокнистых материалов в гарнитуре и осевые силы в мельницах;

обосновать и экспериментально подтвердить диагностическую модель структурных параметров гарнитуры и функционирования ножевых размалывающих машин;

исследовать колебания ножевых размалывающих машин, их узлов и элементов. Выявить источники колебаний, разработать динамические и математические модели этих систем, а также методики инженерного расчета. Исследовать особенности виброзащиты мельниц;

выявить влияние на вибрацию статора технологических и режимных факторов размола. Разработать новый способ управления функционированием мельниц.

Для этого необходимо провести необходимые теоретические и экспериментальные исследования и внедрить результаты работы в производство.

2 ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ НОЖЕВЫХ РАЗМАЛЫВАЮЩИХ МАШИН И ИХ ЭЛЕМЕНТОВ

2.1 Динамика мельниц совместно с поддерживающей конструкцией

2.1.1 Силы, возбуждающие колебания мельниц

Ротор является основным узлом, возбуждающим колебания мельниц [178]. Введем неподвижную систему координат так, чтобы ось Y совпадала с осью вращения ротора, а плоскость ZOY проходила через центр масс размалывающего диска, конуса или цилиндра (рисунок 2.1). Ротор вращается с постоянной частотой ω . На ротор действуют силы и моменты инерции, возникающие из-за неуравновешенных масс, воздействий муфты, размалываемого материала и подшипников. Особенностью ротора мельницы является то, что он вращается в двух или трехфазной среде. Рассмотрим силы и моменты сил, действующие в системе.

Сила инерции неуравновешенных масс ротора [47]

$$F_{им} = k_1 k_2 m_p e \omega^2, \quad (2.1)$$

где k_1 - коэффициент, учитывающий гидравлическую и гидродинамическую неуравновешенность ротора, $k_1=1,1$ при размоле массы низкой концентрации [47], $k_1=1,3 \div 1,4$ при размоле массы высокой концентрации или щепы; k_2 - коэффициент, учитывающий увеличение дисбаланса ротора при эксплуатации, $k_2=2,5$ [47]; m_p, e - масса и эксцентриситет ротора.

Сила инерции неуравновешенных масс ротора двигателя [187]

$$F_{иэ} = k_3 m_э e_э \omega^2, \quad (2.2)$$

где k_3 - коэффициент запаса, $k_3=4$ [187]; $m_э, e_э$ - масса и эксцентриситет ротора электродвигателя.

Момент сил, вызванный моментной неуравновешенностью ротора [191]

$$M_m = \omega_1^2 \gamma_p J \left(1 - \frac{\omega J_p}{\omega_1 J_0}\right), \quad (2.3)$$

где ω_1, γ_p - угловая скорость и угол поворота изогнутой оси ротора, J_0 - центральный осевой момент инерции диска, J_p - полярный момент инерции диска.

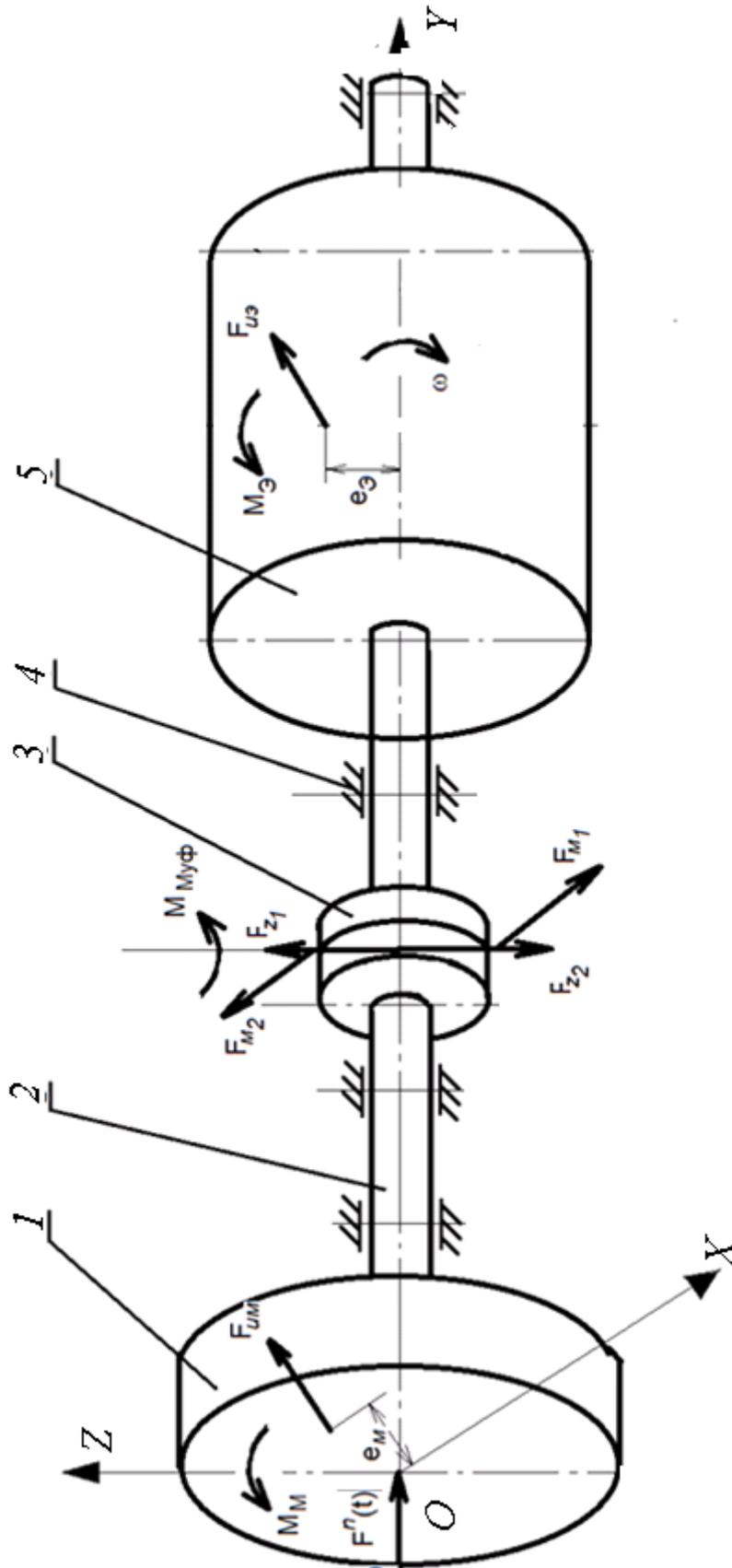


Рисунок 2.1 – Модель ротора мельницы:

1- диск; 2- вал; 3- муфта; 4- подшипниковая опора; 5- ротор электродвигателя

Механическое и гидродинамическое воздействие размалываемого материала на диск моделируется в виде осевой силы $F^n(t)$, состоящей из постоянной и периодической составляющих [5, 12]

$$F^n(t) = F_0^n + \sum_{i=1}^N F_i^n \cos(i\omega t + \gamma_i), \quad (2.4)$$

где F_0^n - постоянная составляющая осевой силы, F_i^n, γ_i - амплитуда и угол сдвига фаз i -ой гармоники периодической составляющей осевой силы.

На ротор мельницы действуют множество сил и моментов со случайными и равновероятно распределенными фазами. Силы $F_{z1}, F_{z2}, F_{M1}, F_{M2}$ и моменты сил $M_{Myф}$, вызванные несоосностью роторов, определяют по известным зависимостям [281]. Все эти силы и моменты вращаются с одинаковой частотой ω . К тому же, фазы и амплитуды сил могут меняться с течением времени (например, при износе гарнитуры или изменении температуры в зоне размола). Простое суммирование амплитуд всех гармонических нагрузок на основе принципа суперпозиции приводит к значительному завышению расчетных параметров вибрации ножевых размалывающих машин и их поддерживающих конструкций. Поэтому применяют вероятностные методы при расчетах.

Динамические воздействия, действующие в трех направлениях (X, Y, Z), можно представить как [49]

$$F = \sum_{i=1}^N F_{ai} \cos(\omega t + \varphi_i) \quad (2.5)$$

$$M = \sum_{i=1}^{N_1} M_{ai} \cos(\omega t + \beta_i),$$

где F_{ai}, M_{ai} – амплитуда i -ой силы и i -ого момента сил,

N, N_1 – количество сил и моментов сил в системе.

Согласно теореме Ляпунова [230] закон распределения суммы случайных чисел с одинаковым распределением при неограниченном увеличении числа слагае-

мых приближается к нормальному. Плотность вероятности распределения возмущающего воздействия по этому закону

$$S(F) = \frac{1}{\sigma_F \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(F-\bar{F})^2}{2\sigma_F^2}}, \quad (2.6)$$

$$S(M) = \frac{1}{\sigma_M \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(M-\bar{M})^2}{2\sigma_M^2}},$$

где \bar{F}, \bar{M} - средние арифметические значения случайных величин F и M , σ_F, σ_M - средние квадратические отклонения случайных величин F и M .

Вероятность нахождения случайных величин F и M между значениями соответственно F_1 и F_2, M_1 и M_2 определяется интегралом

$$\text{Вер}(F_1 < F < F_2) = \frac{1}{\sigma_F \sqrt{2\pi}} \int_{F_1}^{F_2} e^{-\frac{(F-\bar{F})^2}{2\sigma_F^2}}, \quad (2.7)$$

$$\text{Вер}(M_1 < M < M_2) = \frac{1}{\sigma_M \sqrt{2\pi}} \int_{M_1}^{M_2} e^{-\frac{(M-\bar{M})^2}{2\sigma_M^2}}.$$

В последнее время широко используются мельницы для размола щепы и массы высокой концентрации [1,160,211]. Подача волокнистого материала в этих машинах осуществляется при помощи шнековых питателей. Динамика шнеков хорошо исследована в работах [190,191,230]. Как показали исследования, проведенные автором и другими исследователями [42,45,47 и др.], шнековые питатели, используемые в конструкциях ножевых размалывающих машин, не создают повышенных динамических нагрузок на мельницу и их поддерживающие конструкции. Поэтому при исследовании динамики мельниц совместно с поддерживающей конструкцией их не учитывают [272].

2.1.2 Динамическая и математическая модели мельницы совместно с поддерживающей конструкцией

Ротор, корпус мельницы и поддерживающая конструкция мельницы представляют собой единую динамическую систему. Конструкция мельницы симметрична относительно вертикальной плоскости, проходящей через ось ротора. Центры масс

корпуса с постаментом, а также центр жёсткости виброизоляторов лежат на одной линии. В общем случае центры масс и жёсткости поддерживающей конструкции не совпадают с этой плоскостью.

Динамическая пространственная модель системы представлена на рисунке 2.2. Для исследования этой модели используем метод расчленения сложной динамической системы на парциальные подсистемы [178]. Система разбивается на n -массные подсистемы: жесткая машина, жесткий фундамент, жесткое междуэтажное перекрытие и так далее. Из условия равновесия каждой парциальной системы составляются дифференциальные уравнения, определяются парциальные динамические характеристики подсистем.

Под динамическими воздействиями система совершает пространственные колебания, которые определяются значениями координат: перемещениями x_i, y_i, z_i , центров масс и углами поворота φ_i фундамента $(x_1, y_1, z_1, \varphi_{x1}, \varphi_{y1}), \dots (n-1)$ части машины $(x_{n-1}, y_{n-1}, z_{n-1}, \varphi_{xn-1}, \varphi_{yn-1})$, ротора мельницы $(x_n, y_n, z_n, \varphi_{yn})$.

Исследование колебаний системы ведется в линейной постановке. Частота вращения ротора мельницы принимается постоянной. Из условия равенства сил, действующих отдельно на элементы системы, получена следующая система взаимосвязанных дифференциальных уравнений, описывающих колебания системы [49]

$$m_n \ddot{u}_n + m_{n-1} \ddot{u}_{n-1} + \dots + m_1 \ddot{u}_1 + b_{u_n} (\dot{u}_n - \dot{u}_{n-1} - \dots - \dot{u}_1 - h_{nn} \dot{\varphi}_{u_n} - h_{(n-1)(n-1)} \dot{\varphi}_{u_{n-1}} - \dots - h_{11} \dot{\varphi}_{u_1}) + C_{u_n} (u_n - u_{n-1} - \dots - u_1 - h_{nn} \varphi_{u_n} - h_{(n-1)(n-1)} \varphi_{u_{n-1}} - \dots - h_{11} \varphi_{u_1}) = F_u(t); \quad (2.8)$$

$$\begin{aligned} & \theta_{u_n} \ddot{\varphi}_{u_n} + \theta_{u_{n-1}} \ddot{\varphi}_{u_{n-1}} + \dots + \theta_{u_1} \ddot{\varphi}_{u_1} + m_n \ddot{x}_n h_{nn} + m_{n-1} \ddot{x}_{n-1} h_{(n-1)(n-1)} + \dots \\ & + m_1 \ddot{x}_1 h_{11} - m_n \ddot{z}_n a_{nn} - m_{n-1} \ddot{z}_{n-1} a_{(n-1)(n-1)} - \dots - m_1 \ddot{z}_1 a_{11} - m_n \ddot{y}_n s_{nn} + \\ & m_{n-1} \ddot{y}_{n-1} s_{(n-1)(n-1)} + \dots + m_1 \ddot{y}_1 s_{11} + b_{\varphi_{u_n}} (\dot{\varphi}_{u_n} - \dot{\varphi}_{u_{n-1}}) + C_{\varphi_{u_n}} (\varphi_{u_n} - \varphi_{u_{n-1}}) = \\ & = M_u(t), \end{aligned}$$

где $n = 1, 2, \dots, n$, $u = x, y, z$;

$z_1 \dots z_{n-1}, z_n$ - перемещения центров масс соответствующих элементов мельницы совместно с поддерживающей конструкцией в вертикальном направлении;

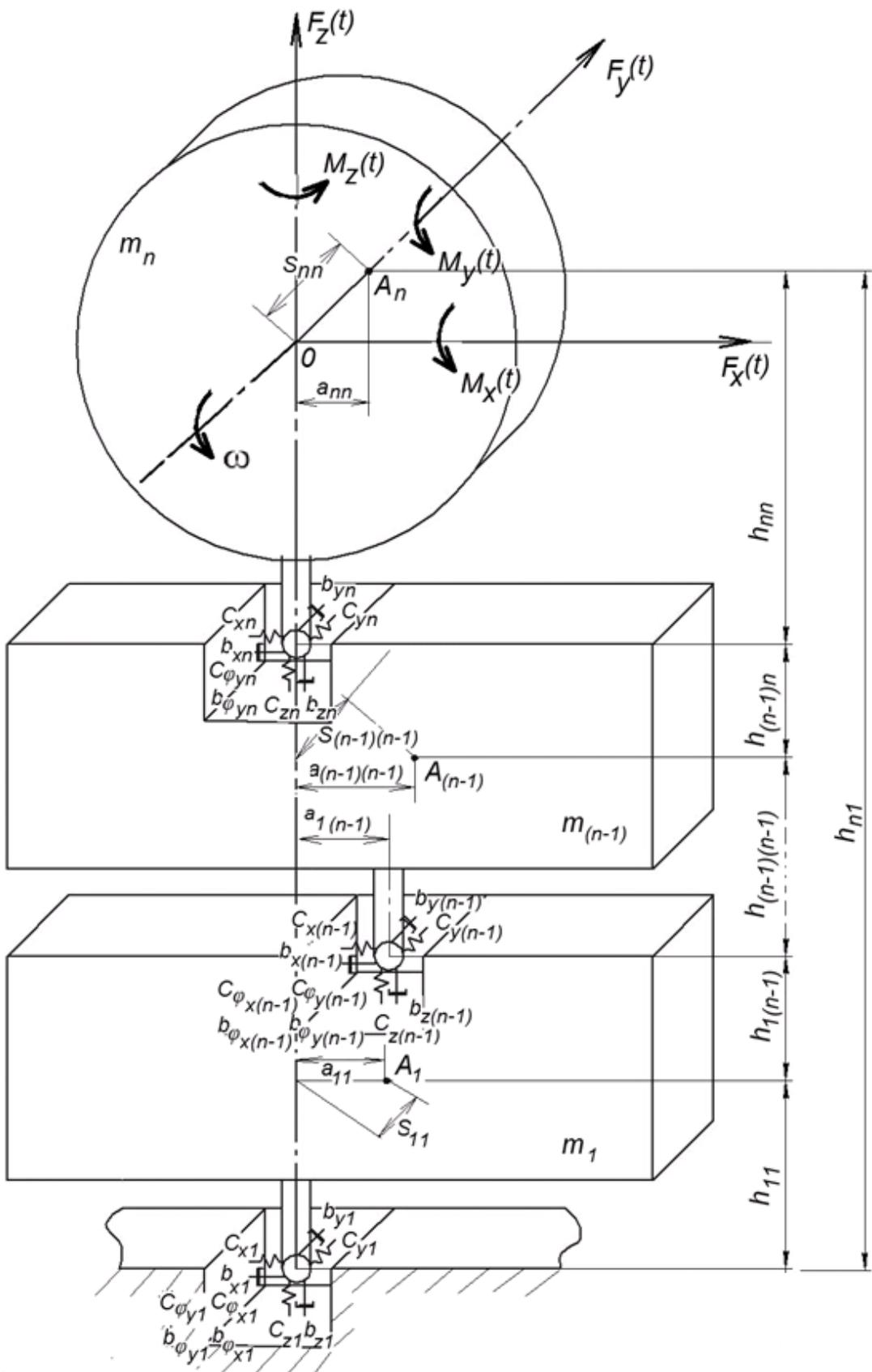


Рисунок 2.2 – Динамическая модель мельницы совместно с поддерживающей конструкцией

$x_1 \dots x_{n-1}, x_n$ - перемещения центров масс соответствующих элементов мельницы совместно с поддерживающей конструкцией в горизонтальном направлении перпендикулярном оси вращения ротора;

$\varphi_{u_1} \dots \varphi_{u_{n-1}}, \varphi_{u_n}$ - углы поворота относительно центров жёсткости масс соответствующих элементов мельницы совместно с поддерживающей конструкцией;

$y_1 \dots y_{n-1}, y_n$ - перемещения центров масс соответствующих элементов мельницы совместно с поддерживающей конструкцией в горизонтальном направлении совпадающем с осью вращения ротора;

ω - частота вращения ротора;

$\theta_{u_1} \dots \theta_{u_{n-1}}, \theta_{u_n}$ - массовые моменты инерции элементов многомассовой системы относительно осей, проходящей через центры их масс;

m_n, A_n - соответственно массы и центры масс;

$C_{u_n}, C_{\varphi_{u_n}}$ - коэффициенты жёсткости опорных конструкций соответственно при вертикальных, горизонтальных, аксиальных и поворотных перемещениях;

$b_{u_n}, b_{\varphi_{u_n}}$ - коэффициенты неупругих сопротивлений опорных конструкций соответственно при вертикальных, горизонтальных, аксиальных и поворотных перемещениях;

s_{nn}, h_{nn}, a_{nn} - расстояния между центрами n-ой массы и жесткости опорного элемента соответственно по аксиальной, вертикальной и горизонтальной осям;

$F_u(t), M_u(t)$ - суммарные силы и моменты сил, действующие на ротор мельницы.

Коэффициенты жёсткости и неупругого сопротивления опор элементов многомассовой системы следует принимать исходя из равенства низших частот свободных колебаний и коэффициентов нарастания при резонансе реальных и абсолютно жёстких элементов на упругодемпфирующих опорах.

Собственные частоты и формы колебаний системы определяются из системы однородных дифференциальных уравнений, полученных без учета неупругих сопротивлений. Частное решение системы уравнений (2.8) ищется в виде

$$v_n = A_{u_n} \sin \omega_0 t, \quad (2.9)$$

где ω_0 - собственная частота колебаний.

Подставив решение (2.9) в уравнения (2.8), получим однородную систему алгебраических уравнений. Из равенства нулю главного определителя этой системы находятся собственные частоты колебаний.

Вынужденные колебания системы находятся путём частного решения системы неоднородных дифференциальных уравнений (2.8) в виде

$$v_k = S_{avk}^{(1)} \sin \omega t + S_{avk}^{(2)} \cos \omega t, \quad (2.10)$$

где $v=y, z, x, \varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$; $k = 1, 2, \dots n$.

Решение системы уравнений, относительно S_{avk}^I и S_{avk}^{II} , позволяет определить амплитуды виброперемещений масс динамической системы формуле

$$S_{avk} = \sqrt{(S_{avk}^I)^2 + (S_{avk}^{II})^2}. \quad (2.11)$$

На основании полученной математической модели разработана методика динамического расчёта ножевых размалывающих машин совместно с поддерживающей конструкцией. По методике разработана компьютерная программа при помощи математического программного комплекса «Maple 15».

Проведён расчёт мельниц TF-52 и TWIN-66 АО «Соликамскбумпром», причем первая мельница установлена на междуэтажном перекрытии, а вторая – на отдельном фундаменте. Полученные низшие частоты свободных колебаний представлены в таблице 2.1.

Таблица 2.1 - Низшая частота свободных колебаний мельниц совместно с поддерживающей конструкцией

Марка мельницы	Частота, ω_0 , рад/с		Ошибка, %
	Теория	Эксперимент	
TWIN-66	47,6	50,8	6,3
TF-52	43,2	46,9	7,9

Ошибка в определении частот не превышает 8 %. Далее сравниваются расчётные значения амплитуд колебаний элементов системы при нормативной неуравно-

вешенности ротора мельницы с допускаемыми параметрами вибрации, регламентируемыми ГОСТ 26493-85 [183] и ГОСТ 12.1.012-2004 [181]. В случае превышения расчётных значений над допускаемыми, необходимо разрабатывать методы и средства виброзащиты. Исследована вибрация мельниц совместно с поддерживающей конструкцией на АО «Соликамскбумпром», Туринском ЦБЗ, Окуловской бумажной фабрике, Новолялинском ЦБК и разработаны рекомендации по снижению вибрации. Это подтверждается актами внедрения (см. приложения 1,2) и нашло отражение в публикациях автора [278-280].

2.2 Исследование динамики системы ротор – статор мельницы

Модель системы ротор-статор мельницы (рисунок 2.3) представляет собой вращающийся ротор с постоянной частотой ω , который взаимодействует со статором через волокнистую прослойку, которая моделируется при жидкостном трении - моделью Максвелла-Томсона [126], при граничном трении - моделью тела Гука (см. раздел 3.1 диссертации). Массы ротора и статора принимаются абсолютно жесткими. Параметры моделей прослойки $b(t)$ и $C_3(t)$ изменяются во времени с гармоническими частотами $\omega_{Г}$. m_p , m_c – массы ротора и статора, которые связаны посредством постоянных во времени упругих C_4 , C_5 и неупругих b_1 , b_2 сопротивлений.

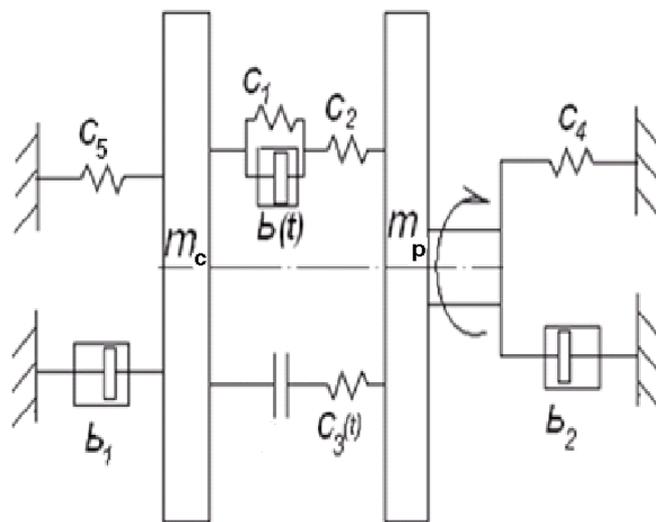


Рисунок 2.3 – Модель системы ротор - статор мельницы

Согласно принципа Даламбера [191] получены дифференциальные уравнения, описывающие колебания системы. При жидкостном трении [284]

$$\begin{aligned} m_c \ddot{y}_1 + b_1 \dot{y}_1 + C_5 y_1 + C_1(t)(y_1 - y_2) &= 0 \\ m_p \ddot{y}_2 + b_2 \dot{y}_2 + C_4 y_2 + C_1(t)(y_2 - y_1) &= 0, \end{aligned} \quad (2.12)$$

где $C(t)$ - динамическая жесткость волокнистой прослойки, определяется по формуле (3.6), y_1, y_2 - перемещение масс m_p, m_c .

При граничном трении

$$\begin{aligned} m_c \ddot{y}_1 + b_1 \dot{y}_1 + C_5 y_1 + C_3(t)(y_1 - y_2) &= 0 \\ m_p \ddot{y}_2 + b_2 \dot{y}_2 + C_4 y_2 + C_3(t)(y_2 - y_1) &= 0, \end{aligned} \quad (2.13)$$

где $C_3(t)$ - жесткость волокнистой прослойки при граничном трении.

Обозначим:

$$\frac{C_5}{m_c} = \lambda_c^2; \quad \frac{C_4}{m_p} = \lambda_p^2; \quad \frac{b_1}{m_c} = 2\varepsilon_1'; \quad \frac{b_2}{m_p} = 2\varepsilon_2', \quad (2.14)$$

где λ_c, λ_p - парциальные частоты свободных колебаний соответственно статора и ротора в продольном направлении; $\varepsilon_1', \varepsilon_2'$ - парциальные коэффициенты демпфирования соответственно статора и ротора.

Поставив (2.14) в (2.12) и (2.13), получим при жидкостном трении

$$\begin{aligned} \ddot{y}_1 + 2\varepsilon_1' \dot{y}_1 + \lambda_c^2 y_1 + \frac{C_1(t)}{m_c} (y_1 - y_2) &= 0 \\ \ddot{y}_2 + 2\varepsilon_2' \dot{y}_2 + \lambda_p^2 y_2 + \frac{C_1(t)}{m_p} (y_2 - y_1) &= 0, \end{aligned} \quad (2.15)$$

при граничном трении

$$\begin{aligned} \ddot{y}_1 + 2\varepsilon_1' \dot{y}_1 + \lambda_c^2 y_1 + \frac{C_3(t)}{m_c} (y_1 - y_2) &= 0 \\ \ddot{y}_2 + 2\varepsilon_2' \dot{y}_2 + \lambda_p^2 y_2 + \frac{C_3(t)}{m_p} (y_2 - y_1) &= 0. \end{aligned} \quad (2.16)$$

Параметры $C_I(t)$ и $C_3(t)$ можно разложить в ряд Фурье

$$\begin{aligned} C_1(t) &= C_0 + \sum_{i=1}^n C_i \cos(i\omega_{\Gamma_i}t + \beta_i) \\ C_3(t) &= C_0' + \sum_{i=1}^n C_i' \cos(i\omega_{\Gamma_i}t + \beta_i'), \end{aligned} \quad (2.17)$$

где C_0, C_0' - постоянные составляющие жёсткости; C_i, C_i' - амплитуда i -ой гармонической составляющей; β_i, β_i' - угол сдвига фаз i -ой гармонической составляющей.

Подставив (2.17) в (2.15), получим [284]

$$\begin{aligned} \ddot{y}_1 + 2\varepsilon_1' \dot{y}_1 + \lambda_c^2 y_1 &= -\frac{y_1 - y_2}{m_c} (C_0 + C_i \cos(\omega_{2i}t + \beta_i)) = 0; \\ \ddot{y}_2 + 2\varepsilon_2' \dot{y}_2 + \lambda_p^2 y_2 &= -\frac{y_2 - y_1}{m_p} (C_0 + C_i \cos(\omega_{2i}t + \beta_i)) = 0 \end{aligned} \quad (2.18)$$

Уравнения (2.15, 2.16) являются системой линейных дифференциальных уравнений с периодически изменяющимися коэффициентами $C(t)$ и $C_3(t)$ (уравнения Матье-Хилла). Для рассмотрения устойчивости их решений рассмотрим соответствующие однородные уравнения без учета рассеивания энергий колебаний:

$$\begin{aligned} \ddot{y}_1 + \lambda_c^2 [(1 + \alpha_1 \cos(\omega_{\Gamma_i}t))] y_1 &= 0; \\ \ddot{y}_2 + \lambda_p^2 [(1 + \alpha_2 \cos(\omega_{\Gamma_i}t))] y_2 &= 0, \end{aligned} \quad (2.19)$$

где $\alpha_1 = \frac{1 - y_2}{m_c \lambda_c^2}, \quad \alpha_2 = \frac{1 - y_1}{m_p \lambda_p^2}.$

Введем безразмерное время $\tau = W_0(t)$, откуда $dt = d\tau$ и получим

$$\begin{aligned} \frac{d^2 y_1}{d\tau^2} + (W_1 + \mu_1 \cos \tau) y_1 &= 0; \\ \frac{d^2 y_2}{d\tau^2} + (W_2 + \mu_2 \cos \tau) y_2 &= 0, \end{aligned} \quad (2.20)$$

где $W_1 = \frac{1}{n_{y1}^2}; \quad W_2 = \frac{1}{n_{y2}^2}; \quad \mu_1 = \frac{\alpha_1}{n_{y1}^2}; \quad \mu_2 = \frac{\alpha_2}{n_{y2}^2}.$

Уравнения (2.20) являются уравнениями Матье, области устойчивости которых определяются по диаграмме Айнса-Стретта. При $\alpha_1, \alpha_2 \ll 1$, согласно диаграмме,

неустойчивость будет иметь место в узких областях частот при $n_{y1}=0,5, 2/3, 1, 0$ и при $n_{y2}=0,5, 2/3, 1, 0$.

Решением уравнений в области устойчивых состояний является периодическая функция в виде ряда Фурье

$$\begin{aligned} y_1 &= \sum_{i=1}^n [A_{1i} \cos(i\omega_0 t) + B_{1i} \sin(i\omega_{\Gamma_1} t)] \\ y_2 &= \sum_{i=1}^n [A_{2i} \cos(i\omega_0 t) + B_{2i} \sin(i\omega_{\Gamma_1} t)]. \end{aligned} \quad (2.21)$$

Подставив (2.21) в (2.18), получим систему уравнений из которых находятся коэффициенты $A_{1i,2i}$, $B_{1i,2i}$, а по ним определяются амплитуды и углы сдвига фаз гармонических составляющих [230,284]:

$$\begin{aligned} S_{a1} &= \sqrt{\sum_{i=1}^n A_{1i}^2 + \sum_{i=1}^n B_{1i}^2}; \\ S_{a2} &= \sqrt{\sum_{i=1}^n A_{2i}^2 + \sum_{i=1}^n B_{2i}^2}; \end{aligned} \quad (2.22)$$

$$\operatorname{tg} \gamma_i = -\frac{A_{1i}}{B_{1i}} \quad \operatorname{tg} \gamma_i' = \frac{A_{2i}}{B_{2i}} \quad (2.23)$$

$$\begin{aligned} y_1 &= \sum_{i=1}^n S_{1i} \sin(i\omega_0 t + \gamma_i); \\ y_2 &= \sum_{i=1}^n S_{2i} \sin(i\omega_0 t + \gamma_i'). \end{aligned} \quad (2.24)$$

Для инженерных расчетов достаточно ограничиться двумя первыми числами ряда. Проведено исследование динамики ротор-статор дисковой мельницы 54-60-1с фирмы «Andritz». Эта мельница размалывает отходы сортирования термомеханической древесной массы на АО «Соликамскбумпром». Исследование колебаний выполнено при помощи математического программного комплекса «Maple 15» [49]. Основные результаты исследований представлены на рисунках 2.4 и 2.5.

Амплитуда колебаний ротора и статора мельницы 54-60-1с фирмы «Andritz» при размоле отходов сортирования термомеханической древесной массы в продольном направлении представлена в таблице 2.2.

Анализируя полученные данные, можно сделать вывод, что амплитуда колебаний статора в 1,6 – 2,3 раза меньше, чем амплитуда колебаний ротора. Это вызвано большей жесткостью крепления статора к корпусу мельницы. У ротора жесткость крепления меньше из-за наличия подшипников. Амплитуда колебаний ротора и статора зависит от вида трения между гарнитурами. При граничном трении амплитуда колебаний статора и ротора увеличивается в 2 - 3 раза по сравнению с жидкостным трением.

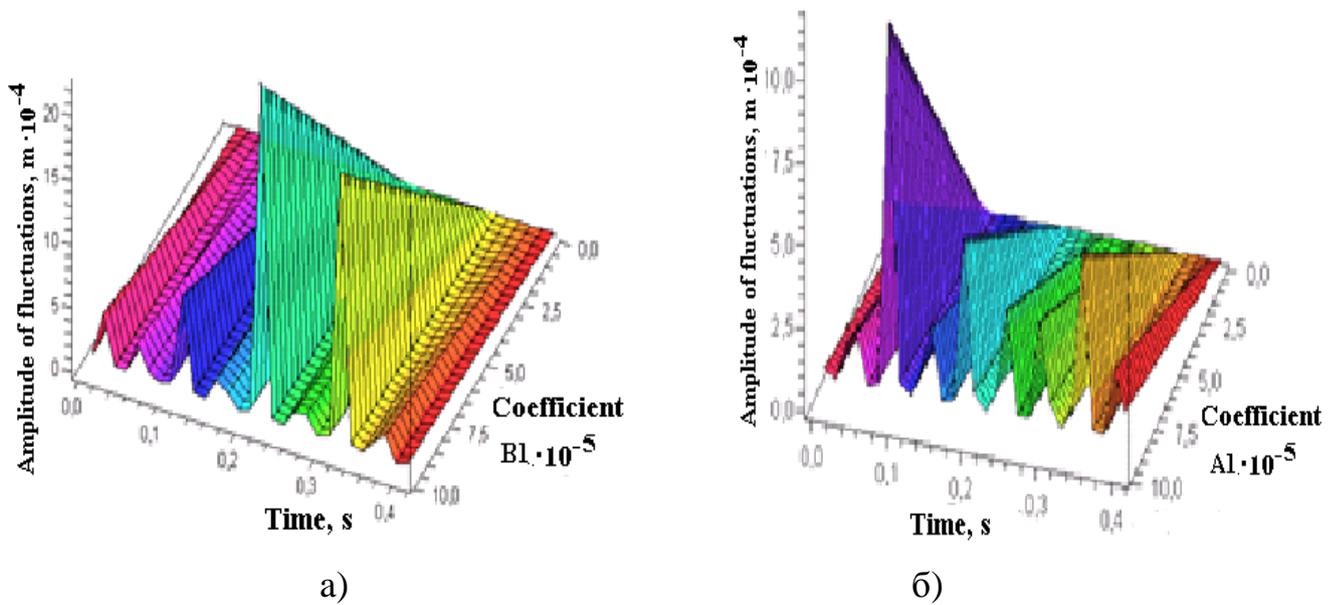


Рисунок 2.4 – Амплитуда продольных колебаний ротора при $i=1$:

а) в зависимости от коэффициента B_1 ; б) в зависимости от A_1

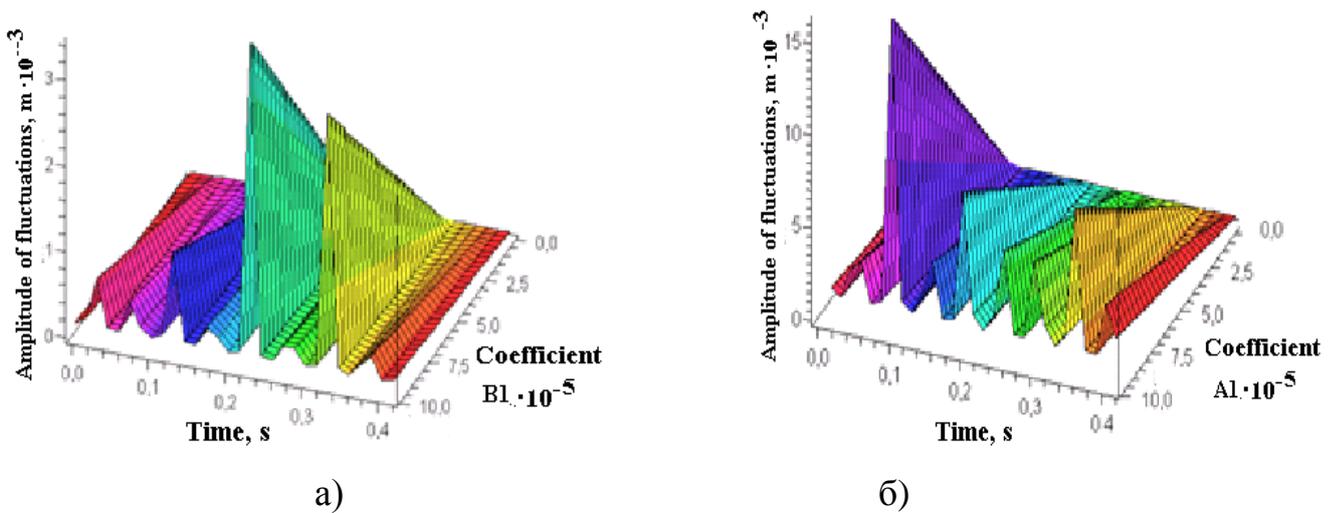


Рисунок 2.5 – Амплитуда продольных колебаний ротора при $i=2$:

а) в зависимости от коэффициента B_1 ; б) в зависимости от A_1

Ошибка в определении амплитуды колебаний ротора и статора не превышает 25%. Ошибка, по моему мнению, вызвана погрешностью определения параметров элементов модели мельницы и погрешностью проведения эксперимента.

Таблица 2.2 – Амплитуда колебаний элементов мельницы 54-60-1с фирмы «Andritz» в продольном направлении

Элемент мельницы	Трение между гарнитурами	Амплитуда колебаний, мкм		
		Теория	Эксперимент	Ошибка, %
Ротор	Жидкостное	12	16	25
	Граничное	42	48	13
Статор	Жидкостное	8	10	20
	Граничное	16	21	24

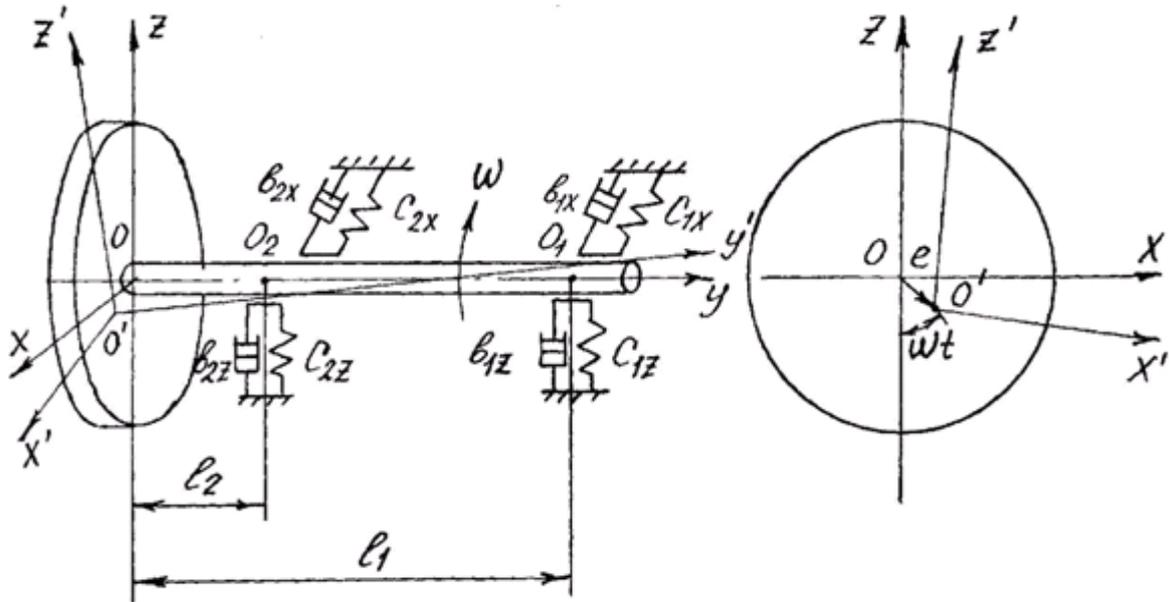
Зазор между ротором и статором мельницы при размоле массы низких концентраций может составлять доли миллиметра. Амплитуда колебаний ротора и статора в продольном направлении сопоставима с межножевым зазором. Поэтому рекомендуется при проектировании мельниц разработка методов и средств виброзащиты, а при эксплуатации – не допускать граничного трения между гарнитурами, т.е. когда амплитуда колебаний ротора и статора превышает зазор между ними [282].

2.3 Исследование изгибных колебаний роторов

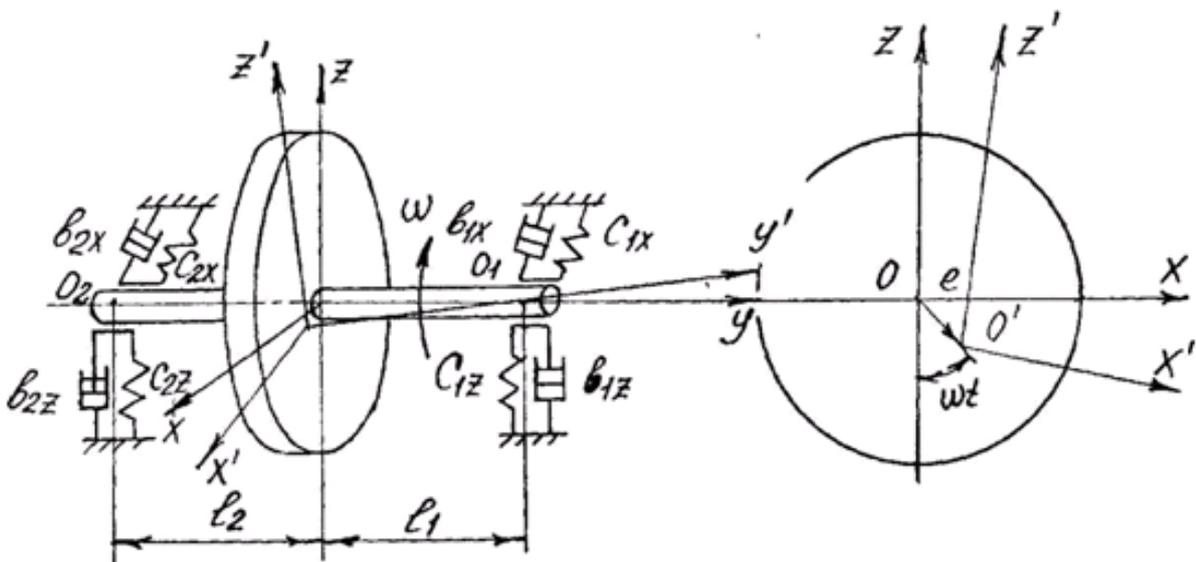
2.3.1 Динамическая и математическая модель

Динамические модели роторов мельниц можно свести к двум моделям: с консольным и межопорным диском (рисунок 2.6). Ротор обладает осевой симметрией и вращается с постоянной частотой ω в упругодемпфирующих радиальных анизотропных опорах O_1 и O_2 мельницы и двигателя O_3 и O_4 . Выбираем неподвижную

систему координат XYZ так, что ось Y совпадает с осью вращения вала в положении его равновесия, а плоскость XZ проходит через центр масс диска. Опоры обладают коэффициентами жесткости C_{jv} и демпфирования b_{iv} , $i=1,2,3,4$; $v = x, y$. Центральный осевой момент инерции вала обозначим J_o , экваториальные (диаметральные) моменты инерции – J_q , массу диска с приведенной массой вала – m_2 .



а)



б)

Рисунок 2.6 – Динамические модели роторов мельниц:

а) с консольным расположением диска;

б) с межопорным расположением диска.

Подвижную систему координат $X'Y'Z'$ свяжем с главными осями инерции. Статическая неуравновешенность диска представляется в виде смещения его центра масс на величину удельного дисбаланса e , моментная неуравновешенность - в виде наклона диска в положении его статического равновесия без учета собственного веса на угол ε . Механические и гидродинамические воздействия на ротор размалываемого материала моделируются в виде осевой силы $F(t)$, которая определяется по формуле (2.4).

Приняты следующие допущения: исследование колебаний ведется в линейной постановке; рассеивание энергии колебаний учитывается только в опорах; не учитываются инерция поворота сечения вала и деформации сдвига; масса ротора приложена в центре масс диска; не учитывается влияние упорного подшипника; диск принимается абсолютно жестким; не учитываются влияния продольных и крутильных колебаний; основными факторами, возбуждающими изгибные колебания ротора, является неуравновешенность диска и эксцентрично приложенная к нему осевая сила.

Диск перемещается из положения равновесия из-за перемещения точек O_1 и O_2 опор и упругого изгиба вала под действием внешних сил и от статической и динамической неуравновешенности. Положение оси вращения в пространстве определится координатами x_1, z_1 и x_2, z_2 его точек O_1 и O_2 , соответствующих упругим опорам. Положение диска в пространстве определится координатами его центра масс x_c, z_c и углами β_c, γ_c поворота диска в плоскостях ZY и YX . Эти координаты и углы поворота зависят от величины перемещения опор, от величины и формы прогиба вала, от параметров e и ε неуравновешенности диска и определяются по формулам:

$$\begin{aligned} x_c &= x + e \sin \omega t ; \quad z_c = z + e \cos \omega t ; \\ \gamma_c &= \gamma + \varepsilon \sin(\omega t - \varphi); \quad \beta_c = \beta + \varepsilon \cos(\omega t - \varphi), \end{aligned} \quad (2.25)$$

где x, z, γ, β - упругие перемещения диска из-за упругих деформаций вала $x_b, z_b, \gamma_b, \beta_b$ и опор x_1, x_2, z_1, z_2 ; φ - угол сдвига фаз между векторами статической и моментной неуравновешенности диска.

Согласно теореме о количестве движения и о моменте количества движения [285] проекции на неподвижные оси X и Z геометрической производной от количества движения диска будут равны проекциям на те же оси сил, действующих со стороны вала, а проекции геометрической производной от момента количества движения будут равны моментам сил, действующих на диск со стороны вала:

$$\begin{aligned}\frac{d}{dt}(m_2\dot{x}_c) &= Q_x; & \frac{d}{dt}(\omega J_0\gamma_c + J_g\dot{\beta}_c) &= M_x; \\ \frac{d}{dt}(m_2\dot{z}_c) &= Q_z; & \frac{d}{dt}(-\omega J_0\beta_c + J_g\dot{\gamma}_c) &= M_z,\end{aligned}\quad (2.26)$$

где: Q_x, Q_z - силы, действующие на диск со стороны вала; M_x, M_z - моменты сил, действующих на диск со стороны вала.

Смещения диска x, z, γ, β могут быть выражены через действующие силы Q_x, Q_z и моменты M_x, M_z :

$$\begin{aligned}x &= -Q_x\delta_{11}^x - M_z\delta_{12}^x; & z &= -Q_z\delta_{11}^z - M_x\delta_{12}^z \\ \gamma &= -M_z\delta_{22}^x - Q_x\delta_{21}^x; & \beta &= -M_x\delta_{22}^z - Q_z\delta_{21}^z,\end{aligned}\quad (2.27)$$

где $\delta_{i\vartheta}$ ($i=1,2; \vartheta=1,2$) – коэффициенты влияния; δ_{11}^{xz} - смещение диска при действии единичной силы, приложенной к диску соответственно в направлении оси X, Z ; δ_{22}^{xz} - поворот диска при действии единичного момента, приложенного к диску соответственно вокруг оси X, Z ; δ_{12}^{xz} - смещение диска при действии единичного момента, приложенного к диску соответственно вокруг оси X, Z ; δ_{21}^{xz} - поворот диска при действии единичной силы, приложенной к диску соответственно в направлении оси X, Z .

Согласно теореме Бетти [285] $\delta_{12}^{xz} = \delta_{21}^{xz}$. Решив совместно уравнения (2.25), (2.26), (2.27), получим систему уравнений, описывающих изгибные колебания ротора [286]

$$\begin{aligned}(m_2\ddot{x} - m_2e\omega^2 \sin \omega t)\delta_{11}^x + [-J_0\omega\dot{\beta} + J_g\ddot{\gamma} - (J_g - J_0)\varepsilon\omega^2 \sin(\omega t - \varphi)]\delta_{12}^x + x &= 0 \\ (m_2\ddot{z} - m_2e\omega^2 \cos \omega t)\delta_{11}^z + [J_0\omega\dot{\gamma} + J_g\ddot{\beta} - (J_g - J_0)\varepsilon\omega^2 \cos(\omega t - \varphi)]\delta_{12}^z + z &= 0\end{aligned}\quad (2.28)$$

$$\begin{aligned}[-J_0\omega\dot{\beta} + J_g\ddot{\gamma} - (J_g - J_0)\varepsilon\omega^2 \sin(\omega t - \varphi)]\delta_{22}^x + (m_2\ddot{x} - m_2e\omega^2 \sin \omega t)\delta_{21}^x + \gamma &= 0 \\ [J_0\omega\dot{\gamma} + J_g\ddot{\beta} - (J_g - J_0)\varepsilon\omega^2 \cos(\omega t - \varphi)]\delta_{22}^z + (m_2\ddot{z} - m_2e\omega^2 \cos \omega t)\delta_{21}^z + \beta &= 0.\end{aligned}$$

Преобразуем систему уравнений (2.28), введя в них дополнительные слагаемые, учитывающие диссипативные силы в системе, принимаемые пропорциональными скорости соответствующих перемещений диска $b_v \dot{v}$, где $v = x, z, \gamma, \beta$; b_v – коэффициенты неупругого сопротивления. Следует отметить, что рассеивание энергии колебаний ротора происходит в опорах, в материале вала и в волокнистой суспензии, в которой вращается диск. Аналитически определить и учесть все виды рассеивания невозможно. Введение в дифференциальные уравнения (2.28) членов, обобщенно учитывающих все виды рассеиваний энергии, равносильно известным приемам [230] введения членов, учитывающих неупругие сопротивления в дифференциальные уравнения колебаний системы по собственным формам. Параметры неупругих сопротивлений в этом случае для мельниц определяются экспериментально.

Введем обозначения:

$$\begin{aligned} (\lambda_{11}^v)^2 &= \frac{1}{m_2 \delta_{11}^v}; & (\lambda_{12}^v)^2 &= \frac{1}{m_2 \delta_{12}^v}; & (\lambda_{22}^v)^2 &= \frac{1}{J_g \delta_{22}^v}; \\ \psi_v &= \frac{b_v}{m_2 \lambda_{11}^v}; & \psi_{\gamma, \beta} &= \frac{b_{\gamma, \beta}}{J_g \lambda_{11}^{x, z}}; & K_J &= \frac{J_0}{J_g}; & K_{22}^v &= \frac{\delta_{12}^v}{\delta_{22}^v}; & K_{11}^v &= \frac{\delta_{12}^v}{\delta_{11}^v}; & K_{11}^v &= \frac{\delta_{21}^v}{\delta_{11}^v}. \end{aligned} \quad (2.29)$$

Подставив (2.29) в (2.28) получим математическую модель, описывающую изгибные колебания ротора

$$\begin{aligned} & \frac{1}{(\lambda_{11}^x)^2} \ddot{x} + \frac{1}{\lambda_{11}^x} \psi_x \dot{x} - K_J \frac{K_{22}^x}{(\lambda_{22}^x)^2} \omega \dot{\beta} + \frac{K_{22}^x}{(\lambda_{22}^x)^2} \ddot{\gamma} + x = \\ &= \frac{1}{(\lambda_{11}^x)^2} e \omega^2 \sin \omega t + (1 - K_J) \frac{K_{22}^x}{(\lambda_{22}^x)^2} \varepsilon \omega^2 \sin(\omega t - \varphi); \\ & \frac{1}{(\lambda_{11}^z)^2} \ddot{z} + \frac{1}{\lambda_{11}^z} \psi_z \dot{z} + K_J \frac{K_{22}^z}{(\lambda_{22}^z)^2} \omega \dot{\gamma} + \frac{K_{22}^z}{(\lambda_{22}^z)^2} \ddot{\beta} + z = \\ &= \frac{1}{(\lambda_{11}^z)^2} e \omega^2 \cos \omega t + (1 - K_J) \frac{K_{22}^z}{(\lambda_{22}^z)^2} \varepsilon \omega^2 \cos(\omega t - \varphi); \quad (2.30) \\ & - \frac{K_J}{(\lambda_{22}^x)^2} \omega \dot{\beta} + \frac{1}{(\lambda_{22}^x)^2} \ddot{\gamma} + \frac{1}{\lambda_{22}^x} \psi_\gamma \dot{\gamma} + \frac{K_{11}^x}{(\lambda_{11}^x)^2} \ddot{x} + \gamma = \\ &= \frac{K_{11}^x}{(\lambda_{11}^x)^2} e \omega^2 \sin \omega t + (1 - K_J) \frac{1}{(\lambda_{22}^x)^2} \varepsilon \omega^2 \sin(\omega t - \varphi); \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & \frac{K_J}{(\lambda_{22}^z)^2} \omega \dot{\gamma} + \frac{1}{(\lambda_{22}^z)^2} \ddot{\beta} + \frac{1}{\lambda_{22}^z} \psi_\beta \dot{\beta} + \frac{K_{11}^z}{(\lambda_{11}^z)^2} \ddot{z} + \beta = \\ & = \frac{K_{11}^z}{(\lambda_{11}^z)^2} e \omega^2 \cos \omega t + (1 - K_J) \frac{1}{(\lambda_{22}^z)^2} \varepsilon \omega^2 \cos(\omega t - \varphi). \end{aligned}$$

2.3.2 Частоты свободных колебаний ротора

Частоты свободных колебаний ротора определяются при $e = 0$, $\varepsilon = 0$ и подстановке решений в уравнения (2.30)

$$\begin{aligned} x &= A_x \sin \omega_0 t; & z &= A_z \cos \omega_0 t; \\ \gamma &= B_\gamma \sin \omega_0 t; & \beta &= B_\beta \cos \omega_0 t, \end{aligned} \quad (2.31)$$

без учета неупругих сопротивлений приводит к системе алгебраических уравнений. Из равенства нулю определителя этих уравнений находится частотное уравнение, действительные корни которого являются частотами свободных колебаний ротора [230]. При $\omega = \omega_0$ из определителя уравнений находятся частоты свободных колебаний ротора. Частоты свободных колебаний ротора без учета гироскопического момента в вертикальном и горизонтальном направлениях ($v = z, x$).

$$\omega_{01,02}^v = \sqrt{\frac{\frac{1}{m_2 \delta_{11}^v} + \frac{1}{J_g \delta_{22}^v} \mp \sqrt{\left(\frac{1}{m_2 \delta_{11}^v} + \frac{1}{J_g \delta_{22}^v}\right)^2 - \frac{4}{m_2 J_g \delta_{11}^v \delta_{22}^v} \left[1 - \frac{(\delta_{12}^v)^2}{\delta_{11}^v \delta_{12}^v}\right]}}{2 \left[1 - \frac{(\delta_{12}^v)^2}{\delta_{11}^v \delta_{12}^v}\right]}} \quad (2.32)$$

Жесткость опор существенно влияет на частоты свободных колебаний ротора. Не учет упругой податливости подшипников качения, упругая податливость которых в вертикальном направлении достаточно мала, приводит к ошибке в определении низших частот свободных колебаний ротора в этом направлении не более чем на 15% в сторону их повышения. Поскольку упругая податливость опор в горизонтальном направлении существенно зависит от величины радиального зазора в подшипниках качения, то критические частоты изгибных колебаний ротора в этом направлении будут зависеть от величины вышеназванного зазора. Виброактивность мельниц при проектировании можно регулировать введением упругих опор специальной конструкции. Зависимость критических частот изгибных колебаний модели ротора МД-31 от податливости передней опоры приведены на рисунке 2.7.

Частоты свободных колебаний ротора с учетом гироскопического момента ($K_J \neq 0$)

$$\omega_{01,02} = \left\{ \left[\left(1 - \frac{\omega J_0}{\omega_0 J_g} \right) \frac{1}{m_2 \delta_{11}} + \frac{1}{J_g \delta_{22}} \mp \left\{ \left[\left(1 - \frac{\omega J_0}{\omega_0 J_g} \right) \frac{1}{m_2 \delta_{11}} + \frac{1}{J_g \delta_{22}} \right]^2 - \frac{4}{m_2 J_g \delta_{22} \delta_{11}} \left[\left(1 - \frac{\omega J_0}{\omega_0 J_g} \right) - \left(1 - \frac{\omega J_0}{\omega_0 J_g} \right) \frac{\delta_{12}^2}{\delta_{11} \delta_{22}} \right] \right\}^{1/2} \right\} / 2 \left[\left(1 - \frac{\omega J_0}{\omega_0 J_g} \right) - \left(1 - \frac{\omega J_0}{\omega_0 J_g} \right) \frac{\delta_{12}^2}{\delta_{11} \delta_{22}} \right] \right\}^{1/2} \quad (2.33)$$

Частоты свободных колебаний неподвижного ротора с изотропными опорами определяются по формуле (2.33) при $K_J=0$ ($J_0=0$). В этом случае формула (2.33) приобретет вид (2.32). Отличие будет лишь в том, что при изотропных опорах частоты свободных колебаний в обеих плоскостях будут совпадать.

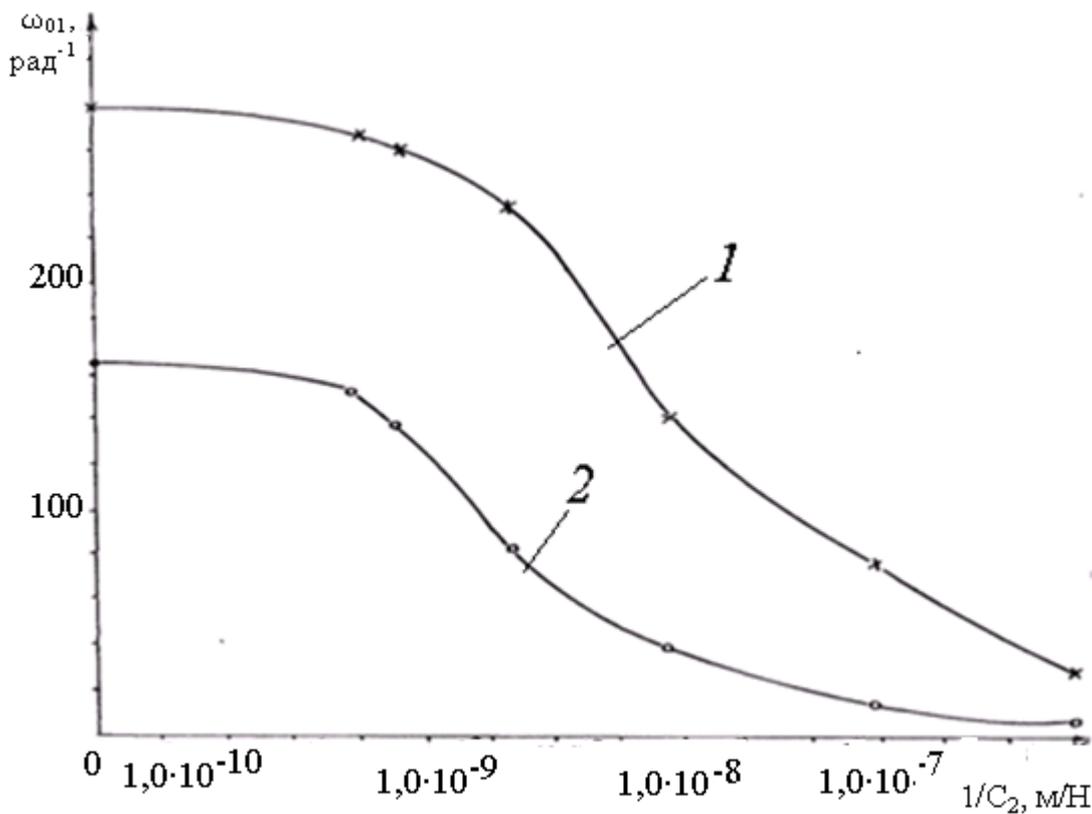


Рисунок 2.7 – Зависимость низших критических частот изгибных колебаний модели ротора мельницы МД-31 от податливости передней опоры: 1 - в вертикальном направлении; 2 - в горизонтальном направлении

В том случае, когда рассматриваются чисто поступательные колебания диска без его поворота, формула (2.33) приобретает вид:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{1}{m_2 \delta_{11}}} = \lambda_{11}, \quad (2.34)$$

а в случае только поворотных колебаний диска

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{1}{J_g \delta_{22}}} = \lambda_{22}. \quad (2.35)$$

Следовательно, физический смысл введенных ранее параметров λ_{11} и λ_{22} - парциальные частоты соответственно поступательных и поворотных колебаний диска.

Представим частотное уравнение системы (2.30) с изотропными опорами при $\omega = \omega_0$ в виде

$$\left(1 - \frac{\delta_{12}^2}{\delta_{11} \delta_{22}}\right) \omega_0^2 = \lambda_{11}^2 + \lambda_{22}^2 \frac{1 - \frac{\lambda_{11}^2}{\omega_0^2}}{1 - K_J} \quad (2.36)$$

Анализируя (2.36), можно сделать вывод, что при $\lambda_{11}/\omega_0 > 1$ и $K_J > 1$ ($J_0 > J_q$) гироскопический момент диска повышает частоты свободных колебаний ротора. При $\lambda_{11}/\omega_0 < 1$ и $K_J > 1$ гироскопический момент понижает вышеназванные частоты.

Исследования показали, что для роторов мельниц $\lambda_{11}/\omega_0 > 1$ и $J_0 > J_q$. Следовательно, гироскопический момент увеличивает частоты свободных колебаний ротора, удаляя их от резонансных частот. Влияние гироскопического момента на частоты свободных колебаний существующих мельниц (рисунок 2.8) не превышает 25%.

При виброизоляции опор ротора, когда он работает в зарезонансном режиме, гироскопический момент понижает частоты свободных колебаний, также удаляя их от резонансных частот.

Волокнистая масса воздействует на ротор и его элементы, что вызывает появление присоединенных масс [287]. Масса волокнистого материала в размольной камере мельницы гораздо меньше массы самого ротора, поэтому её влияние на частоты свободных колебаний невелико. Для исследования этого вопроса проведены эксперименты на промышленных мельницах. Исследованы параметры вибрации

мельниц с волокнистой массой и без нее, когда мельницы работали в режиме «холодного хода».

Анализируя амплитуды вибрации мельниц на оборотных частотах, можно сделать вывод, что с волокнистой массой амплитуда вибрации мельницы увеличивается незначительно, на 1–5%. Поэтому рекомендуется определять частоты свободных колебаний ротора и его элементов по формуле

$$\omega'_{01,02} = (1 - K_4) \omega_{01,02}$$

где K_4 - коэффициент, учитывающий присоединенную массу волокнистого материала, $K_4 = 0,01 - 0,05$ [288].

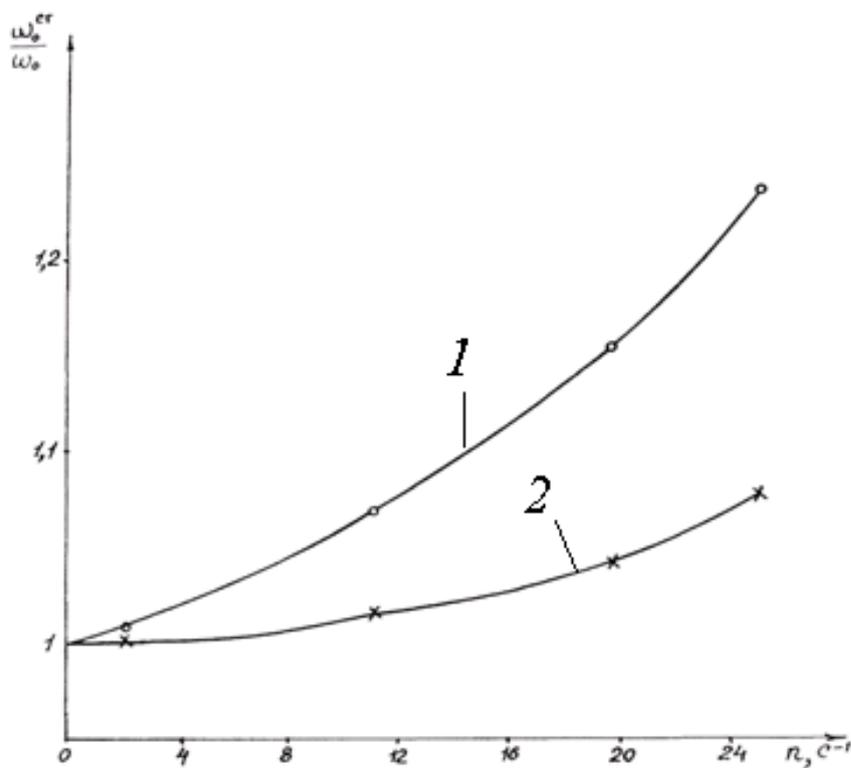


Рисунок 2.8 – Отношение частот свободных изгибных колебаний модели ротора мельницы МД-5Ш1А с учетом и без учета гигроскопического момента

в зависимости от частоты вращения ротора:

1 - первая частота свободных колебаний;

2 - вторая частота свободных колебаний

2.3.3 Вынужденные колебания ротора

Разыскиваем частное решение системы дифференциальных уравнений (2.30), определяющее вынужденные колебания в виде

$$\begin{aligned} x &= a_{x_1} \sin \omega t + a_{x_2} \cos \omega t; & \gamma &= a_{\gamma_1} \sin \omega t + a_{\gamma_2} \cos \omega t; \\ z &= a_{z_1} \cos \omega t + a_{z_2} \sin \omega t; & \beta &= a_{\beta_1} \cos \omega t + a_{\beta_2} \sin \omega t. \end{aligned} \quad (2.37)$$

Введем параметры

$$\alpha_{ij}^v = \omega / \lambda_{ij}^v \quad (ij = 11; 22; v = x, z) \quad (2.38)$$

и получим систему алгебраических уравнений при двух граничных условиях $\cos \omega t = 0, \sin \omega t = 1$ и $\cos \omega t = 1, \sin \omega t = 0$. Разыскиваемые неизвестные определяются из полученных алгебраических уравнений, записанных в матричной форме по формуле

$$a_{vi} = \frac{\Delta_{vi}}{\Delta},$$

где $v = x, z, \beta, \gamma, i = 1, 2$; Δ – главный определитель системы уравнений; Δ_{vi} – соответствующие дополнительные определители.

Зависимости амплитуды поступательных и поворотных колебаний диска мельницы МД-31 при единичных дисбалансах $e = 1$ мкм и $\varepsilon = 1 \cdot 10^{-8}$ рад от частоты вращения ротора ω представлены на рисунках 2.9 и 2.10.

При дисбалансах $e = 750$ мкм и $\varepsilon = 3 \cdot 10^{-8}$ рад при частоте вращения ротора $\omega = 62,8$ рад·с⁻¹ амплитуды поступательных и поворотных колебаний диска МД-31 в горизонтальном направлении соответственно равны 132 мкм и $6,1 \cdot 10^{-10}$ рад.

При размоле волокнистых материалов в мельницах возникают осевые силы, исследование которых проведено в разделе 3.4 диссертации. Полагаем, что осевая сила F_0 приложена к диску ротора с эксцентриситетом e_F относительно оси U . Тогда в уравнениях (2.26) можно принять:

$$\begin{aligned} Q_x &= Q_z = 0; & M_x &= F_0 e_F \cos \omega t; \\ & & M_z &= F_0 e_F \sin \omega t, \end{aligned}$$

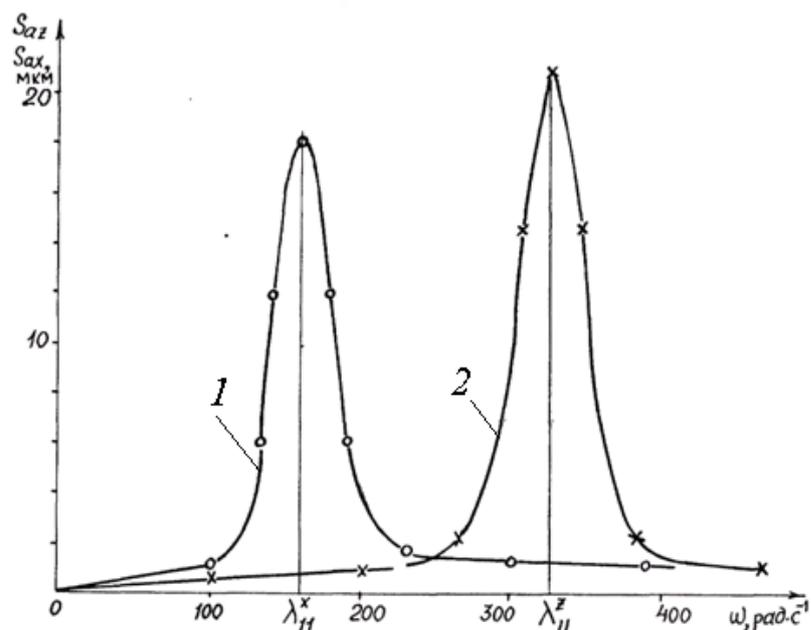


Рисунок 2.9 – Амплитуда поступательных колебаний диска модели мельницы МД-31 в зависимости от частоты вращения ротора при $e = 1$ мкм:

1 - в горизонтальном направлении, $\chi_p = 18$;

2 - в вертикальном направлении, $\chi_p = 21$

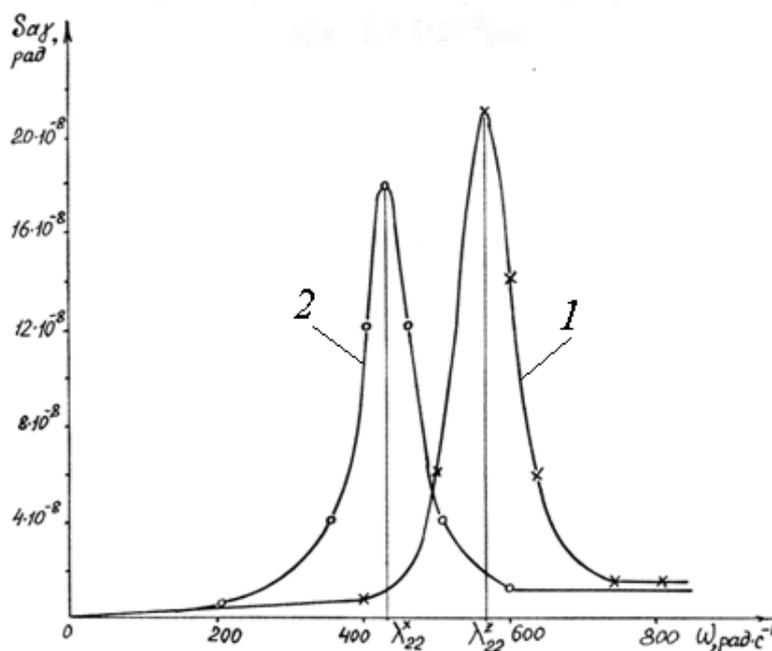


Рисунок 2.10 – Зависимость амплитуды поворотных колебаний диска модели мельницы МД-31 от частоты вращения ротора при $\varepsilon = 1 \cdot 10^{-8}$ рад:

1 - в вертикальном направлении, $\chi_p = 21$;

2 - в горизонтальном направлении, $\chi_p = 18$

и правая часть системы уравнений (2.30) в матричной форме приобретает вид:

$$\begin{pmatrix} \frac{F_0 e_F}{J_g} \frac{K_{22}^x}{(\lambda_{22}^x)^2} \\ \frac{F_0 e_F}{J_g} \frac{K_{22}^x}{(\lambda_{22}^x)^2} \\ \frac{F_0 e_F}{J_g} \frac{K_{22}^z}{(\lambda_{22}^z)^2} \\ \frac{F_0 e_F}{J_g} \frac{K_{22}^z}{(\lambda_{22}^z)^2} \\ \frac{F_0 e_F}{J_g (\lambda_{22}^x)^2} \\ \frac{F_0 e_F}{J_g (\lambda_{22}^x)^2} \\ \frac{F_0 e_F}{J_g (\lambda_{22}^z)^2} \\ \frac{F_0 e_F}{J_g (\lambda_{22}^z)^2} \end{pmatrix}$$

Зависимость амплитуды поворотных колебаний диска модели мельницы МД-31 при $F_0 = 1 \cdot 10^4$ Н и $e_F = 1000$ мкм от частоты вращения ротора ω представлена на рисунке 2.11. При этих значениях F_0 , e_F и $\omega = 62,8$ рад·с⁻¹ амплитуда поворотных колебаний диска равна $1,2 \cdot 10^{-9}$ рад.

2.3.4 Модальный анализ колебаний ротора

Исследования проводились на моделях ротора мельниц с использованием пакета компьютерных программ Ansys с целью определения форм и частот свободных изгибных колебаний. С помощью модального анализа классифицировался частотный состав свободных изгибных колебаний и проводился сравнительный анализ свободных колебаний с межопорным и консольным расположением диска ротора (таблица 2.3).

Расположение диска существенно влияет на количество мод изгибных колебаний как ротора (четыре моды при межопорном расположении и шесть мод при консольном). Консольное расположение диска понижает частоты свободных коле-

баний ротора мельниц в 1,1 - 1,4 раза. На рисунках 2.12 и 2.13 приведены формы изгибных колебаний ротора модели при консольном и межопорном расположении диска.

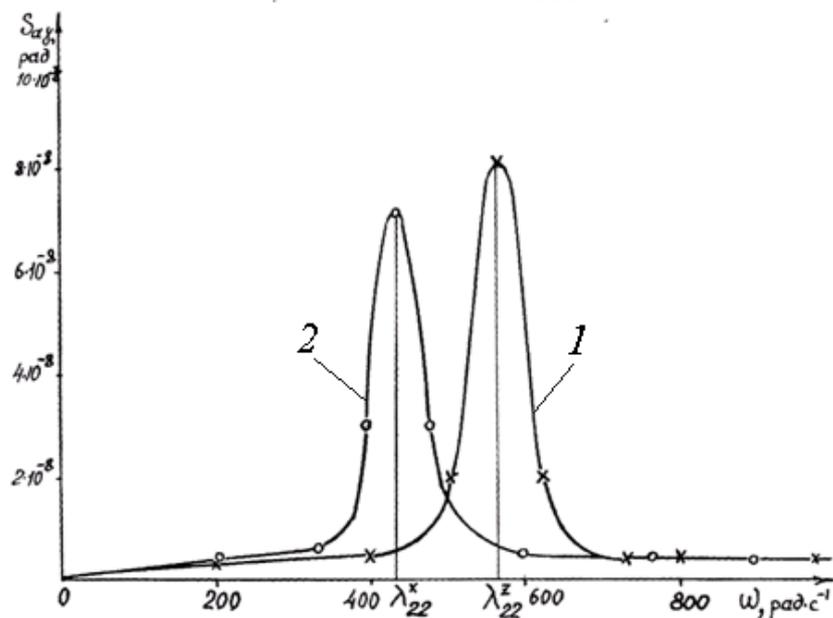


Рисунок 2.11 – Зависимость амплитуды поворотных колебаний диска модели мельницы МД-31 от частоты вращения диска при $F_0=10^4$ Н, $e_F=1000$ мкм:

1 - в вертикальном направлении, $\chi_p = 21$; 2 - в горизонтальном направлении, $\chi_p = 18$

В таблице 2.3 приведены результаты исследований частот свободных изгибных колебаний роторов мельниц.

Таблица 2.3 – Частоты свободных изгибных колебаний модели ротора с консольным и межопорным расположением диска

Номер частоты свободных колебаний	Частота свободных колебаний, Гц	
	Мельница МД-31 с консольным расположением диска	Мельница МДС-33 с межопорным расположением диска
1	42	58
2	73	75
3	126	138
4	221	240
5	403	
6	785	



Рисунок 2.12 – Формы изгибных колебаний модели ротора мельницы МД-31 на частотах свободных колебаний 42 и 73 Гц

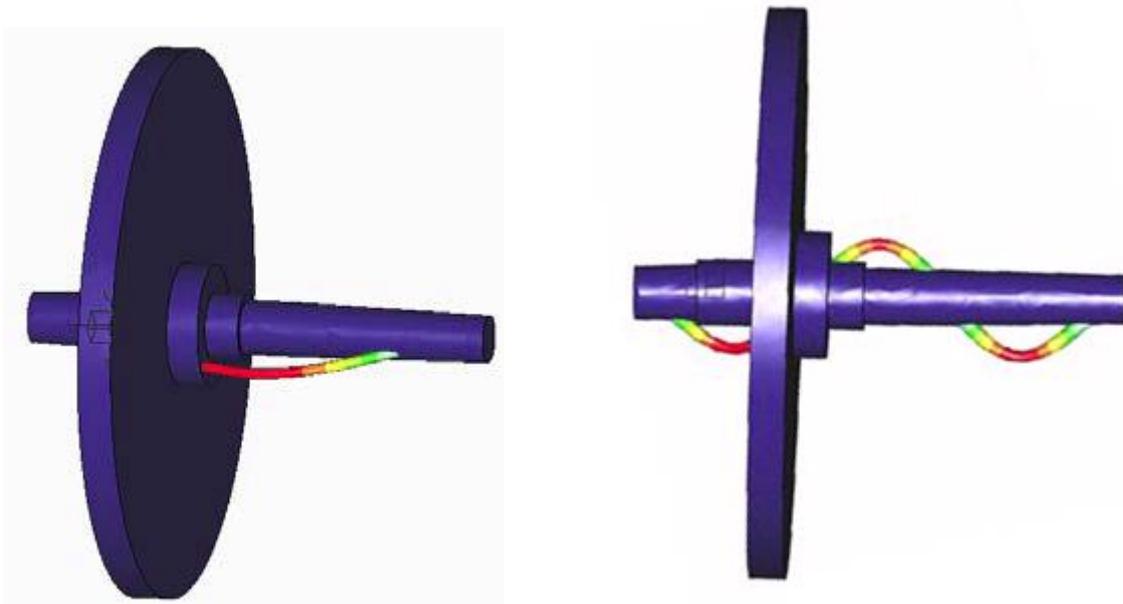


Рисунок 2.13 – Формы изгибных колебаний модели ротора мельницы МДС-33 на частотах свободных колебаний 58 и 75 Гц

Ошибка при определении низших частот свободных изгибных колебаний роторов по формуле (2.32) не превышает 6 %, а при помощи модального анализа - 10%.

2.3.5 Динамика дисков мельницы

Рассматривается расчётно-экспериментальное определение собственных форм и частот колебаний диска мельницы как круглой однородной пластины постоянной толщины H , радиусом R , жестко закрепленной на валу радиусом d ($d \ll R$) без учёта влияния сил инерции при вращении диска, влияния присоединённых масс и упругодемпфирующих свойств размалывающей среды.

По теории колебаний дисков имеется множество работ [230,290 и др.] В частности, в работе [290] расчёт собственных частот колебаний диска для принятых условий рекомендуется определять по формуле:

$$f = \frac{\alpha}{2\pi R^2} \sqrt{\frac{D}{\rho H}},$$

где α - частотный коэффициент, ρ – плотность материала, h – толщина пластины, D – изгибная жесткость пластины.

Собственные формы и частоты колебаний диска обусловлены наличием узловых окружностей S_o и узловых диаметров n_o . При помощи пакета компьютерных программ «Ansys» и аналитическим методом определены собственные частоты колебаний модели диска мельницы 54-60-1с фирмы Andritz радиусом $R = 636$ мм толщиной $H = 170$ мм. На рисунках 2.14 и 2.15 представлены результаты расчетов.

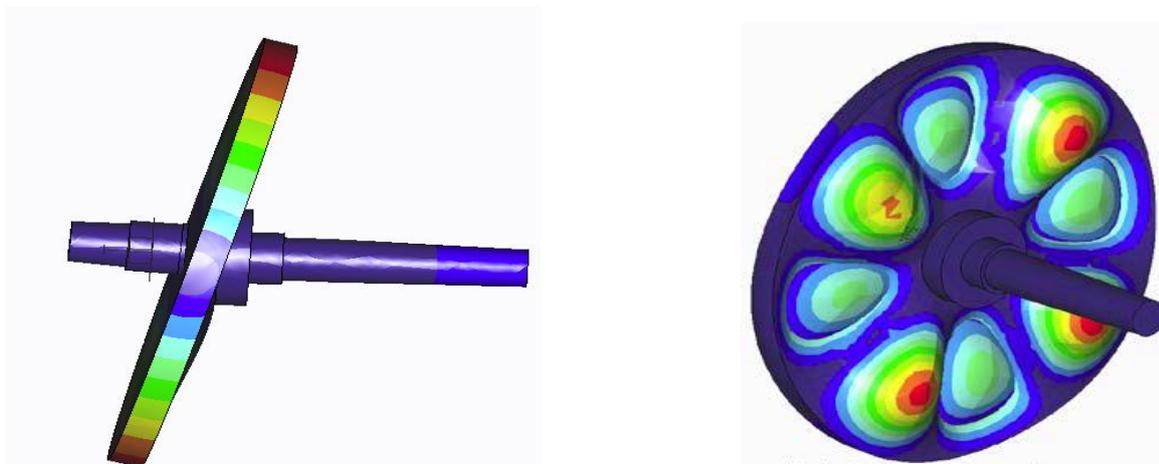


Рисунок 2.14 – Формы свободных изгибных колебаний диска модели мельницы при межопорном расположении на собственных частотах 87 и 618 Гц

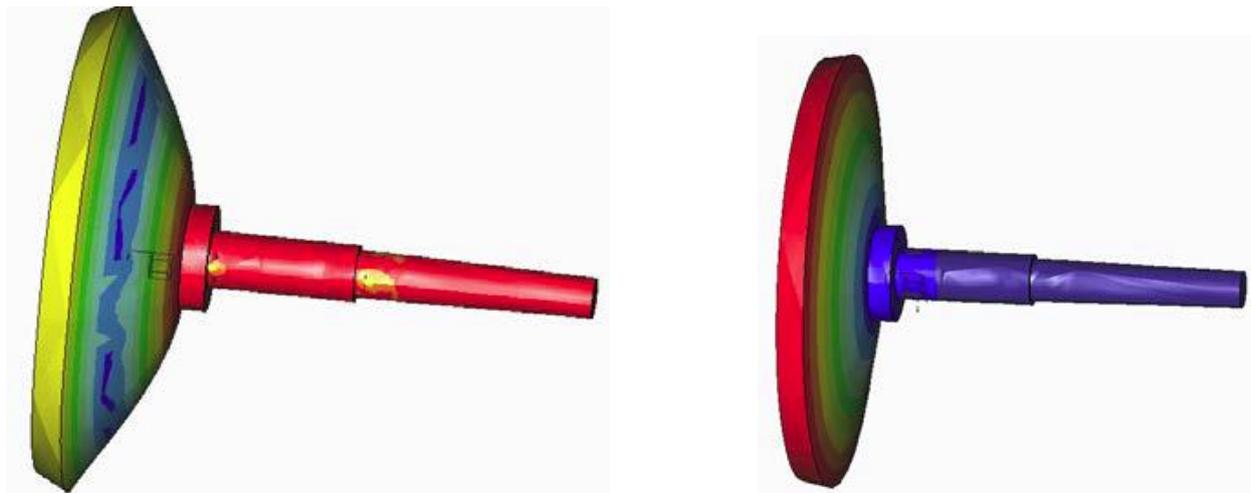


Рисунок 2.15 –Формы свободных изгибных колебаний диска модели мельницы при консольном расположении на собственных частотах 84 и 196 Гц

При анализе спектров виброускорения вышеназванной мельницы на АО «Соликамскбумпром» выделены частотные составляющие, соответствующие формам и частотам свободных колебаний дисков. Ошибка в определении низших частот свободных колебаний дисков ($S_o=0$, $n_o=0$) не превышает 6%, при определении последующих частот ($S_o=1,2,3$, $n_o=1$) ошибка не превышает 10%.

2.4 Динамика ротора в продольном направлении

При исследовании приняты следующие допущения: исследование ведется в линейной постановке; не учитывается рассеивание колебаний в конструкции ротора; вал ротора мельницы моделируется в виде однородного стержня; не учитываются деформации диска, влияние радиальных подшипников и муфты; предполагается, что центры масс поперечных сечений стержня лежат на одной оси, а сами сечения остаются плоскими, не учитываются их поперечные деформации; не учитываются влияния изгибных и крутильных колебаний; основным фактором возбуждения колебаний считается силовое воздействие размалываемого материала.

Динамическая модель представляется в виде однородного стержня с площадью поперечного сечения S , модулем упругости E , массой m_0 и эквивалентной длиной l (рисунок 2.16). Масса диска m_0 принимается сосредоточенной. На диск действует диссипативная сила, пропорциональная виброскорости диска. Ротор вращается с постоянной частотой ω . Суммарная жесткость упорного подшипника и его крепления – C_y . На диск действует сосредоточенная осевая сила $F(t)$.

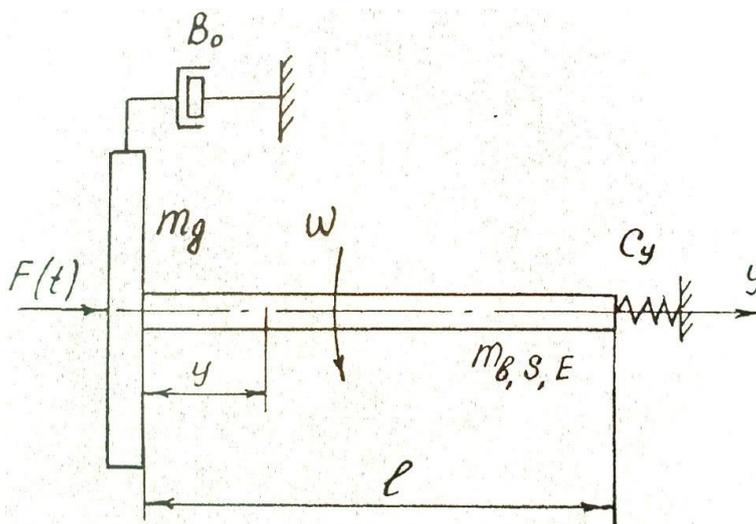


Рисунок 2.16 - Динамическая модель ротора мельницы
в продольном направлении

Выделим элемент dy стержня (рисунок 2.17) и рассмотрим его равновесие в направлении оси y . При перемещении на величину du на элемент dy действуют продольная сила $\frac{\partial}{\partial y} \left(ES \frac{\partial u}{\partial y} \right)$ и инерционная сила $\rho S \frac{\partial^2 u}{\partial t^2}$.

Из условия равновесия сил имеем

$$\rho S \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - \frac{\partial}{\partial y} \left(ES \frac{\partial u}{\partial y} \right) = 0. \quad (2.39)$$

Если стержень имеет постоянные по длине характеристики $ES = const$, $\rho S = const$, то однородное уравнение, описывающее собственные колебания, приобретает вид

$$\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} - \frac{1}{a^2} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = 0, \quad (2.40)$$

где a – скорость распространения продольных волн в стержне:

$$a = \left(\frac{ESl}{m_s} \right)^{1/2} = \left(\frac{E}{\rho} \right)^{1/2}, \quad (2.41)$$

где ρ – плотность материала стержня.

Переменные разделяем введением временного множителя, гармонически изменяющегося со временем

$$u(y, t) = v(y) \cos \omega t. \quad (2.42)$$

При совместном решении (2.40) и (2.42) получим

$$\ddot{v} + \frac{\omega^2}{a^2} v = 0. \quad (2.43)$$

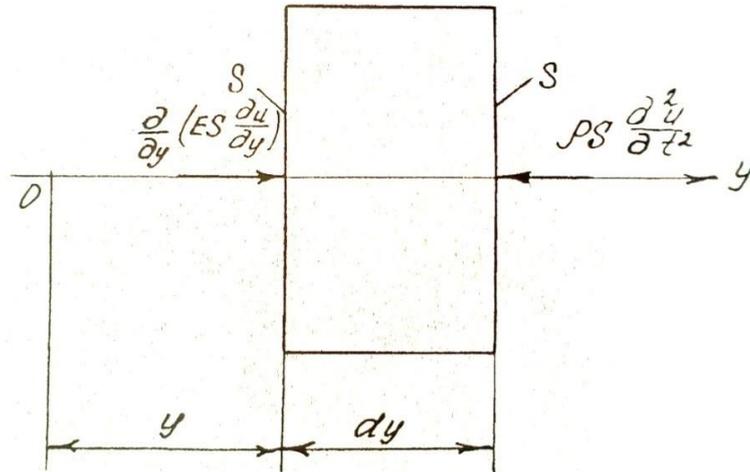


Рисунок 2.17 – Элементарный участок стержня

Решение (2.43) представим в виде

$$\ddot{v} + \frac{\omega^2}{a^2} v = 0. \quad (2.44)$$

Краевые условия для продольных колебаний стержня [49]:

при $y=0$

$$ES \frac{\partial u}{\partial y} - m_s \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - F(t) = 0, \quad (2.45)$$

при $y=l$

$$ES \frac{\partial u}{\partial y} + C_y u = 0. \quad (2.46)$$

Таблица 2.4 - Частоты свободных изгибных колебаний роторов мельниц

Номер частоты свободных колебаний	Частота свободных колебаний, Гц									
	Мельница МД-31 с консольным расположением диска					Мельница МДС-33 с межопорным расположением диска				
	Расчет	Модальный анализ	Эксперимент	Ошибка, %	Расчет	Модальный анализ	Эксперимент	Ошибка, %		
1	45	42	44	2/5	50	59	53	6/11		
2	78	73	75	4/3	72	75	73	2/3		
3		126				138				
4		221				240				
5		403								
6		785								

Подстановка (2.42 и 2.44) в краевые условия дает систему линейных однородных уравнений. Учитывая только первую гармонику осевой силы $F(t) = F_1 \cos \omega t$, получим

$$ES \frac{\omega}{a} + m_g \omega^2 A = F_1$$

$$-ESA \frac{\omega}{a} \sin \frac{\omega}{a} l + AC_y \cos \frac{\omega}{a} l + ES \frac{\omega}{a} B \cos \frac{\omega}{a} l + C_y B \sin \frac{\omega}{a} l = 0. \quad (2.47)$$

Приравняв главный определитель системы уравнений (2.47) к нулю, находим частотное уравнение, действительные корни которого при $\omega = \omega_0$ являются частотами свободных продольных колебаний ротора

$$\frac{\frac{\omega_0}{a} ES (C_y - m_\partial \cdot \omega_0^2)}{C_y m_\partial \omega_0^2 + \left(ES \frac{\omega_0}{a} \right)^2} - \operatorname{tg} \frac{\omega_0}{a} l = 0. \quad (2.48)$$

Низшие частоты ω_{01} свободных колебаний роторов мельниц лежат в пределах 85-165 Гц, а вторая и последующие частоты свободных колебаний – в области частот свыше 1000 Гц. При разработке методов и средств виброзащиты роторов в аксиальном направлении нужно учитывать только их низшую частоту свободных колебаний. Заметим, что для роторов мельниц отношение $\frac{\omega_{01}}{a} l < 0,1$. Следовательно,

для определения ω_{01} можно принять $\operatorname{tg} \frac{\omega_{01}}{a} l \approx \frac{\omega_{01}}{a} l$, тогда

$$\omega_{01} = \sqrt{\frac{\left(\frac{C_y}{(m_\partial + m_\epsilon)} \right)^2 \cdot \left(\frac{C_\epsilon}{m_g} \right)^2}{\left(\frac{C_y}{(m_\partial + m_\epsilon)} \right)^2 + \left(\frac{C_\epsilon}{m_g} \right)^2}} = \sqrt{\frac{(\omega_0')^2 \omega_{0\epsilon}^2}{(\omega_0')^2 + \omega_{0\epsilon}^2}}, \quad (2.48)$$

где $\omega_0' = [C_y / (m_g + m_\epsilon)]^{1/2}$ - низшая парциальная частота свободных колебаний абсолютно жесткого ротора в продольном направлении; $\omega_{0\epsilon} = (C_\epsilon / m_g)^{1/2}$ - низшая парци-

альная частота свободных колебаний диска при заделанном конце стержня в продольном направлении; $C_e = \frac{ES}{l}$ - жесткость стержня в продольном направлении.

Рассмотрим вынужденные колебания ротора мельницы. Выражение (2.42) представим в виде:

$$u(y, t) = \left(\frac{\Delta A}{\Delta} \cos \frac{\omega}{a} y + \frac{\Delta B}{\Delta} \sin \frac{\omega}{a} y \right) \cos \omega t, \quad (2.49)$$

где Δ , ΔA , ΔB – соответственно главный и дополнительный определители системы уравнений (2.47).

Амплитуда виброперемещения диска ротора в продольном направлении ($y=0$):

$$S_a = \frac{\Delta A}{\Delta} = F_1 \frac{ES \frac{\omega}{a} + C_y \operatorname{tg} \frac{\omega}{a} l}{-m_g \omega^2 \left(ES \frac{\omega}{a} + C_y \operatorname{tg} \frac{\omega}{a} l \right) - ES \frac{\omega}{a} \left(ES \frac{\omega}{a} \operatorname{tg} \frac{\omega}{a} l - C_y \right)}. \quad (2.50)$$

В низко- и среднечастотной области отношение $\frac{\omega}{a} l < 0,1$, следовательно $\operatorname{tg} \frac{\omega}{a} l \approx \frac{\omega}{a} l$. Откуда, учитывая, что $Sl\rho = m_e$, получим:

$$S_a = S_m \frac{1 + \frac{C_y}{C_e}}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_{oe}^2} - \frac{\omega^2}{(\omega_0')^2} \right)^2}}, \quad (2.51)$$

где $S_{cm} = F_1 / C_y$ - статическое смещение абсолютно жесткого ротора в продольном направлении.

Введем в (2.51) дополнительный член, учитывающий диссипативные силы. Рассеивание колебаний ротора происходит в опорах, материале вала, среде, в которой вращается ротор. Аналитически учесть все виды рассеивания невозможно. Введение члена, обобщенно учитывающего все виды рассеивания колебаний, из-

вестно в работах [178,192,193]. Параметры неупругих сопротивлений в этом случае определяются экспериментально.

$$S_a = S_{ct} \left[\left(1 + \frac{C_y}{C_e} \right) / \left\{ 1 - \frac{\omega^2}{\omega_e^2} - \frac{\omega^2}{(\omega_e')^2} \right\}^2 + \omega^2 / (\omega_0')^2 \chi_{pn}^2 \right]^{1/2}, \quad (2.52)$$

где $S_{ct} = F_1/C_y$ - статическое смещение абсолютно жесткого ротора в продольном направлении, χ_{pn} - коэффициент динамического усилия при резонансе в продольном направлении.

Амплитудно-частотная характеристика диска в продольном направлении применительно к модели мельницы МД-31 представлена на рисунке 2.18.

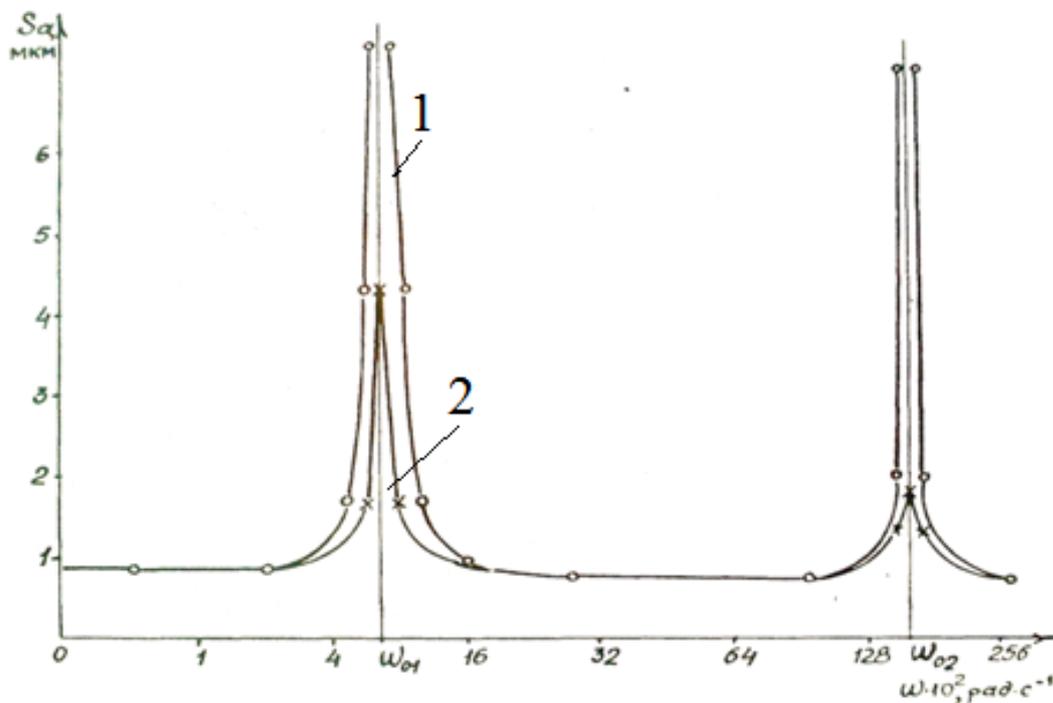


Рисунок 2.18 – Амплитудно-частотная характеристика ротора в аксиальном направлении применительно к модели мельницы МД-31 при $F_1 = 10^3$ Н:

1- без учета неупругих сопротивлений;

2 - с учетом неупругих сопротивлений, $\chi_{pn1} = 5$, $\chi_{pn2} = 2$.

Продольные колебания ротора мельниц возбуждаются не только на гарнитурных частотах, но и, как показали экспериментальные исследования [46], на оборотных частотах и их гармониках. Источником этих возбуждений является несовер-

шенство конструктивных элементов мельниц, в частности торцевое биение диска. Кроме того, к осевым силам приводят некоторые несовершенства подшипников и муфты [281,230]. Низшие частоты свободных продольных колебаний роторов мельниц представлены в таблице 2.5.

Низшие частоты свободных продольных колебаний роторов существующих мельниц лежат в пределах 85-165 Гц, а вторая и последующие частоты свободных колебаний – в области частот свыше 1кГц. При разработке методов и средств виброзащиты роторов в продольном направлении нужно учитывать только их низшую частоту свободных колебаний. Ошибка в определении этой частоты не превышает 9%.

Таблица 2.5 – Частоты свободных продольных колебаний роторов мельниц

Марка мельницы	Низшая частота свободных колебаний, Гц		
	Расчет	Эксперимент	Ошибка, %
МД-31	98	92	7
МД-5Ш1А	86	80	8
МД-4Ш6	94	86	9
МД-23	127	136	7

При проектировании и эксплуатации ножевых размалывающих машин необходимо чтобы выполнялось условие $A > S_a$, где A – номинальный межножевой зазор между ротором и статором мельницы. При невыполнении этого условия между ротором и статором возникает граничное трение, что приводит к снижению надежности ножевой гарнитуры [291].

2.5 Динамика ротора мельницы в подшипниковых опорах

Межножевой зазор мельниц составляет доли миллиметра, который должен быть стабильным при различных режимах эксплуатации [1, 2, 19, 72 и др.]. Роторный узел

мельницы – высокоточный узел, который должен обеспечивать стабильное положение ножевого диска при размоле. Стабильность положения роторного диска зависит от точности изготовления подшипников и деталей роторного узла, от качества монтажа, от регулировки подшипников (величины радиального зазора), связанные с нестабильностью температуры опоры и изменениями величины зазора. Следует различать перекося гарнитуры статора и торцевое биение гарнитуры ротора. Перекося статора возникает из-за неправильной установки гарнитуры и (или) недостаточной жесткости конструкции мельницы [102].

При исследованиях динамики ротора приняты следующие допущения: исследование ведется в линейной постановке; не учитывается рассеивание колебаний в конструкции ротора; вал ротора мельницы принимается жестким; основным фактором возбуждения колебаний является неуравновешенность ротора и механическое и гидродинамическое воздействие размалываемого материала.

На рисунке 2.19 показана динамическая модель ротора мельницы в подшипниковых опорах с зазором. Жесткий ротор мельницы массой m_p с эксцентриситетом e вращается с постоянной скоростью ω . Подшипники ротора моделируются пружиной c_p и демпфером b_p . Зазор в подшипниках обозначим s . Введем неподвижные оси координат XZ .

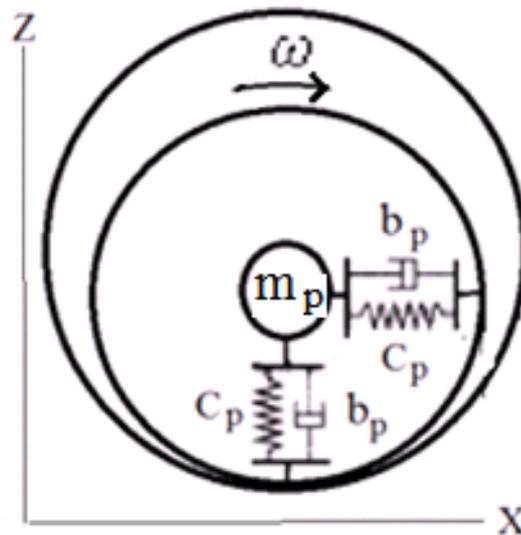


Рисунок 2.19 – Динамическая модель ротора мельницы в подшипниковых опорах с зазором

На рисунке 2.20 показаны радиус-векторы ротора мельницы в подшипниках с зазором. Радиус-векторы осей вала и подшипника мельницы

$$\vec{R} = x\vec{j} + z\vec{k}, \quad \vec{R}_r = x_R\vec{j} + z_R\vec{k}.$$

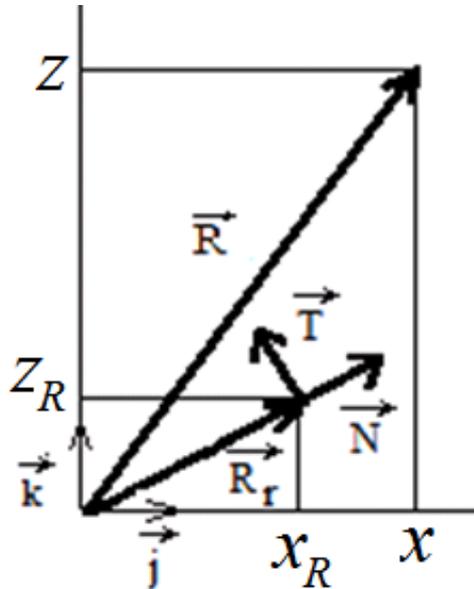


Рисунок 2.20 – Радиус-векторы ротора в подшипниковых опорах с зазором

Нормальную \vec{N} и тангенциальную \vec{T} составляющие радиус-вектора можно записать как [366]

$$\vec{N} = \frac{1}{|\vec{R}_r|} (x_R\vec{j} + z_R\vec{k}), \quad \vec{T} = \frac{1}{|\vec{R}_r|} (z_R\vec{k} + x_R\vec{j}).$$

На рисунке 2.21 показаны внешние силы, действующие на ротор мельницы: нормальная сила контакта в подшипниковой опоре F_N , сила трения F_T , сила тяжести $m_r g$ и силы в подшипниковых опорах F_x и F_z .

Уравнение, описывающее колебания ротора мельницы

$$m_r \ddot{x} = m_p e \omega^2 \cos \omega t - F_x, \quad (2.53)$$

$$m_r \ddot{z} = m_p e \omega^2 \sin \omega t - F_z - m_p g, \quad (2.54)$$

где g - ускорение свободного падения.

Из условия равновесия системы находим

$$F_N = \vec{N} (F_x \vec{j} + F_z \vec{k}) = \frac{1}{|\vec{R}_r|} (x_r F_x + z_r F_z), \quad (2.55)$$

$$F_T = -\vec{T}(F_x \vec{j} + F_z \vec{k}) = \frac{1}{|R_r|} (-z_r F_x + x_r F_z), \quad (2.56)$$

$$F_x = c_p(x - x_R) + b_p(\dot{x} - \dot{x}_R), \quad (2.57)$$

$$F_z = c_p(z - z_R) + b_p(\dot{z} - \dot{z}_R). \quad (2.58)$$

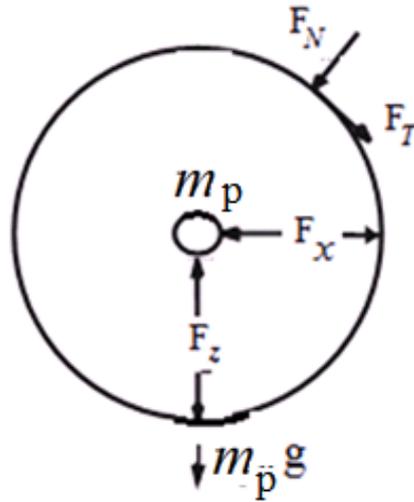


Рисунок 2.21 – Силы, действующие на ротор мельницы
в подшипниках с зазором

Условие стабильного положения ротора и отсутствия маятниковых колебаний вала в подшипниках

$$F_N > 0 \text{ и } |F_T| < \mu F_N, \quad \dot{x}_R = \dot{z}_R = 0, \quad (2.59)$$

где μ - коэффициент трения.

Уравнения (2.53, 2.54, 2.57, 2.58) и (2.59) дают уравнения, описывающие колебания системы при стабильном положении вала и отсутствии маятниковых колебаний ротора в подшипниках.

Условие возникновения режима маятниковых колебаний ротора мельницы в подшипниках можно записать как $F_N > 0$ и $|F_T| = \mu F_N$. Подставляя эти условия в уравнения (2.55) и (2.56) получим

$$\pm \frac{1}{|R_r|} (-z_R F_x + x_R F_z) = \frac{\mu}{|R_r|} (x_R F_x + z_R F_z). \quad (2.60)$$

Знак «+» или «-» в формуле (2.60) ставится в зависимости от направлений вектора \vec{F}_T .

Решая совместно уравнения (2.57), (2.58) и подставляя в (2.60) получим

$$F_x = F_z \frac{\pm x_R - \mu z_R}{\pm z_R + \mu x_R}. \quad (2.61)$$

$$F_z = \frac{\{z_R[c_p(z-z_R)+b_p\dot{z}]+x_R[c_p(x-x_R)+b_p\dot{x}]\}(\pm z_R + \mu x_R)}{z_R(\pm z_R + \mu x_R) + x_R(\pm x_R - \mu z_R)}. \quad (2.62)$$

Уравнения (2.61), (2.62) совместно с (2.53), (2.54), (2.57) и (2.58) дают уравнения, описывающие колебания ротора в режиме маятниковых колебаний.

Введем безразмерные величины $\hat{x} = \frac{x}{e}$, $\hat{z} = \frac{z}{e}$, $\hat{x}_R = \frac{x_R}{e}$,

$$\hat{z}_R = \frac{z_R}{e}, \quad \hat{t} = t \sqrt{\frac{c_p}{m_p}}, \quad \hat{\omega} = \frac{\omega}{\sqrt{\frac{c_p}{m_p}}}, \quad \xi = \frac{b_p}{2\sqrt{m_p c_p}}. \quad (2.63)$$

Подставив (2.63) в (2.53) – (2.56), получим [366]

$$\widehat{F}_N = \frac{1}{|\widehat{R}_r|} (\hat{x}_R \widehat{F}_x + \hat{z}_R \widehat{F}_z)$$

$$\widehat{F}_T = \frac{1}{|\widehat{R}_r|} (-\hat{z}_R \widehat{F}_x + \hat{x}_R \widehat{F}_z)$$

$$\hat{x}'' = \hat{\omega}^2 \cos(\hat{\omega} \hat{t}) - \widehat{F}_x$$

$$\hat{z}'' = \hat{\omega}^2 \sin(\hat{\omega} \hat{t}) - \widehat{F}_z - \hat{g},$$

где $\widehat{F}_x = (\hat{x} - \hat{x}_R) + 2\xi(\hat{x}' - \hat{x}_R')$; $\widehat{F}_z = (\hat{z} - \hat{z}_R) + 2\xi(\hat{z}' - \hat{z}_R')$;

$$|\widehat{R}_r| = \frac{|\vec{R}_r|}{e}; \quad |\widehat{R}| = \frac{|\vec{R}|}{e}; \quad \hat{g} = \frac{gm_p}{ec_p}; \quad \hat{x}' = \frac{d\hat{x}}{d\hat{t}}.$$

Режим стабильного положения ротора в безразмерной форме можно записать как $\widehat{F}_N > 0$ и $|\widehat{F}_T| < \mu \widehat{F}_N$. Для режима маятниковых колебаний $\widehat{F}_N > 0$ и $|\widehat{F}_T| > \mu \widehat{F}_N$.

Расчеты показали, что ротор мельницы работает в режиме маятниковых колебаний, т. к. выполняются условия $\widehat{F}_N > 0$ и $|\widehat{F}_T| > \mu \widehat{F}_N$. В ножевых размалывающих машинах межножевой зазор соизмерим с зазорами в подшипниковых опорах, а процесс размола требует стабилизации положения ротора.

Исследуем подшипники с предварительным натягом в конструкции ротора мельницы. В модели ротора предварительный натяг в подшипниках моделируется пружинами с коэффициентом жесткости C_s (рисунок 2.22).

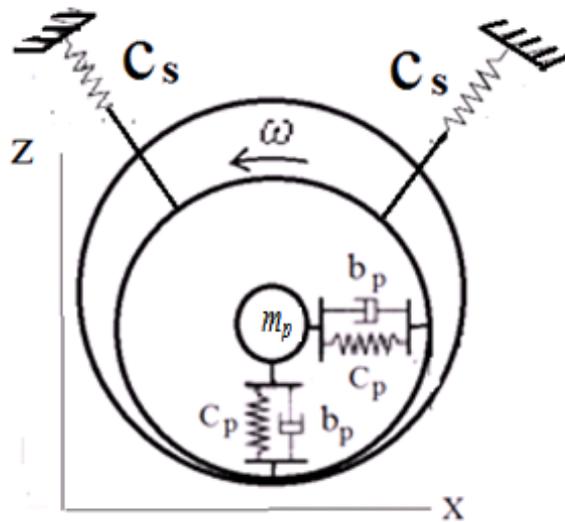


Рисунок 2.22 – Динамическая модель ротора мельницы в подшипниках с натягом

На рисунке 2.23 показаны радиус-векторы ротора в подшипниковых опорах с натягом. Радиус-векторы \vec{w}_1 и \vec{w}_2 от предварительного натяга можно выразить зависимостями

$$\vec{w}_1 = \sin \beta \vec{j} - \cos \beta \vec{k},$$

$$\vec{w}_2 = -\sin \beta \vec{j} - \cos \beta \vec{k}.$$

На рисунке 2.24 показаны силы, действующие на ротор мельницы в подшипниках с натягом. Из условия обеспечения стабильного положения ротора мельницы (2.59) и равновесия системы [366]

$$F_N = \vec{N}[(F_x \vec{j} + F_z \vec{k}) + F_1 \vec{w}_1 + F_2 \vec{w}_2] =$$

$$= \frac{1}{|\vec{R}_r|} [x_R (F_x + F_1 \sin \beta - F_2 \sin \beta) + z_R (F_z - F_1 \cos \beta - F_2 \cos \beta)]$$

$$F_T = -\vec{T}[(F_x \vec{j} + F_z \vec{k}) + F_1 \vec{w}_1 + F_2 \vec{w}_2] = \quad (2.64)$$

$$= \frac{1}{|\bar{R}_r|} [-z_R(F_x + F_1 \sin \beta - F_2 \sin \beta) + x_R(F_z - F_1 \cos \beta - F_2 \cos \beta)],$$

где F_1, F_2 – стабилизирующие силы, препятствующие возникновению режима маятниковых колебаний ротора мельницы.

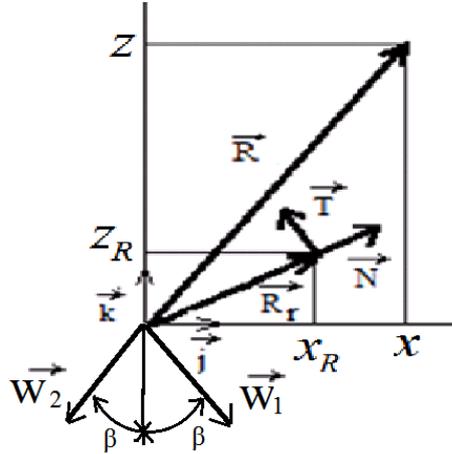


Рисунок 2.23 – Радиус-векторы ротора в подшипниковых опорах с натягом

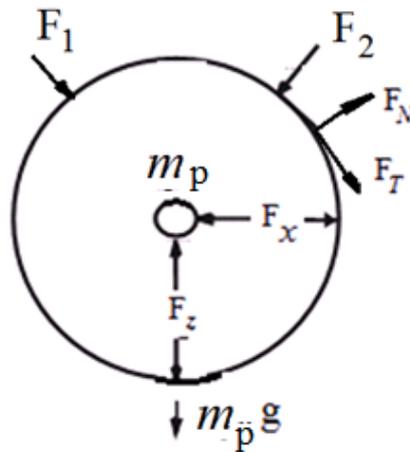


Рисунок 2.24 – Внешние силы, действующие на ротор мельницы в подшипниках с натягом

$$F_x = c_p(x - x_R) + b_p(\dot{x} - \dot{x}_R)$$

$$F_z = c_p(z - z_R) + b_p(\dot{z} - \dot{z}_R)$$

$$F_1 = F_c + c_s[(z_r + s) \cos \beta - x_R \sin \beta]$$

$$F_2 = F_c + c_s[(z_R + s) \cos \beta + x_R \sin \beta],$$

где F_c – сила от предварительного натяга в подшипнике, s – радиальный зазор подшипника.

Подставим в уравнения (2.53), (2.54) коэффициенты (2.63) и введем новые безразмерные коэффициенты

$$\widehat{\omega}_s = \sqrt{\frac{c_s}{c_p}}, \quad \widehat{F}_c = \frac{F_c}{c_p e}, \quad \widehat{s} = \frac{s}{e}$$

и получим:

$$\widehat{x}'' = \widehat{\omega}^2 \cos(\widehat{\omega} \widehat{t}) - \widehat{F}_x, \quad \widehat{z}'' = \widehat{\omega}^2 \sin(\widehat{\omega} \widehat{t}) - \widehat{F}_z - \widehat{g},$$

$$\widehat{F}_N = \frac{1}{|\widehat{R}_r|} [\widehat{x}_R (\widehat{F}_x + \widehat{F}_1 \sin \beta - \widehat{F}_2 \sin \beta) + \widehat{z}_R (\widehat{F}_z - \widehat{F}_1 \cos \beta - \widehat{F}_2 \cos \beta)], \quad (2.65)$$

$$\widehat{F}_T = \frac{1}{|\widehat{R}_r|} [-\widehat{z}_R (\widehat{F}_x + \widehat{F}_1 \sin \beta - \widehat{F}_2 \sin \beta) + \widehat{x}_R (\widehat{F}_z - \widehat{F}_1 \cos \beta - \widehat{F}_2 \cos \beta)], \quad (2.66)$$

где

$$\widehat{F}_x = (\widehat{x} - \widehat{x}_R) + 2\xi(\widehat{x}' - \widehat{x}_R') \quad (2.67)$$

$$\widehat{F}_z = (\widehat{z} - \widehat{z}_R) + 2\xi(\widehat{z}' - \widehat{z}_R') \quad (2.68)$$

$$\widehat{F}_1 = \widehat{F}_c + \widehat{\omega}_s^2 [(\widehat{z}_R + \widehat{s}) \cos \beta - \widehat{x}_R \sin \beta] \quad (2.69)$$

$$\widehat{F}_2 = \widehat{F}_c + \widehat{\omega}_s^2 [(\widehat{z}_R + \widehat{s}) \cos \beta + \widehat{x}_R \sin \beta], \quad (2.70)$$

где $\widehat{x}' = \frac{d\widehat{x}}{d\widehat{t}}$.

Назначение предварительного натяга в подшипнике – обеспечить режим отсутствия маятниковых колебаний ротора в подшипниковых опорах и стабильное положение ротора в опорах. Для этого режима можно записать

$$\widehat{x}(\widehat{t}) = A_1 \sin \widehat{\omega} \widehat{t} + A_2 \cos \widehat{\omega} \widehat{t}, \quad (2.71)$$

$$\widehat{z}(\widehat{t}) = A_2 \sin \widehat{\omega} \widehat{t} - A_1 \cos \widehat{\omega} \widehat{t} - \widehat{s} - \widehat{g}, \quad (2.72)$$

$$\widehat{x}_R(\widehat{t}) = 0, \quad \widehat{z}_R(\widehat{t}) = -\widehat{s}, \quad (2.73)$$

$$\text{где } A_1 = \frac{2\xi\widehat{\omega}^3}{[(1-\widehat{\omega}^2)^2 + (2\xi\widehat{\omega})^2]}; \quad A_2 = \frac{(1-\widehat{\omega}^2)\widehat{\omega}^2}{(1-\widehat{\omega}^2)^2 + (2\xi\widehat{\omega})^2}. \quad (2.74)$$

Подставляя уравнения (2.71) и (2.72) в (2.67) – (2.70) получим

$$\widehat{F}_x = B_1 \sin \widehat{\omega} \widehat{t} + B_2 \cos \widehat{\omega} \widehat{t}, \quad (2.75)$$

$$\widehat{F}_z = B_2 \sin \widehat{\omega} \widehat{t} - B_1 \cos \widehat{\omega} \widehat{t}, \quad (2.76)$$

$$\widehat{F}_1 = \widehat{F}_2 = \widehat{F}_c, \quad (2.77)$$

$$\text{где } B_1 = A_1 - 2\xi\widehat{\omega}A_2; \quad B_2 = A_2 + 2\xi\widehat{\omega}A_1. \quad (2.78)$$

Подставив уравнения (2.74) – (2.76) в уравнения (2.65) и (2.66) получим:

$$\widehat{F}_N = -\widehat{F}_z + 2\widehat{F}_c \cos \beta \quad (2.79)$$

$$|\widehat{F}_T| = \pm \widehat{F}_x, \quad (2.80)$$

где знак «+» при $\widehat{F}_x > 0$, «-» при $\widehat{F}_x < 0$.

Подставив уравнения (2.75), (2.76) и (2.78) - (2.80) в уравнение

$$|\widehat{F}_T| = \mu \widehat{F}_N \quad (2.81)$$

получим

$$\widehat{F}_c(\hat{t}) = (B_3 \sin \widehat{\omega} \hat{t} + B_4 \cos \widehat{\omega} \hat{t} - \hat{g})/2 \cos \beta, \quad (2.82)$$

где
$$B_3 = 2\xi \widehat{\omega} (A_1 \mp \left(\frac{1}{\mu}\right) A_2) + A_2 \pm \left(\frac{1}{\mu}\right) A_1 \quad (2.83)$$

$$B_4 = 2\xi \widehat{\omega} \left(A_2 \pm \left(\frac{1}{\mu}\right) A_1 \right) - A_1 \pm \left(\frac{1}{\mu}\right) A_2. \quad (2.84)$$

Сила предварительного натяга в подшипниках ротора мельницы для обеспечения его стабильного положения должна быть [366]

$$F_c \geq [(B_3 \sin \widehat{\omega} \hat{t} + B_4 \cos \widehat{\omega} \hat{t} - \hat{g})/2 \cos \beta] c_p e. \quad (2.85)$$

Выбирая силу предварительного натяга равной или большей, чем F_c ротор мельницы не будет совершать маятниковые колебания. Это необходимо для стабильного положения роторного диска мельницы при размоле.

Зависимость силы предварительного натяга в подшипниках от эксцентриситета ротора мельницы TF-52 показана на рисунке 2.25. При номинальном эксцентрисите ротора 40 мкм сила предварительного натяга будет порядка 140 кН. Следует пояснить, что эксцентрисит ротора мельницы не является постоянной величиной и изменяется при эксплуатации из-за неравномерного износа гарнитуры. Экцинтриситет ротора может увеличиваться при эксплуатации до 2,5 раз по сравнению с номинальным [47]. Поэтому силу предварительного натяга в подшипниках для мельницы TF-52 следует принимать равной или большей чем 350 кН.

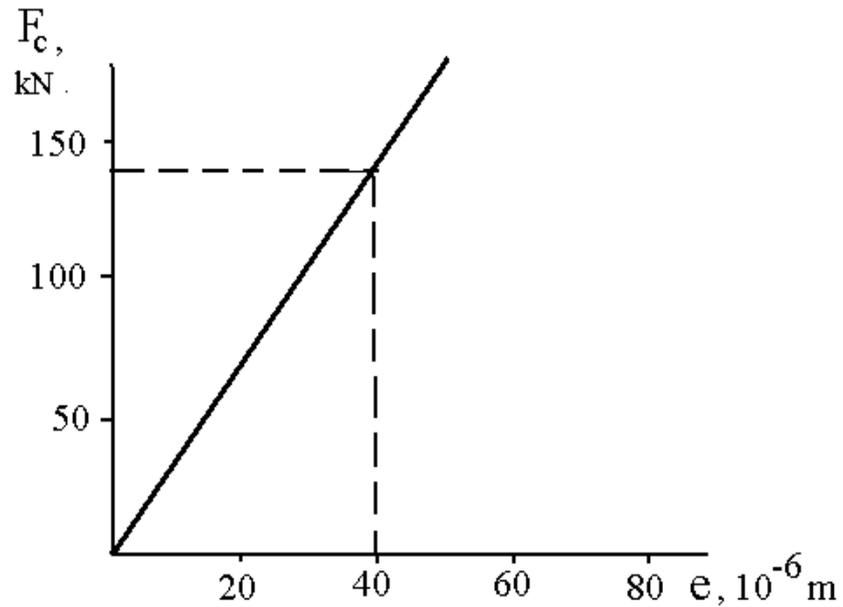


Рисунок 2.25 – Зависимость силы предварительного натяга в подшипниках от эксцентриситета ротора мельницы TF-52

Рассчитана амплитуда колебаний роторного диска модели мельницы TF-52 по методике [272], разработанной автором, в подшипниках с зазором и натягом (рисунок 2.26). Амплитуда колебаний диска зависит от радиального зазора подшипника. Так, при номинальном радиальном зазоре 0,5 мм в подшипниках и эксцентриситете ротора 40 мкм амплитуда колебаний диска равна 0,75 мм. Эта амплитуда сопоставима с эксплуатационным межножевым зазором мельницы TF-52. В конструкции роторного узла мельницы заложена возможность металлического контакта ротора и статора при размоле волокнистых материалов. Это приводит к интенсивному износу гарнитуры и снижает ее технический ресурс [2,102]. Для обеспечения стабильности положения ротора и, соответственно, межножевого зазора рекомендуется устранить радиальные зазоры в подшипниковых узлах, т. е. применять подшипники с предварительным натягом.

При использовании подшипников с натягом в роторном узле мельницы TF-52 и эксцентриситете ротора 40 мкм амплитуда колебаний диска всего 0,18 мм. Амплитуда колебаний диска в роторном узле с подшипниками с натягом

уменьшается более чем в 4 раза по сравнению с подшипниками с зазором. Колебания диска ротора в подшипниках с натягом происходят только за счет упругих деформаций элементов системы.

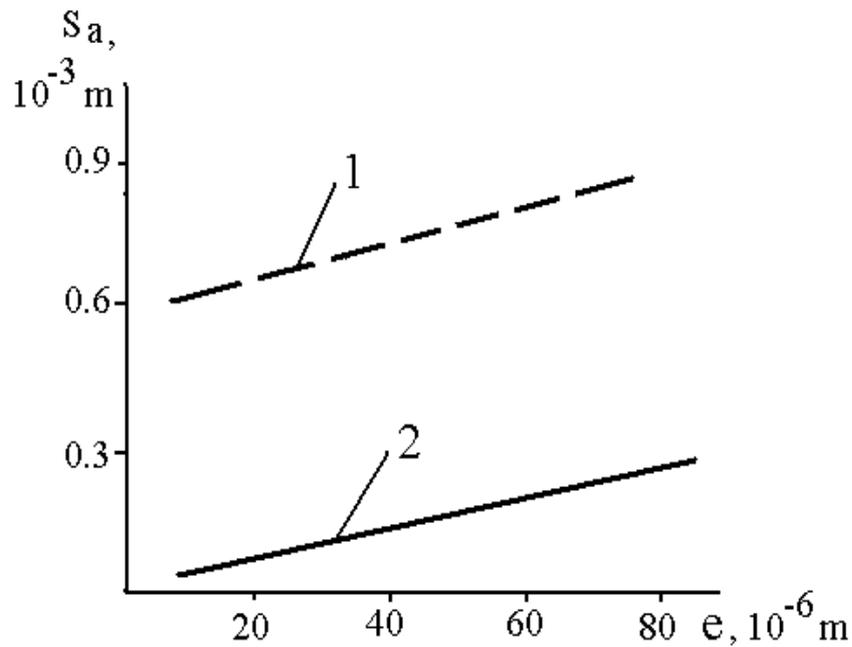


Рисунок 2.26 – Зависимость амплитуды колебаний роторного диска от эксцентриситета ротора мельницы TF-52:

1-подшипники с зазором; 2 – подшипники с предварительным натягом

Следует учесть то, что мощность привода современных мельниц достигает десятки мегаватт и при эксплуатации, особенно при пуске, возникают большие токи. При использовании подшипников ротора с натягом эти токи будут еще больше. Поэтому рекомендуется спроектировать подшипниковую опору так, чтобы пуск мельницы происходил при подшипниках с зазором, а эксплуатация – при подшипниках с натягом.

Другой особенностью подшипниковых опор с натягом является повышенное тепловыделение. При проектировании таких опор необходимо предусмотреть интенсивный отвод тепла от подшипников. Также рекомендуется применение управляющей системы, которая регулирует силу предварительного натяга подшипников в зависимости от изменения эксцентриситета ротора мельницы.

На основании проведенных исследований разработана методика расчета биений ротора при маятниковых колебаниях цапф в подшипниках. Методика реализована при помощи пакета компьютерных программ «Matlab». Результаты исследований представлены в таблице 2.6.

Таблица 2.6 – Биение ротора ножевых размалывающих машин [363]

Марка мельницы	Диаметр диска, (конуса), мм	Частота вращения, об/мин	Номинальный зазор, мм			Биение ротора, мм
			Передний подшипник	Задний подшипник	Стакан-корпус (вал-диск)	
МД -31	1000	600	0,40-0,50	0,40-0,50	0,20-0,25	0,63-0,81
МД -14	630	1000	0,30-0,40	0,30-0,40	0,15-0,20	0,41-0,57
МД -2У5	800	750	0,35-0,45	0,35-0,45	0,20-0,25	0,52-0,68
МД -3Ш7	1000	1500	0,50-0,65	0,50-0,65	-	0,52-0,70
МД- 4Ш7	1250	1500	0,50-0,65	0,50-0,65	-	0,66-0,88
МДС- 24	800	750	0,40-0,50	0,40-0,50	0,20-0,25	0,51-0,69
МДС- 33	1000	630	0,40-0,50	0,40-0,50	0,20-0,25	0,52-0,73
TF-52	1350	1500	0,50-0,65	0,50-0,65	(0,05-0,10)	0,51-0,89
TWIN- 60	1500	1500	0,50-0,65	0,50-0,65	-	0,40-0,72
TWIN - 66	1720	2300	0,50-0,65	0,50-0,65	-	0,54-0,73
МКЛ-04	(600)	490	0,20-0,30	0,20-0,30	0,15 – 0,20	0,22-0,38
МКН- 03	(500)	600	0,20-0,30	0,20-0,30	0,15-0,20	0,30-0,42
МКЛ-02	(400)	1470	0,20-0,30	0,20-0,30	0,15-0,20	0,28-0,35
RF-4	(800)	500	0,25-0,35	0,25-0,35	0,20-0,25	0,40-0,58

Как показали исследования, основной составляющей биений являются зазоры в элементах конструкции ротора. Не учет остальных составляющих приводит к погрешности, не превышающей 30%. Расчетные торцовые биения роторов мельниц находятся в пределах 0,2 – 0,9 мм. Эксплуатационные межножевые зазоры ножевых размалывающих машин сопоставимы с полученными результатами.

Следовательно, в конструкции самого роторного узла заложена возможность металлического контакта ротора и статора при размоле волокнистой массы. Это приводит к интенсивному износу ножей гарнитуры и снижению технического ресурса гарнитуры.

Для обеспечения стабильности межножевого зазора и повышения надежности гарнитуры в ножевых размалывающих машинах рекомендуется исключить зазоры в конструкциях роторных узлов, т.е. использовать подшипники с натягом [292].

2.6 Динамика ножей гарнитуры

Нож гарнитуры рассматривается как статически неопределимая балка на упругом основании (рисунок 2.27). Полагаем, что балка имеет упругие деформации, прогибы пропорциональны давлению. Исследование ведётся в линейной постановке, жёсткость крепления ножа к основанию гарнитуры принимается постоянной, не учитывается инерция сечения и не учитывается центробежная сила, действующая на нож ротора.

Используя уравнения Лагранжа [230] можно записать

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) + \frac{\partial V_p}{\partial \varphi_n} = F_n, \quad (2.86)$$

где T – кинетическая энергия системы; V_p – потенциальная энергия системы; $\varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_n$ – координаты, определяющие положение системы и отсчитываемые от состояния равновесия; F_n – обобщённая сила, действующая на ножи, соответствующая координате φ_n .

Сила F_n в каждом частном случае определяется из условия [365]

$$F_n \cdot \delta \varphi_n = A_n,$$

где A_n – работа внешних сил на перемещениях, соответствующих приращению $\delta \varphi_n$ координаты φ_n .

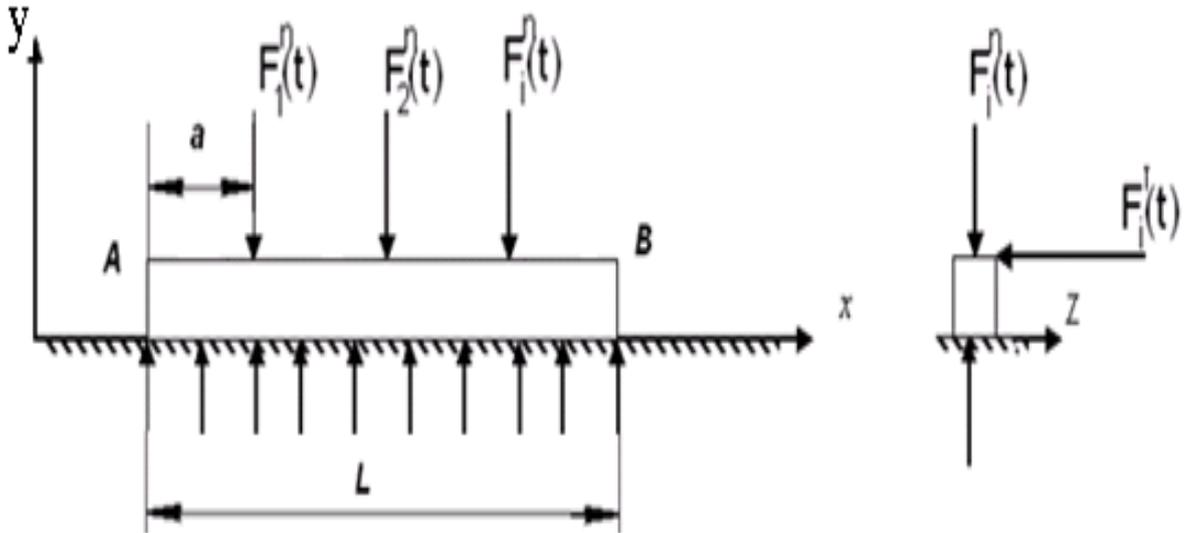


Рисунок 2.27 – Динамическая модель ножа гарнитуры

Тогда можем представить нож в виде стержня, изогнутая ось которого определяется выражением

$$y = \varphi_1 \sin \frac{\pi x}{L} + \varphi_2 \sin \frac{2\pi x}{L} + \dots \quad (2.87)$$

Коэффициенты ряда (2.87) будут играть в рассматриваемом случае роль координат. Выражение для кинетической и потенциальной энергии [49,365]

$$T = \frac{1}{2} \int_0^L \frac{m_1}{g} \left(\frac{\partial y}{\partial t} \right)^2 dx = \frac{m_1 L}{4g} \sum_{n=1}^{\infty} (\dot{\varphi}_n)^2 ;$$

$$V_p = V_1 + V_2 = \frac{EI}{2} \int_0^L \left(\frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \right)^2 dx + \frac{C_k}{2} \int_0^L y^2 dx = \frac{EI\pi^4}{4L^3} \sum_{n=1}^{\infty} n^4 \varphi_n^2 + \frac{C_k L}{4} \sum_{n=1}^{\infty} \varphi_n^2, \quad (2.88)$$

где m_1 – вес единицы длины ножа с присоединенной массой, EI – жёсткость ножа при изгибе, C_k – коэффициент, характеризующий жёсткость крепления ножа к основанию гарнитуры.

Подставляя (2.88) в (2.86), получим уравнение для определения φ_n

$$\frac{d^2 \varphi_n}{dt^2} + \frac{2g}{m_1 L} \left(\frac{EI\pi^4 n^4}{2L^3} + \frac{C_k L}{2} \right) \varphi_n = \frac{2g}{m_1 L} F_n. \quad (2.89)$$

Обозначая в уравнении (2.89)

$$\beta_n^2 = \frac{2g}{m_1 L} \left(\frac{EI\pi^4 n^4}{2L^3} + \frac{C_k L}{2} \right),$$

запишем полный интеграл уравнения в виде

$$\varphi_n = A \cos \beta_n t + B \sin \beta_n t + \frac{2g}{m_1 L} \cdot \frac{1}{\beta_n} \int_0^t F_n \sin \beta_n (t - t_1) dt_1. \quad (2.90)$$

Первые два члена выражения (2.90) отвечают за свободные колебания ножа гарнитуры. Третий член этого выражения отвечает за колебания, вызванные действием силы F_n .

В случае периодически меняющейся силы можно выделить из третьего члена решения (2.90) колебания, имеющие такую же частоту, как и у переменной силы. Остальная часть третьего члена общего интеграла представит собой свободные колебания ножа, возникающие при приложении силы F_n . Колебания ножа рассеиваются при трении о волокнистую массу и в материале гарнитуры. Если учитывать это, то в уравнении (2.89) прибавится член, пропорциональный скорости $\dot{\varphi}_n$. В общем решении члены, представляющие свободные колебания ножа, будут заключать множитель, убывающий со временем.

Рассмотрим случай, когда нож, лежащий на сплошном упругом основании, изгибается переменной обобщенной силой F_n . Вертикальное перемещение точки приложения силы, соответствующее приращению $\delta\varphi_n$ координаты φ_n , будет на основании уравнения (2.87) для прогиба ножа

$$\delta\varphi_n \cdot \sin\left(\frac{n\pi a}{L}\right).$$

Соответствующая работа внешних сил равна

$$A = \delta\varphi_n \sin\left(\frac{n\pi a}{L}\right) \cdot F_0 \sin \omega_\Gamma t,$$

следовательно

$$F_n = F_0 \sin\left(\frac{n\pi a}{L}\right) \cdot \sin \omega_\Gamma t.$$

Подставим это выражение в выражение (2.89), получим его частное решение в виде

$$\varphi_n = \frac{2F_0 L^3 \sin \omega_\Gamma t}{EI\pi^4} \cdot \frac{\sin \frac{n\pi a}{L}}{n^4 + \frac{C_k L^4}{EI\pi^4} - \frac{\omega_\Gamma^2 L^4 m_1}{EI\pi^4 g}}.$$

Уравнение (2.87) для прогиба ножа гарнитуры

$$y = \frac{2F_0 L^3 \sin \omega_\Gamma t}{EI\pi^4} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\sin \frac{n\pi a}{L} \sin \frac{n\pi x}{L}}{n^4 + \frac{C_k L^4}{EI\pi^4} - \frac{\omega_\Gamma^2 L^4 m_1}{EI\pi^4 g}}. \quad (2.91)$$

Выражение (2.91) представляет собой вынужденные колебания ножа. От задачи динамики легко перейти к задаче статики. Для этого нужно в уравнении (2.89) положить первый член равным нулю, то есть [365]

$$\varphi_n = \frac{F_n}{\frac{EI\pi^4 n^4}{2L^3} + \frac{C_k L}{2}},$$

и общее уравнение для статического прогиба ножа

$$y = \frac{2L^3}{EI\pi^4} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{F_n \sin \frac{n\pi x}{L}}{n^4 + \frac{C_k L^4}{EI\pi^4}}.$$

Сравнивая это выражение с динамическим прогибом ножа (2.91), находим, что форма изгиба отличается тем, что вместо коэффициента жёсткости C_k нужно брать, при подсчёте динамических прогибов, величину

$$C_{k1} = C_k - (\omega_\Gamma^2 m_1) / g. \quad (2.92)$$

При динамическом прогибе уменьшается коэффициент жёсткости упругого основания ножа на величину $(\omega_\Gamma^2 m_1) / g$. При бесконечно длинном ноже

$$y = \frac{F\alpha}{2C_k} (\cos \alpha x + \sin \alpha x) e^{-\alpha x}, \quad (2.93)$$

где x отсчитывается от точки приложения силы,

$$\alpha = \sqrt[4]{C_k / (4EI)}. \quad (2.94)$$

Подставляя в выражение прогиба (2.93) вместо C_k и α величины по уравнениям (2.92) и (2.94), получим динамический прогиб бесконечно длинного ножа, лежащего на сплошном упругом основании, под действием силы [232]

$$F_n = F_0 \sin \omega_{\Gamma} t.$$

Если учесть то, что ω_{Γ} достигает десятков килогерц, то согласно выражению (2.92) коэффициент динамической жёсткости C_{kl} значительно меньше коэффициента статической жёсткости.

Когда $\omega_{\Gamma} = \omega_{\Gamma 0}$, то есть $C_k = (\omega_{\Gamma 0}^2 m_1) / g$, будет явление резонанса. Откуда частоты свободных колебаний ножа

$$\omega_{\Gamma 0} = \sqrt{C_k g / m_1}. \quad (2.95)$$

В этом случае период раскачивающей силы совпадает с периодом собственных колебаний бесконечно длинного ножа, лежащего на упругом основании. Для ножа конечной длины [365]

$$\omega_{\Gamma 0} = \sqrt{\frac{n^4 EI \pi^4 g}{m_1 L^4} + \frac{C_k g}{m_1}}. \quad (2.96)$$

В формуле (2.96) все величины известны кроме C_k . Определить жесткость C_k можно по низшим частотам свободных изгибных колебаний ножа $\omega_{\Gamma 0}$, полученным экспериментально.

Исследование собственных частот и форм изгибных колебаний модели ножей проведено при помощи метода конечных элементов с использованием программного пакета «Cosmos Works» [49]. Исходные данные для расчета динамики модели ножей гарнитуры Р-1000 представлены в таблице 2.7. Результаты расчёта первых пяти форм и частот собственных колебаний модели ножа представлены на рисунке 2.28 и в таблице 2.8.

Таблица 2.7 – Исходные данные для расчета собственных частот и форм изгибных колебаний модели ножей

Тип сетки	Сетка на твердом теле
Якобиева проверка	16 точек
Размер элемента	0,8361 мм
Допуск	0,041805 мм
Количество элементов	11658
Количество узлов	21507
Размеры ножа	3×8×120 мм
Поперечная жесткость	$9,48 \cdot 10^7$ Н/м
Жесткость крепления	$3,78 \cdot 10^8$ Н/м

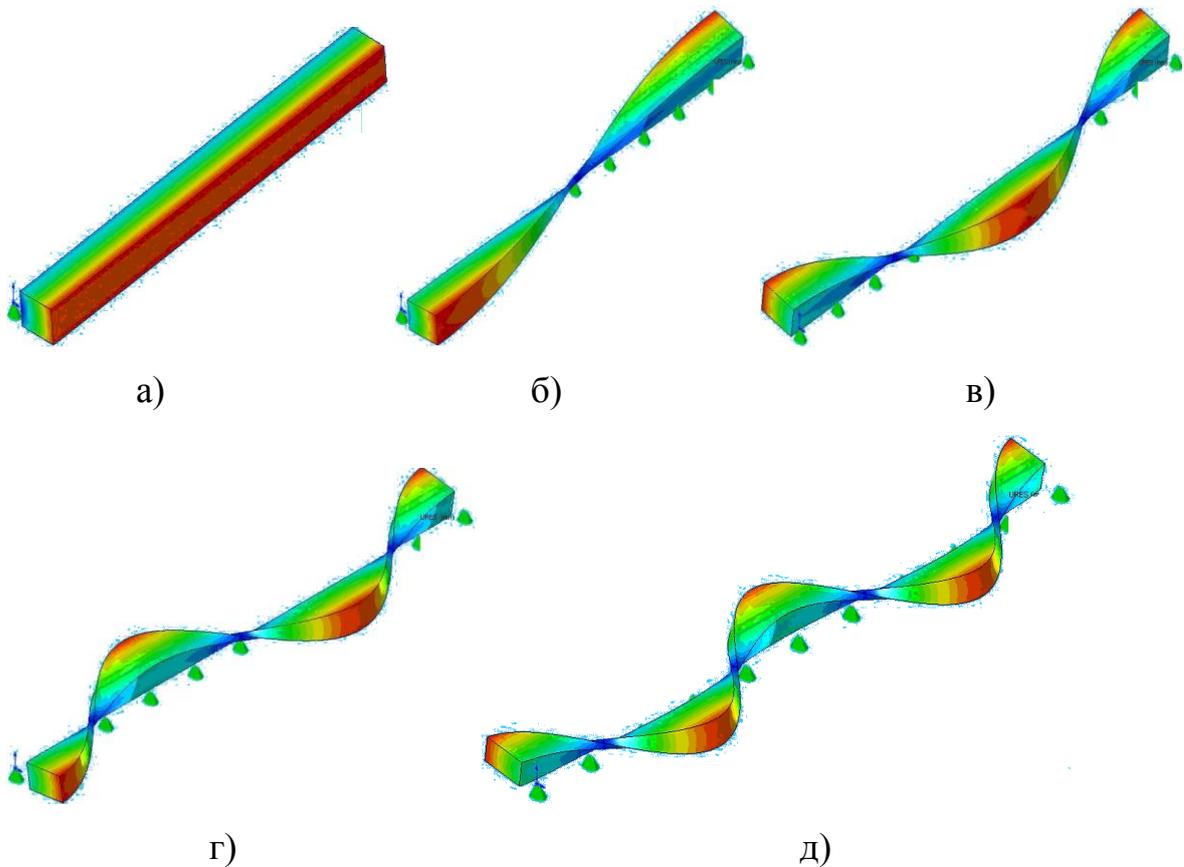


Рисунок 2.28 – Формы и частоты свободных колебаний модели ножа гарнитуры:

а) первая 2320 Гц; б) вторая 3540 Гц; в) третья 4870 Гц; г) четвертая 5610 Гц;

д) пятая 7010 Гц

Таблица 2.8 – Собственные частоты изгибных колебаний ножа гарнитуры

Форма колебаний	Частота, Гц			Относительная погрешность, %	
	Метод конечных элементов	По формуле (2.96)	Эксперимент	По методу конечных элементов	По формуле (2.96)
Первая	2320	2195	2410	3,7	8,9
Вторая	3540	3408	3615	2,1	5,7
Третья	4870	4821	5080	4,1	5,1
Четвертая	5610	5543	5845	4,0	5,2
Пятая	7010	6932	7370	4,9	5,9

Относительная погрешность в определении свободных частот колебаний ножа гарнитуры по методу конечных элементов не превышает 5 %, а аналитически по формуле (2.96) не превышает 9% [293].

Частоты свободных изгибных колебаний ножей повышаются в процессе их износа и снижаются при уменьшении жесткости крепления ножа к гарнитуре. Уменьшить жесткость крепления можно при помощи конструкций наборной гарнитуры, защищенной патентами [325, 326, 328-334].

2.7 Экспериментальные исследования ножевых размалывающих машин

Экспериментальные исследования проводились на лабораторной установке [46] и ножевых размалывающих машинах на АО «Соликамскбумпром», ООО «Окуловская бумажная фабрика», АО «Туринский ЦБЗ», ООО «Сухонский КБК», АО «Уралвторма» и других предприятиях целлюлозно-бумажной промышленности.

Измерения показателей волокнистых полуфабрикатов проводились на стандартной аппаратуре по принятой в целлюлозно-бумажной промышленности методике [338].

Измерение вибрации проводилось в соответствии с требованиями государственных стандартов [33,185,339,341]. При исследованиях анализировались временные реализации вибрационных процессов, спектральный и корреляционный, модальный, резонансный демодуляционный и другие методы анализа. Измерительная аппаратура прошла государственную поверку и была допущена к эксплуатации.

Вибропреобразователи крепились на лапах мельниц в трех взаимно-перпендикулярных направлениях согласно требований ГОСТ 26493-85 [183]. Высокочастотная вибрация статора измерялась с помощью волноводов, жестко закрепленных на статорном диске мельницы [46]. Динамические характеристики мельниц и их поддерживающих конструкций определялись по амплитудно-частотным характеристикам, полученным при разгоне или остановке машины [289].

Экспериментальные исследования высокочастотной вибрации статора, факторов размола и показателей волокнистого материала проводились при помощи метода полнофакторного планирования эксперимента [186]. Методика и результаты экспериментов представлены в приложении 4 диссертации.

2.8 Выводы по разделу

1. В разделе исследованы силы, возбуждающие колебания мельниц: силы и моменты инерции неуравновешенных масс ротора; механическое и гидродинамическое воздействие размалываемого материала; воздействие муфты ротора. Все эти силы и моменты вращаются с одинаковой частотой ω . Фазы и амплитуды сил могут изменяться с течением времени. Во всех случаях простое суммирование амплитуд всех гармонических нагрузок на основе принципа суперпозиции приводит к значительному и ничем не оправданному завышению расчетных параметров колебаний мельниц. Поэтому применяют вероятностные методы. Разработана методика

расчета суммарной динамической нагрузки на поддерживающие конструкции мельницы.

2. Мельницы и поддерживающие конструкции, как правило, проектируют различные организации. Расчетная модель такой системы должна отражать расчет каждого конструктивного раздела и во взаимной их связи. Получены динамическая и математическая модели мельниц совместно с поддерживающей конструкцией на основе метода расчленения сложной динамической системы на парциальные подсистемы. Разработана и апробирована методика динамического расчета мельниц совместно с поддерживающей конструкцией. Составлена компьютерная программа расчета динамики мельниц совместно с поддерживающей конструкцией. Проведён расчёт мельниц МД-5Ш1А Сыктывкарского ЛПК, TF-52 и TWIN-66 фирмы Andritz АО «Соликамскбумпром», МД-31и RT-70 АОр «Туринский ЦБЗ». Ошибка в определении низших частот свободных колебаний мельниц совместно с поддерживающей конструкцией не превышает 8%. Расчётные значения амплитуд колебаний элементов системы при нормативной неуравновешенности ротора мельницы сравниваются с допускаемыми параметрами вибрации, регламентируемыми ГОСТ 26493-85 и ГОСТ 12.1.012-2004. В случае превышения расчётных значений над допускаемыми значениями необходимо разрабатывать методы и средства виброзащиты. Результаты исследований внедрены в виде рекомендаций в производство.

3. Колебания мельниц в продольном направлении описываются уравнениями Матье, области устойчивости которых определяются по диаграмме Айнса-Стретта. Разработана и апробирована методика расчета продольных колебаний мельницы. Амплитуда колебаний статора в 1,6 - 2,3 раза меньше, чем амплитуда колебаний ротора. Это вызвано большей жесткостью крепления статора к корпусу мельницы. Амплитуда продольных колебаний ротора и статора зависит от вида трения между гарнитурами. При граничном трении амплитуда колебаний статора и ротора увеличивается в 2-3 раза по сравнению с жидкостным трением. Амплитуда колебаний ротора и статора в продольном направлении сопоставима с зазором между этими

элементами. При проектировании и эксплуатации ножевых размалывающих машин необходимо чтобы межножевой зазор между ротором и статором не превышал амплитуду колебаний диска мельницы. Поэтому рекомендуется при проектировании мельниц разработка методов и средств виброзащиты, а при эксплуатации – не допускать граничного трения между гарнитурами.

4. Разработана и апробирована методика расчета продольных колебаний ротора мельницы. Ошибка в определении частот свободных изгибных колебаний ротора мельницы не превышает 9%. Низшие частоты свободных продольных колебаний роторов существующих мельниц лежат в пределах 85-165 Гц, а вторая и последующие частоты свободных колебаний – в области частот свыше 1кГц.

5. Разработана и апробирована методика расчета изгибных колебаний ротора мельницы, учитывающая анизотропию опор, упругую податливость вала, действие гироскопического момента и положение диска относительно опор. Ошибка в определении частот свободных изгибных колебаний роторов мельниц не превышает 9%. Не учет упругой податливости подшипников приводит к ошибке в определении низших частот свободных колебаний роторов не более чем на 15%. Гироскопический момент увеличивает частоты свободных колебаний роторов не более чем на 25 %. Консольное расположение диска понижает частоты свободных изгибных колебаний ротора мельниц в 1,1 - 1,4 раза по сравнению с межопорным расположением.

6. Разработаны динамическая и математическая модели ротора мельницы в подшипниках с зазором и предварительным натягом. Разработана методика расчета силы предварительного натяга в подшипниковых опорах для стабилизации положения ротора. Амплитуда колебаний диска в роторном узле с подшипниками с натягом значительно уменьшается по сравнению с подшипниками с зазором. Для обеспечения стабильности положения ротора и, соответственно, стабильности межножевого зазора рекомендуется устранить радиальные зазоры в подшипниковых узлах, т.е. применять подшипники с предварительным натягом. Это позволит

стабилизировать межножевой зазор и повысить технический ресурс размалывающей гарнитуры.

Как показали исследования, основной составляющей биений являются зазоры в элементах конструкции ротора. Не учет остальных составляющих приводит к погрешности, не превышающей 30%. Расчетные торцовые биения роторов мельниц находятся в пределах 0,2-0,9 мм. Эксплуатационные межножевые зазоры ножевых размалывающих машин сопоставимы с полученными результатами.

Однако при применении подшипников с натягом в роторном узле необходимо решить следующие проблемы:

повышенный ток электродвигателя, особенно при его пуске;

повышенное тепловыделение в подшипниковых опорах.

Рекомендуется применение управляющей системы, которая регулирует зазор в подшипниках мельницы при пуске электродвигателя и силу их предварительного натяга в зависимости от изменения эксцентриситета ротора.

7. Разработана динамическая и математическая модели ножей гарнитуры. На основании математической модели разработана и апробирована методика расчета собственных частот колебаний ножа. Относительная погрешность в определении свободных частот изгибных колебаний ножей гарнитуры аналитически и по методу конечных элементов не превышает 9%.

Полученные математические зависимости являются основой разрабатываемых методик для вибрационных расчётов мельниц и их элементов.

3. ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ В МЕЖНОЖЕВОМ ЗАЗОРЕ

3.1 Модель волокнистых материалов при размоле

Для исследования процессов в мельницах необходимо знать динамическую реакцию волокнистой прослойки на ротор и статор. Задача описания законов формирования динамической реакции волокнистой прослойки при размоле является достаточно сложной, т.к. величина ее и характер зависит от технологических и эксплуатационных факторов размола [2,23,44 и другие]. Для реализации вышесказанного необходима разработка и исследование модели волокнистой прослойки между гарнитурами. Для изучения характеристик этого материала, как правило, используют феноменологический подход [126]. Существует два метода обработки феноменологических данных: интегральный и аналитический.

Интегральный метод основан на экспериментальных данных, получают зависимость, которая отражает поведение материала под действием переменных факторов. Примером интегрального приближения является уравнение Нуттинга [126]

$$\varepsilon = \alpha_n^{-1} \tau^\beta \sigma^M,$$

где ε – относительная деформация, τ – время, σ – напряжение, α_n , β , M – постоянные коэффициенты.

При $\beta = 0$ и $M = 1$ уравнение Нуттинга упрощается до закона Гука, а при $\beta = 1$ и $M = 1$ превращается в закон Ньютона. Это уравнение успешно применяется для описания поведения многих материалов [294].

Аналитический метод позволяет найти поведение волокнистого материала при различных условиях. При этом делаются допущения, что материал структурно близок к идеальным элементам, которые называют реологическими моделями.

Волокнистый материал при сжатии в межножевом зазоре мельницы образует прослойку, концентрация которой возрастает до 15-60% [2]. Волокнистая прослойка между ножами подвергается напряжению в виде периодически повторяющихся импульсов. Частоты воздействий ножей гарнитуры на волокнистый материал

названы автором гарнитурные частоты. Эти частоты могут достигать 70 кГц [44, 46, 47, 291, 293,297]. В зарубежных публикациях гарнитурные частоты называют «bar to bar frequency» [19, 21, 25].

Экспериментально исследована зависимость амплитуды виброускорения статора от величины межножевого зазора в промышленных мельницах различных типоразмеров [46,297]. Если допустить, что механическая система гарнитура статора - статор мельницы линейна (эта система в исследуемых мельницах не содержит нелинейных элементов), то можно сделать вывод о том, что амплитуда вибрации статора пропорциональна амплитуде импульсов давления и напряжения в волокнистой прослойке. Гарнитурные частоты вибрации статора при этом соответствуют частотам перекрещивания ножей на ножевых поясах гарнитуры. Обобщённый график напряжения волокнистой прослойки при её относительном сжатии представлен на рисунке 3.1 [2, 76, 138, 295,297]. На графике можно выделить четыре характерные зоны.

Зона OA - зона упругих деформаций от 0 до ε_1 и при напряжениях меньших, чем σ_{01} . При снятии нагрузки волокнистая прослойка полностью без гистерезиса восстанавливает свою форму. Восстановление прежней формы и размеров волокнистой прослойки может происходить почти мгновенно [76]. Изменение характеристик волокнистой массы в этой зоне почти отсутствует (рисунок 3. 2).

Зона AB - зона упругопластических деформаций от ε_1 до ε_2 и при напряжениях от σ_{01} до σ_{02} . При снятии таких напряжений упругая часть упругопластической деформации исчезает. Пластическая часть деформации приводит к необратимым деформациям в волокнах и вызывает их наружную и внутреннюю фибрилляцию [76]. В этой зоне наблюдается небольшое изменение характеристик бумажной массы.

Зона BC - зона пластических деформаций от ε_2 до ε_3 , характеризуется практически постоянным напряжением σ_{02} . При таком напряжении в волокнистой прослойке происходит интенсивная внешняя и внутренняя фибрилляция волокон [76]. В этой зоне наблюдается значительное изменение характеристик бумажной массы.

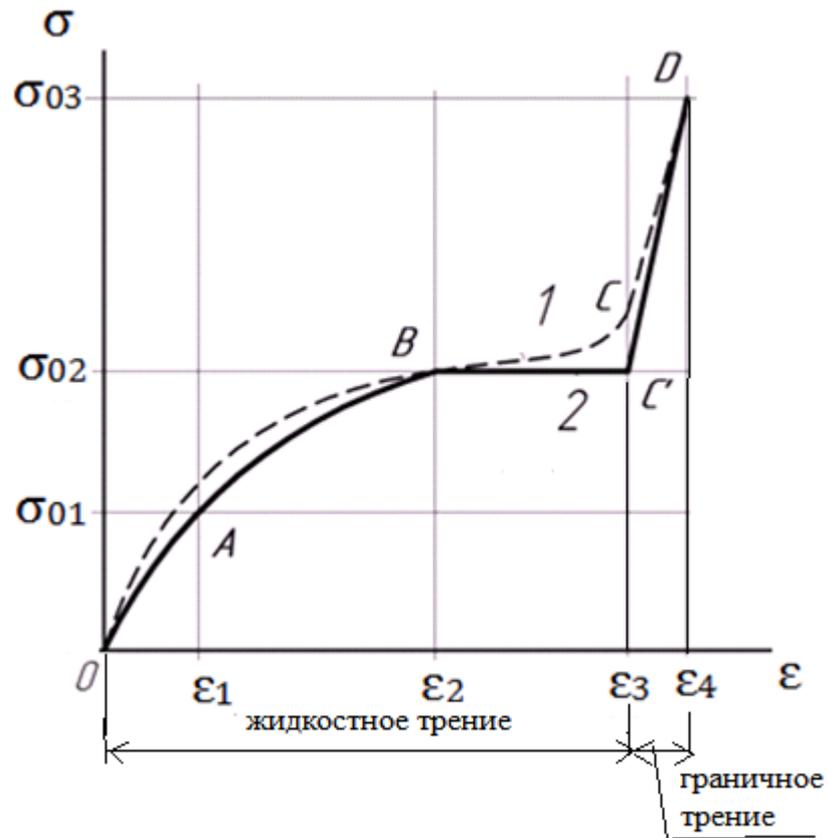


Рисунок 3.1 – Напряжение волокнистой прослойки:

1 - экспериментальная кривая; 2 - теоретическая кривая

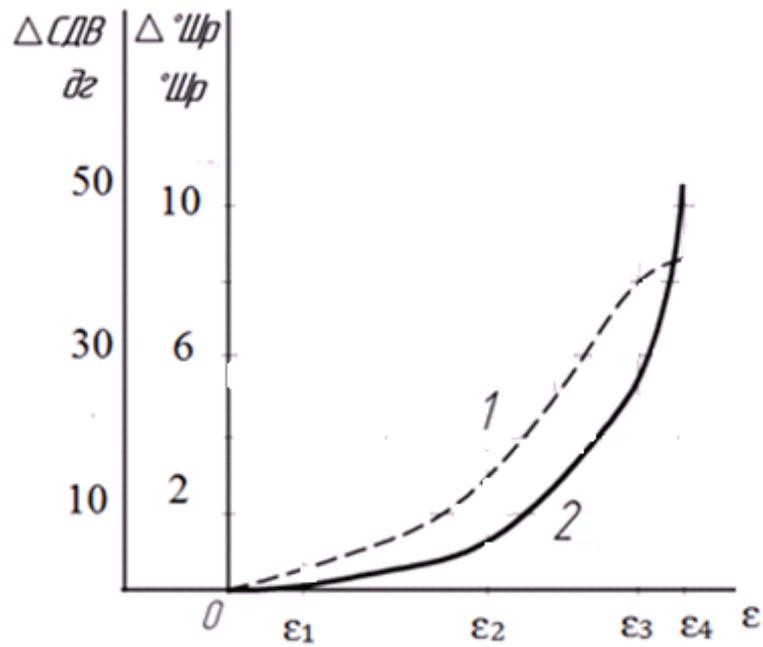


Рисунок 3.2 – Изменение характеристик размалываемого материала:

1 - прирост степени помола; 2 - уменьшение средней длины волокна

В зонах ОА, АВ и ВС возникает жидкостное трение между размалывающими поверхностями.

Зона СД - зона разрушения волокнистой прослойки, вплоть до металлического контакта между гарнитурами, возникает при деформациях от ε_3 до ε_4 и характеризуется резким повышением напряжений до σ_{03} . Эта зона характеризуется интенсивными рубящими усилиями, действующими на волокна. В этой зоне возникает граничное трение между размалывающими гарнитурами.

Форма графика, крутая при малых значениях и пологая при больших значениях сжатия волокнистой прослойки, объясняется особенностями ее структуры. В момент при вытеснении воды из межволоконных полостей и упругого сжатия самих волокон, нормальные напряжения интенсивно растут при сравнительно небольших деформациях. При достижении предела текучести σ_{02} в зоне ВС напряжение практически не изменяется [297].

Предел текучести волокнистой прослойки, изучен автором при помощи полного факторного планирования эксперимента в работе [46], и зависят от следующих факторов (перечислены в порядке значимости): вид волокнистого материала, степень помола массы, средняя длина волокна, концентрация и расход волокнистого материала. Когда происходит разрыв волокнистой прослойки и возникает металлический контакт между ножами гарнитуры ротора и статора, нормальные напряжения существенно возрастают [46].

На основании вышесказанного сделан вывод, что при жидкостном трении гарнитуры волокнистой прослойке наиболее удовлетворяет модель стандартного тела Максвелла-Томсона [126], а при граничном трении – модель Гука (рисунок 3.3). Параметры модели зависят от технологических и эксплуатационных факторов помола и носят случайный характер.

В общем случае связь между напряжением и деформацией материала может быть описана дифференциальным уравнением [191,297]

$$\sum_{k=0}^m P_k \frac{\partial^k \sigma}{\partial t^k} = \sum_{l=0}^n ql \frac{\partial^l \varepsilon}{\partial t^l}. \quad (3.1)$$

Механическое поведение модели волокнистой прослойки по двумерной теории вязкоупругости при жидкостном трении описывается уравнением [2]:

$$\frac{bE_1}{E_1+E_e} \dot{\varepsilon} + \frac{E_1E_e}{E_1+E_e} \varepsilon = \sigma + \frac{b}{E_1+E_e} \dot{\sigma}, \quad \text{при } \sigma < \sigma_{02} \quad (3.2)$$

где b - вязкость материала, E_1 - мгновенный модуль упругости, ε - деформация; σ - напряжение, E_e - длительный модуль упругости.

Механическое поведение модели волокнистой прослойки при граничном трении описывается уравнением [47,297]

$$\sigma = \sigma_{02} + E_M \varepsilon, \quad \text{при } \sigma \geq \sigma_{02} \quad (3.3)$$

где σ_{02} - предел текучести волокнистой прослойки, E_M - модуль упругости металлического контакта гарнитуры ротора и статора.

Нормальные перемещения $w(x, z)$, описываемые моделью прослойки, связаны с давлением $p(x, z)$ соотношением [273]

$$w(x', z', t) + T_\varepsilon \frac{dw(x', z', t)}{dt} = \frac{(1-\nu^2)h}{E_e} \left(p(x', z', t) + T_\sigma \frac{dp(x', z', t)}{dt} \right), \quad (3.4)$$

где T_ε, T_σ - время релаксации и последействия, ν - коэффициент Пуассона.

Отношение толщины слоя h к приведенному модулю E^* характеризует податливость слоя волокнистой прослойки, а мгновенный модуль упругости E_1 определяется соотношением $T_\varepsilon E_e / T_\sigma$. Приведенный модуль

$$E^* = \frac{E_e}{1-\nu^2}.$$

Отметим, что одномерная модель волокнистой прослойки - аналог упругой модели Винклера [111], может быть использована в случае, когда толщина вязкоупругого слоя волокнистой прослойки h много меньше ширины площадки контакта.

Рассмотрим механизм возникновения колебаний гарнитуры при размоле волокнистых материалов. Известно, что при прохождении ножей гарнитуры ротора над ножами статора концентрация волокнистой прослойки изменяется [2]. А при изменении концентрации волокнистых материалов в значительной мере изменяется их вязкость [70]. Отсюда можно сделать вывод, что при размоле волокнистых материалов изменяется коэффициент демпфирования модели. Причём изменение

демпфирования будет происходить с той же частотой, с какой перекрещиваются ножи ротора и статора – с гарнитурными частотами ω_r .

Демпфирование в бумажной массе возникает за счёт трения поверхностей волокон друг о друга, сопротивления движению волокон в воде, прохождение воды через поры волокон, наличия сил сцепления между волокнами. Наличие сил демпфирования обуславливает проявление нелинейных свойств в системе гарнитура - волокнистая прослойка. Это усложняет исследование таких систем. На практике используют различные методы аппроксимации демпфирования. Такой подход позволяет нелинейные системы сводить к более простым линейным, в частности, используя метод энергетического баланса [191]. При граничном трении изменяется площадь контакта гарнитуры, то есть изменяется жёсткость металлического контакта ротора и статора [297].

Если в сечении A модели волокнистой прослойки (рисунок 3.3) действует сила $P_A(t)$, то в сечениях B и D будет действовать такая же сила, поскольку модель не содержит инерционных элементов,

$$P_A(t) = P_B(t) = P_D(t).$$

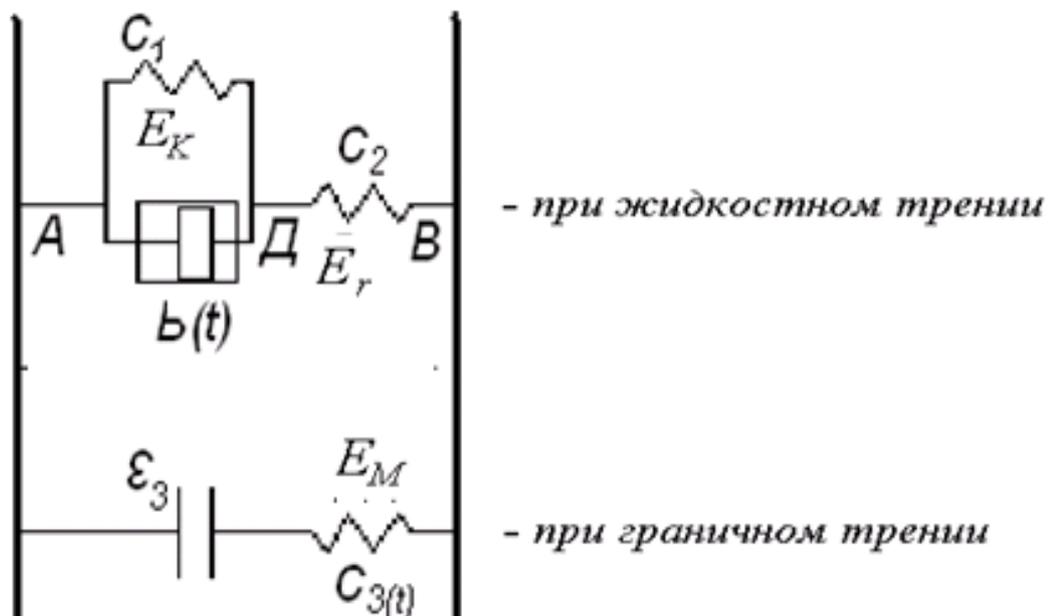


Рисунок 3.3 – Модель волокнистой прослойки между гарнитурами

Пусть $y_a(t)$, $y_b(t)$, $y_d(t)$ - перемещения сечений A , B и D , тогда

$$P_A(t) = C_1(y_d - y_a) + b(t)(\dot{y}_d - \dot{y}_a) = P_D(t) = C_2(y_b - y_d) = P_B(t). \quad (3.5)$$

Полагаем, что в системе происходят гармонические колебания с частотой ω_Γ . Подставив

$$\begin{aligned} y_a &= A_1 \sin \omega_\Gamma t + B_1 \cos \omega_\Gamma t; \\ y_b &= A_2 \sin \omega_\Gamma t + B_2 \cos \omega_\Gamma t, \end{aligned}$$

и исключив y_d , находим решение (3.1) в виде

$$\begin{aligned} P_A(t) &= P'_A \sin \omega_\Gamma t + P_A \cos \omega_\Gamma t; \\ P_B(t) &= P'_B \sin \omega_\Gamma t + P_B \cos \omega_\Gamma t, \end{aligned}$$

откуда находим динамическую жесткость $C(t)$ и динамическую податливость $L(t)$ модели волокнистой прослойки [297]

$$C(t) = \frac{C_2 \left[C_1^2 + b^2(t) \omega_\Gamma^2 \right] + \left[C_1(C_1 + C_2) + b^2(t) \omega_\Gamma^2 + C_2 b(t) \omega_\Gamma \right]}{\left[C_1(C_1 + C_2) + b^2(t) \omega_\Gamma^2 \right]^2 + C_2^2 b^2(t) \omega_\Gamma^2}, \quad (3.6)$$

$$L(t) = \frac{\left[C_1(C_1 + C_2) + b^2(t) \omega_\Gamma^2 + C_2 b(t) \omega_\Gamma \right]}{\left[C_1 + b(t) \omega_\Gamma^2 \right] C_2}. \quad (3.7)$$

Волокнистая прослойка между ротором и статором подвергается напряжению в виде периодически повторяющихся импульсов, которые можно разложить в ряд Фурье. Периодическая последовательность импульсов напряжения представлена на рисунке 3.4а и зависимостью

$$\sigma(t) = \begin{cases} \sigma_0 & 0 \leq t \leq \frac{T}{4} \\ 0 & \frac{T}{4} < t \leq \frac{3T}{4} \\ \sigma_0 & \frac{3T}{4} < t < T \end{cases}, \quad (3.8)$$

где T – период импульсов.

Функцию $\sigma(t)$ можно расложить в ряд Фурье

$$\sigma(t) = \frac{\sigma_0}{2} + \frac{2\sigma_0}{\pi} \cdot \left[\cos\left(\frac{2\pi}{T}t\right) - \frac{\cos\left(\frac{2\pi}{T}3t\right)}{3} + \frac{\cos\left(\frac{2\pi}{T}5t\right)}{5} - \dots \right]. \quad (3.9)$$

Проинтегрировав уравнение (3.2) при начальном условии $\varepsilon(0) = \frac{\sigma}{E_r}$ и подставив (3.9), получим при жидкостном трении

$$\varepsilon(t) = \left(\frac{\sigma_0}{2} + \frac{2\sigma_0}{\pi} \cdot \left[\cos\left(\frac{2\pi}{T}t\right) - \frac{\cos\left(\frac{2\pi}{T}3t\right)}{3} + \frac{\cos\left(\frac{2\pi}{T}5t\right)}{5} - \dots \right] \right) \cdot \left(\frac{1}{E_r} + \frac{1}{E_k} \cdot 1 - e^{-\frac{t}{B}E_k} \right)$$

При граничном трении ротора и статора в соответствии с (3.3) и (3.9)

$$\varepsilon(t) = \frac{\varepsilon_2 + \left(\frac{\sigma_0}{2} + \frac{2\sigma_0}{\pi} \cdot \left[\cos\left(\frac{2\pi}{T}t\right) - \frac{\cos\left(\frac{2\pi}{T}3t\right)}{3} + \frac{\cos\left(\frac{2\pi}{T}5t\right)}{5} - \dots \right] \right)}{E_m}$$

Циклические напряжения и деформации волокнистой прослойки представлены на рисунке 3.4 [297]. Деформация волокнистой прослойки запаздывает по отношению к напряжению при воздействии на неё ножей гарнитуры. При снятии нагрузки деформация уменьшается не мгновенно, а с некоторым запаздыванием. После снятия напряжения деформация изменяется по экспоненциальному закону [2]. Релаксационные процессы имеют большое значение, т.к. при размоле волокнистый материал подвергается большим частотам воздействия и прослойка не успевает полностью восстановить свои первоначальные размеры.

Основная цель направленного размола - получение гибких и пластичных волокон, максимально приближённых к своей естественной длине. Это достигается в результате многократного нагружения выше предела упругости волокон, но не превышающего предел прочности волокон на разрыв σ_e .

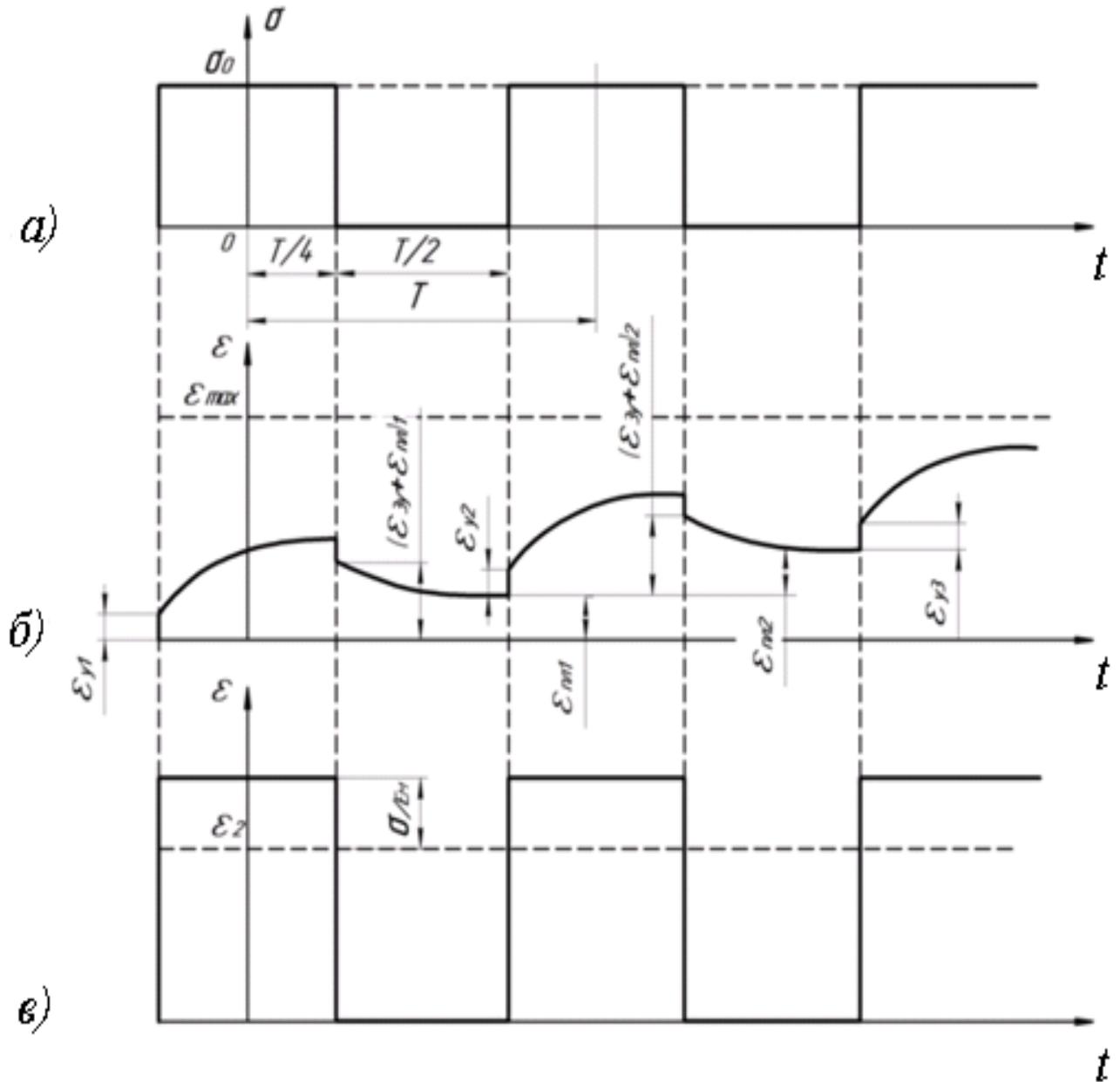


Рисунок 3.4 - Циклические воздействия на волокнистую прослойку между ротором и статором в ножевых размалывающих машинах:

- а) импульсы напряжения;
- б) импульсы деформации при жидкостном трении;
- в) импульсы деформации при граничном трении

Если предположить, что требуемый прирост показателей волокнистого материала при размоле происходит при достижении некоторой деформации ε_{max} , то

можно записать условие требуемого прироста показателей волокнистых материалов при размоле [297]

$$\varepsilon_{\max} = \sum_{i=1}^n [(\varepsilon_y)_i + (\varepsilon_{zy})_i + (\varepsilon_{nl})_i], \quad (3.10)$$

где $(\varepsilon_y)_i$, $(\varepsilon_{zy})_i$, $(\varepsilon_{nl})_i$ - соответственно упругая, запаздывающая упругая и пластическая деформация для i -го цикла нагружения.

Можно сделать вывод, что для достижения ε_{\max} и, следовательно, для повышения эффективности размола необходимо [297]: увеличить число циклов нагружения; уменьшить время восстановления волокнистого материала, снизить значение вязкоупругих свойств волокнистых материалов и увеличить напряжение в цикле.

3.2 Контактное взаимодействие ножей ротора и статора

3.2.1 Постановка и решение задачи

Современные представления о размоле волокнистых материалов в ножевых размалывающих машинах предлагают разбить этот процесс на две основные стадии:

1. Подача волокнистого материала в зону размола и образование волокнистых наслоек между ножами ротора и статора.

2. Силовое и гидродинамическое воздействие на волокнистый материал между ротором и статором, удаление материала из мельницы.

Разработанная теория дискретного контакта ножей гарнитуры описывает стадию силового взаимодействия ножей на волокнистый материал при жидкостном трении гарнитуры [309]. Силовое взаимодействие ножей - основной фактор размола волокнистых материалов, особенно щепы и массы высокой концентрации [2]. Задача описания процесса размола во второй стадии формируется в рамках развития классических моделей механики сплошных сред и основывается на теории дискретного контакта двух тел [247,268,296-299,302].

Рассмотрим скольжение ножей гарнитуры ротора по ножам статора с постоянной скоростью \vec{V} (рисунок 3.5).

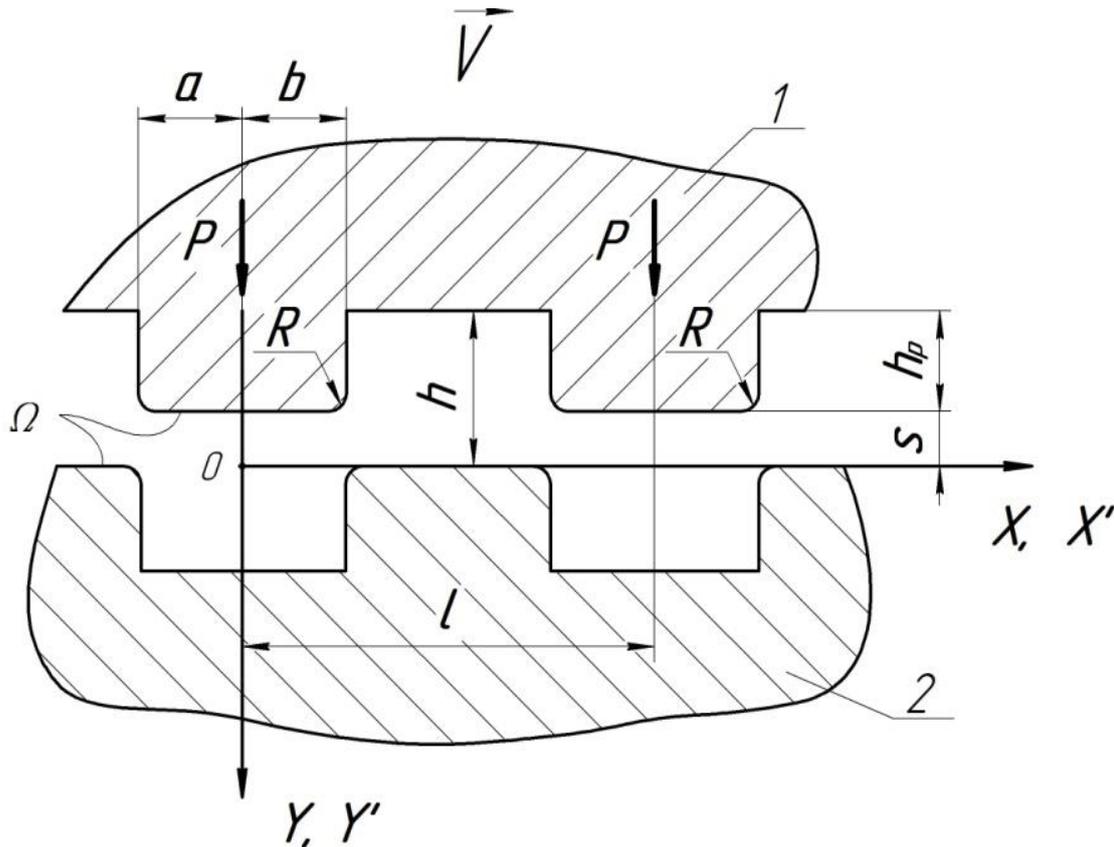


Рисунок 3.5 – Схема контактного взаимодействия ножей:

1 – ротор; 2 – статор

Ножи ротора и статора отделены друг от друга вязкоупругим волокнистым материалом. Форма ножей описывается обобщённой функцией Хевисайда $f(x, z)$. Ножи расположены вдоль оси x с периодом l . Введём неподвижную систему координат (x', y', z') так, что её начало в момент времени $t=0$ расположено в центре одного ножа ротора, ось x' направлена вдоль вектора скорости, а ось y' направлена в центр межножевой канавки статора. Также введём подвижную систему координат (x, y, z) связанную с ротором и движущуюся со скоростью \vec{V} . Рисунок ножей гарнитуры описывается как [309]

$$f(x, z) = h_0/2 + \sum_{j=1}^n (1 - h_0/h_{pj}) h_{pj} \Delta \Gamma_{x_j, z_j}, \quad x \in (0, l), \quad z \in (0, r)$$

где $\Delta \Gamma_{x_j, z_j} = \Gamma(x, z - x_j, z_j) - \Gamma[x, z - x_j, z_j - (a+b)_j, c_j]$, $\Gamma(x, z)$ - единичная функция

Хевисайда, x_j, z_j - координата точки начала j -го ножа, $(a+b)_j, c_j$ - соответственно ширина и длина j -го ножа, h_0 - толщина гарнитуры, h_{pj} - высота j -го ножа, n - число ножей.

Рассмотрим граничные условия в зоне контакта ножей. В зоне контакта Ω выполняется следующее условие

$$w(x, z) = \delta + f(x, z), \quad (x, z) \in \Omega, \quad (3.11)$$

где $w(x, z)$ - нормальные перемещения границы вязкоупругой прослойки вследствие её деформирования при размоле, δ - сближение ножей ротора и статора за счет деформирования прослойки.

Контактное давление $p(x, z)$ вне площадок контакта и на её границе ($-a(z), b(z)$) равно нулю:

$$p(x, z) = 0, \quad (x, z) \notin \Omega, \quad p(-a(z)) = p(b(z)) = 0. \quad (3.12)$$

Нормальные перемещения и давление по координате x удовлетворяют условиям периодичности

$$w(x, z) = w(x + l, z), \quad p(x, z) = p(x + l, z). \quad (3.13)$$

Уравнение равновесия ножа имеет вид

$$\iint_{\Omega} p(x, z) dx dz = P, \quad (3.14)$$

где P - нагрузка на нож гарнитуры.

В системе координат (x, y, z) связанной с движением ножей ротора ($x = x' - Vt, y = y', z = z'$) компоненты вектора смещений u_i и тензора напряжений σ_{ij} не зависят явно от времени и являются функциями координат (x, y, z) . Компоненты тензоров деформаций и напряжений в движущейся (x, y, z) и неподвижной (x', y', z') системах координат связанных между собой уравнениями [268]:

$$\begin{aligned} \varepsilon'_{ij} + T_{\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon'_{ij}}{\partial t} &= \varepsilon_{ij} - T_{\varepsilon} V \frac{\partial \varepsilon_{ij}}{\partial x} = \varepsilon_{ij}^*, \\ \sigma'_{ij} + T_{\sigma} \frac{\partial \sigma'_{ij}}{\partial t} &= \sigma_{ij} - T_{\sigma} V \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x} = \sigma_{ij}^*, \\ u_i - T_{\varepsilon} V \frac{\partial u_i}{\partial x} &= u_i^*, \\ p(x) - T_{\sigma} V \frac{\partial p(x)}{\partial x} &= p^*(x). \end{aligned} \quad (3.15)$$

Введение функций ε_{ij}^* , σ_{ij}^* удовлетворяют эквивалентным уравнениям равновесия, совместимости деформаций и закону Гука для изотропного упругого тела.

В подвижной системе координат соотношение (3.4) приобретает вид

$$w(x, z) - T_\varepsilon V \frac{dw(x, z)}{dx} = \frac{h}{E^*} \left(p(x, z) - T_\sigma V \frac{dp(x, z)}{dx} \right). \quad (3.16)$$

Для решения контактной задачи воспользуемся методом полос (или метод плоских сечений) [296]. Выделим зону контакта ножей гарнитуры (рисунок 3.6). Разобьем эту зону на $2N$ тонких полос, направление которых совпадает с вектором скорости \vec{V} скольжения ротора по статору. Для каждой полосы будем решать соответствующую плоскую периодическую задачу. Взаимодействием полос пренебрегаем. На рисунке 3.6 изображены две соседние области контакта и характерная полоса шириной Δz с номером j , находящиеся на расстоянии z_j от оси x , Z_{max} - ширина площадки контакта в направлении оси z .

В каждой полосе выполняется условие периодичности, т.е. можно записать

$$w_j(x, z_j) = w_j(x + l, z_j), \quad p_j(x, z_j) = p_j(x + l, z_j). \quad (3.17)$$

Нормальные перемещения границы вязкоупругого слоя в j -ой полосе можно записать как

$$w_j(x, z_j) = \delta - f(x, z), \quad x \in \Omega. \quad (3.18)$$

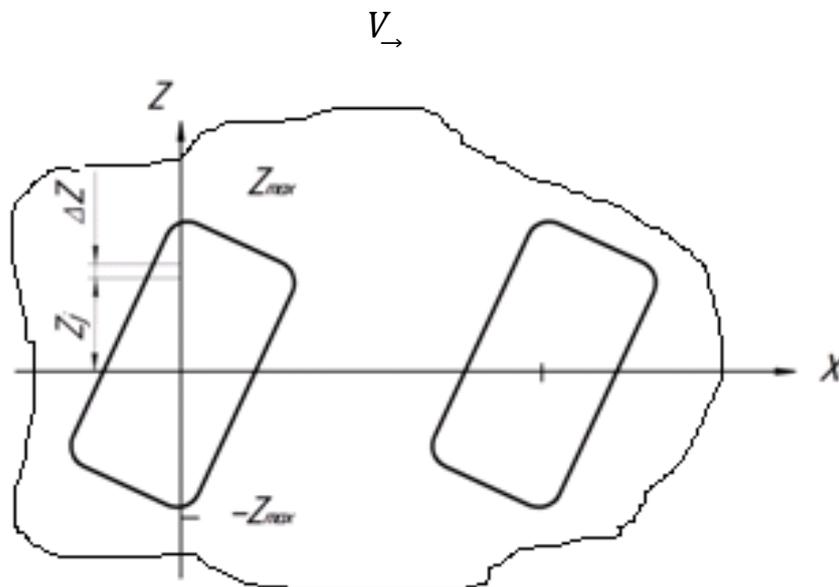


Рисунок 3.6 – Зона контакта ножей ротора и статора

Введем безразмерные величины

$$\hat{x} = \frac{x}{a+b}, \quad \hat{z} = \frac{z}{a+b}, \quad \hat{w} = \frac{w}{a+b}, \quad \hat{\delta} = \frac{\delta}{a+b}, \quad \hat{l} = \frac{l}{a+b},$$

$$\hat{p}_j = \frac{2p_j}{a+b} \cdot \frac{h}{E^*},$$

$$\hat{P} = \frac{2P}{(a+b)^3} \frac{h}{E^*}, \quad \zeta = \frac{2a_H}{T_\sigma V}, \quad \hat{a}_H = \frac{2a_H}{a+b}, \quad a_H = \sqrt[3]{\frac{3P(a+b)}{4E^*}}. \quad (3.19)$$

Уравнение (3.18) и его производная по координате x преобразует уравнение (3.16) к виду

$$\hat{p}_j(\hat{x}, \hat{z}_j) - \frac{\hat{a}_H}{\zeta} \frac{d\hat{p}_j(\hat{x}, \hat{z}_j)}{d\hat{x}} = 2\hat{\delta} - \hat{x}^2 - \hat{z}_j^2 + \frac{2c\hat{a}_H}{\zeta} \hat{x}. \quad (3.20)$$

Решив уравнение (3.20), получим выражение, описывающее давление в j -ой полосе зоны контакта ножей ротора и статора

$$\hat{p}_j(\hat{x}, \hat{z}_j) = \frac{\zeta}{\hat{a}_H} \int_{-\hat{a}_j}^{\hat{x}} e^{\frac{(\hat{x}-\xi)\zeta}{\hat{a}_H}} \left(\xi^2 - \frac{2c\hat{a}_H}{\zeta} \xi - 2\hat{\delta} + \hat{z}_j^2 \right) d\xi. \quad (3.21)$$

При этом на конце площадки контакта при $x = a_j$ можно записать

$$\hat{p}_j(-\hat{a}_j) = 0, \quad -\hat{a}_j = \hat{a}(\hat{z}_j).$$

Интегрируя выражение (3.21) получим

$$\hat{p}_j(\hat{x}, \hat{z}_j) = e^{\frac{(\hat{x}+\hat{a}_j)\zeta}{\hat{a}_H}} (\hat{a}_j^2 - c_1\hat{a}_j - c_{2j}) - \hat{x}^2 - c_1\hat{x} + c_{2j}, \quad (3.22)$$

где $c_1 = \frac{2\hat{a}_H(1-c)}{\zeta}$, $c_{2j} = 2\hat{\delta} - \hat{z}_j^2 - 2\hat{a}_H^2(1-c)/\zeta$.

Запишем граничное условие (3.12) для определения $a_j = a(z_j)$ при давлении на набегающей стороне области контакта $b_j = b(z_j)$ с учетом (3.16) при $p_j(x, z_i) = 0$ при $x \in (b_j, l - a_j)$

$$\hat{p}_j(\hat{b}_j) = e^{\frac{(\hat{b}_j+\hat{a}_j)\zeta}{\hat{a}_H}} (\hat{a}_j^2 - c_1\hat{a}_j - c_{2j}) - \hat{b}_j^2 - c_1\hat{b}_j + c_{2j} = 0, \quad (3.23)$$

$$\hat{w}_j(\hat{x}, \hat{z}_i) - \frac{a_H c}{\zeta} \frac{d\hat{w}_j(\hat{x}, \hat{z}_j)}{d\hat{x}} = 0, \quad \hat{x} \in (\hat{b}_j, \hat{l} - \hat{a}_j). \quad (3.24)$$

Уравнение (3.24) имеет следующее решение

$$\hat{w}_j(\hat{x}, \hat{z}_j) = \hat{w}_{0j} e^{\hat{x}\zeta/c\hat{a}_n}, \quad \hat{x} \in (b_j, \hat{l} - \hat{a}_j).$$

На границах зоны контакта ножей ротора и статора $x = l - a_j$, $x = b_j$ с учетом (3.17) можно записать

$$\begin{aligned} 2\hat{w}_{0j} e^{(\hat{l}-\hat{a}_j)\zeta/c\hat{a}_n} &= 2\hat{\delta} - \hat{z}_j^2 - \hat{a}_j^2 \\ 2\hat{w}_{0j} e^{b_j\zeta/c\hat{a}_n} &= 2\hat{\delta} - \hat{z}_j^2 - b_j^2. \end{aligned}$$

Для определения границ зоны контакта ножей a_j, b_j в каждой полосе исключим постоянную \hat{w}_{0j} и преобразуем (3.19) к виду

$$\begin{aligned} e^{\frac{(\hat{a}_j+b_j-\hat{l})\zeta}{c\hat{a}_n}} (2\hat{\delta} - \hat{z}_j^2 - \hat{a}_j^2) &= 2\hat{\delta} - \hat{z}_j^2 - b_j^2 \\ e^{\frac{(\hat{a}_j+b_j)\zeta}{c\hat{a}_n}} (\hat{a}_j^2 - c_1\hat{a}_j - c_2j) &= b_j^2 - c_1b_j - c_2j. \end{aligned} \quad (3.25)$$

Уравнения (3.22) и (3.25) позволяют найти распределение давления и границу зоны контакта в каждой j -ой полосе при зазоре между ножами δ . При этом нагрузка на нож \hat{P} определится как

$$\hat{P} = 2 \int_0^{(2\delta)^{\frac{1}{2}}} \int_{-\hat{a}(z)}^{\hat{b}(z)} \hat{p}(\hat{x}, \hat{z}) d\hat{x} d\hat{z} = 2 \sum_{j=1}^N \Delta\hat{z} \int_{-\hat{a}_j}^{\hat{b}_j} \hat{p}_j(\hat{x}, \hat{z}_j) d\hat{x}, \quad (3.26)$$

где $(2\delta)^{1/2} = z_{max}$ - полуширина площадки контакта ножей ротора и статора в направлении оси z .

Схема сил, действующих на ножи, показана на рисунке 3.7. T_d, P_e - тангенциальная и нормальная составляющие силы, возникающей при взаимодействии ножей гарнитуры и волокнистой прослойки.

Для площадки контакта $(a+b)$ ножей гарнитуры можно записать [309]

$$\begin{aligned} \hat{P}_e &= 2 \sum_{j=1}^N \Delta\hat{z} \int_{-\hat{a}_j}^{\hat{b}_j} \hat{p}_j(\hat{x}, \hat{z}_j) \cos \varphi(\hat{x}) d\hat{x} \\ \hat{T}_d &= 2 \sum_{j=1}^N \Delta\hat{z} \int_{-\hat{a}_j}^{\hat{b}_j} \hat{p}_j(\hat{x}, \hat{z}_j) \sin \varphi(\hat{x}) d\hat{x} \end{aligned} \quad (3.27)$$

$$\hat{M} = \iint_{\Omega} \hat{x}\hat{p}(\hat{x}, \hat{z})d\hat{x}d\hat{z},$$

где \hat{M} - безразмерный момент сопротивления движению ножа по волокнистой прослойке.

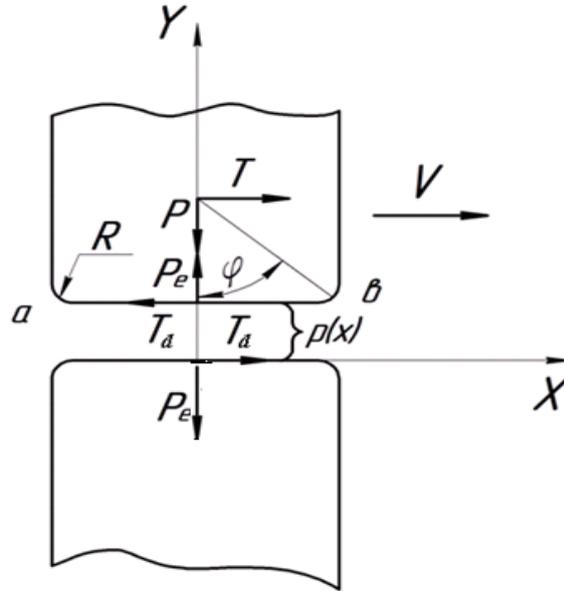


Рисунок 3.7 - Схема сил, действующих на ножи при размоле волокнистой массы

Коэффициент трения скольжения между ножами ротора и статора можно определить как

$$\mu = \hat{T}_d / \hat{P}_e.$$

Исследование контактного давления и коэффициента трения при размоле выполнено в разделе 3.2.5 диссертации.

3.2.2 Исследование изнашивания гарнитуры

Скорость изнашивания гарнитуры при постоянном во времени износе можно записать как [296,301]

$$\frac{\partial \omega(x,t)}{\partial t} = K_{\omega}(x) \left(\frac{p(x,t)}{\bar{p}} \right)^{\alpha}, \quad (3.28)$$

где $K_{\omega}(x)$ - коэффициент износа, удовлетворяет условию периодичности рисунка гарнитуры $K_{\omega}(x+l) = K_{\omega}(x)$, l - шаг ножей гарнитуры; α - экспериментальный

параметр; \tilde{p} - некоторое характерное давление; $\omega(x, t)$ - износные перемещения границы изнашиваемой гарнитуры.

Введем допущение, что экспериментальный параметр α - постоянная величина. Это допущение не искажает результаты исследований качественно, что подтверждено в работах [296,300]. Условие контактного взаимодействия ножей ротора и статора можно записать как [301]

$$u_y(x, t) + \omega(x, t) = D(t), \quad (3.29)$$

где $u_y(x, t)$ - перемещения точек поверхности волокнистой прослойки при взаимодействии ножей, $D(t)$ - сближение ротора и статора в результате действия нагрузки.

Полная нагрузка $P(t)$ на период шага ножей l (рисунок 3.5) при $y = 0$ определяется как

$$P(t) = \int_0^l p(x, t) dx. \quad (3.30)$$

Исследуемую задачу можно отнести к плоским периодическим задачам [291]. При этом можно записать, что начальное давление между ротором и статором равномерное, т. е. $p(x, 0) = P(0)/l$, $x \in (-\infty, +\infty)$. В процессе изнашивания гарнитуры происходит изменение формы рабочей поверхности ножей и перераспределение контактного давления $p(x, t)$ между ножами.

Для описания свойств волокнистого материала воспользуемся ранее рассмотренной моделью Максвелла-Томсона (см. раздел 3.1 диссертации). Уравнения, описывающие поведение этой модели при плоской деформации [268]

$$\begin{aligned} \varepsilon_x + T_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon_x}{\partial t} &= \frac{1 - \nu^2}{E} \left(\sigma_x + T_\sigma \frac{\partial \sigma_x}{\partial t} \right) - \frac{\nu(1 + \nu)}{E} \left(\sigma_y + \frac{\partial \sigma_y}{\partial t} T_\sigma \right), \\ \varepsilon_y + T_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon_y}{\partial t} &= \frac{1 - \nu^2}{E} \left(\sigma_y + T_\sigma \frac{\partial \sigma_y}{\partial t} \right) - \frac{\nu(1 + \nu)}{E} \left(\sigma_x + \frac{\partial \sigma_x}{\partial t} T_\sigma \right), \\ \gamma_{xy} + T_\varepsilon \frac{\partial \gamma_{xy}}{\partial t} &= \frac{1 + \nu}{E} \left(\tau_{xy} + T_\sigma \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial t} \right), \end{aligned} \quad (3.31)$$

где E - модуль Юнга, ν - коэффициент Пуассона, $\frac{T_\varepsilon E}{T_\sigma}$ - мгновенный модуль упругости, $\frac{1}{T_\varepsilon}$ - коэффициент скорости последействия, $T_\varepsilon > T_\sigma$.

Компоненты тензоров деформаций и напряжений в движущейся (x, y, z) и неподвижной (x', y', z') системах координат связаны между собой уравнениями (3.15). Перемещения точек поверхности $u_y^*(x)$ и контактное давление $p^*(x)$ свяжем с помощью интегрального оператора $\mathbf{A}[p^*(x)]$

$$u_y^*(x) = \mathbf{A}[p^*(x)]. \quad (3.32)$$

Система уравнений (3.28) - (3.30), (3.32) является замкнутой и позволяет определить контактное давление между ротором и статором и форму изношенной поверхности ножей гарнитуры. Решить эту систему уравнений можно при помощи численных методов с использованием современных компьютерных программ.

Если скорость износа ножей $\frac{\partial \omega(x, t)}{\partial t}$ постоянна, то контактное давление $p(x, t)$ согласно уравнению (3.28) не зависит от времени, т.е.

$$\frac{\partial \omega(x, t)}{\partial t} = D_\infty, \quad (3.33)$$

$$p_\infty(t) = \lim_{t \rightarrow \infty} p(x, t). \quad (3.34)$$

Уравнения (3.33) и (3.34) определяют установившийся режим изнашивания ножей гарнитуры. В этом режиме скорость ротора V , область контакта Ω и сближение D не зависят от времени. При $t \rightarrow \infty$ контактное давление $p_\infty(x)$ и перемещения $u_y^\infty(x)$ являются периодическими функциями координаты x .

Если интегральный оператор $\mathbf{A}[p(x)]$ не зависит от времени, то существует стационарное решение системы уравнений (3.28) - (3.30), (3.32). В работе [268] показано, что стационарное решение асимптотически устойчивое, если $\mathbf{A}[p(x)]$ вещественный, непрерывный, самосопряженный и положительно определенный оператор.

Для определения $u_y^\infty(x)$ решим уравнение

$$u_y^\infty(x) - T_\varepsilon V \frac{\partial u_y^\infty(x)}{\partial x} = \mathbf{A}[p_\infty(x) - T_\sigma V \frac{\partial p_\infty(x)}{\partial x}]. \quad (3.35)$$

Обозначим

$$\varphi(x) = \mathbf{A}[p_\infty(x)] = \int_0^l K(\xi - x) p_\infty(\xi) d\xi. \quad (3.36)$$

Рассмотрим случай, когда ядро $K(\xi - x)$ интегрального оператора $A[p_\infty(x)]$ является периодической функцией с периодом l . В этом случае можно записать [296]

$$A \left[\frac{\partial p(\xi)}{\partial \xi} \right] = \frac{\partial \varphi(x)}{\partial x}. \quad (3.37)$$

Тогда решение уравнения (3.35) можно записать как

$$u_y^\infty(x) = \frac{e^{\frac{l}{T_\varepsilon V}}}{T_\varepsilon V (e^{\frac{l}{T_\varepsilon V}} - 1)} \int_0^l [\varphi(x + \chi) - T_\sigma V \frac{\partial \varphi(x + \chi)}{\partial x}] e^{-\frac{\chi}{T_\varepsilon V}} d\chi. \quad (3.38)$$

При этом

$$\int_0^l \frac{\partial \varphi(x + \chi)}{\partial x} e^{-\frac{\chi}{T_\varepsilon V}} d\chi = \left(e^{-\frac{l}{T_\varepsilon V}} - 1 \right) \varphi(x) + \frac{1}{T_\varepsilon V} \int_0^l \varphi(x + \chi) e^{-\frac{\chi}{T_\varepsilon V}} d\chi. \quad (3.39)$$

Подставляем уравнение (3.39) в (3.37) и получим [301]

$$u_y^\infty(x) = \frac{T_\sigma}{T_\varepsilon} \varphi(x) + \frac{e^{\frac{l}{T_\varepsilon V}}}{T_\varepsilon V (e^{\frac{l}{T_\varepsilon V}} - 1)} \left(1 - \frac{T_\sigma}{T_\varepsilon} \right) \int_0^l \varphi(x + \chi) e^{-\frac{\chi}{T_\varepsilon V}} d\chi. \quad (3.40)$$

Выражение (3.40) можно упростить. С учетом периодичности рисунка гарнитуры $\varphi(x + l) = \varphi(x)$ получим

$$\begin{aligned} u_y^\infty(x) &= \frac{T_\sigma}{T_\varepsilon} \varphi(x) - \frac{e^{\frac{l}{T_\varepsilon V}}}{\left(e^{\frac{l}{T_\varepsilon V}} - 1 \right)} \left(1 - \frac{T_\sigma}{T_\varepsilon} \right) \cdot \\ &\cdot \left[\varphi(x + l) e^{-\frac{l}{T_\varepsilon V}} - \varphi(x) - \int_0^l e^{-\frac{\chi}{T_\varepsilon V}} \frac{\partial \varphi(x + \chi)}{\partial \chi} d\chi \right] = \\ &= \varphi(x) + \frac{e^{\frac{l}{T_\varepsilon V}}}{\left(e^{\frac{l}{T_\varepsilon V}} - 1 \right)} \left(1 - \frac{T_\sigma}{T_\varepsilon} \right) \int_0^l e^{-\frac{\chi}{T_\varepsilon V}} \frac{\partial \varphi(x + \chi)}{\partial \chi} d\chi. \end{aligned} \quad (3.41)$$

Воспользуемся (3.37) и получим перемещения при $t \rightarrow \infty$ [301]

$$u_y^\infty(x) = \varphi(x) + \frac{e^{\frac{l}{T_\varepsilon V}}}{\left(e^{\frac{l}{T_\varepsilon V}} - 1 \right)} \left(1 - \frac{T_\sigma}{T_\varepsilon} \right) \iint_0^l K(\xi - (x + \chi)) \frac{\partial p_\infty(\xi)}{\partial \xi} e^{-\frac{\chi}{T_\varepsilon V}} d\xi d\chi. \quad (3.42)$$

При исследовании контакта ножей гарнитуры ротора и статора коэффициент износа $K_\omega(x)$ принадлежит к кусочно-постоянным функциям, т. е. [301]

$$K_\omega(x) = \begin{cases} K_{\omega 1}, & x \in [nl, (a+b) + nl] \\ K_{\omega 2}, & x \notin [nl, (a+b) + nl] \end{cases}, \quad (3.43)$$

где $K_{\omega 1}$ и $K_{\omega 2}$ - коэффициенты износа ножей и межножевых канавок гарнитуры $[nl + (a+b), (n+1)l]$, ($K_{\omega 1} > K_{\omega 2}$).

Контактное давление между ротором и статором мельницы получим при условии, что $t \rightarrow \infty$. Для этого подставим (3.33) и (3.43) в уравнение (3.28), описывающее закон износа гарнитуры

$$p_\infty(x) = \begin{cases} p_1 = \tilde{p} \left(\frac{D_\infty}{K_{\omega 1}}\right)^{1/\alpha}, & x \in [nl, (a+b) + nl] \\ p_2 = \tilde{p} \left(\frac{D_\infty}{K_{\omega 2}}\right)^{1/\alpha}, & x \notin [nl, (a+b) + nl] \end{cases}. \quad (3.44)$$

Преобразуем интеграл в уравнении (3.42) по аргументу ξ и с учетом полученных уравнений имеем [301]

$$\int_0^l \frac{\partial p_\infty(\xi)}{\partial \xi} K(\xi - (x + \chi)) e^{-\frac{\chi}{T_\varepsilon V}} d\xi = e^{-\frac{\chi}{T_\varepsilon V}} [K((a+b) - (x + \chi))(p_2 - p_1) + (l - (x + \chi))(p_1 - p_2)] = \Delta p e^{-\frac{\chi}{T_\varepsilon V}} [K((a+b) - (x + \chi)) - K(-(x + \chi))], \quad (3.45)$$

где $\Delta p = p_2 - p_1$.

Ядро оператора $K(\xi - x)$ в случае плоской периодичной контактной задачи [247]

$$K(\xi - x) = -\frac{2(1-\nu^2)}{\pi E} \ln 2 \left| \sin \frac{\pi(\xi-x)}{l} \right|. \quad (3.46)$$

Запишем уравнение (3.42), используя полученные ранее соотношения (3.36), (3.44) - (3.45)

$$u_y^\infty(x) = -\frac{2(1-\nu^2)}{\pi E} \left\{ \int_0^{a+b} p_1 \ln 2 \left| \sin \frac{\pi(\xi-x)}{l} \right| d\xi + \int_{a+b}^l p_2 \ln 2 \left| \sin \frac{\pi(\xi-x)}{l} \right| d\xi + \frac{e^{\frac{l}{T_\varepsilon V}}}{\left(e^{\frac{l}{T_\varepsilon V}} - 1\right)} \left(1 - \frac{T_\sigma}{T_\varepsilon}\right) \Delta p \int_0^l e^{-\frac{\chi}{T_\varepsilon V}} \left[\ln 2 \left| \sin \frac{\pi((a+b)-(x+\chi))}{l} \right| - \ln 2 \left| \sin \frac{\pi(-(x+\chi))}{l} \right| \right] d\chi \right\} \quad (3.47)$$

Зная износные перемещения $\omega(x, t)$, можно определить искомую форму изношенной поверхности гарнитуры. Определим форму поверхности ножевой гарнитуры $f(x)$ при $t \rightarrow \infty$ как

$$f_{\infty}(x) = u_y^{\infty}(x). \quad (3.48)$$

Введем безразмерные величины

$$\hat{x} = \frac{x}{l}, \quad \hat{\chi} = \frac{\chi}{l}, \quad \hat{\xi} = \frac{\xi}{l}, \quad \hat{a} = \frac{a+b}{l}, \quad m = \frac{K\omega_2}{K\omega_1}, \quad \zeta = \frac{l}{T_{\varepsilon}V}, \quad \gamma = \frac{T_{\sigma}}{T_{\varepsilon}}. \quad (3.49)$$

Выразим давление p_1 и p_2 через нагрузку P_{∞} , действующую за период l , используя выражение (3.43)

$$p_1 = \frac{P_{\infty}m^{1/\alpha}}{(1-\hat{a}m_1)l}, \quad p_2 = \frac{P_{\infty}}{(1-\hat{a}m_1)l}, \quad (3.50)$$

где $m_1 = (1 - m^{1/\alpha})$.

Тогда уравнение, описывающее форму изношенной поверхности гарнитуры, можно представить как [301]

$$f_{\infty}(\hat{x}) \frac{\pi E}{2(1-\nu^2)P_{\infty}} = - \left\{ \frac{m^{1/\alpha}}{(1-\hat{a}m_1)} \int_0^{\hat{a}} \ln 2 |\sin \pi(\hat{\xi} - \hat{x})| d\hat{\xi} + \frac{1}{(1-\hat{a}m_1)} \int_{\hat{a}}^l \ln 2 |\sin \pi(\hat{\xi} - \hat{x})| d\hat{\xi} + \frac{e^{\zeta}}{(e^{\zeta}-1)} (1-\gamma) \frac{m_1}{(1-\hat{a}m_1)} \int_0^l e^{-\zeta\hat{\chi}} [\ln 2 |\sin \pi(\hat{a} - (\hat{x} + \hat{\chi}))| - \ln 2 |\sin \pi(\hat{x} + \hat{\chi})|] d\hat{\chi} \right\}. \quad (3.51)$$

Исследование формы изношенной поверхности гарнитуры выполнено в разделе 3.2.5 диссертации.

3.2.3 Контактная задача при размоле волокнистых материалов с учетом тепловыделения

Контактная задача при размоле волокнистых материалов с учётом тепловыделения и сил в ножевых размалывающих машинах состоит из трёх частей: определения распределения температуры по радиусу гарнитуры; определение сил в межножевом зазоре; определение напряжений, возникающих от термической деформации деталей мельницы.

Считаем, что ротор и статор мельницы – абсолютно жесткие тела, рабочие поверхности ножей параллельны и область контакта намного превосходит межножевой зазор между ротором и статором. Используя «принцип микроскопа» [298] растянем окрестность точки контакта ножей ротора и статора и представим схему контакта (рисунок 3.8).

Пусть в момент времени $t = 0$ ротор начинает вращаться относительно оси Y с постоянной скоростью ω (рисунок 3.8), а статор остается неподвижным. В области контакта статора и ротора возникают силы $F(t)$, связанные контактным давлением $p(t)$ нелинейной зависимостью $F(t) = k(p)$. Контактное давление исследовано в разделе 3.2.1 диссертации.

Выделим бесконечно малое кольцо dr волокнистого материала массой dm области контакта в межножевом зазоре S (рисунок 3.9) и рассмотрим силы, действующие на размалываемый материал.

Радиальная сила, способствующая перемещению волокнистого материала по радиусу гарнитуры

$$dF_r = dF_u - dF_{r1} - dF_{r2} \pm dF_n, \quad (3.52)$$

где dF_u - центробежная сила, dF_{r1} , dF_{r2} - сила трения волокнистого материала о статорный и роторный диски, dF_n - сила действия пара на волокнистый материал.

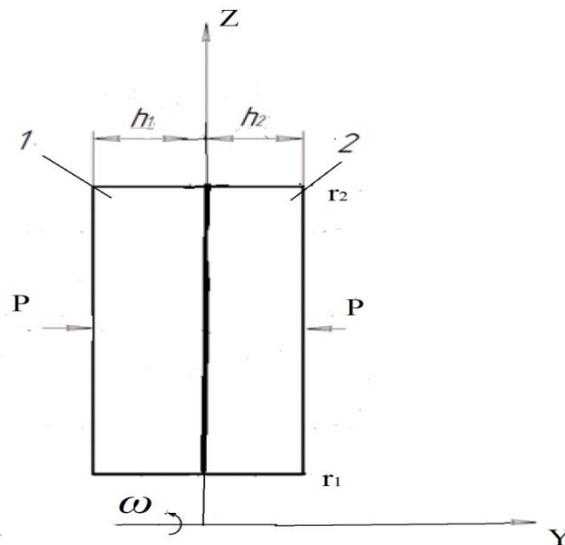


Рисунок 3.8 – Схема контакта ножей ротора и статора:

1- статор; 2- ротор

В формуле (3.52) знак «+» используется тогда, когда пар способствует движению волокнистого материала к периферии гарнитуры, а «-» тогда, когда пар тормозит движение размалываемого материала.

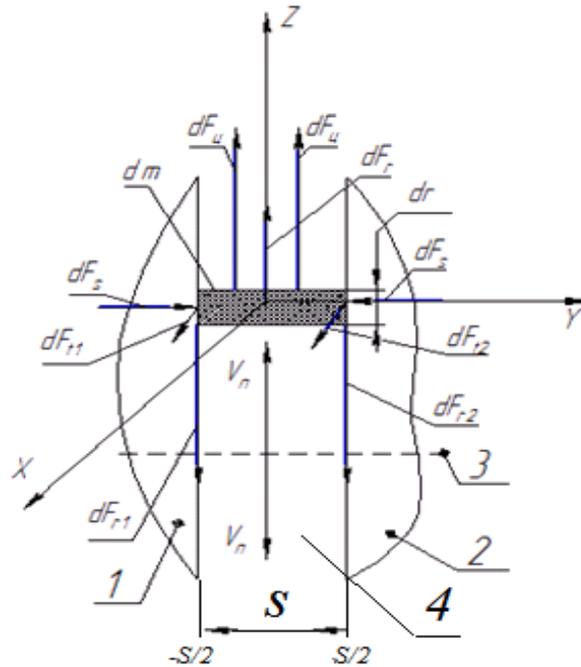


Рисунок 3.9 - Силы, действующие на волокнистый материал: 1- статор; 2- ротор; 3 - зона нулевой скорости пара; 4 - волокнистая прослойка

Сила воздействия пара на волокнистый материал зависит от степени его сжатия, которая в свою очередь зависит от межножевого зазора и степени его заполнения. Так же эта сила зависит от упруговязких характеристик самого волокнистого материала [2, 303-305]. Силу воздействия пара на размалываемый материал в направлениях X, Y, Z можно записать как

$$dF_{nx,ny,nz} = \mu_n \rho_n(r) [V_n(r)]^2 A(r)_{x,y,z} dm, \quad (3.53)$$

где μ_n - коэффициент трения между паром и волокнистым материалом, $V_n(r)$, $\rho_n(r)$ - скорость и плотность пара на радиусе r , $A(r)_{x,y,z}$ - аэродинамическая поверхность размалываемого материала на радиусе r в направлениях X, Y, Z .

Центробежная сила, действующая кольцо волокнистого материала

$$dF_u = \omega^2 r dm, \quad (3.54)$$

где ω - угловая частота вращения ротора, r - текущий радиус гарнитуры.

Сила трения волокнистого материала о диски в радиальном направлении

$$dFr_{1,2} = dFr_1 + dFr_2 = 4 \mu_r \pi r p(r) dr, \quad (3.55)$$

где μ_r - коэффициент трения волокнистого материала о гарнитуру в радиальном направлении, $p(r)$ - осевое давление на волокнистого материала на радиусе r .

Исследование давления $p(r)$ выполнено в работах [2, 303, 304]. Это давление зависит от свойств волокнистого материала и характеристик его нагружения.

Сила трения волокнистого материала о диски в тангенциальном направлении

$$dF_t = dF_{t1} + dF_{t2} = 4\pi \mu_t p(r) r dr, \quad (3.56)$$

где μ_t - коэффициент трения волокнистого материала о гарнитуру в тангенциальном направлении, dS - площадь бесконечно малого кольца dr .

Мощность для преодоления тангенциальной и радиальной сил трения волокнистого материала о гарнитуру

$$N_{t,r} = \int_{r_1}^{r_2} 4\pi \mu_{t,r} p(r) \omega r^2 dr. \quad (3.57)$$

Осевая сила, действующая на волокнистый материал в осевом направлении

$$F_s = \int_{r_1}^{r_2} 2\pi p(r) r dr + \int_{r_1}^{r_2} dF_{ny} dr. \quad (3.58)$$

Сила, действующая на волокнистого материала в радиальном направлении

$$F_r = \int_{r_1}^{r_2} 4\pi \mu_r r p(r) dr + \int_{r_1}^{r_2} dF_{nz} dr. \quad (3.59)$$

Сила, действующая на волокнистый материал в тангенциальном направлении

$$F_t = \int_{r_1}^{r_2} 4\pi \mu_t r p(r) dr + \int_{r_1}^{r_2} dF_{nx} dr, \quad (3.60)$$

где: dF_{ny} , dF_{nz} , dF_{nx} - силы воздействия пара на волокнистый материал dm соответственно в направлениях Y, Z, X.

Суммарная сила действующая на волокнистый материал в области контакта ротора и статора $\vec{F} = \vec{F}_s + \vec{F}_r + \vec{F}_t + \vec{F}_c = \vec{k}(p)$, где k - нелинейный коэффициент, p - давление в зоне контакта.

Пар движется от центра диска (рисунок 3.10) к его периферии при

$$\vec{F}_c > \vec{F}_t + \vec{F}_r \quad (3.61)$$

и от периферии к центру диска при

$$\vec{F}_ц < \vec{F}_t + \vec{F}_r. \quad (3.62)$$

Для определения контактной температуры необходимо рассмотреть задачу теплопроводности ротора и статора при наличии источников тепла в зоне их контакта, т. е. на оси Z (рисунок 3.8). На самом деле тепловыделение происходит не на оси Z , а в тонком слое между ротором и статором. Теплофизические свойства этого слоя, где находится размалываемый волокнистый материал, весьма неоднороден по толщине. Таким образом, чтобы правильно сформулировать граничные условия задачи теплопроводности в слое между ротором и статором мельницы, нужно сначала решить задачу теплопроводности для неоднородного по теплофизическим свойствам слоя толщины s с распределенными в нем источниками тепла.

Если пренебречь малой долей мощности работы сил трения, идущей на износ и упругую деформацию ротора и статора, то количество тепла Q , выделяемое в единицу времени на единицу площади константа, можно представить формулой [266]:

$$Q = VF(t) = Vk(p), \quad (3.63)$$

где V - скорость скольжения ножей ротора по ножам статора.

Рассмотрим одномерное уравнение теплопроводности:

$$[\lambda(y)T'(y)]' = -f(y), \quad (3.64)$$

где $T'(y)$, $\lambda(y)$, $f(y)$ – температура, коэффициент теплопроводности и распределенные источники тепла в волокнистой прослойке между ножами.

Граничные условия на границах прослойки

при $y = -s/2$

$$T = T_1, \quad \lambda(s/2)T' = \lambda_1 T'_1, \quad (3.65)$$

при $y = s/2$

$$T = T_2, \quad \lambda(-s/2)T' = \lambda_2 T'_2, \quad (3.66)$$

где T_1 и T_2 - температура соответственно статора и ротора, λ_1 и λ_2 - коэффициент теплопроводности материала соответственно статора и ротора.

Условия (3.65) и (3.66) – это обычные условия равенства температур и потоков тепла между контактирующими телами. Заметим, что $\lambda(-s/2) = \lambda_2$ и $\lambda(s/2) =$

λ_1 в силу непрерывности перехода теплофизических свойств прослойки к теплофизическим свойствам ротора и статора на границах $y = -s/2$ и $y = s/2$.

Логично записать, что

$$\int_{-s/2}^{s/2} f(\eta) d\eta = Q, \quad (3.67)$$

где Q определяется выражением (3.63). Интегрируя уравнение (3.64) один раз и учитывая условия (3.65) и (3.66) получим

$$\lambda_2 T_2' - \lambda_1 T_1' = Q = Vk(p). \quad (3.68)$$

Интегрируя уравнение (3.64) вторично с учётом условий (3.65) и (3.66)

$$T_1 - T_2 = - \int_{-s/2}^{s/2} f(\eta) d(\eta) \int_{\eta}^s \frac{dy}{\lambda(y)} + \lambda_2 T_2' \frac{s}{\lambda_0}, \quad (3.69)$$

где $\frac{1}{\lambda_0} = \frac{1}{s} \int_{-s/2}^{s/2} \frac{d\eta}{\lambda(\eta)}$.

Оценивая правую часть выражения (3.69), можно записать

$$T_1 - T_2 \leq \lambda_2 T_2' \frac{s}{\lambda_0} \quad (3.70)$$

$$T_1 - T_2 \geq -Q \frac{s}{\lambda_0} + \lambda_2 T_2' \frac{s}{\lambda_0} = \lambda_1 T_1' \frac{s}{\lambda_0} \quad (3.71)$$

Так как зазор s между гарнитурами ротора и статора мал, принимаем для $T_1 - T_2$ среднее значение между верхней и нижней оценками. В результате получим известное [298] условие для неидеального теплового контакта

$$\lambda_2 T_2' + \lambda_1 T_1' = \frac{2}{r_s} (T_1 - T_2), \quad (3.72)$$

где $r_s = \frac{s}{\lambda_0}$ - контактное сопротивление. Чем больше давление $p(t)$, тем плотнее контакт ротора и статора и меньше r_s , т.е. $r_s = r_s(p)$, где $r_s(p)$ - монотонно убывающая функция. Для простоты расчётов считаем, что r_s - постоянная величина.

Рассмотрим задачу с дисками с закреплённой на них гарнитурой. При $y = -s/2$ примем условия (3.68) и (3.72). При неработающей мельнице температура ротора и статора постоянна и равна температуре окружающей среды. Эту температуру можно принять за начало отсчёта, т.е. $T_0 = 0$, значит $T_1 = 0$ при $y = h_1$ и $T_2 = 0$ при $y = -h_2$. Температуры статора и ротора в области контакта обо-

значим соответственно через T_1^k и T_2^k . Тогда из уравнений теплопроводности гарнитуры $T_i''=0$ ($i=1, 2$) найдем температуры ротора и статора

$$T_1 = T_1^k \left(1 - \frac{y}{h_1}\right), T_2 = T_2^k \left(1 + \frac{y}{h_2}\right) \quad (3.73)$$

Преобразуем уравнения (3.73) и учетом (3.68) и (3.72) и получим:

$$T_1^k = \frac{Vk(p)h_1(\lambda_2 r_s + 2h_2)}{2(\lambda_1 \lambda_2 r_s + \lambda_2 h_1 + \lambda_1 h_2)}$$

$$T_2^k = \frac{Vk(p)h_2(\lambda_1 r_s + 2h_1)}{2(\lambda_1 \lambda_2 r_s + \lambda_2 h_1 + \lambda_1 h_2)} \quad (3.74)$$

Результаты расчета температуры по радиусу гарнитуры ротора и статора при размоле еловой пропаренной щепы на мельнице с радиусом диска 750 мм и давлением в зоне контакта $p=60$ МПа представлены на рисунке 3.11. Расчетные значения температуры подтверждаются экспериментальными исследованиями [17,25,26, 29,30].

Механические и теплофизические свойства материалов ротора и статора, как правило, одинаковы. Расчетные температуры ротора и статора различаются друг от друга не более чем ± 10 °С. Максимальная температура в зоне контакта наблюдается в зоне 0,50-0,70 радиуса гарнитуры. Эта зона совпадает с областью максимального давления пара в межножевом зазоре. В этой области возникает зона нулевой скорости пара [29].

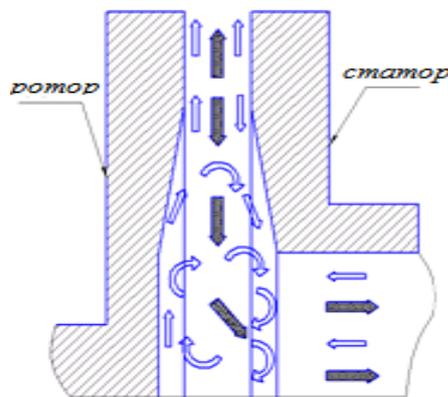


Рисунок 3.10 - Течение волокнистого материала и пара в межножевом зазоре

мельницы: \leftarrow - волокнистый материал (щепы); \rightarrow - пар

Пар от этой зоны может двигаться к периферии или к центру размалывающих дисков (рисунок 3.10), в зависимости от условий (3.61) и (3.62). Движение пара к центру размалывающих дисков нежелательно, т. к. уменьшается производительность мельницы, и возрастают динамические нагрузки на элементы конструкции мельницы.

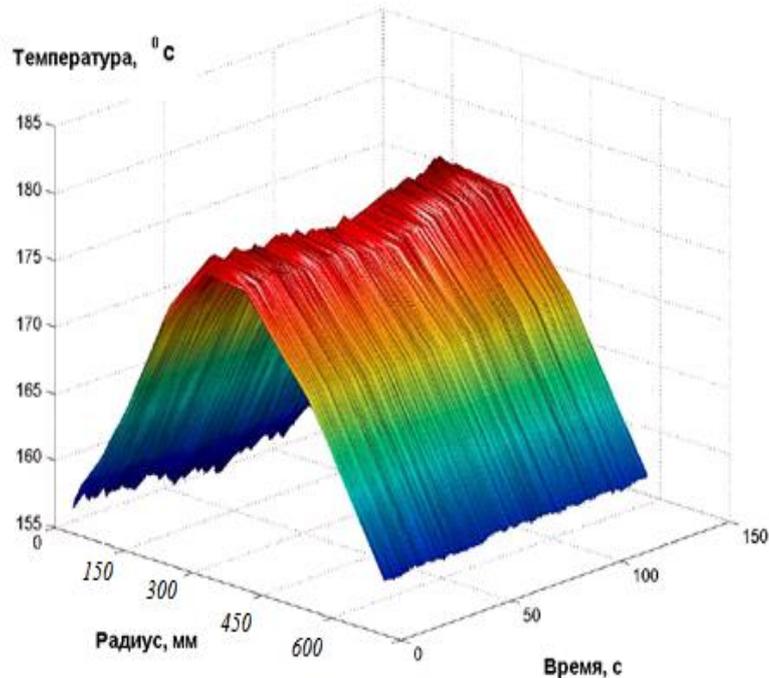


Рисунок 3.11 - Температура в зоне контакта ротора и статора при размоле еловой пропаренной щепы

Такой режим движения пара зависит от технологических и режимных факторов размола и нередко возникает при размоле щепы в производствах термомеханической и химико-термомеханической древесной массы. Поэтому для устранения этого режима рекомендуется удалять пар непосредственно из зоны нулевой скорости пара [305].

3.2.4 Температурные напряжения ножевой гарнитуры

Рассмотрим элементарный участок ножа гарнитуры Δz вдоль оси z (рисунок 3.12). На элемент ножа действует продольная сила N и изгибающие моменты M_ξ

и M_η . Кроме того, элемент нагрет, но распределение температуры нагрева по его сечению неравномерно.

Считаем, что площадь поперечного сечения элемента, силовые факторы и температура в пределах Δz не меняются. Под действием сил и моментов, а также из-за температурных расширений материала элемент деформируется [306].

Рассматриваем одноосное напряжённое состояние и исходя из гипотезы плоских сечений [290], определяем перемещение нижнего сечения элемента параметрами $W_0, \varphi_\xi, \varphi_\eta$. Перемещение верхнего сечения элемента можно представить как $W_0 + \Delta W_0, \varphi_\xi + \Delta\varphi_\xi, \varphi_\eta + \Delta\varphi_\eta$, где W_0 – перемещение центра сечения; φ_ξ и φ_η – углы поворота сечения по осям ξ и η соответственно. Положительное направление отсчёта углов соответствует правилу обхода осей координат.

Растяжение элемента в любой точке S_0 с координатами ξ и η определяется суммой:

$$\Delta W_0 + \eta \Delta\varphi_\xi - \xi \Delta\varphi_\eta \quad (3.75)$$

Разделив (3.75) на Δz и рассматривая предел отношений, получим:

$$\varepsilon = \varepsilon_0 + \eta \chi_\xi - \xi \chi_\eta, \quad (3.76)$$

где $\chi_\xi = d\varphi_\xi/dz$, $\chi_\eta = d\varphi_\eta/dz$.

С другой стороны, выражение для определения деформации можно представить как

$$\varepsilon = (\sigma/E) + \alpha t + \varepsilon^0. \quad (3.77)$$

Первый член в уравнении (3.77) представляет собой растяжение элемента под действием силовой нагрузки, второй – его температурное удлинение, а третий член учитывает наличие ползучести материала.

Приравняв (3.76) и (3.77) получаем формулу, связывающую деформацию элемента в целом с факторами нагружения отдельных точек

$$\varepsilon_0 + \eta \chi_\xi - \xi \chi_\eta = (\sigma/E) + \alpha t + \varepsilon^0. \quad (3.78)$$

Отсюда получаем формулу для расчета напряжений по сечению ножа гарнитуры

$$\sigma = E(\varepsilon_0 + \eta \chi_\xi - \xi \chi_\eta - \alpha t - \varepsilon^0). \quad (3.79)$$

Формула (3.79) содержит три неизвестных параметра - ε_0 , χ_ξ , χ_η . Для их определения используем уравнения равновесия внешних и внутренних сил в сечении

$$\int_F \sigma dF = N \quad \int_F \sigma \eta dF = M_\xi \quad \int_F \sigma \xi dF = -M_\eta \quad (3.80)$$

Подставив (3.80) в (3.79), получим три уравнения, из которых определяются искомые неизвестные. С их помощью можно рассчитать распределение напряжений по сечению ножа с учётом переменной температуры и ползучести материала.

Распределение температур по сечению ножа и связанные с ним значения модулей упругости и степеней ползучести материала являются нелинейными зависимостями от координат точек ξ и η . Поэтому отдельный расчёт напряжений от действия инерционных и температурных сил с последующим их суммированием может дать большие погрешности. В связи с этим система равенств (3.79) и (3.80) является универсальной и единой для расчёта прочности ножей гарнитуры на основе стержневой теории и принципа плоских сечений Кирхгофа-Лява.

Возможно некоторое упрощение расчёта. Если записать равенства (3.80) в развёрнутом виде, подставив в них выражение (3.79), то в числе слагаемых будут иметь место интегралы

$$\int_F E \xi dF \quad \int_F E \eta dF \quad \int_F E \xi \eta dF$$

Численные значения интегралов равны статическим и центробежному моментам инерции сечения. Относительно главных осей эти интегралы равны нулю и определяют их положение. В этом случае слагаемые с приведёнными интегралами из формул искомых аргументов ε_0 , χ_ξ , χ_η исключаются, и формула (3.79) приобретает вид [306]:

$$\sigma = E \left\{ \frac{N + \int_F E(\alpha t + \varepsilon^0) dF}{\int_F E dF} + \eta \frac{M_\xi + \int_F E(\alpha t + \varepsilon^0) \eta dF}{\int_F E \eta^2 dF} - \xi \frac{M_\eta - \int_F E(\alpha t + \varepsilon^0) \xi dF}{\int_F E \xi^2 dF} - \alpha t - \varepsilon^0 \right\} \quad (3.81)$$

где ξ , η , t , E , α , ε^0 – координаты, температура и параметры материала в точке S_0 сечения ножа гарнитуры.

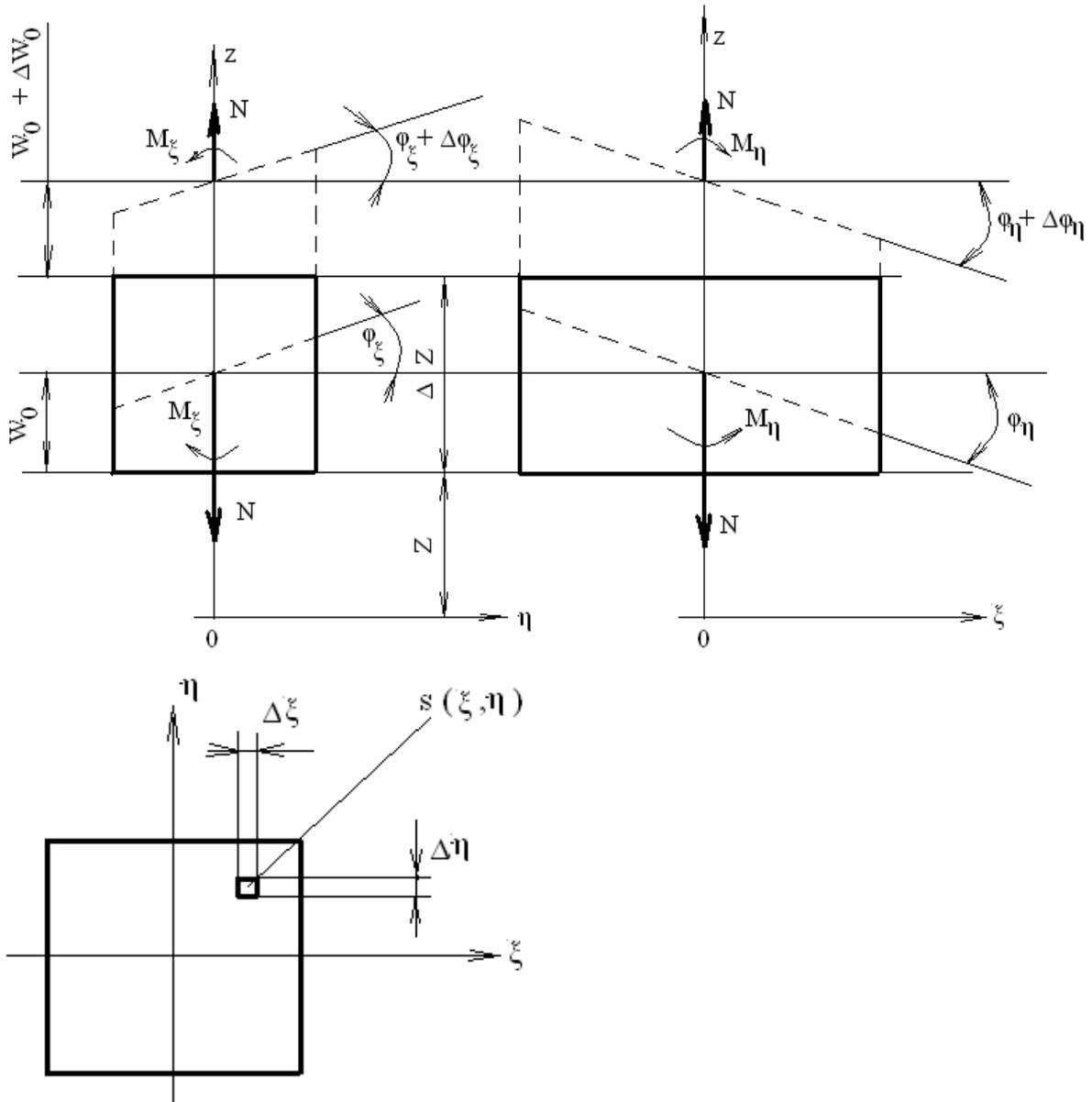


Рисунок 3.12 – К расчёту температурных напряжений
в материале ножа гарнитуры

Координаты приведенного центра инерции сечения определяются по формулам:

$$\xi_{0C} = \frac{\int E \xi_0 dF}{\int E dF} \quad \eta_{0C} = \frac{\int E \eta_0 dF}{\int E dF},$$

где ξ_0, η_0 – вспомогательные оси координат, выбранные произвольно относительно сечения ножа.

При $E=\text{const}$, интегралы, стоящие в знаменателе, перестают быть связанными с температурой и напряжения от внешних нагрузок становятся независимыми от распределения температур, а температурные напряжения определяются независимо от внешних нагрузок.

Как показали исследования в разделе 3.2.3 диссертации и в работах [17,25,26,29,30], температура в зоне размола распределяется неравномерно. Рассмотрим температурные напряжения в материале ножа гарнитуры (рисунок 3.13) [306]. Принимаем, что внешние нагрузки отсутствуют, то есть $N=0$, $M_\xi=0$, $M_\eta=0$, модуль упругости материала постоянен, $\varepsilon^0=0$. Для этих условий формула (3.81) приобретает вид:

$$\sigma = E \left\{ \frac{\int \alpha t dF}{F} + \eta \frac{\int \alpha t \eta dF}{J_\xi} + \xi \frac{\int \alpha t \xi dF}{J_\eta} - \alpha t \right\} \quad (3.82)$$

где $F=hl$, $J_\xi=hl^3/12$, $J_\eta=hl^3/12$.

Принимаем, что изменение температуры происходит только по длине ножа и описывается:

$$t = a_0 + a_1 \xi + a_2 \xi^2 \quad (3.83)$$

Коэффициент линейного расширения материала α принимается постоянным. Тогда интегралы, стоящие в формуле (3.82) дадут следующие функции

$$\int_F \alpha t dF = \alpha h \int_{-l/2}^{l/2} (a_0 + a_1 \xi + a_2 \xi^2) d\xi = \alpha h (a_0 + a_2 \frac{l^3}{12})$$

$$\int_F \alpha t \eta dF = 0, \text{ так как } \int_{-l/2}^{l/2} \eta d\eta = 0$$

$$\int_F \alpha t \xi dF = \alpha h \int_{-l/2}^{l/2} (a_0 + a_1 \xi + a_2 \xi^2) \xi d\xi = \alpha h a_1 \frac{b^3}{12}$$

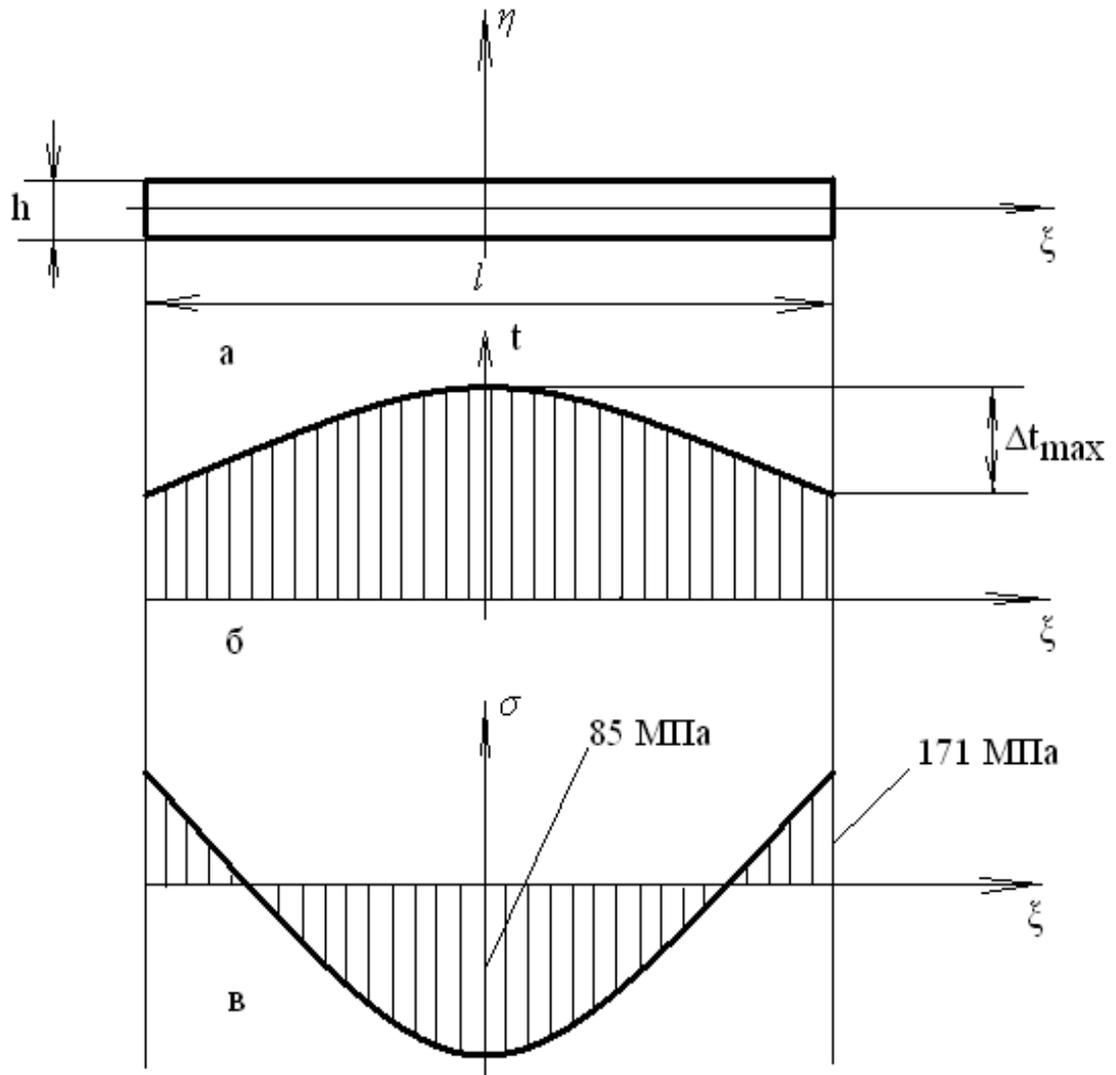


Рисунок 3.13 - Температурные напряжения по длине ножа гарнитуры:

- а) геометрия ножа; б) распределение температуры;
 в) распределение напряжения

Подставив вычисленные интегралы, а также функции температуры (3.83) в формулу (3.82) получим:

$$\sigma = E\alpha a_2 \left(\frac{l^2}{12} - \xi^2 \right) \quad (3.84)$$

Если модуль продольной упругости материала ножа гарнитуры постоянен, то равномерный нагрев не даёт температурных напряжений. Если продолжить степенной ряд (3.83), то в формуле напряжений в этом случае будут отсутствовать коэффициенты a_0 и a_1 .

Рассчитаем температурные напряжения в материале ножа гарнитуры. Принимаем $E=2 \cdot 10^{11}$ Па, $\alpha = 16 \cdot 10^{-6}$, $a_1 = 0$, то есть распределение температуры по длине ножа - симметричное (рисунок 3.13). Перепад температур между краями и серединой ножа может достигать $\Delta t_{\max} = 80^\circ\text{C}$ [17, 25]. Для заданных условий получаем $\Delta t_{\max} = a_2(1/2)^2$, откуда $a_2 = 320/\Gamma^2$.

Напряжение по длине ножа, рассчитанное по формуле (3.84) для заданных численных значений показано на рисунке 3.13. На краях ножа возникают напряжения растяжения, а в середине – напряжение сжатия, которые соответственно равны 171 и 85 МПа [306]. Эти напряжения примерно в 6-10 раз меньше предела текучести металла, из которого изготовлена гарнитура. Однако при расчетах их необходимо учитывать. Рекомендуется приведенная методика для определения температурных напряжений в гарнитуре.

3.2.5 Результаты исследования контактного взаимодействия и их анализ

Анализ уравнений (3.22, 3.23, 3.27), описывающих контактное давление между ротором и статором, показывает, что контактные характеристики зависят от следующих параметров [308,309]:

1. Относительного внедрения ножей гарнитуры в волокнистый материал $\frac{\delta}{a+b}$, где δ - сближение ножей ротора и статора в результате действия нагрузки на нож P , $(a+b)$ - ширина ножа;

2. Параметров, характеризующих нагрузку $\hat{P} = \frac{2P}{(a+b)^3} h/E^*$, где h - толщина вязкоупругого слоя, E^* - приведенный модуль упругости волокнистой прослойки, $E^* = E_L/(1-\nu^2)$, где E_L - длительный модуль упругости волокнистого материала, ν - коэффициент Пуассона;

3. Свойств волокнистой прослойки $c = T_\varepsilon/T_\sigma$, где T_ε, T_σ - время последействия и релаксации волокнистой прослойки;

4. Числа Деборы волокнистой прослойки $\xi = T_\sigma V/a_n$, где a_n - длина площадки контакта ножей ротора и статора, T_σ - время релаксации волокнистой прослойки, V - скорость скольжения ножей ротора по ножам статора;

5. Плотности контакта ножей ротора и статора или относительного шага между ножами гарнитуры $\frac{l}{a+b}$, где l - шаг ножей (рисунок 3.5).

Ширина площадки контакта ножей гарнитуры определяется по формуле

$$a_i = \sqrt[3]{\frac{3P(a+b)}{4E^*}}$$

Длительный модуль упругости E_L зависит от концентрации и вида размалываемой массы, для небеленой сульфатной целлюлозы концентрацией от 3 до 45% E_L находится в пределах $(1,3 \div 13,4) \cdot 10^5$ Па, $\nu = 0,5$ [2]. График зависимости $a_i = f(\lg P)$ представлена на рисунке 3.14. Ширина площадки контакта ножей зависит от свойств волокнистых материалов и приложенной нагрузки P . Максимальная ширина площадки ножей

$$a_{i \max} = \frac{a+b}{\cos \frac{\beta}{2}}, \quad (3.85)$$

где β - угол перекрещивания ножей ротора и статора.

При размоле щепы и массы высокой концентрации ширина площадки контакта может увеличиваться за счет забивания волокнистым материалом межножевых каналов гарнитуры [2].

Зависимость безразмерного давления $\hat{p} = \frac{2ph}{(a+b)E^*}$, где p - давление в зоне

контакта между ножами. Давление зависит от относительного внедрения ножей в волокнистый материал. Зависимость максимальной амплитуды давления \hat{P} в зоне

контакта между ножами от относительного внедрения ножей в волокнистый материал и представлена на рисунке 3.15. Зависимость рассчитана для модели сульфитной целлюлозы концентрацией 40-45%, $(a+b) = 0,005\text{м}$, скорости скольжения ножей $V = 100\text{ м/с}$ и $l/(a+b) = 2$. Зависимость получена при помощи компьютерного моделирования в программной среде Matlab.

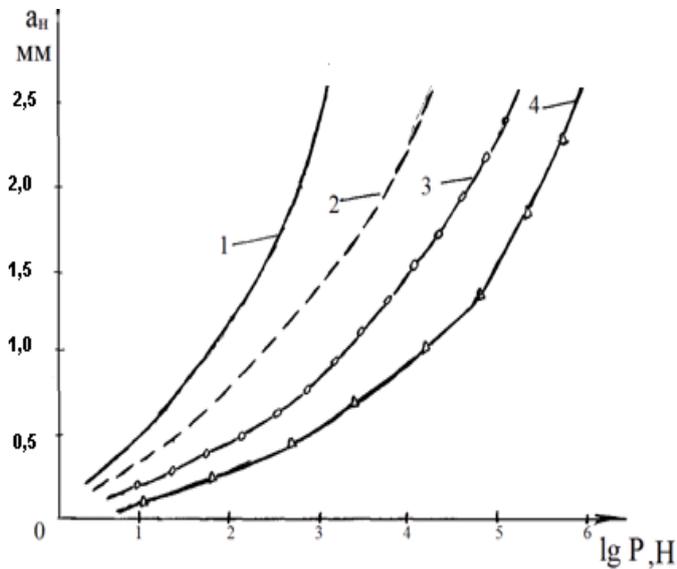


Рисунок 3.14 - Зависимость ширины площадки контакта ножей гарнитуры от нагрузки на нож: 1,2 - $E^* = 1,0 \cdot 10^5\text{ Па}$; 3,4 - $E^* = 10,1 \cdot 10^5\text{ Па}$;
1,3 - $(a + b) = 0,006\text{м}$; 2,4 - $(a+b) = 0,003\text{м}$

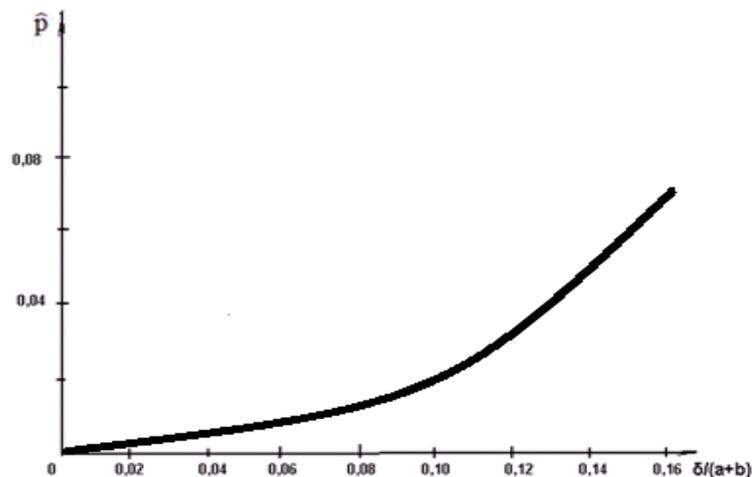


Рисунок 3.15 - Зависимость максимальной амплитуды давления \hat{p} в зоне контакта между ножами от относительного внедрения ножей в волокнистый материал

Зависимость безразмерного давления \hat{p} в зоне контакта между ножами от смещения ротора показана на рисунке 3.16. Величина контактного давления рассчитывалась по формулам контактного давления в j -ой полосе зоны контакта ножей ротора и статора (ширина полосы принималась по 0,5 мм) с учетом параметров модели волокнистого материала и относительного внедрения ножей в размалываемый материал. Ширина ножа и межножевой канавки при расчетах принималась по 3 мм, $V = 100$ м/с, $P = 10^3$ Н.

На рисунке 3.16 видны импульсы давления, возникающие при взаимодействии ножей ротора и статора. Амплитуда импульсов контактного давления зависит от характеристик размалываемого материала и воздействия на него ножей гарнитуры. При размоле массы низкой концентрации (целлюлозы небеленой сульфатной концентрацией 3%) импульсы контактного давления возникают и при выходе ножа ротора из зоны контакта с ножом статора. Причем амплитуда этих импульсов имеет отрицательное значение. При размоле щепы такие импульсы давления отсутствуют.

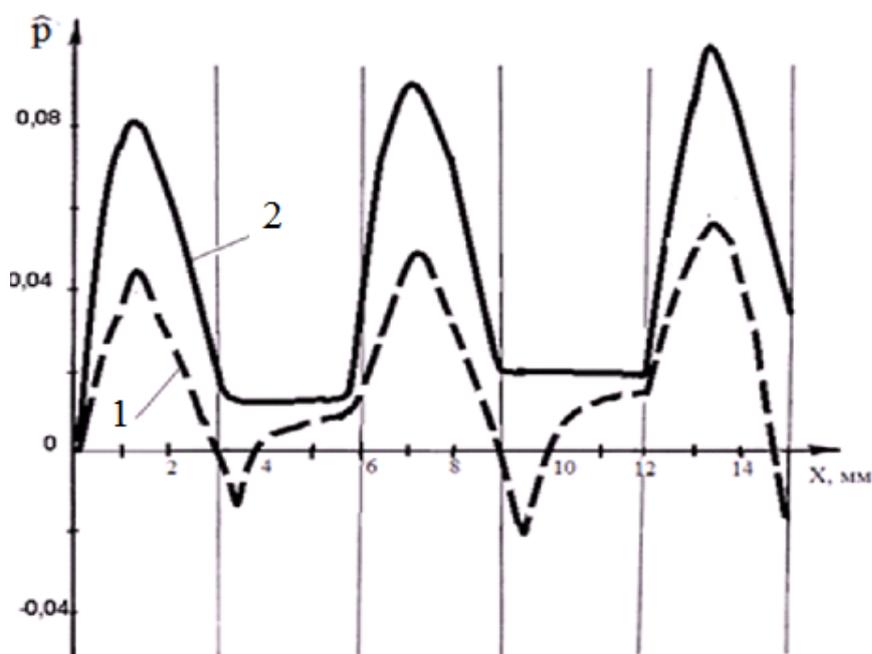


Рисунок 3.16 – Зависимость давления в зоне контакта между ножами от смещения ротора: 1 - модель целлюлозы небеленой сульфатной концентрацией 3%;
2 - модель еловой щепы концентрацией 45%

Изменение давления при контактном взаимодействии ножей подчиняется законам вязкоупругого тела. При размоле щепы амплитуда импульсов давления больше, чем при размолу массы низкой концентрации. Результаты теоретического исследования импульсного давления подтверждены экспериментально в работах [2, 295, 299, 304 и др.].

Число Деборы при размолу волокнистых материалов. Число Деборы $\xi = T_{\sigma}V/a_H$ прямо пропорционально скорости скольжения ножей ротора по ножам статора. Возникает эффект «всплытия» ножей при больших скоростях скольжения, характерный для вязкоупругих материалов. При малых скоростях скольжения ($V \rightarrow 0, \xi \rightarrow 0$) внедрение каждого ножа одинаково при большой и малой плотности контакта ротора и статора. Это объясняется тем, что волокнистая прослойка успевает полностью восстановиться в межножевой канавке. При высокой скорости скольжения ножей ротора по ножам статора плотность контакта ножей $\frac{1}{a+b}$ влияет на контактные характеристики. При увеличении шага ножей гарнитуры межножевой зазор S при одной и той же нагрузке уменьшается.

Скорость скольжения ножей ротора по ножам определяется по формуле (5.17). Число Деборы при размолу различных волокнистых материалов ($V=100$ м/с, $a_H = 2 \cdot 10^{-3}$ м) представлено в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Число Деборы при размолу волокнистых материалов

Волокнистый материал	Древесина	Целлюлоза концентрация 1-20%	Целлюлоза воздушно-сухая
Число Деборы	$(2,3-21,0)10^5$	7,5-28.0	$(7-5,9)10^5$

Зависимость числа Деборы волокнистой прослойки от скорости скольжения, ширины площадки контакта и угла перекрещивания ножей представлена на рисунках 3.17 - 3.19. На рисунке 3.20 представлен график изменения межножевого зазора S от числа Деборы ξ .

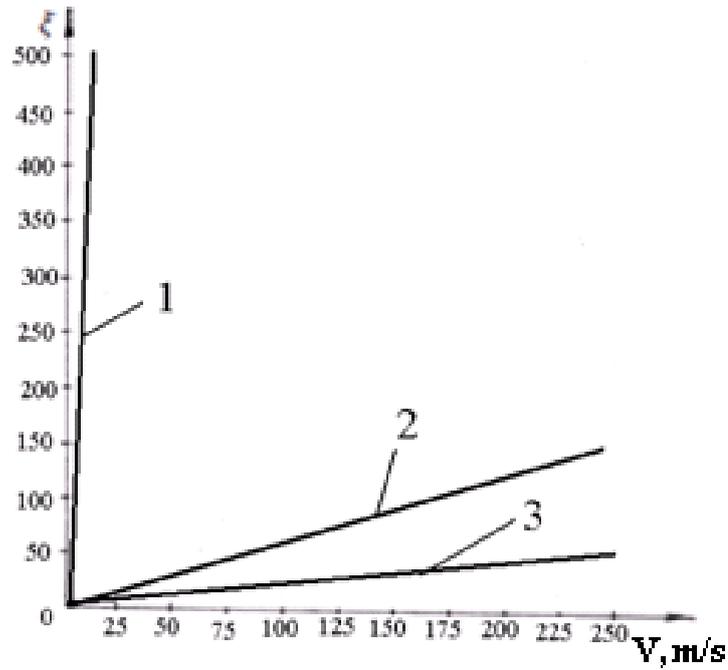


Рисунок 3. 17 - Зависимость числа Деборы от скорости скольжения ножей ($a_H = 2 \cdot 10^{-3}$ м): 1 - еловая щепа концентрацией 45%;
2 - целлюлоза концентрацией 20 %; 3- то же концентрацией 3%

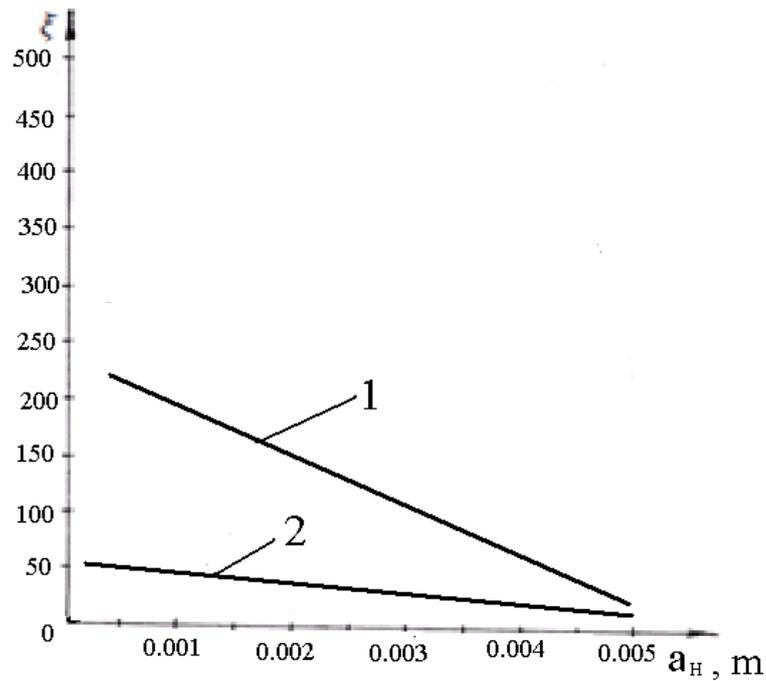


Рисунок 3.18 - Зависимость числа Деборы от ширины площадки контакта ножей ($V = 100$ м/с): 1 - целлюлоза концентрацией 20 %;
2 - то же концентрацией 3%

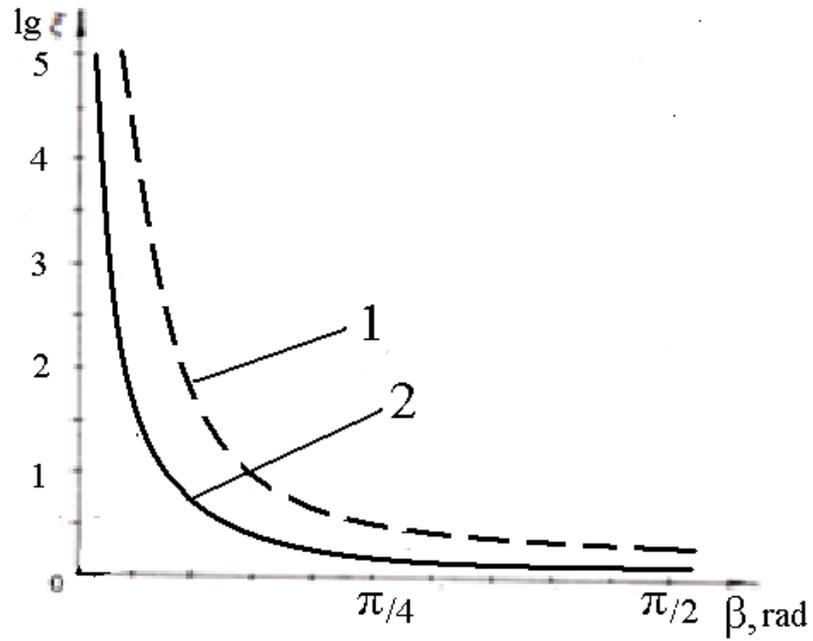


Рисунок 3.19 - Зависимость числа Деборы от угла перекрещивания ножей гарнитуры ($a_H = 2 \cdot 10^{-3}$ м, $\omega = 157$ рад/с): 1 - еловая щепка концентрацией 45%;
2 - целлюлоза концентрацией 3%

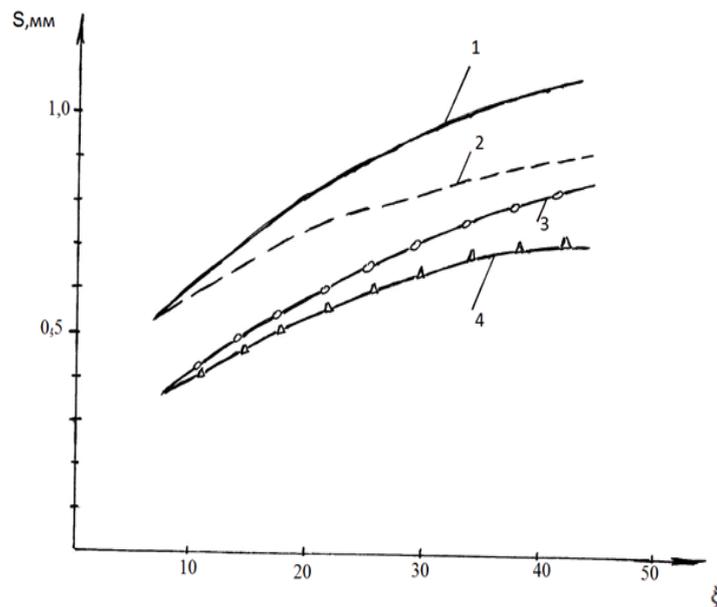


Рисунок 3.20 – Зависимость межножевого зазора от числа Деборы:

1,2 - при $\hat{p} = 0,032$; 3,4 - при $\hat{p} = 0,08$;

2,3 - при $l/(a+b) = 4$; 1,4 - при $l/(a+b) = 2$

Коэффициент трения между гарнитурами. Коэффициент трения состоит из двух составляющих: адгезионной и деформационной [277]. Деформационная составляющая силы трения равна силе сопротивления деформации волокнистой прослойки при относительном перемещении ротора относительно статора. Адгезионная составляющая силы трения необходима для преодоления сопротивления срезу связей, возникающих при адгезионном взаимодействии трущихся поверхностей.

Зависимость деформационной составляющей коэффициента трения между гарнитурами от числа Деборы, применительно к древесной массе при $\hat{P} = \frac{2P}{(a+b)^3} \frac{h}{E^*} = 0,08$ представлена на рисунке 3.21. Время релаксации древесины составляет от единиц до десятков секунд, а массы низкой концентрации - $(2,8 - 5,6) \cdot 10^{-4}$ с (см. таблицу 1.2). На графике (рисунке 3.21) выделены две области А и В. Область А соответствует размолу щепы и массы высоких концентраций, а область В - размолу массы низких концентраций. Следовательно, анализируя график и формулу числа Деборы, можно сделать вывод - для уменьшения деформационной составляющей коэффициента трения между гарнитурами (т. е. снижения энергоемкости) при размолу щепы и массы высокой концентрации следует увеличивать частоту вращения ротора, а при размолу массы низких концентраций, наоборот, уменьшать.

Плотность контакта ножей ротора и статора так же влияет на деформационную составляющую коэффициента трения между гарнитурами. При высокой плотности контакта в диапазоне от $0,02/\xi$ до $0,12/\xi$ эта составляющая коэффициента трения снижается, и энергоемкость процесса размола уменьшается. Поэтому рекомендуется использовать гарнитуру с высокой плотностью контакта. Но при этом необходимо учитывать пропускную способность гарнитуры [2,23].

В процессе размола щепы и массы высокой концентрации происходит интенсивное парообразование [2], т. е. вода в подаваемом волокнистом материале испаряется, и его концентрация увеличивается по радиусу гарнитуры [304]. Этот процесс вызывает «подгорание» волокнистого материала в межножевых канавках гар-

нитуры и увеличивает вероятность их забивания [2]. Приведенная жесткость волокнистой прослойки между ножами определяется по формуле

$$C_{\text{пр}} = E^* / h = E_L / [h (1 - \nu^2)].$$

Для сульфитной целлюлозы концентрацией 45% $C_{\text{пр}} = (4,8 - 14,7) \cdot 10^8 \text{ Н/м}^3$. Для древесины $C_{\text{пр}} = (11,0 - 16,5) \cdot 10^{12} \text{ Н/м}^3$. Повышение концентрации массы радиусу гарнитуры вызывает увеличение приведенной жесткости $C_{\text{пр}}$ и согласно исследованиям [307] приводит к увеличению коэффициента трения в зоне размола. А это увеличивает потребляемую мощность мельницы. Поэтому рекомендуется выравнивать концентрацию по радиусу гарнитуры путем подачи воды в зону размола.

Контактные силы \hat{P}_e и \hat{T}_d , возникающие при номинальном давлении размола, рассчитаны по разработанной методике контактного взаимодействия ножей гарнитуры по формулам (3.27). Расчет проводился применительно к модели размола еловой щепы концентрацией 45% на периферийном ножевом поясе гарнитуры. При расчете использован пакет компьютерных программ Matlab.

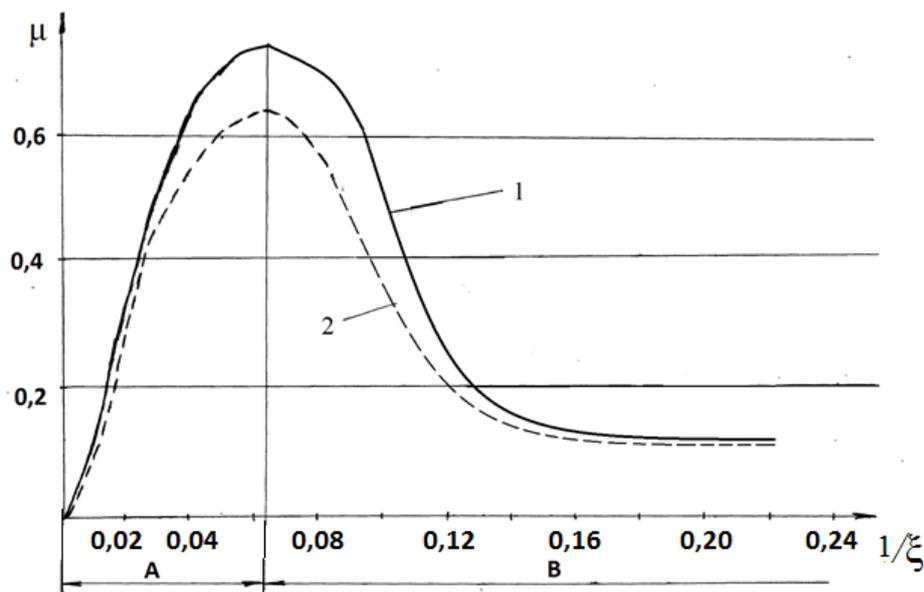


Рисунок 3.21 – Зависимость деформационной составляющей коэффициента трения между гарнитурами от параметра $1/\xi$: 1- при низкой плотности контакта $\frac{1}{a+b}=4$; 2 - при высокой плотности контакта $\frac{1}{a+b}=2$; А - зона размола щепы и массы высокой концентрации; В - зона размола массы низких концентраций

Результаты расчета представлены на рисунке 3.22, на котором виден период гарнитурой частоты периферийного ножевого пояса гарнитуры. При этом коэффициент трения скольжения $\mu = \frac{\hat{T}_d}{\hat{P}_e} = 0,4 - 0,6$.

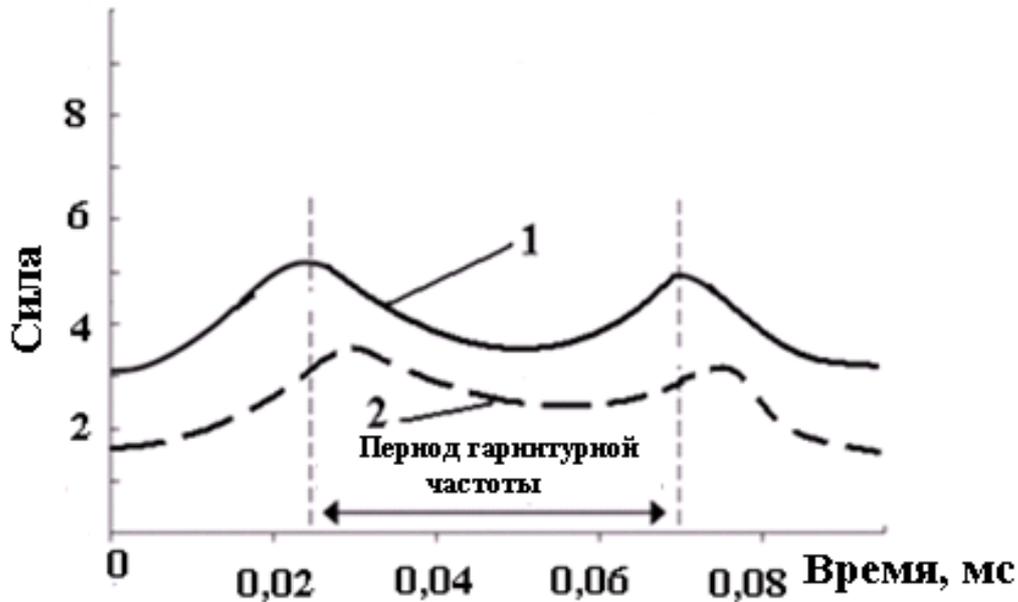


Рисунок 3.22 - Зависимость контактных сил, возникающих при размоле от времени: 1-нормальная сила \hat{P}_e , 2-тангенциальная сила \hat{T}_d

Зависимость контактных сил, возникающих при размоле, от концентрации волокнистого материала представлена на рисунке 3.23. При повышении концентрации контактные силы возрастают, причем тангенциальная составляющая силы \hat{T}_d увеличивается больше, чем нормальная \hat{P}_e . С увеличением концентрации размалываемого материала с 20 до 45% коэффициент трения μ увеличивается с 0,4 до 0,8.

Зависимость коэффициента трения μ от давления в зоне размола показана на рисунке 3.24. При увеличении давления с 0,50 до 0,65 МПа коэффициент трения возрастает с 0,43 до 0,56 и с 0,42 до 0,51 соответственно при концентрации волокнистого материала 45 и 20%.

Реологические характеристики волокнистых материалов, в частности время релаксации, существенно зависят от концентрации. Для волокнистых материалов низкой концентрации время релаксации составляет десятитысячные доли секунды,

а для древесной щепы - десятки секунд. Зависимость коэффициента трения при размоле от числа Деборы получена автором в работе [308] и представлена на рисунке 3.21.

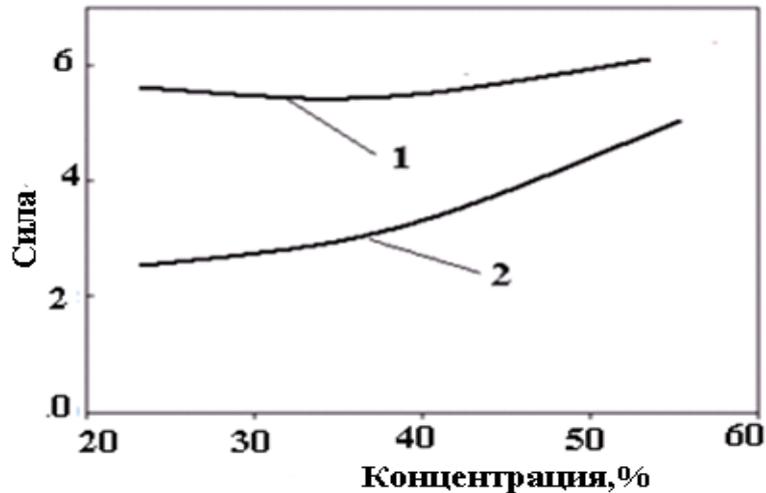


Рисунок 3.23 - Зависимость контактных сил, возникающих при размоле от концентрации волокнистых материалов:

1- нормальная сила \hat{P}_e , 2 - тангенциальная сила \hat{T}_d

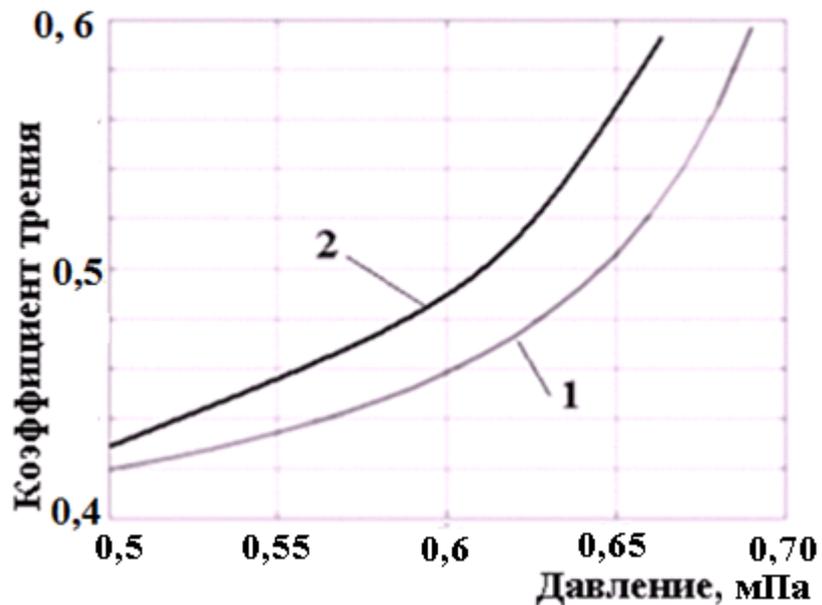


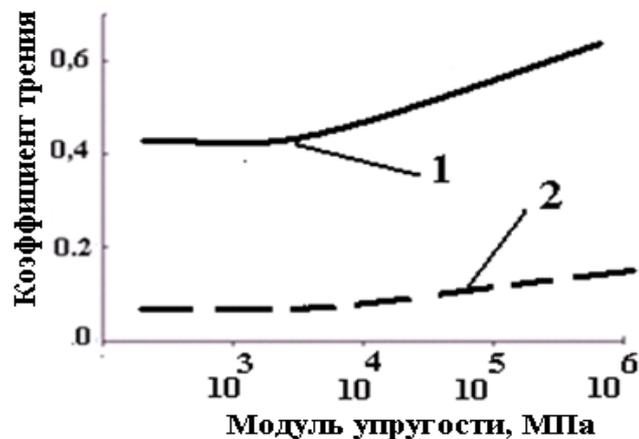
Рисунок 3.24 - Зависимость коэффициента трения от давления:

1- концентрация волокнистых материалов 20%, 2 - 45%

На рисунке 3.25, а представлена зависимость коэффициента трения от линейной скорости ротора. Коэффициент трения при размоле волокнистых материалов низкой концентрации возрастает с 0,11 до 0,18 при увеличении скорости от 30 до 200 м/с. При размоле щепы и массы высокой концентрации коэффициент трения снижается с 0,65-0,80 до 0,42-0,50 при увеличении скорости от 30 до 200 м/с. При низкой площади контакта ножей ротора и статора коэффициент трения повышается, при высокой - снижается [308]. Для снижения энергоемкости процесса размола рекомендуется увеличивать скорость ротора при размоле щепы и массы высоких концентраций и снижать при размоле массы низких концентраций.



а)



б)

Рисунок 3.25 – Зависимость коэффициента трения от скорости ротора (а) и приведенного модуля упругости материалов гарнитуры (б):

- 1- размол щепы и массы высоких концентраций;
- 2- размол массы низких концентраций

Зависимость коэффициента трения при размоле от приведенного модуля упругости материала гарнитуры представлена на рисунке 3.25,б. С уменьшением приведенного модуля упругости материала с $2,1 \cdot 10^5$ до $1,0 \cdot 10^3$ МПа коэффициент трения снижается в 1,5-1,8 раза.

На рисунке 3.26 представлены зависимости изменения параметров мельницы при размоле еловой щепы концентрацией 45% от межножевого зазора. На рисунке можно выделить две зоны. Это разمول с граничным и жидкостным трением ротора и статора. Модель, описывающая волокнистую прослойку при этих видах трения, также изменяется [272]. Интенсивность износа гарнитуры при граничном трении резко возрастает [210], поэтому не рекомендуется эксплуатация мельниц в этом режиме. При переходе от жидкостного трения к граничному уменьшаются мощность привода мельницы и коэффициент трения, и возрастает амплитуда высокочастотной вибрации статора. Вибрационная диагностика металлического контакта гарнитуры ротора и статора и управления функционированием положена в основу управляющих систем [44, 352, 356].

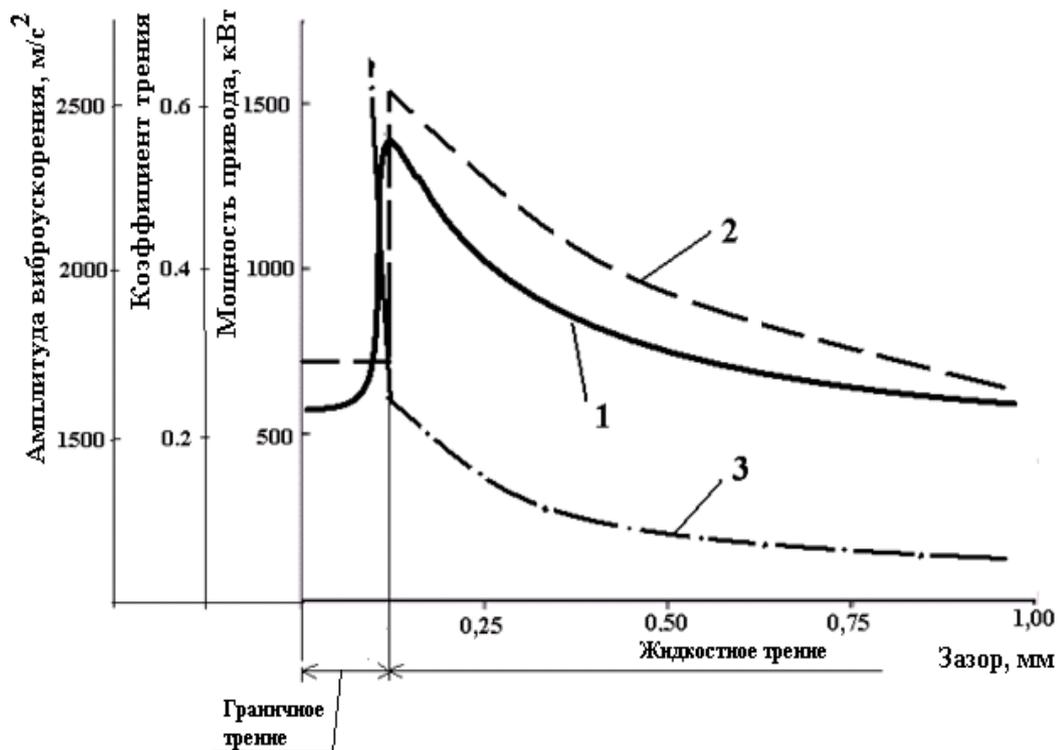


Рисунок 3.26 – Зависимости параметров мельницы от межножевого зазора:

- 1 - мощность привода; 2 - коэффициент трения при размоле;
- 3- амплитуда высокочастотной вибрации статора

Анализируя графики на рисунке 3.26 можно сделать вывод, что коэффициент трения между ротором и статором мельницы имеет корреляцию с мощностью привода мельницы. Значительная часть мощности привода расходуется на преодоление трения между ротором и статором [1, 2, 211 и др.]. Следовательно, для снижения энергопотребления мельниц необходимо выбирать такие режимы, при которых коэффициент трения минимален.

Использовать трение качения в зоне размола предложено в конструкциях размалывающих машин, защищенных патентами [361, 362].

Исследование износа гарнитуры. Форма изношенных ножей гарнитуры в установившемся режиме эксплуатации мельницы зависит от следующих параметров [301]: \hat{a}, m_1 - триботехнические свойства материала гарнитуры; γ - отношения времен T_σ релаксации и T_ε последствия волокнистой прослойки; $\zeta = (\frac{l}{V})/T_\varepsilon$ - отношение времени воздействия ножей гарнитуры за один период к времени T_ε последствия волокнистой прослойки.

При помощи пакета компьютерных программ Matlab проведены вычисления по формуле (3.51). По результатам вычислений построен график формы поверхности гарнитуры в установившемся режиме (рисунок 3.27).

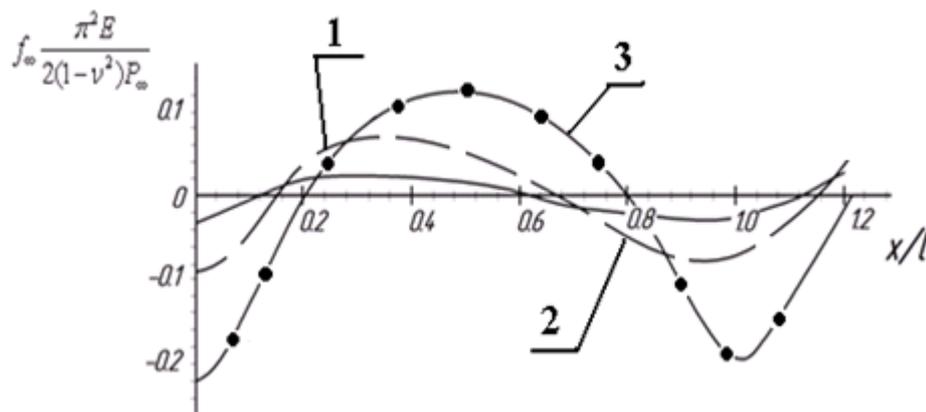


Рисунок 3.27 – Форма изношенной поверхности гарнитуры в установившемся режиме эксплуатации мельницы при $m_1 = 0,3$, $\hat{a} = 0,2$, $\gamma = 10^{-3}$:

$$1 - \zeta = 1; \quad 2 - \zeta = 3; \quad 3 - \zeta = 10;$$

При $10^{-2} < \zeta < 10^2$ форма изношенной поверхности гарнитуры не является симметричной. Форма изношенной поверхности гарнитуры приближается к симметричной при больших значениях ζ . Так же в зависимости от ζ изменяется глубина канавок износа.

Глубина канавок (амплитуда волн) износа гарнитуры рассчитана как сумма минимального и максимального значения выражения $f_\infty(x)$. Для вычисления глубины канавок износа гарнитуры определим корни уравнения

$$\frac{\partial f_\infty(x)}{\partial x} \frac{\pi^2 E}{2(1-\nu^2)P_\infty} = 0. \quad (3.86)$$

После преобразований получим [301]

$$\frac{\partial f_\infty(\hat{x})}{\partial \hat{x}} \frac{\pi^2 E}{2(1-\nu^2)P_\infty} = -\frac{m_1}{(1-\hat{a}m_1)} \left\{ \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2 \sin \pi n \hat{a} \sin \pi n(\hat{a}-2\hat{x})}{n} + \frac{e^\zeta(1-\gamma)}{(e^\zeta-1)} \left[e^{-\zeta} \ln \left| \frac{\sin \pi(\hat{a}-(\hat{x}+1))}{\sin \pi(\hat{x}+1)} \right| - \ln \left| \frac{\sin \pi(\hat{a}-\hat{x})}{\sin \pi \hat{x}} \right| + \zeta \int_0^{\hat{x}} e^{-\zeta \chi} \ln \left| \frac{\sin \pi(\hat{a}-(\hat{x}+\chi))}{\sin \pi(\hat{x}+\chi)} \right| d\chi \right] \right\}. \quad (3.87)$$

Проведено исследование корней уравнения (3.87), амплитуды A_{mp} функции $f_\infty(x)$ численными методами с помощью компьютерной программы Matlab. На рисунке 3.28 представлены зависимости амплитуды A_{mp} функции $f_\infty(x)$ от параметра ζ при различных значениях \hat{a} .

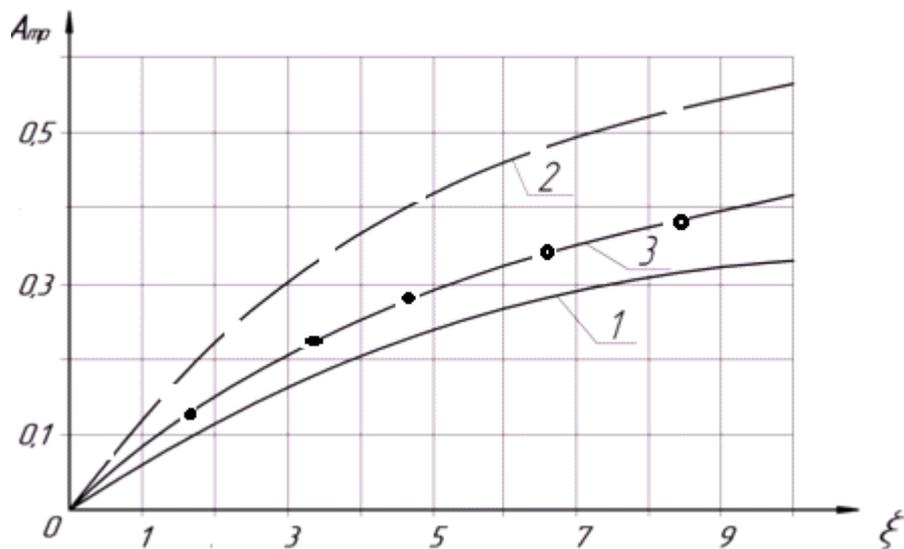


Рисунок 3.28 - Зависимость глубины канавок (амплитуды волн) износа гарнитуры от параметра ζ при $m_1=0,3$, $\gamma=10^{-3}$: 1 - $\hat{a} = 0,2$; 2 - $\hat{a} = 0,5$; 3 - $\hat{a} = 0,8$

Вязкоупругие свойства материала гарнитуры оказывают существенное влияние на формирование рельефа изношенной поверхности гарнитуры, причем форма поверхности существенно зависит от скорости скольжения ножей ротора по ножам статора. Форма износа ножей гарнитуры является несимметричной в диапазоне скоростей скольжения ротора по статору от $10^{-3}l/T_\varepsilon$ до $10^3 l/T_\varepsilon$. Наиболее выраженная асимметрия формы износа поверхности гарнитуры достигается при скорости скольжения $V=l/T_\varepsilon$.

Проведенные теоретические исследования подтверждены экспериментально. Еще в 1922 году при исследовании размола в ролле С. Смит [82] обнаружил, что ножи гарнитуры изнашиваются неравномерно. Автор выявил и описал изношенные канавки, которые находятся в несколько миллиметрах от режущей кромки ножей. Экспериментальные исследования износа гарнитуры проводились во многих работах [28,182,210 и др.].

3.3 Осевые силы, возникающие при размоле в ножевых размалывающих машинах

Исследования, проведенные автором [46,303] и другими исследователями [2,5,12,17 и др.], показали наличие постоянных F_{y1}^n и переменных F_{y2}^n составляющих осевой силы в ножевых размалывающих машинах. Осевая сила со стороны волокнистого материала на ротор и статор

$$F_y^n = F_{y1}^n + F_{y2}^n . \quad (3.88)$$

Вышеназванные исследования показали, что при уменьшении зазора $S_{ном}$ между ротором и статором, возрастает постоянная F_{y1}^n и переменная составляющие F_{y2}^n осевой силы F_y^n . При размоле волокнистых материалов это происходит практически линейно [2,17,46], т.е. можно записать:

$$F_{y1}^n = bS_{ном} - a \quad (3.89)$$

$$F_{y2}^n = \sum_{i=1}^{n_1} (d_i S_{ном} - c_i) \cos \omega_{\Gamma i} t, \quad (3.90)$$

где a, b – коэффициенты процесса размола, n_1 – число гармоник и субгармоник гарнитурных частот, d_i, c_i – i -ый коэффициент процесса размола, $\omega_{\Gamma i}$ – i -ая гармоника или субгармоника гарнитурной частоты.

Коэффициенты a, b, d_i, c_i зависят от факторов процесса размола. Коэффициенты a, c_i могут быть положительными или отрицательными, в зависимости от направления действия осевой силы.

Представляем уравнение (3.89) и (3.90) в (3.88) получим [303]:

$$F_y^n = b S_{ном} - a + \sum_{i=1}^n (d_i S_{ном} - c_i) \cos \omega_{\Gamma i} t. \quad (3.91)$$

В то же время на материал действует сила $F_y^M = C_s X$, где:

$$C_s = \begin{vmatrix} C_{11} & 0 & 0 & -C_{12} \\ 0 & C_{11} & C_{12} & 0 \\ 0 & C_{21} & C_{22} & 0 \\ -C_{21} & 0 & 0 & C_{22} \end{vmatrix} \quad (3.92)$$

$$X = \begin{vmatrix} x \\ z \\ \varphi \\ \theta \end{vmatrix}, \quad (3.93)$$

где $C_{11}, C_{12}, C_{21}, C_{22}$ – коэффициенты жесткости модели ножевой размалывающей машины, x, z и φ, θ – соответственно линейные и угловые перемещения диска мельницы.

На рисунке 3.29 показана модель мельницы, где декартовая система координат $OXYZ$ находится в пространстве. Точка c – геометрический центр ротора мельницы. Система координат $sxyz$ вращается вместе с ротором с постоянной частотой ω . r, η – полярные координаты.

Соотношение между двумя декартовыми системами можно записать в виде [281]

$$\begin{Bmatrix} X \\ Z \\ Y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} X_c \\ Z_c \\ Y_c \end{Bmatrix} + R_1 R_2 \begin{Bmatrix} x \\ z \\ y \end{Bmatrix}, \quad (3.94)$$

где

$$R_1 = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \varphi & \sin \varphi \\ 0 & -\sin \varphi & \cos \varphi \end{vmatrix} \quad (3.95)$$

$$R_2 = \begin{vmatrix} \cos \theta & 0 & -\sin \theta \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin \theta & 0 & \cos \theta \end{vmatrix}. \quad (3.96)$$

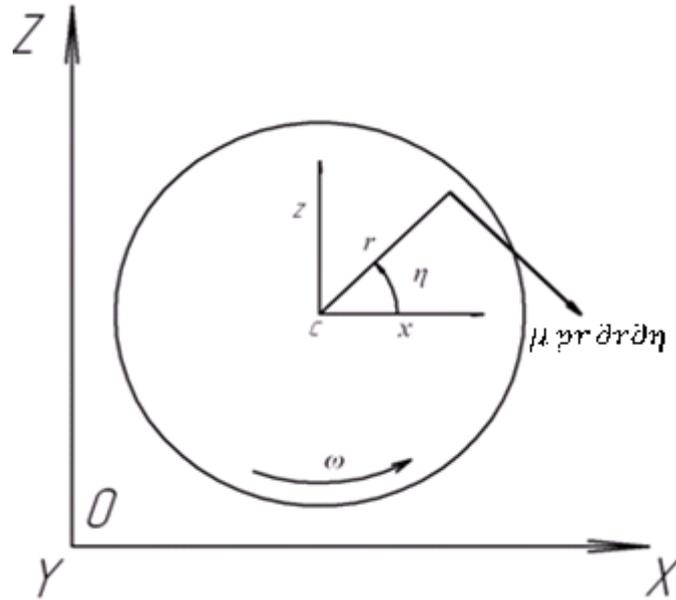


Рисунок 3.29 - Модель мельницы

Используя модель трения Кулона, результирующие силы и моменты, возникающие при давлении p и коэффициенте трения между дисками μ можно записать в координатах $OXYZ$

$$\begin{Bmatrix} F_x^n \\ F_z^n \\ F_y^n \end{Bmatrix} = R_1 R_2 \begin{Bmatrix} \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} \mu p r \sin \eta dr d\eta \\ - \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} \mu p r \cos \eta dr d\eta \\ - \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} p r dr d\eta \end{Bmatrix} \quad (3.97)$$

$$\begin{Bmatrix} M_{pX} \\ M_{pZ} \\ M_{pY} \end{Bmatrix} = R_1 R_2 \begin{Bmatrix} - \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} p r^2 \sin \eta dr d\eta \\ \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} p r^2 \cos \eta dr d\eta \\ - \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} f p r^2 dr d\eta \end{Bmatrix}, \quad (3.98)$$

где r_1, r_2 - начальный и конечный радиус зоны размола гарнитуры.

Давление при размоле может быть равномерным и неравномерным, например, при перекосе статора и ротора (рисунок 3.30). При этом результирующая осевая сила имеет эксцентриситет [2].

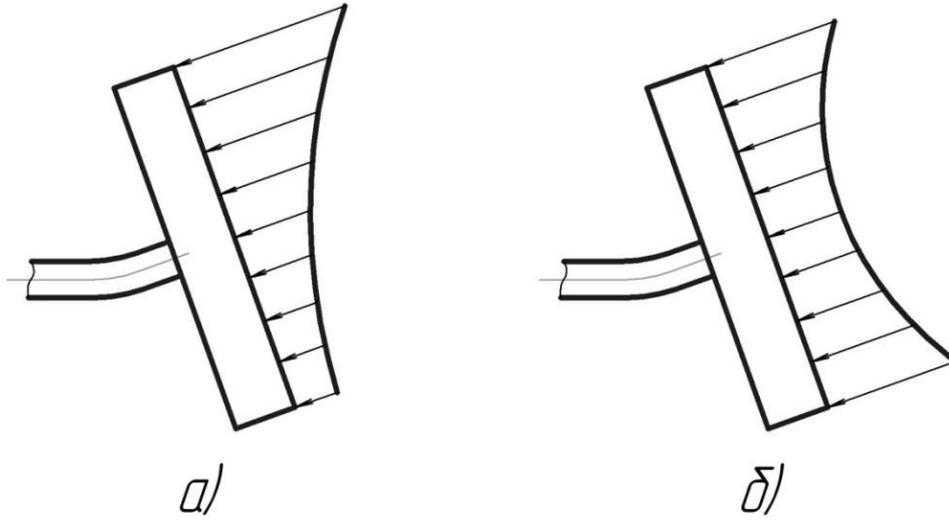


Рисунок 3.30 - Распределение давления в зоне размола:

а) неравномерное; б) равномерное

Давление в зоне размола зависит от характеристик волокнистого материала, радиуса гарнитуры, межножевого зазора [2,5,12]. Представим функции распределения давления в межножевом зазоре как $\delta_1(r, \eta), \delta_2(r, \eta), \delta_{3i}(r, \eta), \delta_{4i}(r, \eta)$. Давление при этом в зоне размола можно записать как:

$$p = (\delta_1(r, \eta) - \delta_2(r, \eta)S) + \left(\sum_{i=1}^n (\delta_{3i}(r, \eta) - \delta_{4i}(r, \eta)S) \cos \omega_{\Gamma i} t \right), \quad (3.99)$$

где S - зазор между ротором и статором,

$$S = S_{ном} + r(\cos \varphi \sin \theta \cos \eta - \sin \varphi \sin \eta). \quad (3.100)$$

Подставив уравнения (3.99) и (3.100) в (3.97) и пренебрегая малыми углами, получим [303]:

$$F_y^n = - \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} r \delta_1(r, \eta) dr d\eta + \left[\int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} r \delta_2(r, \eta) dr d\eta \right] S_{ном} - \\ - \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} \sum_{i=1}^n r [\delta_{3i}(r, \eta) - \delta_{4i}(r, \eta) S_{ном}] \cos(\omega_{\Gamma i} t) dr d\eta. \quad (3.101)$$

Уравнение (3.91) и (3.101) описывают одну и ту же силу F_y^n , откуда

$$a = \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} r \delta_1(r, \eta) \partial r \partial \eta \quad (3.102)$$

$$b = \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} r \delta_2(r, \eta) \partial r \partial \eta \quad (3.103)$$

$$c_i = \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} r \delta_{3i}(r, \eta) \partial r \partial \eta \quad (3.104)$$

$$d_i = \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} r \delta_{4i}(r, \eta) \partial r \partial \eta . \quad (3.105)$$

Подставив уравнения (3.99) и (3.100) в (3.97) и (3.98) и пренебрегая малыми углами, получим [303]

$$-F_x^n = V_1 \varphi + V_2 \theta - l_x \quad (3.106)$$

$$-F_z^n = V_3 \varphi + V_4 \theta - l_z \quad (3.107)$$

$$-M_{px} = V_5 \varphi + V_6 \theta - l_\varphi \quad (3.108)$$

$$-M_{pz} = V_7 \varphi + V_8 \theta - l_\theta , \quad (3.109)$$

где

$$V_1 = -f \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} (\delta_2(r, \eta) + \sum_{i=1}^n \delta_{4i}(r, \eta) \cos(\omega_{\Gamma i} t)) r^2 \sin^2 \eta \partial r \partial \eta \quad (3.110)$$

$$\begin{aligned} V_2 = & \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} \left[\delta_1(r, \eta) - \delta_2(r, \eta) (S_{\text{НОМ}} - r \mu \cos \eta \sin \eta) \right. \\ & \left. + \sum_{i=1}^n \delta_{3i}(r, \eta) - \delta_{4i}(r, \eta) (S_{\text{НОМ}} - r \mu \cos \eta \sin \eta) \cos \omega_{\Gamma i} t \right] r \partial r \partial \eta \end{aligned} \quad (3.111)$$

$$\begin{aligned} V_3 = & - \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} \left[\delta_1(r, \eta) - \delta_2(r, \eta) (S_{\text{НОМ}} + \mu r \cos \eta \sin \eta) \right. \\ & \left. + \sum_{i=1}^n \delta_{3i}(r, \eta) - \delta_{4i}(r, \eta) (S_{\text{НОМ}} + \mu r \cos \eta \sin \eta) \cos \omega_{\Gamma i} t \right] r \partial r \partial \eta \end{aligned} \quad (3.112)$$

$$V_4 = -\mu \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} \left[\delta_2(r, \eta) + \sum_{i=1}^n \delta_{4i}(r, \eta) \cos \omega_{\Gamma i} t \right] r^2 \cos^2 \eta \partial r \partial \eta \quad (3.113)$$

$$V_5 = \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} \left[\delta_2(r, \eta) + \sum_{i=1}^n \delta_{4i}(r, \eta) \cos \omega_{\Gamma i} t \right] r^3 \sin^2 \eta \partial r \partial \eta \quad (3.114)$$

$$V_6 = \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} [\mu \delta_1(r, \eta) - \delta_2(r, \eta)(\mu S_{\text{HOM}} + r \cos \eta \sin \eta) + \\ + \sum_{i=1}^n \mu \delta_{3i}(r, \eta) - \delta_{4i}(r, \eta)(\mu S_{\text{HOM}} + r \cos \eta \sin \eta) \cos \omega_{\Gamma i} t] r^2 \partial r \partial \eta \quad (3.115)$$

$$V_7 = - \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} [\mu \delta_1(r, \eta) - \delta_2(r, \eta)(\mu S_{\text{HOM}} - r \cos \eta \sin \eta) + \\ + \sum_{i=1}^n \mu \delta_{3i}(r, \eta) - \delta_{4i}(r, \eta)(\mu S_{\text{HOM}} - r \cos \eta \sin \eta) \cos \omega_{\Gamma i} t] r^2 \partial r \partial \eta \quad (3.116)$$

$$V_8 = \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} \left[\delta_2(r, \eta) + \sum_{i=1}^n \delta_{4i}(r, \eta) \cos \omega_{\Gamma i} t \right] r^3 \cos^2 \eta \partial r \partial \eta \quad (3.117)$$

$$l_x = \mu \left\{ \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} \left[\delta_1(r, \eta) - \delta_2(r, \eta) S_{\text{HOM}} \right. \right. \\ \left. \left. + \sum_{i=1}^n (\delta_{3i}(r, \eta) - \delta_{4i}(r, \eta) S_{\text{HOM}}) \cos \omega_{\Gamma i} t \right] r \sin \eta \partial r \partial \eta \right\} \quad (3.118)$$

$$l_z = -\mu \left\{ \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} \left[\delta_1(r, \eta) - \delta_2(r, \eta) S_{\text{HOM}} \right. \right. \\ \left. \left. + \sum_{i=1}^n (\delta_{3i}(r, \eta) - \delta_{4i}(r, \eta) S_{\text{HOM}}) \cos \omega_{\Gamma i} t \right] r \cos \eta \partial r \partial \eta \right\} \quad (3.119)$$

$$l_\varphi = - \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} \left[\delta_1(r, \eta) - \delta_2(r, \eta) S_{\text{HOM}} \right. \\ \left. + \sum_{i=1}^n (\delta_{3i}(r, \eta) - \delta_{4i}(r, \eta) S_{\text{HOM}}) \cos \omega_{\Gamma i} t \right] r^2 \sin \eta \partial r \partial \eta \quad (3.120)$$

$$l_{\theta} = \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} \left[\delta_1(r, \eta) - \delta_2(r, \eta) S_{\text{НОМ}} + \sum_{i=1}^n (\delta_{3i}(r, \eta) - \delta_{4i}(r, \eta) S_{\text{НОМ}}) \cos \omega_{\Gamma i} t \right] r^2 \cos \eta \, dr \, d\eta \quad (3.121)$$

Матрица жесткости модели волокнистой прослойки

$$C_p(t) = \begin{bmatrix} 0 & 0 & V_1 & V_2 \\ 0 & 0 & V_3 & V_4 \\ 0 & 0 & V_5 & V_6 \\ 0 & 0 & V_7 & V_8 \end{bmatrix}.$$

Момент сопротивления вращению роторного диска

$$M_{py} = -\mu \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} \left[\delta_1(r, \eta) + \delta_2(r, \eta) S_{\text{НОМ}} - \sum_{i=1}^n (\delta_{3i}(r, \eta) - \delta_{4i}(r, \eta) S_{\text{НОМ}}) \cos \omega_{ci} t \right] r^2 \, dr \, d\eta$$

Мощность привода мельницы

$$P = \frac{M_{py} \omega}{\eta_n},$$

где η_n - коэффициент полезного действия привода.

Давление при равномерном распределении в зоне размола (рисунок 3.28,б) может быть представлено как

$$p = (\delta_1(r, \eta) - \delta_2(r, \eta) S) + \sum_{i=1}^n (\delta_{3i}(r, \eta) \cos \omega_{\Gamma i} t).$$

Коэффициенты уравнений (3.110) - (3.117) упрощаются [303]

$$V_1 = -\mu \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} \delta_2(r, \eta) r^2 \sin^2 \eta \, dr \, d\eta$$

$$V_2 = \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} \left[\delta_1(r, \eta) - \delta_2(r, \eta) (S_{\text{НОМ}} - r \mu \cos \eta \sin \eta) + \sum_{i=1}^n \delta_{3i}(r, \alpha) \cos \omega_{\Gamma i} t \right] r \, dr \, d\eta$$

$$\begin{aligned}
V_3 &= - \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} \left[\delta_1(r, \eta) - \delta_2(r, \alpha) (S_{\text{HOM}} - r\mu \cos \eta \sin \eta) \right. \\
&\quad \left. + \sum_{i=1}^n \delta_{3i}(r, \eta) \cos \omega_{\Gamma_i} t \right] r \partial r \partial \eta \\
V_4 &= -\mu \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} \delta_2(r, \eta) r^2 \cos^2 \eta \partial r \partial \eta \\
V_5 &= \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} \delta_2(r, \eta) r^3 \sin^2 \eta \partial r \partial \eta \\
V_6 &= \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} \left[\mu \delta_1(r, \eta) - \delta_2(r, \eta V) (\mu S_{\text{HOM}} \right. \\
&\quad \left. + r \cos \eta \sin \eta) + \sum_{i=1}^n \mu \delta_{3i}(r, \eta) \cos \omega_{\Gamma_i} t \right] r^2 \partial r \partial \eta \\
V_7 &= - \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} \left[\mu \delta_1(r, \eta) - \delta_2(r, \eta) (\mu S_{\text{HOM}} \right. \\
&\quad \left. - r \cos \eta \sin \eta) + \sum_{i=1}^n \mu \delta_{3i}(r, \eta) \cos \omega_{\Gamma_i} t \right] r^2 \partial r \partial \eta \\
V_8 &= \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} \delta_2(r, \eta) r^3 \cos^2 \eta \partial r \partial \eta.
\end{aligned}$$

Так же упрощаются уравнения (3.118) - (3.121)

$$\begin{aligned}
l_x &= \mu \left\{ \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} \left[\delta_1(r, \eta) - \delta_2(r, \eta) S_{\text{HOM}} + \sum_{i=1}^n \delta_{3i}(r, \eta) \cos \omega_{\Gamma_i} t \right] r \sin \eta \partial r \partial \eta \right\} \\
l_z &= -\mu \left\{ \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} \left[\delta_1(r, \eta) - \delta_2(r, \eta) S_{\text{HOM}} + \sum_{i=1}^n \delta_{3i}(r, \eta) \cos \omega_{\Gamma_i} t \right] r \cos \eta \partial r \partial \eta \right\} \\
l_\varphi &= - \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} \left[\delta_1(r, \eta) - \delta_2(r, \eta) S_{\text{HOM}} + \sum_{i=1}^n \delta_{3i}(r, \eta) \cos \omega_{\Gamma_i} t \right] r^2 \sin \eta \partial r \partial \eta \\
l_\theta &= \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} \left[\delta_1(r, \eta) - \delta_2(r, \eta) S_{\text{HOM}} + \sum_{i=1}^n \delta_{3i}(r, \eta) \cos \omega_{\Gamma_i} t \right] r^2 \cos \eta \partial r \partial \eta
\end{aligned}$$

Предлагаемая методика рекомендуется для расчета осевых сил и мощности привода мельницы при равномерном и неравномерном распределении давления между ротором и статором [303].

3.4 Гидродинамические процессы при размоле

3.4.1 Динамика потоков волокнистой массы в гарнитуре

При исследовании динамики потоков приняты следующие допущения: ножи и межножевые канавки заменяются объектами в виде прямоугольных блоков; повышение температуры и парообразование при размоле не учитывается; волокнистая масса подчиняется основным законам гидродинамики и моделируется как ньютоновская несжимаемая жидкость с постоянной вязкостью. Гидродинамику потоков волокнистой массы в мельнице можно описать уравнениями Навье - Стокса [314]

$$\frac{\partial v_i}{\partial y_i} = 0 \quad (3.122)$$

$$\frac{\rho \partial v_i}{\partial t} + \rho v_j \frac{\partial v_i}{\partial y_j} = - \frac{\partial p}{\partial y_i} + \mu \frac{\partial^2 v_i}{\partial y_j \partial y_j}, \quad (3.123)$$

где ρ , μ - плотность и динамическая вязкость волокнистой массы, p - давление, v_i - скорость i -ой точки волокнистой массы.

Два слагаемых в левой части уравнения (3.123) определяют неустойчивое и конвективное ускорение, а в правой части - определяют силы давления и вязкие силы. Для решения таких задач целесообразно использовать метод конечных объемов, реализованный компьютерной программой Ansys fluent [315].

Поле потока волокнистой массы в мельнице можно записать как [314]

$$V_i = \bar{V}_i + v_i' \quad (3.124)$$

$$P_i = \bar{P}_i + P_i'. \quad (3.125)$$

Подставляя выражения (3.124) и (3.125) в уравнения Навье-Стокса получим

$$\frac{\partial v_i'}{\partial t} + \frac{\partial \bar{V}_i}{\partial t} + \frac{v_j' \partial \bar{V}_i}{\partial y_j} + \bar{V}_j \frac{\partial v_i'}{\partial y_j} + \bar{V}_j \frac{\partial \bar{V}_i}{\partial y_j} + v_j' \frac{\partial v_i'}{\partial y_j} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P'}{\partial y_i} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial y_i} + \vartheta \nabla^2 v_i' + \vartheta \nabla^2 \bar{V}_i \quad (3.126)$$

Для исследования уравнения (3.126) применительно к потокам в межножевых канавках гарнитуры необходимо провести моделирование потоков. Для исследований потоков массы в гарнитуры введем неподвижную XYZ и подвижную хуz системы координат, так чтобы ось Y совпадала с осью вращения ротора мельницы, а Z - с вертикальной осью. Начало системы координат хуz совпадает с канавкой гарнитуры. Относительная скорость частицы массы в канавке

$$V_r = v - \Omega \cdot r, \quad (3.127)$$

где v - абсолютная скорость частички массы, $\Omega \cdot r$ - скорость вращения частички относительно подвижной системы координат.

Используя преобразование (3.127) можно записать уравнение Навье-Стокса для относительной скорости следующим образом [317]

$$\frac{\partial V_r}{\partial t} = -\frac{1}{\rho} \nabla p + g + v \nabla^2 V_r - (2\Omega V_r) - (\Omega^2 r), \quad (3.128)$$

где $2\Omega V_r$, $\Omega^2 r$ - соответственно Кориолисово и центробежное ускорение, g - ускорение свободного падения.

Для абсолютной скорости можно записать

$$\frac{\partial v}{\partial t} + v \nabla v = -\frac{1}{\rho} \nabla p + g + v \nabla^2 v - (\Omega \cdot v). \quad (3.129)$$

Исходные данные для расчета в программной среде Ansys fluent представлены в таблице 3.2.

Таблица 3.2 – Исходные данные для расчета потоков в программной среде Ansys fluent

Модель волокнистой массы	Ньютоновская несжимаемая жидкость
Плотность волокнистой массы, кг/м ³	990-1000
Вязкость волокнистой массы, Па·с	0,001-0,1
Модель турбулентности	k-ε турбулентная модель
Частота вращения ротора мельницы, об/мин	600, 750, 1000
Давление на выходе, кПа	124, 188, 310

Модель волокнистой массы	Ньютоновская несжимаемая жидкость
Наружный и внутренний радиусы ножевого пояса гарнитуры, мм	200, 350
Размеры межножевой канавки (a×h×l), мм	3×4×150
Угол наклона оси межножевой канавки к радиусу гарнитуры, град	20, 0, -20
Сетка модели	Шестигранные элементы, в сечении канавки 284031 элемент

Проведены исследования потоков в вышеназванной программной среде. Ниже представлены результаты исследований [316].

При увеличении частоты вращения ротора с 600 до 1000 мин⁻¹ расход через межножевую канавку ротора увеличивается в 2,3-5,4 раза в зависимости от разности давления между выходом и входом канавки (таблица 3.3). При увеличении перепада давления между выходом и входом канавки с 60 до 135 кПа расход через канавку снижается в 1,4-1,5 раза. Расход через межножевую канавку статора практически не зависит от частоты вращения ротора. С повышением перепада давления между выходом и входом межножевой канавки с 60 до 135 кПа расход увеличивается с в 2,1-2,2 раза. Знак «-» в значениях расхода через канавку статора в таблицах 3.3 и 3.4 говорит об обратном направлении потока - от периферии к центру гарнитуры.

Среднее значение скорости потока в канавке ротора при увеличении частоты вращения ротора с 600 до 1000 мин⁻¹ возрастает в 2,4-2,6 раза (таблица 3.4). При увеличении перепада давления с 60 до 135 кПа среднее значение скорости потока в межножевой канавке ротора снижается в 1,6-2,7 раза. Средняя скорость потока в межножевой канавке статора при этом увеличивается 2,3-2,6 раза.

Таблица 3.3 – Расход через межножевую канавку ротора/статора в л/с при различных величинах перепада давления

Частота вращения ротора, мин ⁻¹	Перепад давления Δp_c , кПа			
	60	80	100	135
600	0,110/-0,088	0,078/-0,128	0,045/-0,149	-0,035/-0,187
750	0,170/-0,087	0,151/-0,126	0,13/-0,145	0,110/-0,184
1000	0,250/-0,085	0,225/-0,125	0,210/-0,143	0,183/-0,180

Таблица 3.4 - Среднее значение скорости потока в межножевой канавке ротора/статора, м/с при различном давлении между выходом и входом канавки

Частота вращения ротора, мин ⁻¹	Перепад давления Δp_c , кПа			
	60	80	100	135
600	2,95/-2,35	1,87/-3,40	0,35/-4,55	-1,22/-5,92
750	5,04/-2,36	4,03/-3,42	3,12/-4,50	1,85/-5,86
1000	7,18/-2,32	6,30/-3,30	5,55/-4,35	4,36/-5,51

Скорость потока в межножевой канавке ротора при частоте вращения 750 мин⁻¹ и разнице давления 60 кПа в сечениях канавки по её длине представлена на рисунке 3.31. Характер этой скорости существенно изменяется в сечениях канавки. В начале канавки этот поток практически однороден (рисунок 3.31, а), затем появляется область с повышенной скоростью внизу канавки (рисунок 3.31, в - 3.31, г). Эта область по мере движения потока смещается вниз к основанию гарнитуры (рисунок 3.31, в). Затем образуется очаг с высокой скоростью потока вверху канавки (рисунок 3.31, д). По мере дальнейшего движения потока очаг повышенной скорости внизу канавки перемещается вверх (рисунок 3.31, д – 3.31, з), и увеличивается интенсивность потока вверху канавки.

Средняя скорость потока в канавке ротора при различных углах наклона меж-
ножевой канавки к радиусу при давлении $\Delta p_c=80$ кПа представлена в таблице 3.5.

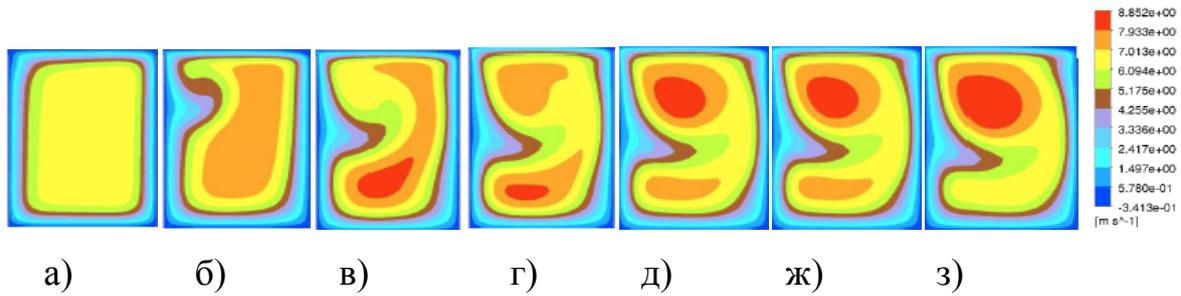


Рисунок 3.31 - Скорость потоков в канавке ротора при частоте вращения 750 мин^{-1}
и разнице давления между выходом и входом канавки 60 кПа в сечениях канавки:

а) 5 мм; б) 25 мм; в) 45 мм; г) 65 мм; д) 85 мм; ж) 105 мм; з) 135 мм

Таблица 3.5 – Средняя скорость потока в межножевой канавке ротора в м/с
при различных углах её наклона к радиусу

Частота вращения ротора, мин^{-1}	Угол β^* , град		
	20	0	-20
600	2,24	1,87	1,58
750	4,87	4,03	3,18
1000	7,58	6,30	5,53

* угол β положительный, когда направление вращения и угла совпадают и
угол β отрицательный, когда направления не совпадают.

Средняя скорость потока изменяется при изменении угла наклона межноже-
вой канавки к радиусу гарнитуры. При угле наклона 20° по направлению вращения
ротора скорость потоков увеличивается в 1,2 раза (режим прокачивания). При угле
наклона 20° против направления вращения ротора скорость потоков уменьшается в
1,1 раза (режим удержания).

Скорость в межножевой канавке ротора в среднем сечении канавки по длине и частоте вращения ротора 1000 мин^{-1} представлена на рисунке 3.32.

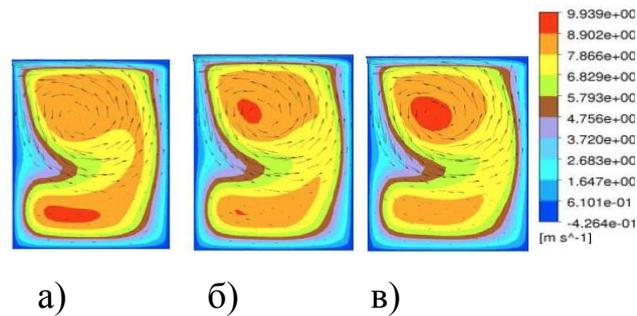


Рисунок 3.32 - Скорость потока в канавке ротора при частоте вращения 1000 мин^{-1} и перепаде давления между выходом и входом канавки:

а) 60 кПа; б) 80 кПа; в) 100 кПа

При увеличении перепада давления между входом и выходом канавки изменяется характер скорости в среднем сечении канавки. При относительно небольшом перепаде давления (60 кПа) наибольшая скорость потока наблюдается внизу канавки. При увеличении перепада давления до 80-100 кПа наибольшая скорость потока смещается вверх межножевой канавки, причем увеличение перепада приводит к увеличению области с повышенной скоростью потока. Скорость в канавке ротора при частоте вращения 750 мин^{-1} и перепаде давления между выходом и входом канавки 60 кПа представлена на рисунке 3.33.

Эта скорость в межножевой канавке ротора существенно отличается в различных сечениях канавки. Сначала канавки эта скорость практически однородна (рисунок 3.33, а). Затем появляются у выходной кромки задней грани ножа область с отрицательной скоростью потока, т. е. поток направлен вниз. Так же появляется область с положительной скоростью потока, т. е. поток направлен вертикально. Интенсивность этих потоков увеличивается по ходу межножевой канавки (рисунок 3.33, б-3.33, з). Средняя скорость потока по длине межножевой канавки повышается с ростом частоты вращения ротора. При входе в межножевую канавку скорость резко возрастает, достигает максимума на длине канавки 5-10 мм. Затем монотонно повышается примерно в 1,2-1,5 раза по ходу канавки (рисунок 3.34).

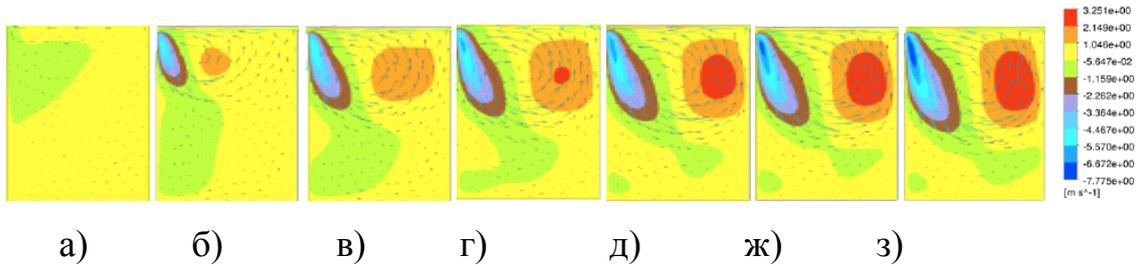


Рисунок 3.33 - Скорость потока в канавке ротора в вертикальном направлении при частоте вращения 750 мин^{-1} и перепаде давления 60 кПа в сечениях канавки:

а) 5 мм; б) 25 мм; в) 45 мм; г) 65 мм; д) 85 мм; ж) 105 мм; з) 135 мм

Скорости в межножевой канавке статора в среднем сечении канавки зависят от перепада давления между выходом и входом канавки. На рисунке 3.35 видны два потока вверху и внизу канавки статора, интенсивность верхнего потока гораздо выше, чем нижнего. При увеличении перепада давления интенсивность потоков возрастает.

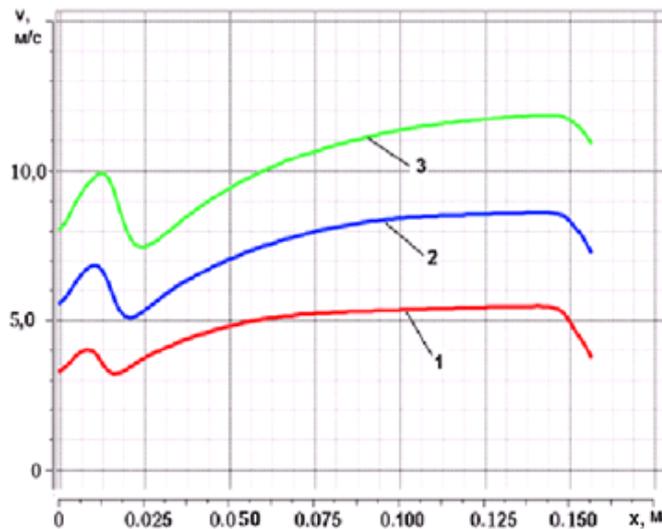


Рисунок 3.34 - Средняя скорость потока по длине канавки ротора при частоте вращения: 1 - 600 мин^{-1} ; 2 - 750 мин^{-1} ; 3- 1000 мин^{-1}

Скорость в канавке статора при постоянной частоте вращения ротора 750 мин^{-1} и перепаде давления между выходом и входом канавки 60 кПа в поперечных сечениях канавки представлена на рисунке 3.36. Эта скорость практически однородна центре по длине канавки (рисунок 3.36, ж), затем появляются две ярко выраженные

области потока сверху и внизу канавки (рисунок 3.36, а-3.36, д). Причем интенсивность верхнего потока гораздо выше нижнего. Интенсивность верхнего потока достигает максимума в центре межножевой канавки (рисунок 3.36, б-3.36, д). А интенсивность нижнего потока максимальна на периферии ножевой гарнитуры (рисунок 3.36, а).

Скорость потока в межножевой канавке статора на рисунке 3.37 практически однородна по всей длине канавки. В межножевой канавке статора ярко выражены два потока. Один поток - в вертикальном направлении, располагается сверху канавки ближе к передней кромке ножа гарнитуры, второй поток - в направлении вниз, располагается сверху у задней грани ножа.

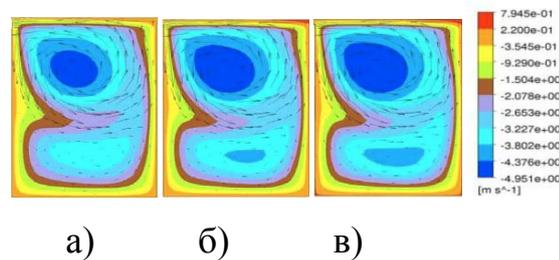


Рисунок 3.35 - Скорость потока в межножевой канавке статора в среднем сечении канавки при частоте вращения 1000 мин^{-1} и перепаде давления:

а) 60 кПа; б) 80 кПа; в) 100 кПа

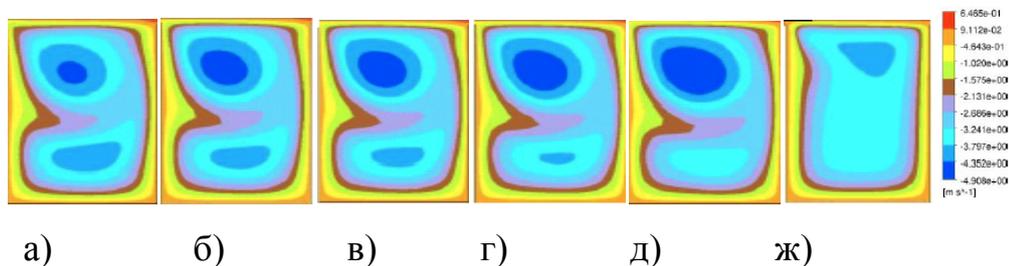


Рисунок 3.36 - Скорость потока в межножевой канавке статора при частоте вращения ротора 750 мин^{-1} и перепаде давления 60 кПа

в поперечных сечениях по длине канавки:

а) 135 мм; б) 105 мм; в) 85 мм; г) 45 мм; д) 25 мм; ж) 5 мм

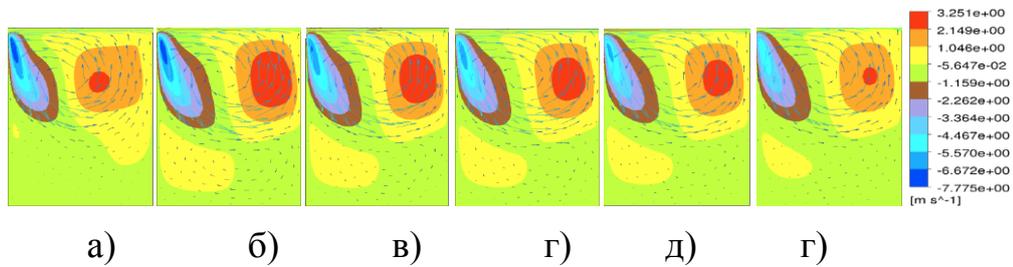


Рисунок 3.37 - Скорость потока в межножевой канавке статора при частоте вращения 750 мин^{-1} и перепаде давления 60 кПа в вертикальном направлении в сечениях канавки:
а) 135 мм; б) 105 мм; в) 85 мм; г) 65 мм; д) 45 мм; ж) 5 мм

Оба эти потока образуют вращающийся вихрь. Причем его интенсивность максимальна в центре межножевой канавки. Интенсивность гидродинамического вихря в роторе выше, чем в статоре.

3.4.2 Гидродинамическая вибрация при размоле

Вибрация, вызванная работой гарнитуры мельницы, складывается из импульсной вибрации, возникающей при перекрещивании ножей ротора и статора и вибрации гидродинамического происхождения, вызванной взаимодействием волокнистой массы с гарнитурой и шнеком мельницы. Здесь рассматривается только гидродинамическая вибрация. Такая вибрация возникает из-за гидродинамических процессов, возникающих при работе мельницы. К ним в частности относятся кавитационные явления, и отрывное обтекание массой ножей гарнитуры. Кавитационные явления проявляются, как правило, в виде «белого шума», и не имеют характерных частотных пиков на спектре вибрации [200].

При вращении ротора с постоянной угловой скоростью ω волокнистая масса, заполняющая межножевые канавки, в связи с её инерционностью, начинает движение в обратном направлении. В результате возникают противотоки и разрывы течения, которые порождают вихри, и в итоге приводят к диссипации части энергии потока волокнистой массы. Исследование этих потоков проведено в разделе 3.4.1 диссертации.

Ножевую размалывающую машину рассматриваем как линейную систему с вязким трением, пропорциональным скорости колебаний. Колебания такой системы описывается уравнением [191]

$$\ddot{S} + 2\beta\dot{S} + \omega_0^2 S = \frac{1}{M} F_c \sin(z_s \omega t + \varphi) \quad (3.130)$$

где $\beta = \frac{h'}{2M}$; S - перемещение системы в направлениях X, Y, Z ; h', M, C - коэффициент демпфирования, масса и жесткость системы; $\omega_0^2 = \frac{C}{M}$; F_c - амплитуда гидродинамической силы, действующей на систему; z_s, φ - число лопастей шнека или ножей гарнитуры и угол сдвига фаз.

Гидродинамическая сила F_c складывается из следующих основных составляющих: удар волокнистого материала о лопасти шнека F_1 и ножи гарнитуры F_2 ; взаимодействия прямого и обратного потоков F_3 ; давления на ножи гарнитуры F_4 . Эти силы зависят от конструкции и режима эксплуатации ножевой размалывающей машины и имеют осевую y , поперечную x , и вертикальную z составляющие. Поэтому математическую модель (3.130) можно записать для каждой координаты.

Наличие шнека в мельницах для размола щепы и массы высокой концентрации определяет гидродинамические потоки волокнистого материала. Динамические силы могут возникнуть из-за гидростатического рассогласования потоков волокнистого материала с входной частью шнека и (или) с входной частью гарнитуры.

Удар волокнистого материала о лопасти шнека радиусом r_s оказывает составляющая V_n^s вектора относительной скорости V_1^s , направленная по нормали к поверхности лопасти (рисунок 3.38, а).

После анализа векторов скоростей и математических преобразований получим силу удара волокнистого материала о лопасти шнека мельницы

$$F_1 = \rho Q_s (u_s^2 + 1)^{0,5} \left(\frac{8Q_s}{\pi D_s^2 - 4z_s F_s - \pi d_s^2} \sin i_s \right) / j z_s \quad (3.131)$$

$$u_s = \frac{\pi n_s r_s}{120} \frac{\pi D_s^2 - 4z_s F_s - \pi d_s^2}{Q_s} - \operatorname{tg} \gamma^s.$$

где n_s, z_s - частота вращения и количество лопастей шнека мельницы, Q_s, D_s, d_s - производительность, наружный и внутренний диаметр шнека, F_s - площадь попе-

речного сечения лопасти шнека в плоскости нормальной к его оси, γ^s , i_s - угол закрутки и атаки потока волокнистой массы.

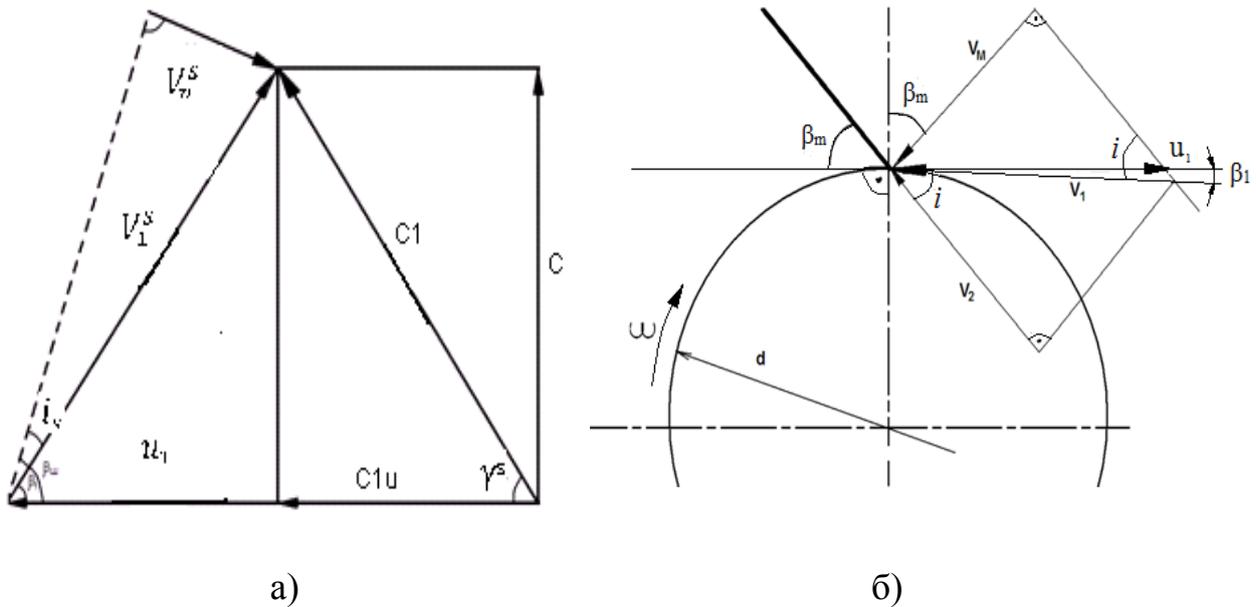


Рисунок 3.38 – Векторы скоростей волокнистого материала: а) - на входе в шнек мельницы; б) - на входе в ножевую гарнитуру мельницы

Схема движения волокнистого материала на входе в размалывающую гарнитуру представлена на рисунке 3.38, б. После анализа векторов скоростей и математических преобразований получим силу удара волокнистого материала о ножи гарнитуры

$$F_2 = \frac{2\rho}{jz} \sin \beta_m Q \left\{ \frac{\pi n d}{60} - \frac{2(\operatorname{ctg} \beta_m + \operatorname{ctg} \gamma)}{j[\pi l(D+d) - 2zbl]} Q \right\} \cos \beta_H \quad (3.132)$$

где ρ - плотность размалываемого материала, n, z - частота вращения ротора и число ножей мельницы, D, d - наружный и внутренний диаметр гарнитуры, b, l - число, ширина и длина ножей на ножевом поясе, Q, j - производительность и число зон размола мельницы, γ - угол закрутки входящего потока волокнистого материала, β_H - угол наклона ножей к плоскости диска, обычно $\beta_H = 90^\circ$.

Схема движения волокнистого материала в мельнице представлена на рисунке 3.39. Момент силы, возникающий при взаимодействии прямого и обратного потоков относительно оси мельницы M_0 , можно записать как разность между момен-

тами сил прямого и обратного потоков волокнистого материала M_1, M_2 . Сила воздействия от момента M_0 на ротор мельницы

$$F_3 = 4M_0 / (D + d).$$

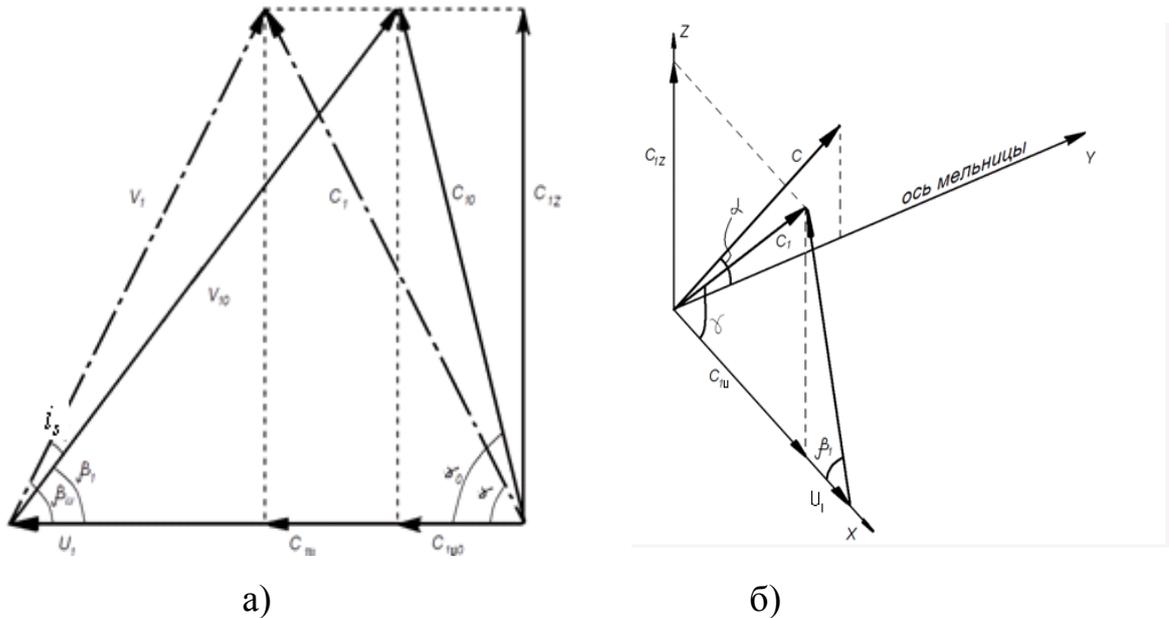


Рисунок 3.39 - Схема движения волокнистого материала:

а) - в шнеке; б) - в гарнитуре мельницы

Момент сил прямого потока волокнистого материала

$$M_1 = \frac{\omega}{t} \left[\left(\sum_{i=1}^k r_i^2 m_i \right) / 2 + \left(\sum_{i=1}^k e_i^2 m_i \right) \right].$$

Момент сил обратного потока волокнистого материала

$$M_2 = \frac{m_0}{t} \left[\left(c_{2u} \frac{D}{2} \right) - \left(c_{1u} \frac{d}{2} \right) \right],$$

где m_0 - масса волокнистого материала, участвующего в обратном потоке, c_{2u}, c_{1u} - окружные составляющие абсолютной скорости обратного потока на выходе и входе гарнитуры, r_i, m_i - радиус вращения и масса волокнистого материала в межножевых канавках на i -том ножевом поясе гарнитуры, e_i - расстояние между центром вращения волокнистого материала на i -том ножевом поясе и осью вращения ротора мельницы, k - число ножевых поясов гарнитуры.

Гидродинамическое воздействие на нож возникает из-за разности давления, действующего на боковые грани ножа. Причем максимальное гидродинамическое давление возникает, когда нож находится против межножевой канавки (область 1), а минимальное - когда ножи гарнитуры находятся напротив друг друга (область 2).

Сила давления на нож

$$F_4 = \int_0^S (p_n - p_b)_1 ds - \int_0^S (p_n - p_b)_2 ds, \quad (3.133)$$

где p_n, p_b - давление на боковых гранях ножа, 1,2 - области взаимодействия ножей.

При помощи пакета компьютерных программ Ansys fluent исследованы потоки применительно к модели мельницы МД-3Ш7 (раздел 3.5.1 диссертации). Рассчитана амплитуда гидродинамической вибрации этой мельницы по разработанной методике при помощи компьютерной программы Matlab. Результаты теоретических и экспериментальных исследований вибрации представлены на рисунке 3.40 [318].

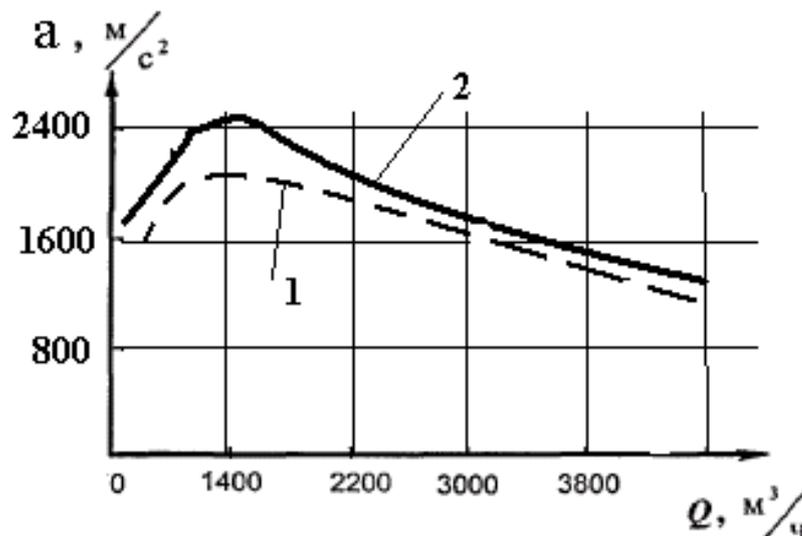


Рисунок 3.40 - Амплитуда гидродинамической вибрации мельницы МД-3Ш7 при размоле еловой древесной массы при изменении производительности: 1-теория, 2-эксперимент

Характер полученных теоретических и экспериментальных зависимостей совпадает. Погрешность между теоретическими и экспериментальными исследованиями не превышает 20%. Основная составляющая этой погрешности, на наш взгляд, вызвана погрешностью моделирования волокнистого материала. Вибрационные процессы гидродинамического происхождения в основном определяются ударом потока волокнистого материала о лопасти шнека на входе, то есть силой F_1 . Проведенные исследования подтверждает достоверность рассмотренных моделей.

3.5 Выводы по разделу

1. Волокнистая прослойка между ножами ротора и статора при размоле подвергается напряжению в виде периодически повторяющихся импульсов. Частоты воздействий ножей гарнитуры на волокнистый материал названы гарнитурными частотами и могут достигать 70 кГц. Предел текучести волокнистой прослойки зависит от следующих факторов (перечислены в порядке значимости): вид волокнистого материала, степень помола массы, средняя длина волокна, концентрация и расход волокнистого материала. Когда происходит разрыв волокнистой прослойки и возникает металлический контакт между ножами гарнитуры ротора и статора, нормальные напряжения существенно возрастают. Волокнистая прослойка между ножами ротора и статора моделируется в зависимости от вида трения между гарнитурами: при жидкостном трении, когда ножи полностью разделены волокнистым материалом - моделью стандартного тела Максвелла-Томсона; при граничном трении, когда ножи не полностью разделены волокнистым материалом и присутствует металлический контакт ротора и статора - моделью Гука. При размоле волокнистых материалов при жидкостном трении изменяется коэффициент демпфирования модели, а при граничном - коэффициент жесткости. Причём изменение коэффициентов демпфирования и жесткости происходит с той же частотой, с какой переkreциваются ножи ротора и статора - с гарнитурными частотами.

Разработаны математические модели волокнистой прослойки, описывающие её поведение при периодически повторяющихся импульсах. Деформация волокнистой прослойки запаздывает по отношению к напряжению при воздействии на неё ножей гарнитуры. При снятии нагрузки деформация уменьшается не мгновенно, а с некоторым запаздыванием. Проведя анализ модели волокнистой прослойки сделан вывод, что для повышения эффективности процесса размола необходимо: увеличить число циклов нагружения, уменьшить время восстановления волокнистого материала, снизить значение вязкоупругих свойств волокнистого материала и увеличить напряжение в цикле.

2. Для исследования силового взаимодействия гарнитуры с волокнистым материалом предложена теория дискретного контакта ножей. Разработана и апробирована математическая модель контакта ножей гарнитуры. Предложенная теория удовлетворительно описывает стадию силового взаимодействия ножей при размоле волокнистых материалов. Полученные теоретические зависимости подтверждены экспериментальными исследованиями.

Анализ контактного давления между ножами показывает, что контактные характеристики зависят от следующих параметров:

параметров, характеризующих нагрузку и внедрения ножей в волокнистый материал;

свойств волокнистой прослойки и числа Деборы при размоле;

плотности контакта ножей ротора и статора.

Исследована прикладная контактная задача с учетом тепловыделения при размоле и сделаны выводы:

максимальная температура в зоне контакта наблюдается в зоне 0,50-0,70 радиуса гарнитуры. Причем зона максимальной температуры в зоне контакта совпадает с зоной нулевой скорости пара;

исследовано течение пара в области контакта ротора и статора. Выявлены условия движения пара от зоны нулевой скорости пара к периферии и к центру размалывающей гарнитуры. Рекомендуется удалять пар непосредственно из зоны

нулевой скорости пара для уменьшения гидродинамических ударов на элементы конструкции мельницы;

разработаны и апробированы методики для определения температуры и сил в зоне контакта гарнитуры ножевых размалывающих машинах.

Исследованы температурные напряжения в материале ножей гарнитуры.

На краях ножа возникают напряжения растяжения, а в середине – напряжение сжатия. Эти напряжения примерно в 6-10 раз меньше предела текучести металла, из которого изготовлена гарнитура. Однако при расчетах их необходимо учитывать. Рекомендуется приведенная методика для определения температурных напряжений в гарнитуре.

Исследована прикладная контактная задача с учетом износа гарнитуры. Форма износа ножей зависит от следующих параметров:

от триботехнических свойств материала гарнитуры;

от отношения времени релаксации и последствия волокнистых материалов;

от отношения времени воздействия ножей гарнитуры за один период к времени последствия волокнистой прослойки.

Получен график, описывающий форму поверхности гарнитуры в установившемся режиме изнашивания.

Значительная часть потребляемой энергии ножевых размалывающих машин расходуется на преодоление трения при вращении ротора. При помощи теории контактного взаимодействия ножей исследована деформационная составляющая коэффициента трения между ротором и статором. Этот коэффициент зависит от вида трения ротора и статора, концентрации и вида волокнистого материала, давления в межножевом зазоре, приведенного модуля упругости материала гарнитуры, площади контакта и скорости вращения ротора.

С увеличением концентрации размалываемого материала с 20 до 45% коэффициент трения увеличивается с 0,4 до 0,8.

При увеличении давления в межножевом зазоре с 0,50 до 0,65 МПа коэффициент трения возрастает с 0,43 до 0,56 и с 0,42 до 0,51 соответственно при концентрации волокнистого материала 45 и 20%.

Коэффициент трения при размоле волокнистых материалов низкой концентрации возрастает с 0,11 до 0,18 при увеличении скорости от 30 до 200 м/с. При размоле щепы и массы высокой концентрации коэффициент трения снижается с 0,65 - 0,80 до 0,42 - 0,50 при увеличении скорости от 30 до 200 м/с.

При уменьшении приведенного модуля упругости материала гарнитуры с $2,1 \cdot 10^5$ МПа до $1,0 \cdot 10^3$ МПа коэффициент трения снижается в 1,5 - 1,8 раза.

Разработаны следующие рекомендации для снижения коэффициента трения и энергоемкости процесса размола:

- использовать гарнитуру с высокой плотностью контакта ножей;
- применять износостойкий материал гарнитуры с более низким модулем упругости, чем сталь. Например, износостойкие пластические материалы;
- снижать значение вязкоупругих свойств волокнистого материала путем термической или химикотермической обработки перед размолотом;
- увеличить скорость вращения ротора при размоле щепы и массы высоких концентраций и снижать при размоле массы низких концентраций;
- удалять из зоны размола пар при размоле щепы и подавать в зону размола воду.

При граничном трении ротора и статора резко возрастает амплитуда высокочастотной вибрации статора. Коэффициент трения и мощность привода при этом снижаются (особенно при размоле щепы и массы высокой концентрации), но резко увеличивается интенсивность износа гарнитуры.

В зоне размола целесообразно использовать вместо трения скольжения трение качения. Это приведет к снижению энергоемкости мельницы и уменьшению рубящих воздействий ножей гарнитуры на волокнистый материал.

3. Разработана математическая модель для определения осевых сил при равномерном и неравномерном распределении давления в зоне размола. На основании

этой модели разработана методика расчета осевых сил в ножевых размалывающих машинах.

4. Проведены исследования потоков волокнистого материала в ножевой гарнитуре мельницы. Расход и скорость потока в канавках ротора зависят от частоты вращения ротора. При увеличении частоты вращения с 600 до 1000 мин⁻¹ расход увеличивается в 2,3 - 5,4 раза, а скорость в 2,4-2,6 раза. Расход и скорость потока в канавках статора не зависят от частоты вращения. При увеличении разницы давления между выходом и входом канавки с 60 до 135 кПа расход в канавках ротора уменьшается в 1,4-1,5 раза и увеличивается в канавках статора в 2,1-2,2 раза. Поток в канавке ротора направлен от центра к периферии гарнитуры, а в статоре, наоборот, от периферии к центру.

Скорость потока в межножевой канавке статора при увеличении перепада давления с 60 до 135 кПа увеличивается 2,3-2,6 раза, а у ротора скорость потока снижается в 1,6-2,7 раза. Скорость потока ротора изменяется при изменении угла наклона канавки к радиусу гарнитуры. При угле наклона 20° по направлению вращения ротора скорость потоков увеличивается в 1,2 раза. И при угле наклона 20° против направления вращения ротора скорость потока уменьшается в 1,1 раза. При входе в межножевую канавку скорость потока резко возрастает, достигает максимума на длине канавки 5-10 мм, затем монотонно повышается примерно в 1,2-1,5 раза по ходу канавки.

Исследованы скорости потока и гидродинамические вихри в роторе и статоре. Интенсивность гидродинамических вихрей в роторе выше, чем в статоре. Проведенные исследования являются основой для рекомендаций по проектированию гарнитуры и эксплуатации ножевых размалывающих машин.

5. Предложена и апробирована математическая модель, описывающая гидродинамическую вибрацию в ножевых размалывающих машинах. Гидродинамическая сила, возбуждающая колебания мельницы, складывается из следующих основных составляющих: удара волокнистого материала о лопасти шнека и ножи

гарнитуры; взаимодействия прямого и обратного потоков; давления на ножи гарнитуры. Эти силы зависят от конструкции и режима эксплуатации мельницы.

Предложена и апробирована методика расчета гидродинамической вибрации в ножевых размалывающих машинах.

Наличие шнека в мельницах для размола щепы и массы высокой концентрации определяет гидродинамические потоки волокнистого материала. Динамические силы могут возникнуть из-за гидростатического рассогласования потоков волокнистого материала с входной частью шнека и (или) с входной частью гарнитуры.

Погрешность между теоретическими и экспериментальными исследованиями не превышает 20%. Вибрационные процессы гидродинамического происхождения в основном определяются ударом потока волокнистого материала о лопасти шнека на входе в мельницу.

4 ОСОБЕННОСТИ ВИБРОЗАЩИТЫ МЕЛЬНИЦ

Ножевые размалывающие машины – оборудование с повышенной динамичностью. Нередки случаи, когда мельницы возбуждают повышенные колебания поддерживающих конструкций, на которые они установлены [289]. Разработка методов и средств виброзащиты ножевых размалывающих машин необходима в следующих случаях:

1. Если параметры колебаний опорных элементов мельниц или поддерживающих их конструкций превышают допустимые значения соответственно по ГОСТ 26493-85 [183] или ГОСТ 12.1.012-90 [181].

2. Если амплитуда колебаний роторного диска в продольном направлении при эксплуатации мельницы превышает номинальный зазор между ротором и статором.

Регламентируются следующие методы виброзащиты [179]: уравнивание ротора; изменение конструктивных элементов мельниц и поддерживающих их конструкций; виброизоляция и динамическое виброгашение. Кроме того, необходимо поддерживать мельницы в технически исправном состоянии и обеспечивать соосность соединяемых муфтой валов мельницы и двигателя.

Уравнивание ротора включает: обеспечение конструктивной и технологической уравновешенности ротора; установление класса точности балансировки ротора; балансировку и автобалансировку роторов.

Класс точности балансировки ротора мельницы, установленный ГОСТ 26563-85 [179], равен 4. Наибольшее значение произведения удельного дисбаланса e и максимальной эксплуатационной угловой частоты вращения ротора ω при этом классе – 6,3 мм·рад/с.

Изменение конструктивных параметров мельниц в целях виброзащиты включает: выбор параметров конструктивных элементов мельницы и поддерживающих конструкций, при которых параметры их вибрации не превысят допустимых значений; отстройку динамической системы от резонанса.

Параметры вынужденной вибрации должны быть меньше допустимых значений, а абсолютное значение разности между частотой свободных колебаний конструкции ω_0 и частотой возбуждающих колебания сил ω не менее 30% частоты свободных колебаний системы [179]

$$|\omega_0 - \omega| \geq 0,3\omega_0. \quad (4.1)$$

4.1 Уравновешивание ротора

Неуравновешенность ротора ножевой размалывающей машины складывается из неуравновешенности ротора мельницы и ротора двигателя. Динамика двигателей хорошо исследована в работах [187-190 и др.]. В разделе рассматриваются только особенности неуравновешенности ротора мельницы.

Суммарная неуравновешенность ротора мельницы состоит из механической, гидравлической и гидродинамической составляющих [47].

4.1.1 Механическая неуравновешенность

Механическая неуравновешенность ротора мельницы складывается из статической и моментной неуравновешенности [47] и зависит от качества балансировки ротора и сменной гарнитуры. Механическая неуравновешенность появляется при несовпадении оси вращения ротора и его главной центральной оси инерции.

Механическая неуравновешенность ротора складывается из трех составляющих [272]: конструкционной, технологической и эксплуатационной. Конструкционная неуравновешенность возникает из-за наличия несимметричных отверстий, пазов, вырезов на роторе, неоднородности материала, биения цапф и т.п. Технологическая неуравновешенность складывается из погрешностей изготовления и сборки элементов ротора. Примером этой составляющей неуравновешенности может служить смещение центра масс гарнитуры ротора при ее установке.

Методология нахождения начального дисбаланса ротора мельницы состоит из следующих этапов:

1. Статический и моментный дисбалансы от радиальных и торцевых биений. Роторный диск разбивается на цилиндрические объемы D_k, h_k (рисунок 4.1).

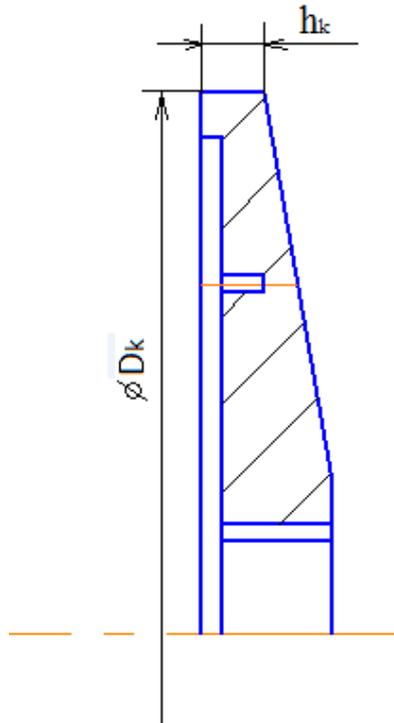


Рисунок 4.1 – Роторный диск мельницы

Массы объемов диска, заполненные металлом, считаются положительными, а не заполненные металлом – отрицательными

$$\overline{U}^{(P)} = \sum_{k=1}^{n_1} m_k \vec{\varepsilon}_k, \quad \vec{V}^{(P)} = \sum_{k=1}^{n_1} m_k (\vec{b}_k \times \vec{\varepsilon}_k), \quad (4.2)$$

где n_1 - число выделенных объемов, $m_k, \vec{\varepsilon}_k$ - массы и эксцентриситеты выделенных объемов.

Предельные значения эксцентриситетов ε_{k_0} определяются допуском на величину радиального биения δ_{k_0} . Тогда предельные значения статического и моментного дисбалансов

$$U_0^{(P)} = (\sum_{k=1}^{n_1} m_k^2 \varepsilon_{k_0}^2)^{0.5}, \quad V_0^{(P)} = (\sum_{k=1}^{n_1} m_k^2 b_k^2 \varepsilon_{k_0}^2)^{0.5}. \quad (4.3)$$

Значение статического дисбаланса $U_j^{(T)}$, вызываемого торцевыми биениями роторного диска

$$U_j^{(T)} = \delta_{Tj} \left(\frac{\pi}{64} \right) \rho D_j^3 (1 - \psi_j^4), \quad (4.4)$$

где $\psi_j = \frac{d_j}{D_j}$, $j = 1, 2$ - число торцов роторного диска, ρ - удельная плотность материала диска; δ_{Tj} - торцевое биение диска, d_j, D_j - внутренний и наружный диаметр диска.

Предельное значение статического и моментного дисбалансов равно:

$$U_0^{(T)} = (\sum_{j=1}^2 \mu_j^2 \delta_{T0}^2)^{0.5}, \quad V_0^{(T)} = (\sum_{j=1}^2 \mu_j^2 b_j^2 \delta_{T0}^2)^{0.5}, \quad (4.5)$$

где δ_{T0} - предельное значение торцевого биения роторного диска, $b_j = l_j - a$, l_j - расстояние между центром масс и j -м торцом.

2. Статический и моментный дисбалансы, определяемые погрешностью изготовления гарнитуры. Эта составляющая начального дисбаланса ротора мельницы обусловлена возможной асимметрией ножей гарнитуры за счет колебаний их размеров в пределах допусков на длину (X_1), толщину (X_2), высоту (X_3) и положения центра их масс (X_4). Обозначим: X_{ko} - номинальное значение вышеперечисленных параметров; Δ_k - их случайные отклонения; $\overline{\Delta_k} = \Delta_k / X_{ko}$.

Тогда дисбаланс, создаваемый i -м ножом гарнитуры, а также его математическое ожидание и дисперсия

$$U_i = G(1 + \sum_{k=1}^n \overline{\Delta_k}); \quad m(U_i) = G; \quad \sigma^2(U_i) = G^2 \sum_{k=1}^n \sigma^2(\overline{\Delta_k}), \quad (4.6)$$

где $G = \rho X_1 X_2 X_3 X_4$.

Суммарный статический дисбаланс от всех ножей

$$U_o^{(r)} = G \sqrt{\frac{n}{2} \sum_{k=1}^n (\overline{\Delta_{ko}})^2}. \quad (4.7)$$

3. Дисбаланс, определяемый погрешностями сборки и балансировки гарнитуры. Этот дисбаланс определяется сложением векторов, равных по величине дисбалансам секторов и направленных от центра их масс по радиусу диска (рисунок 4.2).

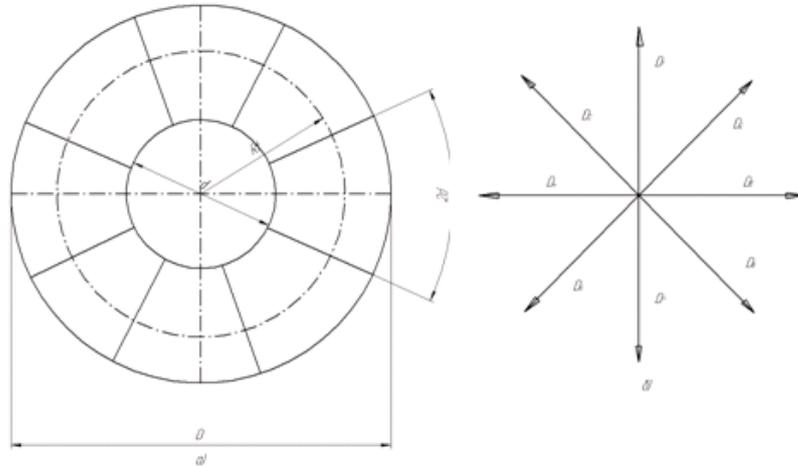


Рисунок 4.2 – Дисбаланс, определяемый погрешностью сборки и балансировки гарнитуры: а) расположение секторов на роторе; б) годограф дисбалансов секторов гарнитуры

Максимальный дисбаланс гарнитуры из-за погрешностей сборки и балансировки гарнитуры

$$U_0^{c\delta} = K_3(r_r \Delta m + \delta m_r), \quad (4.8)$$

где K_3 - коэффициент, зависящий от числа секторов гарнитуры. При четырех секторах $K_3 = 3,4$, при шести - $K_3 = 4$ при восьми - $K_3 = 5,24$; при двенадцати - $K_3 = 7,72$; δ - допуск на смещение сектора гарнитуры по радиусу диска, Δm - разница масс секторов гарнитуры, m_r - масса сектора гарнитуры; r_r - радиус от центра диска до центра масс сектора гарнитуры

$$r_r = \frac{\left[\left(\frac{D}{2}\right)^3 - \left(\frac{d}{2}\right)^3\right] \sin \alpha}{\left[\left(\frac{D}{2}\right)^2 - \left(\frac{d}{2}\right)^2\right] \alpha}, \quad (4.9)$$

где D , d - наружный и внутренний диаметры сектора гарнитуры.

Моментный дисбаланс гарнитуры можно определить по формуле

$$V_0^{(c\delta)} = \gamma |J_z - J_y|, \quad (4.10)$$

где $\gamma = \frac{\delta_T^r}{D_r}$; δ_T^r – торцевое биение гарнитуры на диаметре D_r , J_z, J_y – главные экваториальный и полярный моменты инерции гарнитуры.

Как показали расчеты, максимальный механический дисбаланс гарнитуры может до трех раз превышать дисбаланс ротора мельницы без гарнитуры, но, так как величина дисбалансов секторов гарнитуры распределяется случайно, фактически максимальный механический дисбаланс гарнитуры превышает дисбаланс мельницы без гарнитуры не более чем в 1,5 раза. Это подтверждено при экспериментальных исследованиях [46].

4.1.2 Эксплуатационная, гидродинамическая и гидравлическая неуравновешенность

Эксплуатационная неуравновешенность ротора возникает из-за неравномерного износа ножей и температурных деформаций элементов ротора и гарнитуры. Полагаем, что механическая система ротор-корпус мельницы линейна. Коэффициент K_2 , учитывающий изменение механической неуравновешенности ротора из-за износа ножей гарнитуры

$$K_{2i} = \frac{V_{pi}}{V_{ph}} = \frac{F_{pi}}{F_{ph}},$$

где V_{ph}, F_{ph} - амплитуда соответственно виброскорости корпуса мельницы и динамической силы, вызванной механической неуравновешенностью ротора в начале эксплуатации гарнитуры, V_{pi}, F_{pi} - то же в i -й момент времени эксплуатации гарнитуры.

Исследовано изменение коэффициента K_2 на мельницах МД-3Ш7, МД-4Ш6, МД-31, TWIN-66, TF-52 и других. Максимальное значение $K_2 = 2,5$, т.е. механическая неуравновешенность ротора мельницы изменяется в процессе эксплуатации гарнитуры и может увеличиваться до 2,5 раз по сравнению с этим показателем в начале ее эксплуатации (рисунок 4.3).

Гидродинамическая неуравновешенность возникает из-за неравномерного заполнения волокнистой суспензией межножевых каналов ротора, что приводит к несовпадению центра масс этой суспензии с осью вращения ротора. Гидродинамическая и механическая неуравновешенности проявляются на частоте вращения ротора.

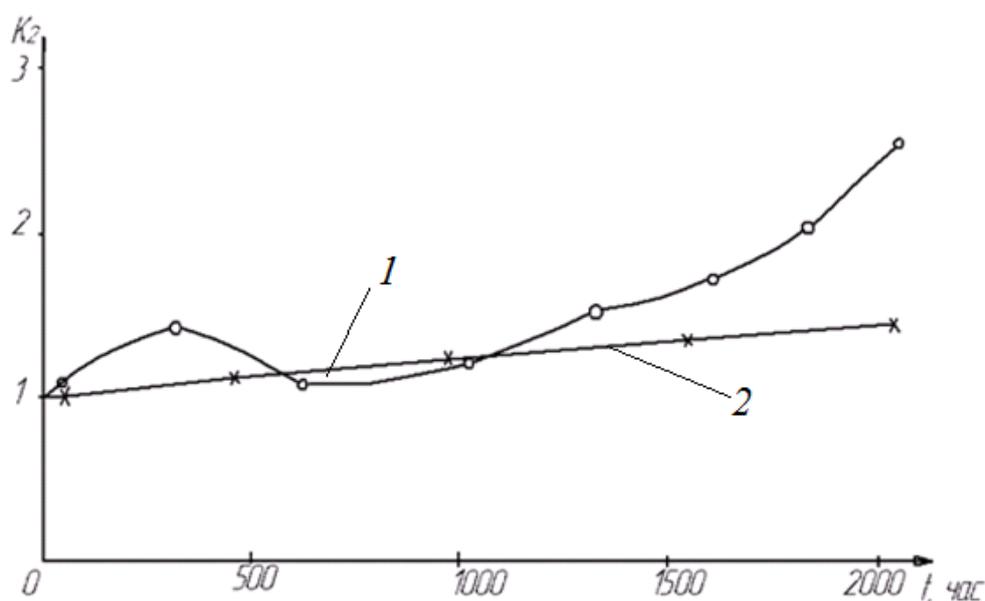


Рисунок 4.3 – Изменение коэффициента K_2 при эксплуатации гарнитуры:

1- мельница МД-3Ш7; 2- мельница МД-4Ш6

Гидравлическая неуравновешенность возникает при несовпадении осей вращения ротора и волокнистого материала в размольной камере. Колебания корпуса мельницы, вызванные неуравновешенностью ротора при размоле массы низких концентраций, имеют форму биений, причем период биений нестабильный. Такого вида колебания возникают за счет разности частот вращения ротора и волокнистого материала в размольной камере.

Частота вращения волокнистого материала в размольной камере меньше частоты вращения ротора [2], что подтверждается экспериментальными исследованиями [46]. Следовательно, гидравлическая неуравновешенность проявляется на частотах меньших оборотной частоты мельницы. Зная период биений T_δ и посто-

янный период вращения ротора T_0 можно определить частоту вращения $f_{жс}$ волокнистого материала в запазухе размольной камеры

$$f_{жс} = 1/T_0 - 1/T_{\delta}.$$

Коэффициент отставания частоты вращения массы в размольной камере от частоты вращения ротора

$$K_{жс} = f_{жс}/f_p = 1 - T_0/T_{\delta},$$

где f_p - частота вращения ротора.

Значение коэффициента $K_{жс}$ не стабильно во времени и находится в пределах 0,95-0,99. Систему ротор-корпус мельницы принимаем линейной, тогда можно записать

$$\frac{F_m}{F_p} = \frac{V_c}{V_m},$$

где F_m , V_c - максимальная амплитуда динамической силы и виброскорости корпуса мельницы от суммарной неуравновешенности ротора, F_p , V_m - то же от механической неуравновешенности ротора.

Откуда

$$F_m = \frac{V_c}{V_m} F_p = K_1 F_p,$$

где K_1 - коэффициент, учитывающий изменение амплитуды динамической силы от гидравлической и гидродинамической неуравновешенности ротора.

Колебания, вызванные неуравновешенностью ротора при размоле щепы и массы высокой концентрации, имеют участки с повышенными амплитудами, период повторений которых нестабилен и значительно больше периода биений. Зависимость коэффициента K_1 от удельного расхода полезной энергии представлена на рисунке 4.4. С увеличением удельного расхода энергии коэффициент K_1 возрастает. Это происходит, вероятно, из-за выделения пара при размоле массы высокой концентрации.

Выделяющийся пар неравномерно заполняет межножевые каналы ротора, что приводит к увеличению гидродинамической неуравновешенности. Максимальных значений $K_1 = 1,3-1,4$ достигает при размоле щепы.

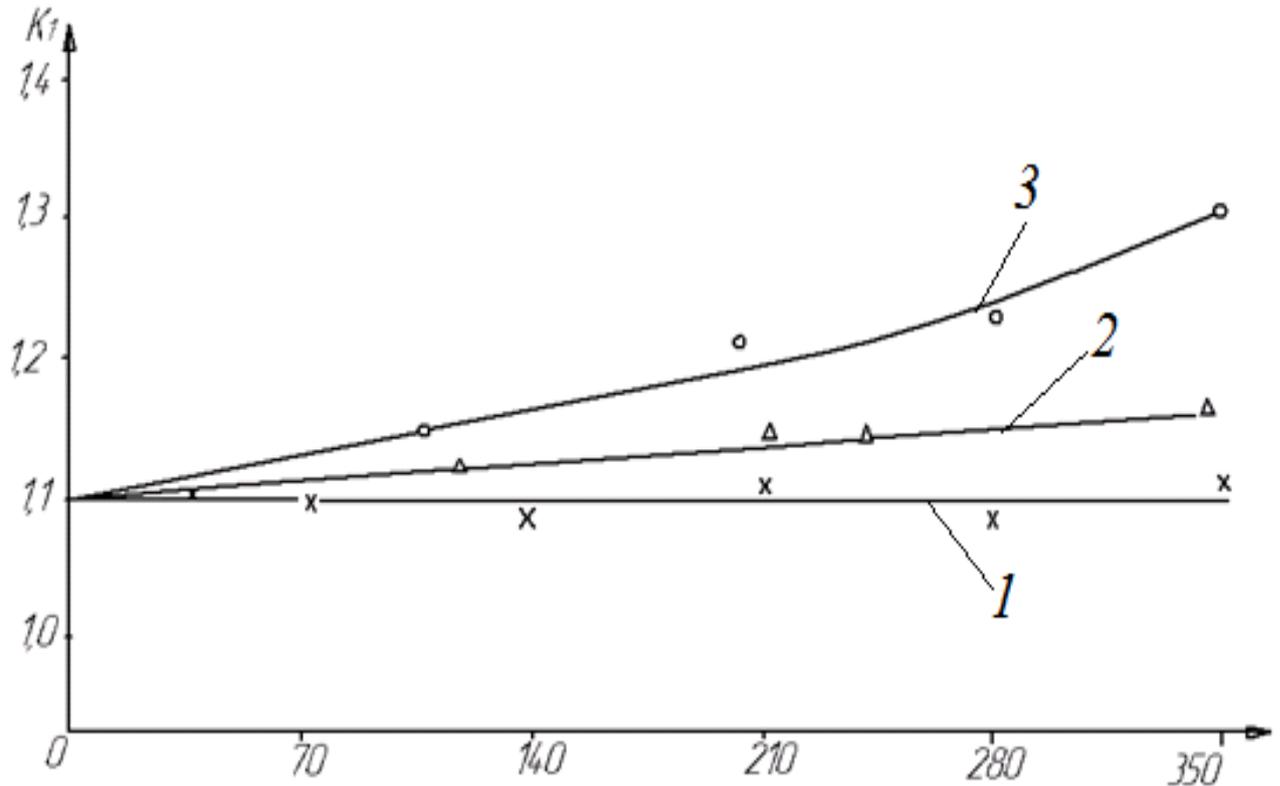


Рисунок 4.4 – Зависимость коэффициента K_1 от удельного расхода полезной энергии:

- 1 - мельница МД-3Ш7, древесная масса концентрацией 10%;
 2 - то же, концентрация 14%; 3 - то же, концентрация 20%

Суммарный статический и моментный дисбаланс ротора мельницы определяются следующим образом:

$$U_0 = [(U_0^{(P)})^2 + (U_0^{(T)})^2 + (U_0^{(r)})^2 + (U_0^{(c\delta)})^2]^{0.5} K_1 K_2 \quad (4.11)$$

$$V_0 = [(V_0^{(P)})^2 + (V_0^{(T)})^2 + (V_0^{(c\delta)})^2]^{0.5} K_1 K_2.$$

Как показали экспериментальные исследования [47], наибольший вклад в суммарный дисбаланс ротора вносит механическая неуравновешенность.

4.1.3 Автоматическая балансировка ротора

В конструкции ротора целесообразно использовать автоматическое балансировочное устройство (далее АБУ), которое позволяет компенсировать неуравновешенность без остановки мельницы. Эти устройства бывают активные и пассивные [178].

Исследуем пассивное АБУ применительно к ротору мельницы (рисунок 4.5), где W - центр масс ротора, без учета перемещающихся масс АБУ по ротору. Центр масс расположен на расстоянии e от оси вращения в точке C [319].

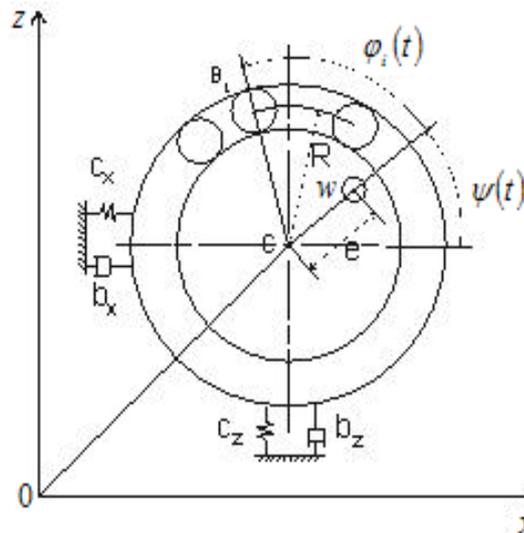


Рисунок 4.5 – Динамическая модель ротора мельницы с автобалансировочным устройством

Допущения при рассмотрении модели: масса ротора мельницы приложена в центре масс диска; не учитывается влияние упорного подшипника; диск принимается абсолютно жестким; частота вращения ротора постоянна; основным фактором, возбуждающим колебания ротора, является неуравновешенность ротора.

Математическая модель, описывающая работу АБУ ротора, может быть получена из уравнения Лагранжа

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{g}_k} - \frac{\partial V}{\partial \dot{g}_k} \right) - \frac{\partial T}{\partial g_k} + \frac{\partial V}{\partial g_k} = Q_k, \quad (4.12)$$

где T - кинетическая энергия, V - потенциальная энергия, g_k , Q_k - обобщенные координаты и силы в системе.

Принимаем, что ротор мельницы вращается в плоскости XZ, а обобщенные координаты описываются $g = (X, Z, \psi, \varphi_i)$, где $i = 1 \dots n_{ш}$ - число шаров АБУ ротора мельницы.

Радиус-вектор центра масс ротора мельницы

$$r_{OG} = (X + e \cos \psi)i + (Z + e \sin \psi)j$$

Радиус-вектор i -го шара АБУ

$$r_{OB_i} = (X + R \cos(\psi + \varphi_i))i + (Z + R \sin(\psi + \varphi_i))j$$

Скорости центра масс ротора и i -го шара АБУ можно записать как

$$\begin{aligned} \dot{r}_{OG} &= (\dot{X} - e\dot{\psi} \sin \psi)i + (\dot{Z} + e\dot{\psi} \cos \psi)j; \\ \dot{r}_{OB_i} &= (\dot{X} - R(\dot{\psi} + \dot{\varphi}_i) \sin(\psi + \varphi_i))i + (\dot{Z} + R(\dot{\psi} + \dot{\varphi}_i) \cos(\psi + \varphi_i))j \end{aligned}$$

Тогда кинетическую энергию системы можно выразить как

$$T = \frac{1}{2} I_y \dot{\psi}^2 + \frac{1}{2} M (\dot{r}_{OG} \cdot \dot{r}_{OG}) + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n m_i (\dot{r}_{OB_i} \cdot \dot{r}_{OB_i}), \quad (4.13)$$

где m_i - масса i -го балансировочного шара, M - масса ротора мельницы, I_y - момент инерции ротора относительно точки С.

Потенциальная энергия системы

$$V = \frac{1}{2} C_x X^2 + \frac{1}{2} C_z Z^2 + MgZ + \sum_{i=1}^n m_i g (Z + R \sin(\psi + \varphi_i)), \quad (4.14)$$

где g - ускорение свободного падения, C_x , C_z - жесткость опор ротора соответственно в горизонтальном и вертикальном направлениях.

Обобщенная сила

$$Q = -\frac{\partial F}{\partial \dot{g}_k} = (-b_x \dot{X}, -b_z \dot{Z}, \tilde{M}, -D_i \dot{\varphi}_i), \quad (4.15)$$

где b_x , b_z - коэффициент демпфирования опор ротора соответственно в горизонтальном и вертикальном направлениях, F - диссипативная функция Релея, \tilde{M} - момент движения системы, D_i - вязкое сопротивление движению i -го шара АБУ ротора.

Подставляя уравнения (4.13) - (4.15) в (4.12), получим уравнения, описывающие колебания системы

$$M\ddot{X} - Me\dot{\psi}^2 \cos\psi - Me\ddot{\psi} \sin\psi + \sum_{i=1}^{n_u} m_i \left\{ \ddot{X} - R(\ddot{\psi} + \ddot{\varphi}_i) \sin(\psi + \varphi_i) - R(\dot{\psi} + \dot{\varphi}_i)^2 \cos(\psi + \varphi_i) \right\} + C_x X = -B_x \dot{X} \quad (4.16)$$

$$M\ddot{Z} - Me\dot{\psi}^2 \sin\psi + Me\ddot{\psi} \cos\psi + \sum_{i=1}^{n_u} m_i \left\{ \ddot{Z} + R(\ddot{\psi} + \ddot{\varphi}_i) \cos(\psi + \varphi_i) - R(\dot{\psi} + \dot{\varphi}_i)^2 \sin(\psi + \varphi_i) \right\} + C_z Z + Mg + \sum_{i=1}^{n_u} m_i g = -b_z \dot{Z} \quad (4.17)$$

$$I_y \ddot{\psi} - Me\ddot{X} \sin\psi + Me\ddot{Z} \cos\psi + Me^2 \ddot{\psi} - \sum_{i=1}^{n_u} m_i \left\{ R[\ddot{X} \sin(\psi + \varphi_i) - \ddot{Z} \cos(\psi + \varphi_i)] + R^2(\ddot{\psi} + \ddot{\varphi}_i) \right\} + \sum_{i=1}^{n_u} m_i g R \cos(\psi + \varphi_i) = \tilde{M} \quad (4.18)$$

Уравнение движения i -го балансировочного шара

$$-m_i R[\ddot{X} \sin(\psi + \varphi_i) - \ddot{Z} \cos(\psi + \varphi_i)] + m_i R^2(\ddot{\psi} + \ddot{\varphi}_i) + m_i g R \cos(\psi + \varphi_i) = -D_i \dot{\varphi}_i, \quad (4.19)$$

где $i = 1 \dots n$, D_i - вязкое сопротивление движению i -го шара.

Уравнения (4.16) - (4.19) могут быть упрощены, полагая, что масса шаров и вязкое сопротивление их движению одинакова и частота вращения ротора постоянна, т.е.

$$m_i = m, \quad D_i = D, \quad \dot{\psi} = \omega. \quad (4.20)$$

Введем безразмерные обозначения

$$\bar{X} = \frac{X}{R}, \quad \bar{Z} = \frac{Z}{R}, \quad \bar{t} = \omega_0 t, \quad \mu = \frac{m}{M}, \quad \Omega = \frac{\omega}{\omega_0}, \quad \delta = \frac{e}{R}, \quad G = \frac{g}{e\omega^2}, \quad (4.21)$$

где ω_0 - низшая собственная частота изгибных колебаний ротора мельницы в вертикальном направлении.

Опоры ротора примем изотропными, поэтому

$$\{b, c\} = \{b_x, c_x\} = \{b_z, c_z\}. \quad (4.22)$$

Введем также безразмерные параметры:

$$\xi_1 = \frac{b}{2\sqrt{CM}}, \quad \beta = \frac{D}{mR^2\omega_0}. \quad (4.23)$$

Параметр ξ_1 описывает затухание колебаний ротора, а β - вязкое демпфирование при движении балансировочных шаров. Сила инерции шаров много больше силы их тяжести и поэтому можно принять $G = 0$.

Подставляя выражения (4.20) - (4.23) в уравнения (4.16), (4.17) и (4.19) и выражая

$$X = x \cos(\Omega t + \varphi_i) - z \sin(\Omega t + \varphi_i) \quad (4.24)$$

$$Z = x \sin(\Omega t + \varphi_i) + z \cos(\Omega t + \varphi_i). \quad (4.25)$$

Получим уравнения

$$\begin{pmatrix} 1+n\mu & 0 \\ 0 & 1+n\mu \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{z} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 2\xi_1 & -2\Omega(1+n\mu) \\ 2\Omega(1+n\mu) & 2\xi_1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{x} \\ \dot{z} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} K & -2\Omega\xi_1 \\ 2\Omega\xi_1 & K \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x \\ y \end{pmatrix} = \\ = \begin{pmatrix} \delta\Omega^2 \\ 0 \end{pmatrix} + \mu \sum_{i=1}^{n_w} \begin{pmatrix} (\Omega + \dot{\varphi}_i)^2 & \ddot{\varphi}_i \\ -\ddot{\varphi}_i & (\Omega + \dot{\varphi}_i)^2 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \cos \varphi_i \\ \sin \varphi_i \end{pmatrix} \quad (4.26)$$

$$\ddot{\varphi}_i + \beta_i \dot{\varphi}_i = (\ddot{x} - \Omega^2 x - 2\Omega\dot{z}) \sin \varphi_i - (\ddot{z} - \Omega^2 z + 2\Omega\dot{x}) \cos \varphi_i, \quad (4.27)$$

где $K = 1 - \Omega^2(1+n\mu)$; $i = 1, 2, \dots, n_w$.

Решения для установившегося режима ротора мельницы находим, приняв все производные по времени в уравнениях (4.26) и (4.27) равными нулю. При отбалансированном роторе:

$$x = z = 0; \quad \varphi_1 = \arccos\left(-\frac{\delta}{2\mu}\right); \quad \varphi_2 = -\varphi_1. \quad (4.28)$$

При $e \neq 0$ ротор не отбалансирован и $x, z \neq 0$

$$\frac{z}{x} = \operatorname{tg} \psi_i, \quad \varphi_1 = \varphi_2 + k\pi.$$

При $k = 0$ оси балансировочных шаров совпадают, при этом не учитываем столкновения и взаимодействия между балансировочными шарами.

Решением будут являться выражения:

$$x = \frac{K\Omega^2(2\mu\cos\varphi_1 + \delta) + 4\mu\Omega^3\xi_1\sin\varphi_1}{K^2 + (2\Omega\xi_1)^2};$$

$$z = \frac{2K\mu\Omega^2\sin\varphi_1 - 2\Omega\xi_1(\delta\Omega^2 + 2\mu\Omega^2\cos\varphi_1)}{K^2 + (2\Omega\xi_1)^2},$$

где
$$\sin\varphi_1 = \frac{2K\Omega\xi_1 \pm K\sqrt{K^2 - \left(\frac{4\mu\Omega\xi_1}{\delta}\right)^2 + (2\Omega\xi_1)^2}}{K^2 + (2\Omega\xi_1)^2}; \quad \varphi_2 = \varphi_1.$$

При $k = 1$ балансировочные шары находятся на противоположных сторонах от центра вращения C (рисунок 4.5). В этом случае

$$x = \frac{\delta K\Omega^2}{K^2 + (2\Omega\xi_1)^2}, \quad z = -\frac{2\delta\Omega^3\xi_1}{K^2 + (2\Omega\xi_1)^2}, \quad \varphi_1 = \arctg\left(-\frac{2\Omega\xi_1}{K}\right); \quad \varphi_2 = \varphi_1 + \pi.$$

Анализируя (4.28), можно сделать вывод, что для отбалансированного ротора выполняется условие $\mu \geq \mu_c = \frac{\delta}{i}$ или $m \geq \frac{e}{iR}M$, т. е. масса балансировочных шаров должна быть достаточно большой, чтобы компенсировать дисбаланс ротора.

Предложена конструкция мельницы с пассивным автобалансировочным устройством ротора [320]. Мельница содержит размольную камеру 1 (рисунок 4.6), станину 8 и ротор, который содержит вал 3 и диск 2. Вал 3 ротора закреплен в двух опорах (на рисунке 4.7 показана только одна опора). Опора содержит радиальный 4 и упорный 5 подшипники, которые закреплены на валу 3 ротора и в стакане 6. Стакан 6 находится в корпусе 7 подшипника. Корпус 7 подшипника закреплен на станине 8. На корпусе 7 подшипника закреплена крышка 9. На валу 3 ротора расположена втулка 10 и пружина 11. Между втулкой 10, кольцом 12 и диском 2 ротора расположены шары 14.

Мельница работает в следующих режимах: "присадка", "отсадка" и "автобалансировка". В режиме "автобалансировка" происходит отсадка мельница таким образом, что стакан 6 выходит из контакта с поверхностью 18. В результате этого стакан 6 займет консольное положение, при котором жесткость крепления радиального подшипника существенно понизится. При этом за счет инерционных сил

шары 14 самоустанавливаются в "легкое" место вращающегося ротора. Под "легким" понимают такое место, куда необходимо установить шары 14, для компенсации дисбаланса ротора. Если ротор мельницы смещать дальше влево, то втулка 10 упрется в крышку 9, в результате чего втулка 10 перемещаться влево не будет. Пружина 11 будет сжиматься. Шары 14 выходят из контакта с конической поверхностью 13, в результате чего они могут перекатываться в канале, образованном диском 2, втулкой 10 и кольцом 12. После этого механизм присадки МД выключают. Под действием инерционных сил шары и ротор балансируются. После этого включают механизм присадки и перемещают ротор вправо. Под действием пружины 11 втулка 10 будет прижиматься к крышке 9 до тех пор, пока шары 14 не зафиксируются. Затем при дальнейшем перемещении ротора вправо стакан 6 входит в контакт с поверхностью 18, в результате чего опора вновь станет жесткой и автобалансировка ротора завершается.

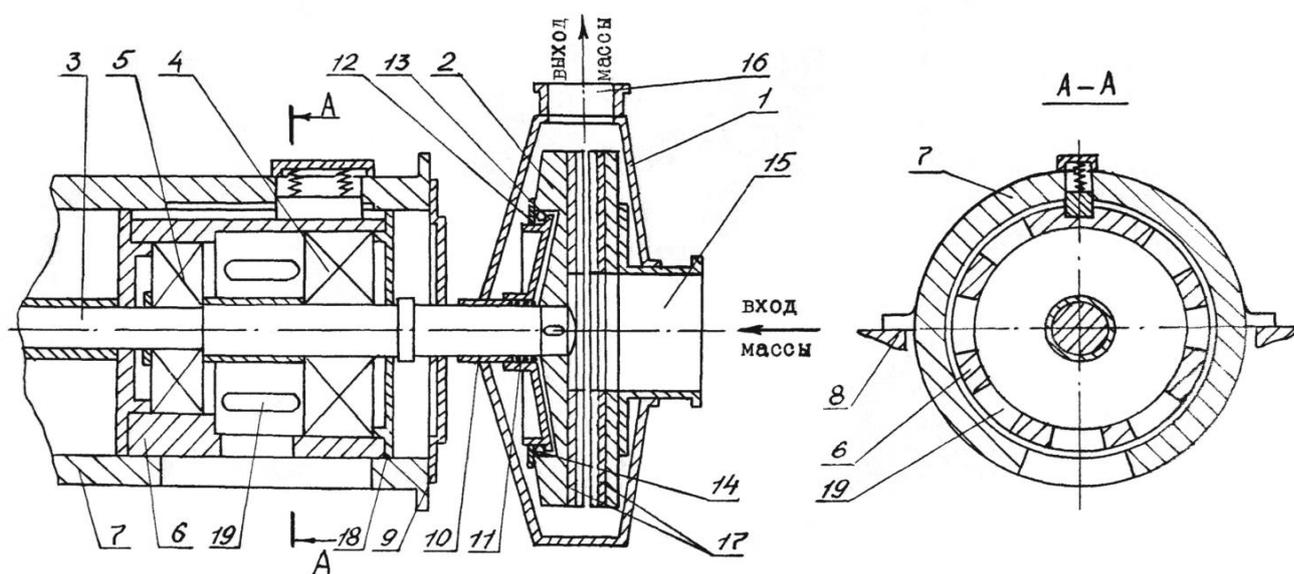


Рисунок 4.6 – Мельница с пассивным автобалансирующим устройством ротора:

- 1 - размольная камера; 2 - роторный диск; 3- вал; 4 - радиальный подшипник;
 4 - упорный подшипник; 6 - стакан; 7 - корпус; 8 - станина; 9 - крышка;
 10 - втулка; 11 - пружина; 12 - кольцо; 13 - коническая поверхность; 14 - шары;
 15,16 -патрубки; 17 - гарнитура; 18 - поверхность корпуса; 19 - вырезы стакана

Необходимо отметить, что автобалансировку ротора мельницы следует производить при замене гарнитуры и при увеличении эксплуатационного дисбаланса ротора. При этом уменьшаются динамические нагрузки на опорные элементы ротора и поддерживающие конструкции.

Предложена и защищена патентом конструкция мельницы с активным автобалансировочным устройством [321]. Ротор мельницы работает в жестком режиме [272]. Принудительное перемещение корректирующих масс происходит за счет механизма присадки. На валу ротора установлена втулка с проточками, на которой установлены взаимодействующие между собой корректирующие массы. Корректирующие массы взаимодействуют с упорной втулкой. Перемещая ротор мельницы при помощи механизма присадки, производят управление расположением корректирующих масс. Таким образом, происходит автоматическая балансировка ротора.

Разработана и защищена патентом конструкция сдвоенной мельницы с пассивным автобалансировочным устройством [322]. Для автобалансировки ротора мельницы предложен сплав Вуда в патенте [323]. Сплав Вуда – это легкоплавкий сплав, который переходит в жидкое состояние при повышенной температуре в размольной камере мельницы. При этом за счет инерционных сил этот сплав перемещается в "легкое" место вращающегося ротора. Под "легким" понимают такое место, куда необходимо установить корректирующую массу (сплав Вуда) для компенсации эксплуатационного дисбаланса ротора.

4.2 Предотвращение резонансной вибрации мельниц

На основании теоретических исследований и разработанных инженерных методик, разработанных во втором разделе диссертации, проведен расчет динамических характеристик элементов конструкции мельниц. Экспериментальные исследования динамических характеристик роторов и элементов ножевых размалывающих машин проводились на целлюлозно-бумажных деревоперерабатывающих производствах [278]. Результаты исследований динамических характеристик роторов приведены в таблице 4.1, 4.2 и 4.3.

Относительная ошибка между экспериментальным и теоретическим определением частот свободных колебаний роторов мельниц не превышает 10%. Коэффициент динамического усиления при резонансе χ_p определяется экспериментально без волокнистой суспензии. Это приводит к завышениям коэффициентов χ_p и, соответственно, расчетной амплитуды колебаний ротора в резонансной и околорезонансной зонах. Завышения вышеназванных величин идут "в запас" при расчете амплитуды колебаний ротора.

Жесткость опор ротора в горизонтальном направлении зависит от зазора между корпусом и стаканом ротора (при посадке ротором) и радиального зазора в подшипниках, который изменяется в процессе эксплуатации из-за износа тел качения и беговых дорожек. Следовательно, частоты свободных колебаний роторов мельниц в горизонтальном направлении изменяются в течение срока эксплуатации подшипников. Поэтому перед экспериментальными исследованиями динамических характеристик ротора в горизонтальном направлении измерялись вышеназванные зазоры.

Низшие частоты свободных изгибных колебаний роторов промышленных мельниц в вертикальном и горизонтальном направлениях лежат соответственно в пределах 36-68 и 22-40 Гц, а коэффициенты динамического усиления при резонансе - в пределах 17-24 (таблица 4.1, 4.2).

Низшие частоты свободных продольных колебаний роторов мельниц, (кроме сдвоенных мельниц) лежат в пределах 90-165 Гц, коэффициенты динамического усиления при резонансе - 5-7 (таблица 4.3). Сдвоенные мельницы имеют "плавающий" ротор, жесткость которого в продольном направлении мала. Низшие частоты свободных продольных колебаний роторов сдвоенных мельниц лежат в пределах 14-18 Гц, коэффициенты динамического усиления при резонансе - 8-10. Частоты вращения роторов мельниц - 10-50 Гц. Роторы мельниц в вертикальном направлении работают в области частот до первого резонанса. Роторы мельниц в горизонтальном направлении работают в области частот до первого резонанса при номинальных радиальных зазорах в подшипниках и в посадке между стаканом ротора и

корпусом. При увеличении этих зазоров возможен околорезонансный или резонансный режим ротора в горизонтальном направлении или, иначе, невыполнение условия виброзащиты (4.1). Невыполнение этого условия возможно и в продольном направлении ротора. Поэтому при проектировании необходимо проводить вибрационный расчет мельниц, а при их эксплуатации - контролировать зазоры в подшипниках и между корпусом и стаканом ротора.

Поддерживающие конструкции рассчитываются на свободные и вынужденные колебания от динамического воздействия мельниц. Методы определения частот свободных колебаний и амплитуд виброперемещений поддерживающих конструкций подробно изложены в [324] и в работе не приводятся. При конструктивных методах виброзащиты изменяются либо частоты возбуждающих колебания сил, либо конструктивные характеристики ротора. Например, изменение длины консоли или расстояния между подшипниковыми опорами ротора позволяет изменять его динамические характеристики (рисунок 4.7).

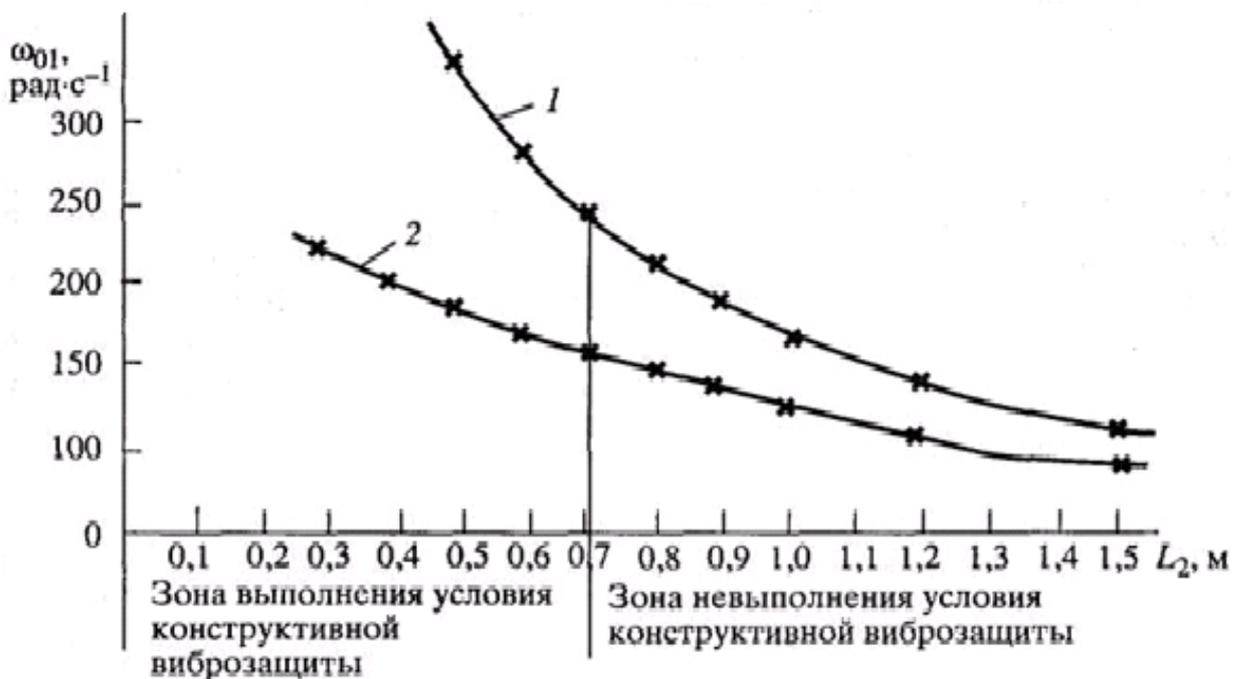


Рисунок 4.7 - Зависимость низших частот свободных колебаний модели ротора мельницы МД-5Ш1А от длины консоли ротора в направлениях: 1- вертикальном; 2 - горизонтальном

Колебания ножей гарнитуры при размоле создают дополнительные напряжения в них, вызывают усталостные явления в материале. Вследствие этого и различных видов износа происходит разрушение ножей при эксплуатации гарнитуры.

Первой задачей при вибрационном проектировании гарнитуры является расчет свободных частот колебаний ножей. Второй задачей является расчет вынужденных гарнитурных частот. Пример зависимости низшей частоты свободных колебаний ножа от износа и жесткости крепления представлена на рисунке 4.8.

Колебания ножей гарнитуры возникают при перекрещивании ножей ротора и статора на гарнитурных частотах. Из-за нелинейности свойств волокнистой прослойки колебания возбуждаются на гармониках и субгармониках гарнитурных частот. Если гарнитурные частоты совпадают с частотами собственных колебаний ножей, возникнут резонансные колебания с повышенными амплитудами и динамическими напряжениями. Это сказывается на надежности ножей гарнитуры. При резонансных режимах работы гарнитуры возрастает вероятность поломки ножей. Динамические характеристики ножей гарнитуры представлены в таблице 4.4.

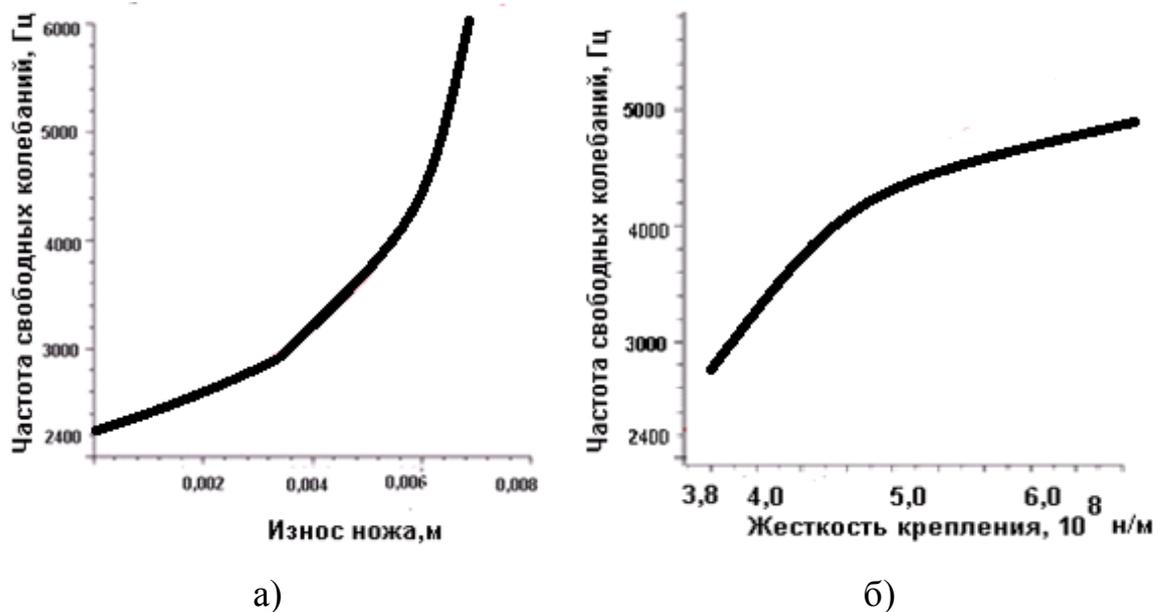


Рисунок 4.8 - Зависимость низшей частоты свободных колебаний ножей гарнитуры Р - 1000.004 от износа (а) и жесткости крепления (б)

Таблица 4.1 - Динамические характеристики роторов мельниц в вертикальном направлении

Марка мельницы	Частота вращения ротора, Гц	Расчет		Эксперимент		Относительная погрешность в определении низших частот свободных колебаний, %	Частотное отношение, ω/ω_{01}
		Низшая частота свободных изгибных колебаний, Гц	Низшая частота свободных изгибных колебаний, Гц	Коэффициент динамического усиления при резонансе			
МД-14	12,5	72	63	22	5,9	0,18	
МДС-24	12,5	51	50	20	2,0	0,25	
МД-23	16,6	61	57	23	7,0	0,29	
МД-25	12,5	58	56	17	3,6	0,22	
МД-48	10,0	39	36	20	8,3	0,28	
МД-3У8	16,6	49	46	18	6,5	0,36	
МД-31	10,0	41	38	21	7,9	0,26	
МД-3Ш7	25,0	57	55	23	3,6	0,45	
МД-4Ш6	16,6	65	62	22	4,8	0,17	
МД-5Ш1А	25,0	44	46	21	4,5	0,54	

* Не учитывается рассеивание колебаний при трении ротора о волокнистую массу

Таблица 4.2 - Динамические характеристики роторов мельниц в горизонтальном направлении

Марка мельницы	Частота вращения ротора, Гц	Радиальный зазор, м			Расчет	Эксперимент		Относительная погрешность в определении низших частот свободных колебаний, %	Частотное отношение, ω/ω_{01}
		Передний подшипник	Задний подшипник	Между корпусом и стаканом ротора		Низшая частота свободных колебаний, Гц	Низшая частота свободных колебаний, Гц		
МДС-24	12,5	1,2	1,4	2,0	25	223	20	8,7	0,54
МД-31	10,0	8,0	7,5	2,2	24	222	18	9,1	0,45
МД-3Ш7	25	8,0	7,5	-	43	44	24	7,5	0,63
МД-4Ш6	16,6	1,4	8,5	-	32	335	22	9,4	0,47
МД-5Ш1А	25,0	1,4	1,1	1,2	4	37	20	9,8	0,68

* Не учитывается рассеивание колебаний при трении ротора о волокнистую массу

Таблица 4.3 - Динамические характеристики роторов мельниц в продольном направлении

Марка мельницы	Частота вращения ротора, Гц	Расчет		Эксперимент		Относительная погрешность в определении низших частот свободных колебаний, %
		Низшая частота свободных изгибных колебаний, Гц	Низшая частота свободных изгибных колебаний, Гц	Низшая частота свободных изгибных колебаний, Гц	Коэффициент динамического усиления при резонансе*	
МД - 23	16,6	154	165	5	7,1	
МДС - 24	12,5	16,5	18	8	9,0	
МДС - 33	10,0	15,2	14	10	8,5	
МД - 31	10,0	138	130	5	6,1	
МД - 3Ш7	25,0	106	115	7	8,4	
МД - 4Ш6	16,6	94	90	6	4,4	
МД - 5Ш1А	25,0	135	128	6	5,0	

* Не учитывается рассеивание колебаний при трении ротора о волокнистую массу

Таблица 4.4 – Динамические характеристики ножей гарнитуры Р-1000.004

Форма колебаний	Расчет		Эксперимент		Относительная погрешность в определении частот свободных колебаний, %
	Частота свободных колебаний, по формуле (2.54), Гц	Частота свободных колебаний, полученная методом конечных элементов, Гц	Частота свободных колебаний, Гц	Коэффициент динамического усиления при резонансе*	
1-я форма	$1,52 \cdot 10^4$	$1,54 \cdot 10^4$	$1,37 \cdot 10^4$	24	9,9
2-я форма	$1,56 \cdot 10^4$	$1,58 \cdot 10^4$	$1,40 \cdot 10^4$	20	6,7
3-я форма	$1,70 \cdot 10^4$	$1,71 \cdot 10^4$	$1,61 \cdot 10^4$	15	5,2

* Не учитывается рассеивание колебаний при трении ножа о волокнистую массу

Определение резонансных режимов рекомендуется производить с помощью резонансной диаграммы Кемболла (рисунок 4.9). Ширина частотных полос на диаграмме зависит от погрешности расчета и допуска на размеры гарнитуры.

Возможно совпадение вынужденных и собственных частот колебаний ножей гарнитуры, т. е. невыполнение условия конструктивной виброзащиты (4.1). На резонансной диаграмме эти зоны отмечены черным цветом. В этих зонах при эксплуатации гарнитуры возникают повышенные динамические нагрузки в материале ножей. Это может при определенных условиях привести к поломке ножей гарнитуры. При проектировании с помощью резонансной диаграммы прогнозируются резонансные частоты ножей и своевременно предусматриваются мероприятия по их предотвращению. В процессе эксплуатации резонансная диаграмма способствует выявлению источника колебаний.

Возможно три вида мероприятий по устранению опасных колебаний ножей гарнитуры [49]. Во-первых, изменить гарнитурные частоты таким образом, чтобы выполнялось условие (4.1). Этого можно достичь следующими путями: изменени-

ем частоты вращения ротора; изменением длины ножей; изменением угла пере-
крещивания ножей ротора и статора. Во-вторых, изменением собственных частот
колебаний ножа. Этого можно достичь изменением конструктивных параметров и
выбором материала ножей гарнитуры. Перечисленные мероприятия касаются
изменения рисунка и (или) материала гарнитуры, что связано с технологическими
трудностями, а в ряде случаев просто невозможно. Третий вид мероприятий - со-
здание и применение в конструкции гарнитуры демпфирующих устройств. Эти
устройства позволяют существенно понизить динамические нагрузки в резонанс-
ных режимах и повысить надёжность гарнитуры.

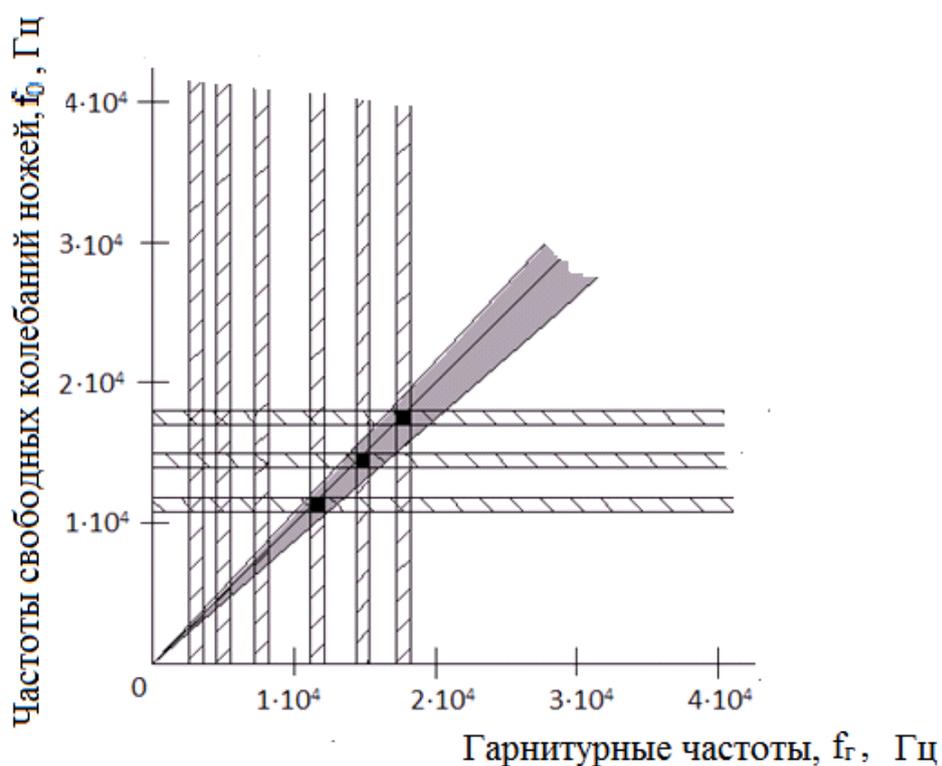


Рисунок 4.9 - Резонансная диаграмма для ножей гарнитуры

P-1000.04 ($\omega = 16,6 \text{ рад}\cdot\text{с}^{-1}$):

- зона невыполнения условия конструктивной виброзащиты (4.1);
- зона резонансных колебаний ножей

Разработаны и защищены патентами ряд конструкций гарнитуры со сменны-
ми ножами и демпфирующими элементами. Клиновое крепление ножей предло-

жено в патенте [325]. Демпфирующий элемент в наборной гарнитуре предложен в патентах [326, 331-334]. Гидравлическая присадка ножей гарнитуры разработана в патенте [327]. Наборная гарнитура для роспуска волокнистых материалов предложена в [328]. Следует отметить, что наборные ножи повышают ремонтпригодность гарнитуры.

4.3 Виброизоляция и динамическое виброгашение

Виброизоляция – это наиболее распространенный метод виброзащиты машин, строительных конструкций, а также рабочих мест. Под виброизоляцией понимается метод виброзащиты, заключающийся в уменьшении передачи вибрации от источника возбуждения защищаемому объекту при помощи устройств, помещаемых между ними [178]. Виброизоляция мельниц, как правило, осуществляется в опорном варианте. Виброизоляторы располагаются под корпусом изолируемой машины или фундаментным блоком, на котором располагается машина.

Для снижения вибрации мельниц до допустимых значений часто применяют фундаментный блок, увеличивающий массу изолируемой установки. Особенностью мельниц является то, что они имеют коммуникации в виде трубопроводов различной жесткости. При чрезмерной жесткости коммуникации она может зашунтировать виброизоляторы. Поэтому ГОСТ 26563-85 [179] регламентирует коэффициент жесткости всех коммуникаций в вертикальном направлении принимать не больше 0,1 коэффициента жесткости всех виброизоляторов.

При расчете виброизоляции определяются параметры вибрации мельницы и поддерживающей конструкции [278]. Динамическая и математическая модели виброизолированной ножевой машины рассмотрена в разделе 2.1 диссертации.

В соответствии с требованиями ГОСТ 26563-85 [179], вертикальные собственные частоты колебаний оборудования на виброизоляторах должны быть меньше частоты возбуждающих колебания сил не менее чем в 4 раза и выбирается из ряда: 1,6; 2,5; 4,0; 7,0; 10; 16 Гц. Низшие собственные частоты горизонталь-

но-поворотных колебаний оборудования на виброизоляторах должны быть меньше наименьшей эксплуатационной частоты возбуждения не менее чем в 2,5 раза. Логарифмический декремент колебания средств виброизоляции не должен быть менее 0,4, или коэффициент динамического усиления колебаний при резонансе не менее восьми.

При проектировании виброизоляции необходимо учитывать переходные режимы (пускоостановочный резонанс) мельницы. Разгон и остановка мельниц, как правило, происходят быстро и резонансные колебания «не успевают» реализоваться. Амплитуда виброперемещения при переходных режимах меньше, чем при установившихся резонансных колебаниях. Эти амплитуды зависят от углового ускорения ротора при прохождении резонансов. Максимальная амплитуда колебаний мельницы на виброизоляторах при переходном режиме определяется по графику на рисунке 4.10 [179].

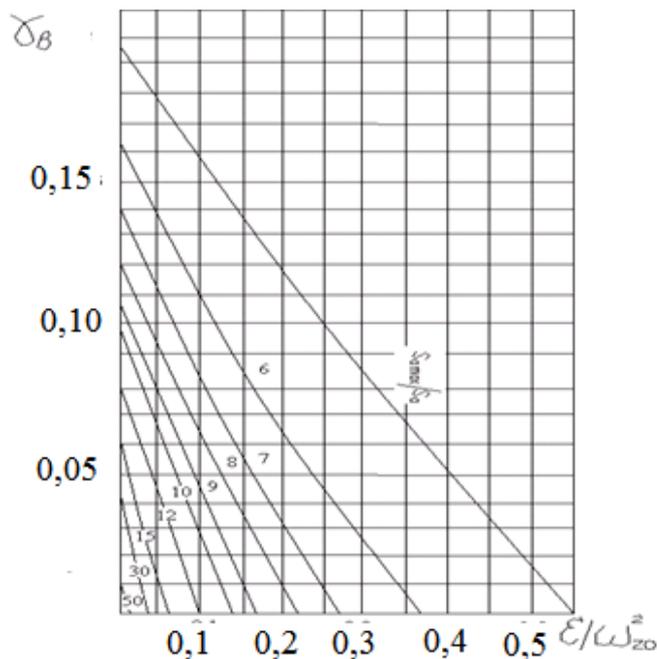


Рисунок 4.10 - График для определения требуемой величины коэффициента потерь γ_B при переходных режимах ножевых размалывающих машин

По графику на рисунке 4.10 находится значение коэффициента потерь γ_v по отношению амплитуды вибрации мельницы в переходных режимах к амплитуде при рабочем режиме, а также по известному отношению углового ускорения ε ротора мельницы при пуске и остановке к квадрату собственной частоты машины ω_{0z}^2 . Уменьшение динамических нагрузок в переходных режимах может быть обеспечено сокращением времени остановки машины путем торможения.

При виброизоляции мельницы с мультипликатором или редуктором расчет виброизоляции расчет производят на каждое гармоническое воздействие в отдельности. Определенные параметры вибрации мельниц и поддерживающих конструкций сравниваются с допустимыми значениями и при превышении их принимаются соответствующие меры виброзащиты.

Требуемая масса виброизолированной мельницы определяется по формулам:

$$m_1 \geq m_p \frac{e}{[S_a]}, \quad m_1 \geq F / (\omega^2 [S_a]), \quad (4.29)$$

где m_p , e - соответственно масса и удельный дисбаланс ротора, $[S_a]$ - допустимая амплитуда вибрации центра масс системы, F - амплитуда гармонической возмущающей силы.

Если масса машины меньше требуемой, необходимо увеличить ее до требуемого значения путем установки на железобетонном постаменте. Необходимая величина суммарного коэффициента жесткости и виброизоляторов в вертикальном направлении определяется по формуле:

$$C_z \leq m_1 \omega_{zo}^2 \quad (4.30)$$

где ω_{zo} – низшая собственная частота вертикальных колебаний виброизолированной мельницы.

По суммарному коэффициенту жесткости C_z находится требуемый коэффициент жесткости одного виброизолятора:

$$C_{z\delta} = C_z / n_u, \quad (4.31)$$

где n_u - количество виброизоляторов.

Так же возможна виброизоляция отдельных узлов мельницы. Виброизоляция размольной камеры и ротора предложена и защищена патентом в конструкции сдвоенной мельницы [335]. Виброизоляция ножей гарнитуры предложена и защищена патентами [325, 326, 328-334]. Методика расчета виброизоляции мельницы разработана при участии автора в отраслевых методических рекомендациях [289].

Колебания мельниц и поддерживающих конструкций можно уменьшить с помощью динамических гасителей колебаний. Динамический гаситель колебаний представляет собой дополнительную массу, установленную на колеблющемся объекте. Гасители колебаний развивают при работе силы, близкие по величине возмущающим силам и противоположно им направленные, благодаря чему колебания объекта снижаются. Подбор параметров гасителя заключается в том, чтобы частота свободных его колебаний была равна или близка к частоте возмущающих усилий, а масса составляла 8-10% от массы колеблющейся конструкции [179,336].

Для виброзащиты мельницы МД-ЗУ8 предложен динамический гаситель колебаний, установленный на междуэтажном перекрытии (рисунок 4.11) [337].

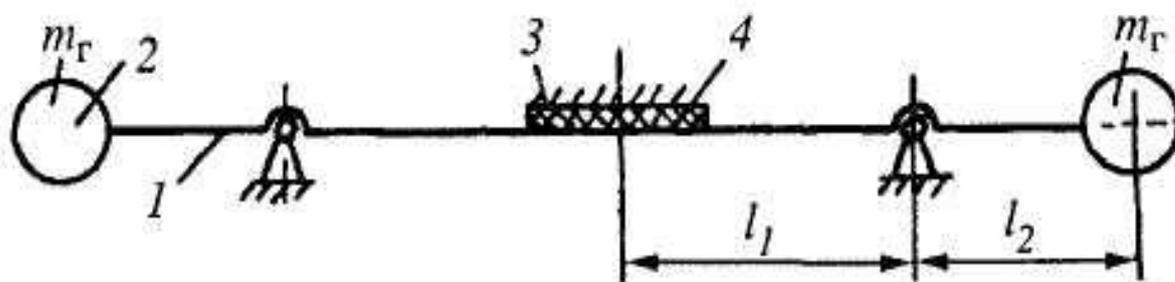


Рисунок 4.11 – Схема динамического гасителя колебаний:

1 – балка; 2 – груз; 3 – площадка; 4 – демпфер

Для повышения эффективности динамического виброгашения возможно применение динамических гасителей колебаний, инерционные массы которого связаны посредством шарнирных рычагов с фундаментом мельницы и поддержи-

вающей конструкцией (рисунок 4.12). При такой установке эффект инерционных масс существенно возрастает, если рычаг принять упругим. Жесткость упругого рычага подобрана таким образом, чтобы частота свободных колебаний его была близка к частоте возбуждающих колебания сил. Конструкция гасителя с опиранием на фундамент и междуэтажное перекрытие более эффективна [337].

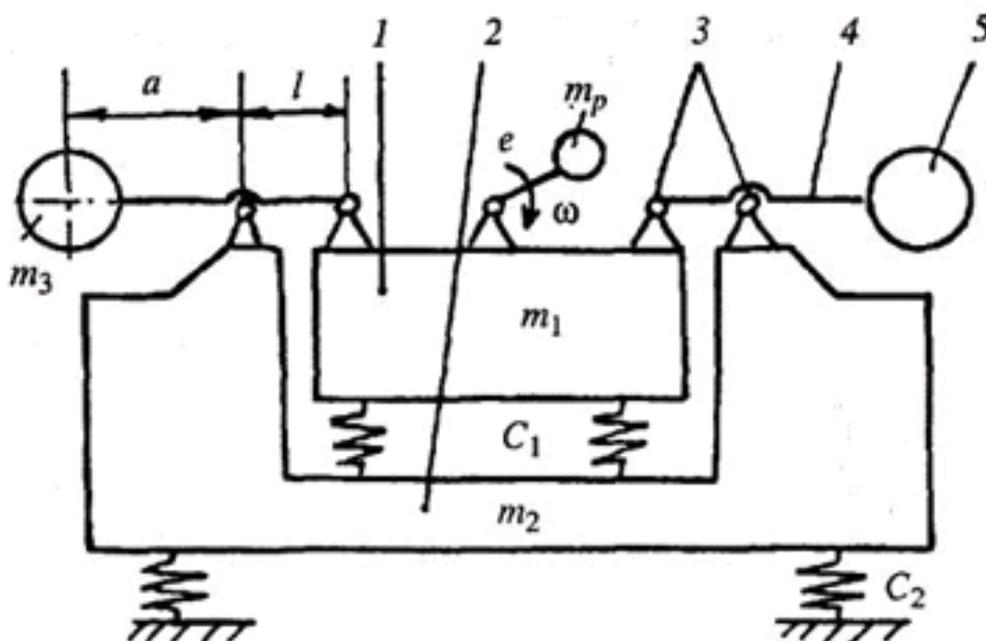


Рисунок 4.12 – Схема установки динамических гасителей колебаний на фундаментный блок мельницы и междуэтажное перекрытие:

1 - фундаментный блок; 2 - междуэтажное перекрытие; 3 - шарниры;
4 - упругоподатливая балка; 5 - инерционная масса

Методики вибрационных расчетов мельниц разработаны в монографиях автора [272, 337]. По разработанным методикам рассчитана и внедрена система виброзащиты мельниц TF-52 и TWIN-66 на АО «Соликамскбумпром» [278] и МД-31, RT-70 АОр «Туринский ЦБЗ», что подтверждается актами внедрения (приложения 1,2).

4.4 Выводы по разделу

1. Мельницы относятся к машинам с повышенной динамичностью, являются источником вибраций междуэтажных перекрытий и фундаментов, на которые они установлены. Разработаны методы и средства виброзащиты и методики вибрационных расчетов мельниц и их элементов.

Основными методами виброзащиты мельниц являются: уравнивание ротора; изменение конструктивных элементов мельницы и поддерживающих конструкций; виброизоляция и динамическое виброгашение.

2. Неуравновешенность ротора мельницы состоит из механической, гидравлической и гидродинамической составляющих. Основной является механическая составляющая неуравновешенности, которая может увеличиваться до 2,5 раз из-за неравномерного износа гарнитуры. Гидравлическая и гидродинамическая составляющая неуравновешенности могут составлять до 40% суммарной неуравновешенности ротора. Механическая и гидродинамическая составляющие проявляются на частоте вращения ротора, а гидравлическая – на частоте, 1- 5% меньше оборотной частоты. Рекомендуется методика для определения суммарной неуравновешенности ротора.

Исследовано пассивное автобалансирующее устройство ротора мельницы. На основании проведенных исследований разработана методика инженерного расчета автобалансирующего устройства ротора. Предложены и защищены патентами конструкции автобалансирующих устройств мельниц. Рекомендуется применение автобалансирующих устройств в конструкциях ротора мельницы.

3. Низшие частоты свободных изгибных колебаний роторов промышленных мельниц в вертикальном и горизонтальном направлениях лежат соответственно в пределах 36 - 68 и 22 - 40 Гц, а коэффициенты динамического усиления при резонансе - в пределах 17- 24. Низшие частоты свободных продольных колебаний роторов мельниц, (кроме сдвоенных мельниц) лежат в пределах 90 - 165 Гц, коэффициенты динамического усиления при резонансе - 5-7. Частоты вращения роторов мельниц - 10 - 50 Гц. Роторы мельниц в вертикальном направлении работают

в области частот до первого резонанса. Роторы мельниц в горизонтальном направлении работают в области частот до первого резонанса при номинальных радиальных зазорах в подшипниках и в посадке между стаканом ротора и корпусом. При увеличении этих зазоров возможен окolorезонансный или резонансный режим ротора в горизонтальном направлении. Поэтому при проектировании необходимо проводить вибрационный расчет мельниц, а при их эксплуатации - контролировать зазоры в подшипниках и между корпусом и стаканом ротора.

4. Разработаны и апробированы инженерные методики динамических расчетов:

мельниц совместно с поддерживающей конструкцией;
ротора и ножей гарнитуры;
виброизоляции и динамического виброгашения.

Ошибка между теоретическими и экспериментальными исследованиями частот свободных колебаний не превышает 10 %. Рекомендуется использовать методики при проектировании и модернизации мельниц. Разработаны и защищены патентами конструкции мельниц и их элементов с элементами виброзащиты.

Методики динамических расчетов мельниц разработаны в монографиях автора. По разработанным методикам рассчитана и внедрена система виброзащиты мельниц TF-52 и TWIN-66 на АО «Соликамскбумпром» и МД-31, RT-70 АОр «Туринский ЦБЗ».

5 ДИАГНОСТИКА ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ И УПРАВЛЕНИЕ ФУНКЦИОНИРОВАНИЕМ МЕЛЬНИЦ

5.1 Структурные параметры технического состояния и методы технического диагностирования

Основными структурными параметрами мельниц являются: износ гарнитуры, непараллельность и металлический контакт ротора и статора; неуравновешенность ротора; износ и повреждение подшипников ротора; дефекты двигателя, уплотнений, механизма присадки, шнекового питателя, гидропривода и системы циркуляционной смазки; несоосность сопрягаемых валов мельницы и двигателя, внутренняя несоосность муфты.

По данным исследований, среднее время простоев мельниц на предприятиях отрасли за тридцатилетний срок наблюдения распределилось следующим образом: замена гарнитуры - 86,2%; замена подшипников - 2,8%; замена и регулировка уплотнений - 4,1%; замена других деталей и узлов - 9,9%. Самым ненадежным элементом является гарнитура [1, 2, 6, 7 и др.]. Результаты исследований технического ресурса гарнитуры представлены в приложении 5 диссертации. Средний срок службы гарнитуры составил 1300 часов, подшипников - 5,5 лет. Технический ресурс гарнитуры мельниц на предприятиях отрасли имеет большой разброс от 72 часов при размоле сосновой щепы на МД-25-1 (Петрозаводский ДСК) до 16000 часов при размоле древесной массы на мельнице RF-4 АО «Соликамскбумпром».

Методы и средства технической диагностики подшипников, муфт, двигателей, гидропривода, зубчатых передач и несоосности сопрягаемых валов хорошо изучены [194, 199, 200, 203, 204 и др.]. Они нашли отражение в разработанных при участии автора методических рекомендациях [289] и в работе подробно не рассматриваются. Результаты этих работ используются службами технической диагностики на предприятиях отрасли.

Перед монтажом новые и бывшие в употреблении подшипники целесообразно диагностировать на разработанном специальном испытательном стенде, конструкция которого защищена патентом [346].

Диагностика ножевых размалывающих машин складывается из диагностики структурных параметров технического состояния и диагностики функционирования. Классификация методов технического диагностирования применительно к ножевым размалывающим машинам представлена на рисунке 5.1.

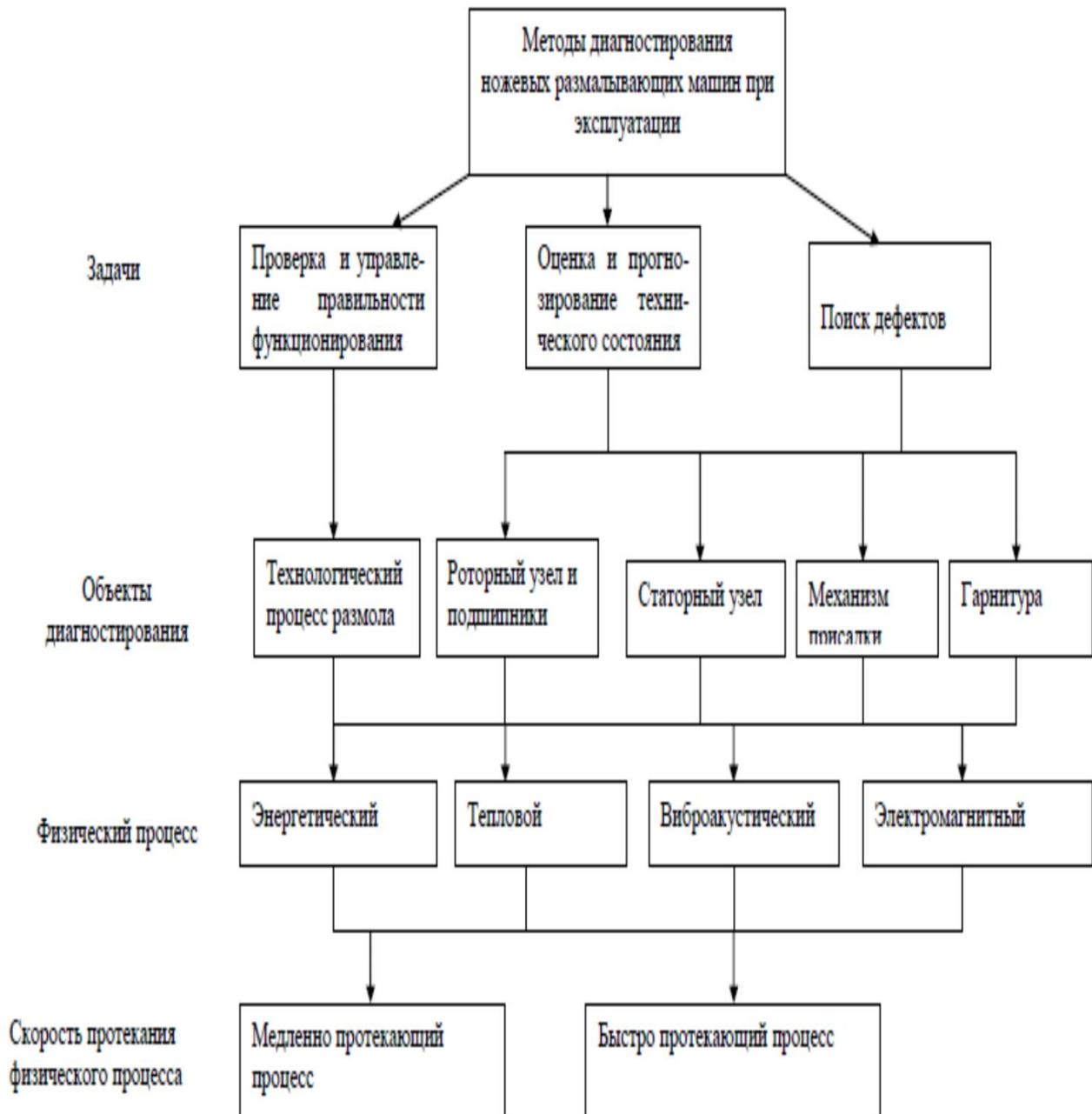


Рисунок 5.1 - Методы диагностирования ножевых размалывающих машин

Алгоритм технического диагностирования и управления функционированием мельниц представлен на рисунке 5.2.

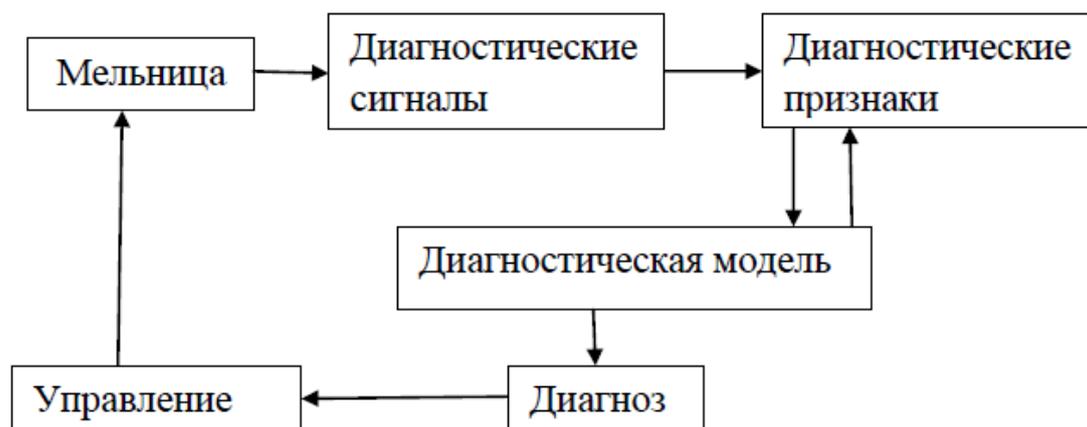


Рисунок 5.2 - Функциональная схема технической диагностики и управления функционированием мельниц

Диагностические сигналы от преобразователей (параметры вибрации, мощности и частоты вращения привода, температуры, характеристики волокнистого материала) содержат информацию о состоянии мельницы. Формирование диагностических признаков позволяет выделить характеристики измеряемых сигналов, которые обладают избирательными свойствами к заданному классу дефектов технического состояния и правильности функционирования. На основании обучения диагностической системы формируются нормативные значения диагностических признаков. Для формирования системы диагностических признаков и нормативов используют диагностическую модель мельницы.

На основании анализа и обработки диагностических сигналов по алгоритму диагностической модели формируется диагноз технического состояния и правильности функционирования мельницы. Диагноз является основой для принятия того или иного решения по управлению функционированием мельниц (присадка или отсадка мельницы, изменение частоты вращения двигателя) и управлению техническим состоянием мельниц (принятие решения о выводе на ремонт) [347, 348].

5.2 Диагностическая модель

Ножевые размалывающие машины можно рассматривать как некий преобразователь R их технического состояния или параметров функционирования m_i в параметры диагностического сигнала a_j :

$$\{A\} = R\{M\}, \quad (5.1)$$

где $\{M\} = \{m_1(t), m_2(t) \dots, m_n(t)\}$ - n -мерный вектор признаков технического состояния или параметров функционирования мельниц в n -мерном признаковом пространстве, $\{A\} = \{a_1(t), a_2(t) \dots, a_m(t)\}$ - m -мерный вектор параметров функционирования и технического состояния.

Задачей диагностики технического состояния и функционирования является получение зависимости, обратной зависимости (5.1), т.е.

$$\{M\} = R^{-1}\{A\}, \quad (5.2)$$

когда на основании полученных диагностических признаков необходимо сделать заключение о параметрах функционирования или технического состояния. В простейшем случае зависимость (5.2) может быть функциональной:

$$m_i = F_i(a_1, a_2, \dots, a_n), i = 1, 2, \dots, m \quad (5.3)$$

Зависимость (5.3) упрощается, когда каждому параметру состояния m_i удаётся поставить в соответствие только один диагностический признак a_j :

$$m_i = F_i(a_j).$$

Система уравнений (5.3) распадается на m независимых уравнений, причем $m=n$. Построение алгоритмов распознавания технического состояния мельниц существенно облегчается в том случае, когда удаётся найти диагностическую модель, устанавливающую связь между состояниями мельниц и параметрами диагностических признаков. Замена ножевых размалывающих машин их идеализированными моделями позволяет широко использовать различные математические методы. В качестве диагностических моделей могут быть использованы динамические модели, представленные в виде систем регрессионных и алгебраических

уравнений [194, 200, 204-206]. Представление реальной мельницы диагностической моделью позволяет облегчить и формализовать решение диагностической задачи.

Одним из наиболее распространённых способов построения диагностической модели мельниц является выявление связи между структурными и диагностическими параметрами при помощи дифференциальных (во временной области) или алгебраических (в частотной области) уравнений.

Представим ножевую размалывающую машину в виде динамической системы с n степенями свободы

$$[M] \cdot [\ddot{X}] + [B] \cdot [\dot{X}] + [C] \cdot [X] = [G] \quad (5.4)$$

где $[M]$, $[B]$, $[C]$ - соответственно симметричные $n \times m$ матрицы коэффициентов инерции, демпфирования и жёсткостей системы, $[X]$ и $[G]$ - n - мерные векторы координат и действующих сил.

В условиях функционирования возмущающие воздействия и динамические характеристики мельниц являются ненаблюдаемыми параметрами, а параметры функционирования, вид и глубина развития дефектов определяются по параметрам диагностических признаков. Обобщенная структурная схема диагностической модели функционирования и структурных параметров мельницы представлена на рисунке 5.3. Основные параметры, характеризующие входные воздействия, динамическую систему и выходные воздействия представлены в таблице 5.1.

При диагностировании мельницы как линейной системы с p входами и n выходами уравнение связи вектора входных воздействий $G(t) = \{g_1(t), \dots, g_p(t)\}$ и вектора выходных сигналов $X(t) = \{x_1(t), \dots, x_n(t)\}$ можно записать в операторном виде:

$$X(t) = LG(t), \quad (5.5)$$

где L – оператор системы.

Реакция $x_j(t)$ на одном из контролируемых выходов линейной системы является суперпозицией воздействий от p возмущающих сил, выраженных через интеграл Дюамеля:

$$x_j(t) = \sum_{j=1}^p x_{ji}(t) = \sum_{j=1}^p \int_0^{\infty} h_{ji}(\tau) g_i(t - \tau) d\tau, \quad (5.6)$$

где $g_i(t)$ - воздействие на i -ом входе диагностической модели, $h_{ji}(t)$ - импульсная переходная функция системы, характеризующая отклик j -го выхода на единичное воздействие, приложенное к i -му входу.

При коррелированных воздействиях спектральная плотность мощности реакции на j -ом выходе имеет вид

$$S_{x_j}(\omega) = \sum_{k=1}^p \sum_{l=1}^p H_{jk}(\omega) H_{jl}^*(\omega) S_{g_k g_l}(\omega),$$

где $H^*(\omega)$ – комплексно-сопряжённая функция, $S_{g_k g_l}(\omega)$ – взаимный спектр k -го и l -го воздействий.

Эти уравнения описывают динамические процессы в мельницах, способствуют правильной интерпретации экспериментальных данных. Но эти уравнения ничего не говорят о связи параметров функционирования и технического состояния a_i с виброакустическими характеристиками m_j . Для того чтобы понять, какие характеристики виброакустических процессов можно использовать в качестве диагностических признаков, необходимо смоделировать воздействие гарнитуры, ротора мельницы и их дефектов на динамическую систему.

Влияние дефектов или параметров функционирования мельницы на параметры динамической системы весьма многообразно. В одних случаях это меняет характер возмущения, т.е. изменяющийся параметр технического состояния в неявной форме входит в функцию вынуждающей силы Gi , в других случаях дефект и параметры функционирования влияют на передаточную функцию H_{ij} . Мельница является параметрической системой. В этой машине одновременно изменяются возмущающие силы и передаточные функции. Развитие дефекта приводит также к существенному изменению вида оператора L динамической системы, которая описывается нелинейными уравнениями.

Таблица 5.1 - Основные параметры, характеризующие входные воздействия, динамическую систему и выходные параметры диагностической модели

Основные входные воздействия	Основные характеристики динамической системы	Основные выходные параметры
<p>1. Полуфабрикат (G_1)</p> <p>1.1 Вид древесины, древесной массы или целлюлозы</p> <p>1.2 Концентрация</p> <p>1.3 Характеристики (степень помола, размеры щепы/длина волокна, содержание примесей, термхимическая обработка, температура, кислотность и т.д.)</p> <p>1.4 Скорость подачи</p> <p>2. Межножевой зазор (G_2)</p> <p>2.1 Стабильность зазора</p> <p>2.2 Регулировка зазора и жесткость конструкции мельницы</p> <p>3. Частота вращения ротора (G_3)</p> <p>3.1 Стабильность</p> <p>3.2 Регулировка</p>	<p>1. Гарнитура</p> <p>1.1 Рисунок</p> <p>1.2 Материал</p> <p>1.3 Жесткость крепления</p> <p>1.4 Износ и дефекты</p> <p>2. Ротор</p> <p>2.1 Подшипники, и их смазка</p> <p>2.2 Зазоры в конструкции</p> <p>2.3 Дефекты</p> <p>2.4 Жесткость конструкции</p>	<p>1. Полуфабрикат (X_1)</p> <p>1.1 Концентрация</p> <p>1.2 Характеристики (степень помола, длина волокна, содержание примесей, температура, кислотность и т.д.)</p> <p>1.3 Скорость удаления</p> <p>1.4 Наличие пара</p> <p>2. Мощность привода (X_2)</p> <p>2.1 Значение постоянной составляющей</p> <p>2.2 Амплитуда и частота переменных составляющих</p> <p>3. Вибрация (X_3)</p> <p>3.1 Место и направление измерения</p> <p>3.2 Амплитуда и частота</p>

При одновременном воздействии нескольких дефектов, проявляющихся на различных частотах, диагностическая модель принимает вид, изображённый на рисунке 5.4. Для того чтобы различить дефекты следует применить диагностическую модель, обратившись к сопутствующим явлениям, проявляющимся в других частотных диапазонах. В среднечастотном диапазоне от 200 Гц до 1-2 кГц, когда колебания мельницы или её узлов можно описать уравнениями (2.8), (2.20), (2.30) и (2.89) диагностическая модель приобретает вид, изображённый на рисунке 5.4.

При коррелированных воздействиях дефектов и параметров функционирования диагностическая модель приобретает вид, изображённый на рисунке 5.3. Для того, чтобы привести диагностическую модель к виду, изображённому на рисунке 5.5, нужно провести анализ динамических процессов в высокочастотной области от 1 кГц и выше. Обращение к методам демодуляции вибрационных сигналов мельниц даёт возможность сформировать характерные диагностические признаки и воспользоваться упрощёнными диагностическими моделями, изображёнными на рисунках 5.4, 5.5.

В том случае, когда влияние дефекта проявляется на свойствах передаточной функции мельницы при тех же характеристиках входных воздействий, предполагается, что изменение вида оператора динамической системы (5.5) обусловлено изменением матрицы жёсткостей.

Основные свойства мельницы характеризуются оператором L , который связывает входные и выходные параметры модели $G(t)$ и $X(t)$. Правильность функционирования зависит не только от конструктивных параметров α , но и возмущений $\Delta G(t)$, которые изменяются во времени. Изменение технического состояния можно контролировать по изменению собственных частот колебаний элементов конструкции мельницы $\omega_0(t)$, определяемых по формулам (3.32), (2.33), (2.48) и (2.96).

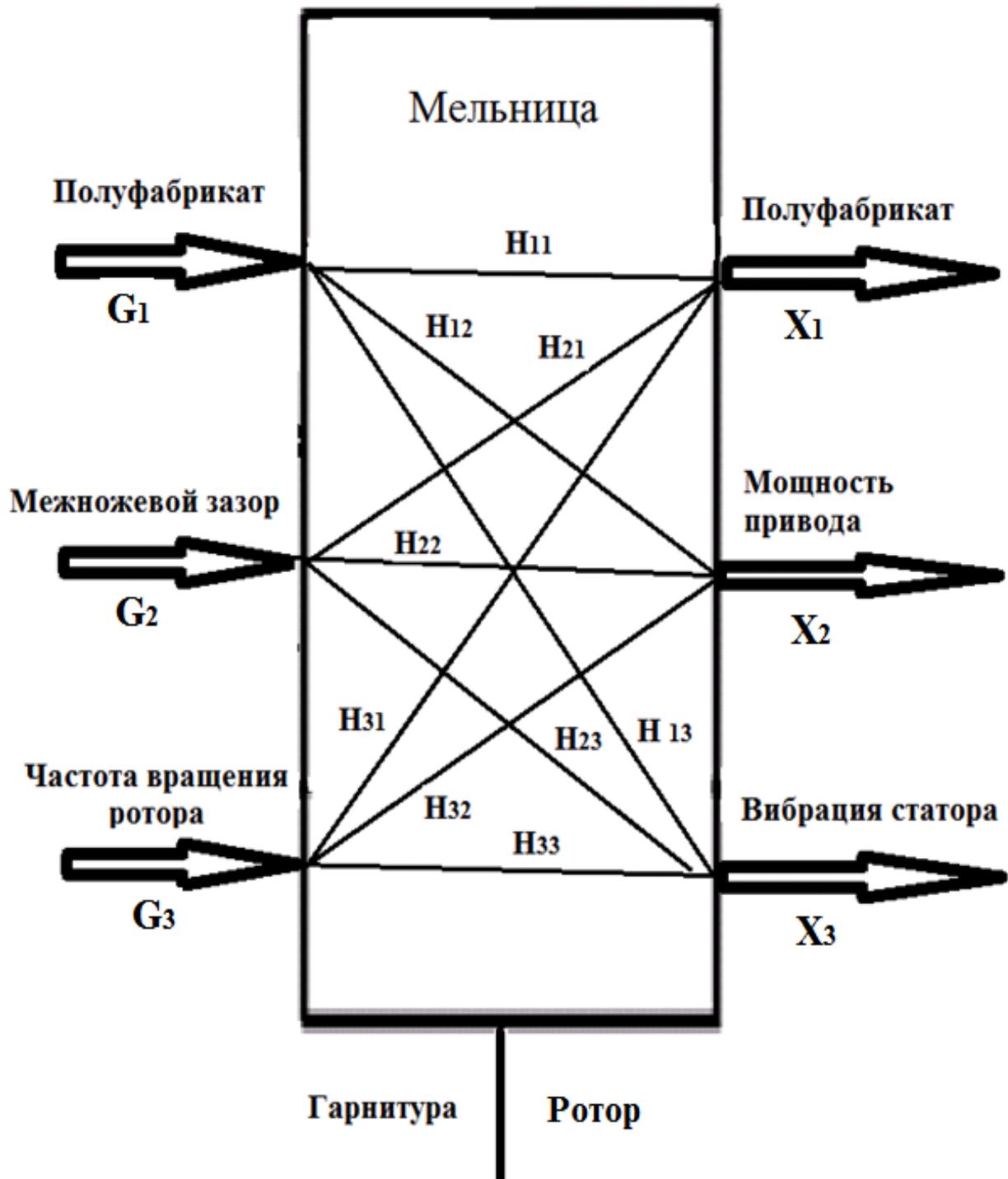


Рисунок 5.3 - Обобщенная структурная схема диагностической модели функционирования и структурных параметров ножевой размалывающей машины

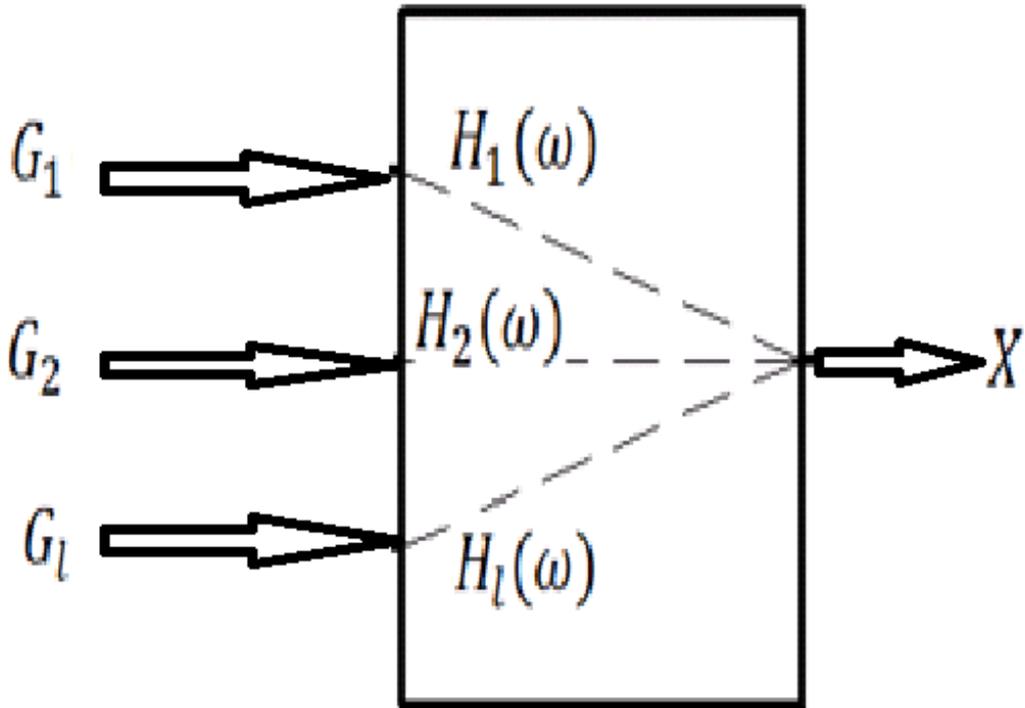


Рисунок 5.4 - Обобщённая структурная схема многомерной диагностической модели мельницы

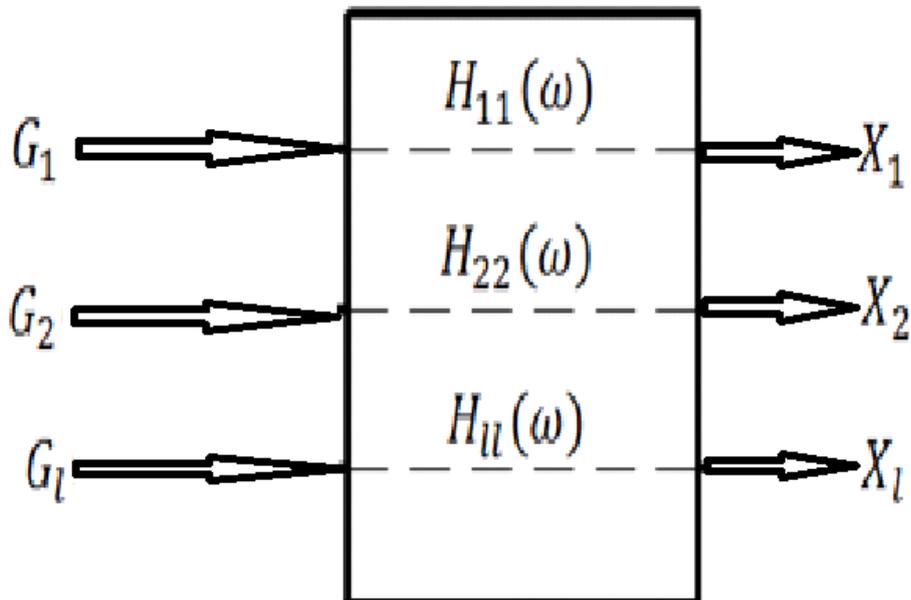


Рисунок 5.5 - Структурная схема многомерной диагностической модели мельницы с некоррелированными входами и выходами

Мельницы генерируют колебания в широком диапазоне частот от нуля до сотен килогерц. Низкочастотная вибрация носит преимущественно гармонический характер, так как характерными причинами её являются неуравновешенность ротора, несоосность валов, периодические силы при размоле. Динамическая модель мельниц в области низкочастотных колебаний представляет собой комбинацию сосредоточенных масс, связанных упругими элементами. Силы в таких моделях обычно носят детерминируемый характер. Мельница рассматривается как единая динамическая система, исследования которой производится методами прикладной теории колебаний. Такие модели исследованы во втором разделе диссертации.

Колебания среднечастотного диапазона обусловлены высшими гармониками сил неуравновешенности ротора, наличием нелинейных элементов (например, подшипников качения), нарушением геометрии кинематических пар, динамическим воздействием размалываемого материала. Наличие параметрического и нелинейного взаимодействия деталей приводит к существенному усложнению модели мельниц. Для этого диапазона характерно также наличие случайного возбуждения.

В области высоких частот основной источник колебаний мельниц - динамические воздействия ножей гарнитуры на волокнистый материал. Колебания в этой области представляют собой упругие волны. Их расчёт следует вести акустическими методами. Виброперемещение k -ой точки статора мельницы с полярными координатами R_0 , Q_0 и с учетом принципа суперпозиции можно описать как

$$S_{ak} = \sum_{i=1}^n S_{aki} = \sum_{i=1}^n F_i G_i (R_0, Q_0, R_i, \omega_i),$$

где $G_i (R_0, Q_0, R_i, \omega_i)$ - гармоническая функция Грина [290] для i -ой динамической силы, n - количество динамических сил, F_i , ω_i , R_i - амплитуда, частота и радиус приложения i -ой динамической силы.

Основной источник колебаний статора проявляется на гарнитурных частотах, которые проявляются в высокочастотной области спектра вибрации [144,177], поэтому лучше пользоваться не амплитудой виброперемещения, а амплитудой виброускорения

$$a_{ak} = \sum_{i=1}^n F_i G_i (R_0, Q_0, R_i, \omega_i) \omega_i^2. \quad (5.7)$$

Отметим, что при равномерном воздействии импульсного давления по ножевым поясам статора амплитуда виброускорения k -ой точки не будет зависеть от её координаты

$$a_{ak} = \sum_{i=1}^n F_i G_i (R_0, R_i, \omega_i) \omega_i^2.$$

Динамическая реакция F_i зависит от параметров волокнистой прослойки между ротором и статором и интенсивности воздействия на неё ножевой гарнитуры [5,18,29 и др.]. Амплитуда импульсов давления, т.е. динамическая реакция волокнистой прослойки, зависит от факторов, влияющих на ход размола и является фактически характеристикой ожидаемого результата размола [2]. В работах [58,75] показано, что результаты размола зависят от технического состояния гарнитуры. Следовательно, можно записать

$$F_i = f_i (K_i, \delta_i, \omega_i) = f_i^* (W_i, \Delta M_i), \quad (5.8)$$

где K_i, δ_i - параметры и величина воздействия на волокнистую прослойку, W_i - параметры факторов, влияющих на ход размола, ΔM_i - изменение характеристик размалываемого материала.

Подставляя (5.8) в (5.7) получим

$$a_{ak} = \sum_{i=1}^n f_i^* (W_i, \Delta M_i) G_i (R_0, Q_0, R_i, \omega_i) \omega_i^2. \quad (5.9)$$

Выражение (5.9) представляет собой диагностическую модель, которая связывает параметры вибрации статора мельницы с факторами, влияющих на ход размола, в том числе с техническим состоянием гарнитуры и изменением характеристик размалываемого материала. $G_i (R_0, Q_0, R_i, \omega_i) \omega_i^2$ - передаточная функ-

ция, которая характеризует i -ый отклик системы на воздействие динамической силы F_i .

5.3 Нормирование и мониторинг вибрации

Различают гигиеническое и техническое нормирование вибрации. Основу гигиенического нормирования по ГОСТ 12.1.012-2004 [181] составляют критерии здоровья человека при воздействии на него вибрации с учетом напряженности и тяжести труда. Техническое нормирование по ГОСТ 26493-85 [183] устанавливает допустимые значения амплитуды вибрации для оборудования целлюлозно-бумажных производств, в том числе и мельниц. Вибрационные характеристики служат критериями качества, надежности и безопасности оборудования. Однако ГОСТ 26493-85 устарел, не учитывает новые конструкции ножевых размалывающих машин и требования государственных и международных стандартов [33, 338, 339].

Предлагается установить два критерия оценки вибрационного состояния ножевых размалывающих машин. Первый критерий нормирует амплитуду вибрации в октавных полосах частот, второй - тренд вибрации по общему уровню. Первый критерий связан с определением границ параметров вибрации, установленных из условия допустимых динамических нагрузок на подшипники и допустимой вибрации, передаваемой на опоры и фундамент. Максимальное значение этого параметра сравнивают с границами зон, которые устанавливаются исходя из опытных данных.

Для оценки вибрации мельницы и принятия решений о необходимых действиях в конкретной ситуации устанавливаются четыре зоны состояния. В зону А попадает, как правило, вибрация новых мельниц, вводимых в эксплуатацию. В зону В попадают машины, которые считают пригодными без ограничения сроков для эксплуатации. В зону С попадают мельницы, которые обычно считают непригодными для длительной непрерывной эксплуатации. Такие машины могут функционировать ограниченный период времени до начала ремонтных

работ. В зону D попадают машины, которые имеют риск повышенного отказа [349, 350].

Параметры вибрации ножевых размалывающих машин измерялись на целлюлозно-бумажных и деревоперерабатывающих предприятиях в течении длительной подконтрольной эксплуатации. Длительность подконтрольной эксплуатации составляет от года до двух десятков лет. Допустимые параметры вибрации для определения границ зон определяются по формуле

$$[X]_c = \bar{X} + k \cdot \sigma_X, \quad (5.10)$$

где $[X]_c$, \bar{X} - статистически допустимая и среднеарифметическое значение амплитуды вибрации для конкретной зоны, σ_X - среднеквадратическое отклонение амплитуды вибрации для конкретной зоны, k - квантиль распределения.

Квантиль принимается по t-распределению Стьюдента, учитывающем количество измерений и доверительную вероятность, $k \approx 2$ [184].

$$\bar{X} = \sum_{i=1}^N \frac{X_i}{N}, \quad (5.11)$$

$$\sigma_X = \left[\sum_{i=1}^N (X_i - \bar{X})^2 / N \right]^{1/2}, \quad (5.12)$$

где X_i - амплитуда вибрации i -ой мельницы, N - количество однотипных мельниц.

При нормировании вибрации ножевых размалывающих машин целесообразно использовать виброскорость, т.к. в спектре вибрации этих машин содержится большое количество высших гармонических составляющих. Оценка вибрации с помощью среднеквадратических значений исключает необходимость определения фазового угла между отдельными составляющими. Амплитуда вибрации мельниц нормируется в виде среднеквадратических значений виброскорости в октавных полосах частот. Для измерения вибрации можно использовать переносные приборы, метрологические характеристики которых соответствуют требованиям ГОСТ ИСО 2954 [33]. Изменения дисбаланса ротора, характеристик подшипников, несоосности валов и других дефектов с достаточной степенью надежности могут быть обнаружены при периодическом контроле с

помощью постоянно установленной или переносной аппаратуры. Для отслеживания изменений технического состояния мельниц могут быть использованы автоматизированные системы. Измерения вибрации следует проводить при одних и тех же положениях, и ориентации датчиков в одном и том же режиме работы мельницы. Параметры вибрации различных типоразмеров мельниц при номинальном режиме эксплуатации для границы зон В/С представлены в таблице 5.2.

Таблица 5.2 - Параметры вибрации мельниц для границы зон В/С

Диаметр диска (конуса) мельницы, мм	Среднее квадратическое значение виброскорости, мм/с, в октавных полосах с предельными частотами, Гц					
	2,8-5,6	5,6-11,2	11,2-2,5	22,5-45	45-90	90-180
300	-	1,0	1,5	1,5	1,4	-
500	-	1,0	1,6	1,7	1,5	-
630	-	1,1	1,6	1,6	1,6	-
800	-	1,1	1,8	1,7	1,6	-
1000	-	1,2	1,8	1,8	1,8	-
1250	-	1,4	2,4	2,5	1,8	-
1500	-	1,7	2,7	2,6	1,7	-
1650	-	1,8	2,8	2,8	1,8	-

Проведен статистический анализ параметров вибрации мельниц различных типоразмеров с использованием пакета программ Statistica 13. Анализируя полученные результаты, можно сделать вывод, что параметры вибрации мельниц различных типоразмеров не подчиняются закону нормального распределения, т. е. статистически неоднородны. Для обеспечения однородности полученных результатов выявлена необходимость разделения мельниц на две группы: с диаметром диска или конуса до 1000 мм включительно и с диаметром свыше 1000 мм. Границы зон А/В, В/С, С/Д параметров вибрации мельниц приведены

в таблице 5.3. Если измеряют пиковые значения вибрации, то может быть построена таблица, аналогичная таблице 5.3. Для этого значения границ зон должны быть умножены на коэффициент $\sqrt{2}$. Эта таблица может быть использована для оценки вибрационного состояния по измерениям пиковых значений при условии, что в спектре вибрации доминирует одна частотная составляющая (обычно это оборотная частота). При использовании податливого фундамента значения нормативных параметров вибрации следует умножить на коэффициент 1,56 [338].

Таблица 5.3 - Параметры вибрации мельниц для определения технического состояния

Диаметр диска (конуса) мельницы, мм	Границы зон	Среднее квадратическое значение виброскорости, мм/с в октавных полосах с предельными частотами, Гц						Тренд виброскорости, (мм/с)/ч
		2,8-5,6	5,6-11,2	11,2-22,5	22,5-45	45-90	90-180	
До 1000 мм включительно	A/B	-	0,5	0,8	0,8	0,8	-	-
	B/C	-	1,2	1,8	1,8	1,8	-	1,5
	C/D	-	1,6	2,6	2,6	2,6	-	2,0
Свыше 1000 мм	A/B	-	0,8	1,4	1,4	0,8	-	-
	B/C	-	1,8	2,8	2,8	1,8	-	2,0
	C/D	-	2,7	4,0	4,0	4,0	-	3,0

Зону, которой соответствует вибрационное состояние конкретной мельницы, определяют сравнением максимальных измеренных значений амплитуды и тренда вибрации со значениями таблицы 5.3. Качественная оценка проводится по следующим четырем позициям: хорошо (зона А); удовлетворительно (зона В, приемлемо); необходимо улучшение (зона С, еще допустимо); недопустимо (зона D).

Превышение тренда вибрации больше допустимых значений по таблице 5.3

требует принятия мер даже в случае, когда граница зоны С по первому критерию еще не достигнута. Такие изменения могут быть быстрыми или постепенно нарастающими во времени и указывают на повреждения машины в начальной стадии или на другие неполадки. При обнаружении значительных изменений вибрации необходимо исследовать возможные причины таких изменений, чтобы предотвратить возникновение опасных ситуаций. Если изменения вибрации превышают 25 % значения верхней границы зоны В, такие изменения следует рассматривать как значительные, особенно когда они носят внезапный характер. В этом случае необходимо провести диагностические исследования, чтобы выявить причины такого изменения и определить, какие меры необходимо принять.

При долговременной эксплуатации ножевых размалывающих машин устанавливаются ограничения функционирования по двум формам.

Предупреждение - для указания, что амплитуда или тренд вибрации достигли определенного уровня, когда может потребоваться проведение восстановительных мероприятий. При этой форме машину можно эксплуатировать в течение периода времени пока проводят исследования причин изменения вибрации и определяют комплекс необходимых мероприятий.

Останов - для определения значения вибрации, при превышении которого дальнейшая эксплуатация мельницы может привести к ее повреждениям. При достижении этого уровня следует принять немедленные меры по снижению вибрации или остановить машину.

Для различных типоразмеров мельниц уровень «предупреждение» может существенно изменяться: возрастать или уменьшаться. Обычно этот уровень устанавливают относительно некоторого базового значения (базовой линии), определяемого для конкретной машины и определенного положения, и направления измерений по опыту эксплуатации этой машины.

Рекомендуется устанавливать уровень «предупреждение» выше базовой линии на значение, равное 25 % значения верхней границы зоны В. Если базо-

вое значение мало, уровень «предупреждение» может находиться ниже зоны С. Если базовое значение не определено, например, для новых машин, начальную установку уровня «предупреждение» следует проводить либо исходя из опыта эксплуатации аналогичных мельниц, либо относительно согласованного приемлемого значения. Спустя некоторое время по наблюдениям за вибрацией машины следует установить постоянную базовую линию и соответствующим образом скорректировать этот уровень. Рекомендуется, чтобы уровень предупреждение не превышал верхнюю границу зоны В более чем в 1,25 раза. Изменение базового значения (например, вследствие капитального ремонта мельницы) может потребовать соответствующего изменения уровня «предупреждение».

Уровень «останов» обычно связывают с необходимостью предотвращения отказов мельницы. Он может зависеть от различных конструктивных особенностей машины, применяемых для того, чтобы машина могла противостоять воздействию повышенных динамических сил. Таким образом, уровень «останов», как правило, будет одним и тем же для мельниц аналогичных конструкций и не будет связан с базовой линией. Вследствие многообразия мельниц различных конструкций не представляется возможным дать четкое руководство по точному установлению уровня «останов». Обычно уровень «останов» устанавливают в пределах зон С или D, но рекомендуется, чтобы он не превышал более чем в 1,25 раза верхнюю границу зоны С.

Кроме измерений вибрации и оценки состояния машины допускается проводить измерения вибрации валов по ГОСТ ИСО 7919-3-2002 [341]. Однако не существует простого способа расчета вибрации вала по вибрации корпуса подшипника и наоборот. Разность между абсолютной и относительной вибрацией характеризует вибрацию корпуса подшипника, но может быть не равна ей численно вследствие не учета фазовых соотношений. Таким образом, если для оценки вибрационного состояния мельницы применяют также ГОСТ ИСО 7919-3-2002 [341], следует провести независимые измерения вибрации вала и вибрации корпуса или опоры подшипника. Если в результате применения критериев

этого стандарта будут получены разные оценки вибрационного состояния мельницы, в качестве окончательной оценки следует принять ту, что накладывает большие ограничения на возможности эксплуатации. Блок-схема методики определения технического состояния мельницы представлена на рисунке 5.6. [347, 348, 351].

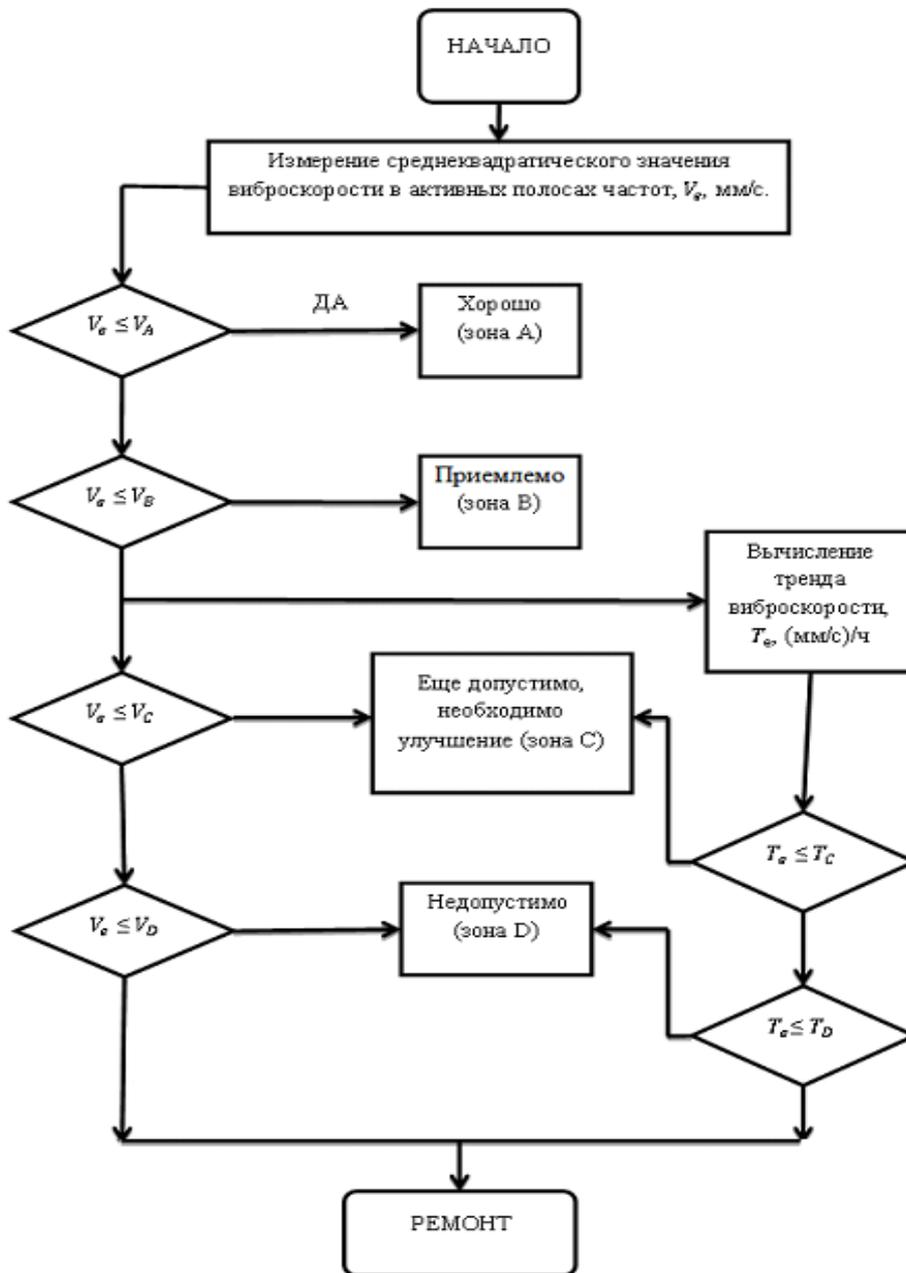


Рисунок 5.6 - Блок-схема методики определения технического состояния мельницы

5.4 Динамические воздействия гарнитуры на размалываемый материал

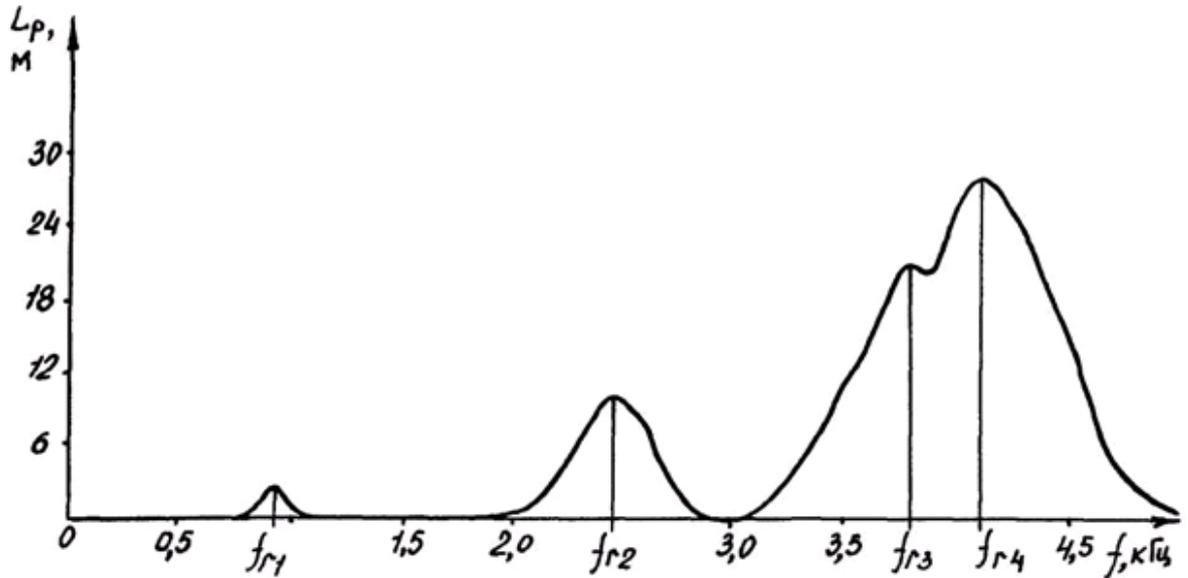
Под динамическим воздействием гарнитуры понимаются импульсы давления, которые возникают при перекрещивании ножей гарнитуры и воздействуют на волокнистый материал [46]. Спектры импульсов давления получены при помощи метода быстрого преобразования Фурье по временным реализациям изменения длины передних кромок ножей гарнитуры при их перекрещивании друг с другом. Временные реализации получены путем совмещения точных копий рисунков ножей гарнитуры ротора и статора. Примеры полученных спектров приведены на рисунке 5.7.

Как известно [2], при прохождении ножей ротора относительно ножей статора возникают импульсы давления, которые воздействуют на волокнистый материал, и амплитуда которых является фактически характеристикой ожидаемого результата размола. Амплитуды импульсов давления зависят от свойств волокнистой прослойки и от зазора между ротором и статором. Импульсы давления воздействуют на волокно, тем самым вызывают его размол [67], и на статор и ротор, вызывая их вибрацию. Воздействие гарнитуры на волокнистый материал высокочастотное, до 70 кГц. Поэтому в качестве измеряемого параметра вибрации статора выбрано виброускорение, так как оно наиболее чувствительно к высоким частотам [178]. Частоты этих воздействий названы автором «гарнитурные частоты» [46].

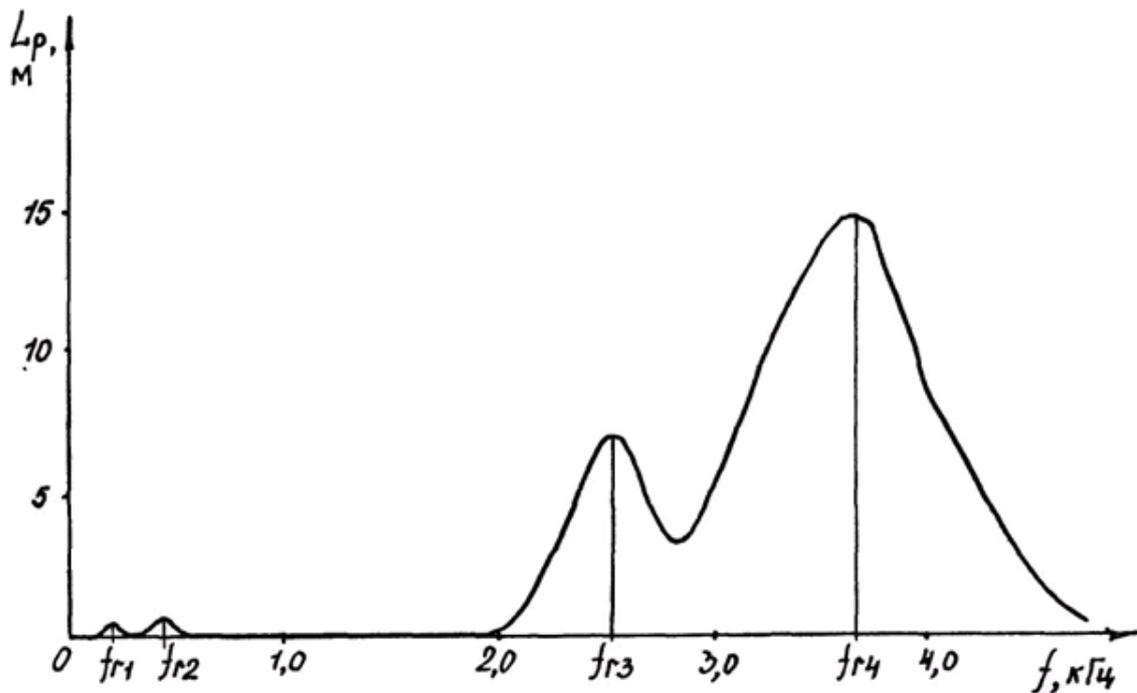
Исследованы частотные спектры виброускорения статоров мельниц различных марок в производственных условиях и на экспериментальной установке. Установлено, что наиболее информативным направлением измерения вибрации статора является направление вдоль продольной оси Y . На рисунке 5.8 приведены примеры спектров виброускорения.

Сравнивая соответствующие спектры изменения режущей длины гарнитуры и виброускорения статора (рисунки 5.7 и 5.8), можно сделать вывод

о соответствии их друг другу. Следовательно, основной источник высокочастотной вибрации статора – импульсы давления, возникающие при перекрещивании ножей ротора и статора.



а)

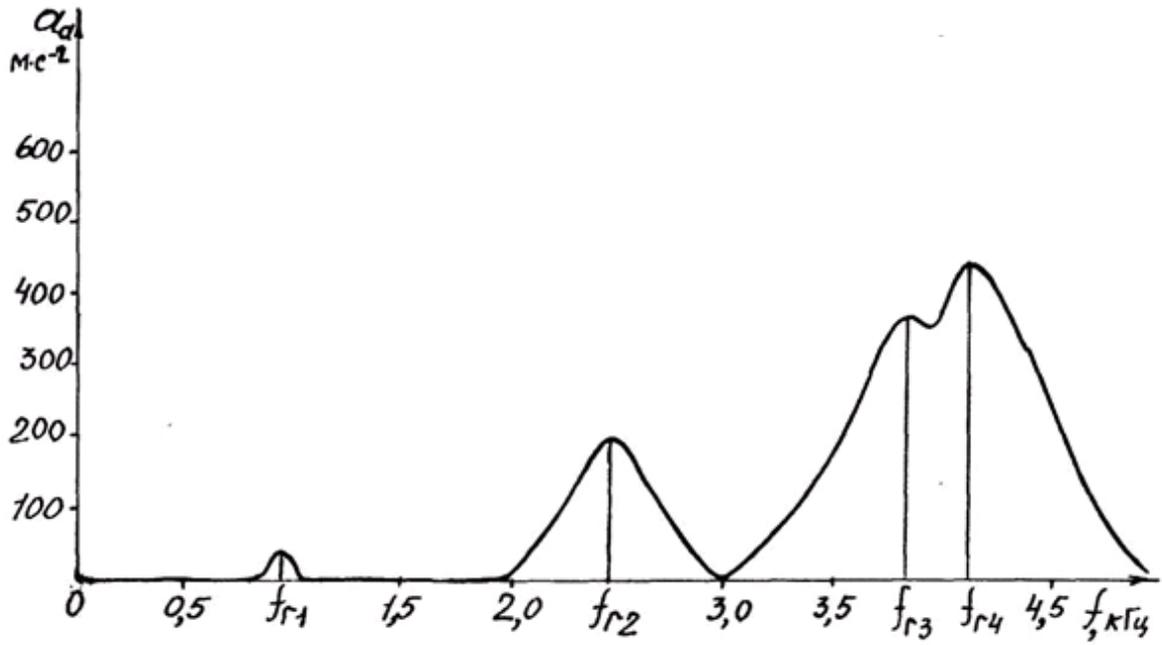


б)

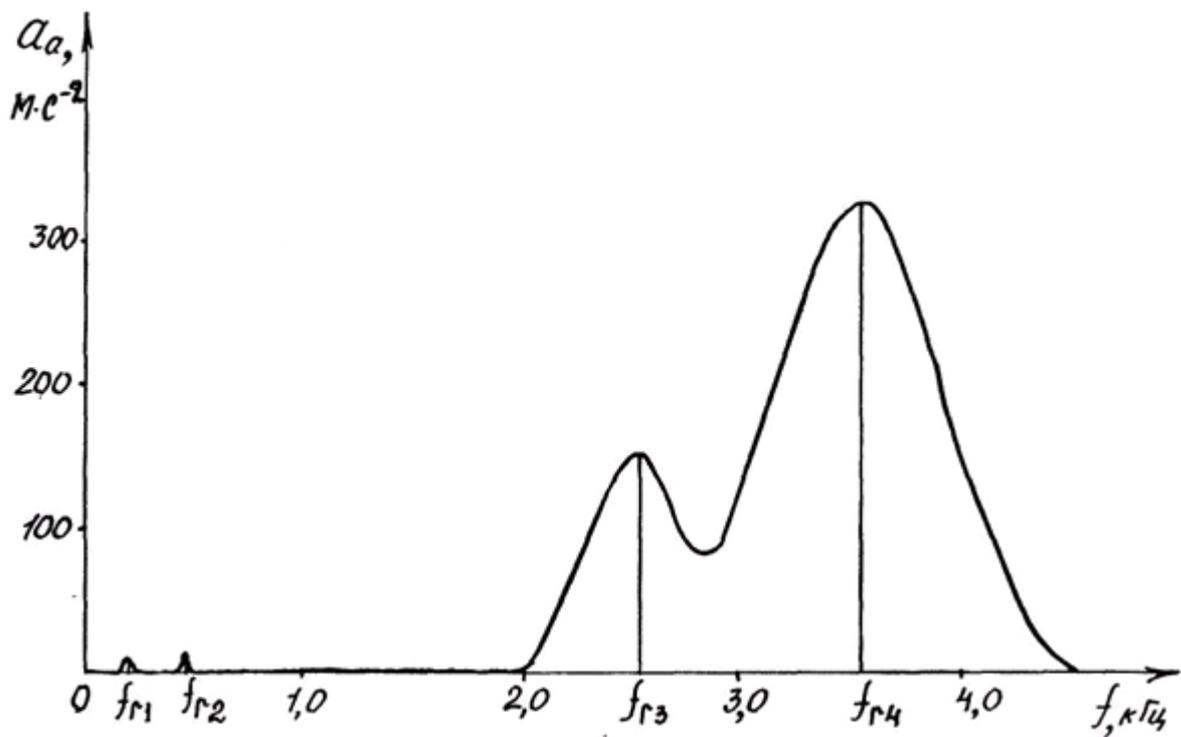
Рисунок 5.7 - Спектры изменения режущей длины гарнитуры:

а) гарнитура P-1000.005, частота вращения ротора - 10 с^{-1} ;

б) гарнитура P-630.004, частота вращения ротора - $12,5 \text{ с}^{-1}$



а)



б)

Рисунок 5.8 - Спектры вибрации статора мельниц:

а) МД-31 (гарнитура Р-1000.005);

б) МДС-14 (гарнитура Р-630.004)

На полученных спектрах отчетливо видны характерные пики, соответствующие различным поясам перекрещивающихся ножей гарнитуры. Центральные частоты f_z этих пиков названы гарнитурными частотами. Автор впервые ввел это понятие в работе [46]. Меньшая гарнитурная частота генерируется ножевым поясом, ближайшим к центру диска с наименьшим количеством ножей. Максимальной гарнитурной частоте соответствует ножевой пояс на периферии диска с большим количеством ножей. На спектре (рисунок 5.7) меньшей гарнитурной частоте $f_{r1} = 940$ Гц соответствует ножевой пояс с меньшим количеством ножей, равным 96 ножам. А максимальной гарнитурной частоте $f_{r4} = 940$ Гц соответствует ножевой пояс с максимальным числом ножей, равным 416 ножам.

Амплитуда виброускорения статора пропорциональна амплитуде импульсов давления, которые возникают при перекрещивании ножей. Следовательно, амплитуда виброускорения гарнитурных частот является диагностическим признаком интенсивности процесса размола на ножевых поясах гарнитуры.

Как правило, амплитуда виброускорения гарнитурных частот возрастет с увеличением частоты. Это говорит о том, что интенсивность воздействия гарнитуры на волокнистый материал увеличивается от центра к периферии гарнитуры.

Исследовано влияние на характер спектра изменения режущей длины гарнитуры следующих факторов: частоты вращения ротора, числа и угла перекрещивания ножей. Временные реализации изменения режущей длины гарнитуры с переменными вышеперечисленными факторами исследовались при помощи метода быстрого преобразования Фурье. Увеличение частоты вращения ротора и числа ножей приводит к увеличению гарнитурных частот. Уменьшение угла перекрещивания ножей ротора и статора приводит к уменьшению ширины частотных пиков и к увеличению гарнитурных частот и их амплитуд. И наоборот, увеличение этого угла приводит к увеличению ширины пиков и уменьшению гарнитурных частот и их амплитуд.

Результаты исследований представлены на рисунках 5.9 и 5.10.

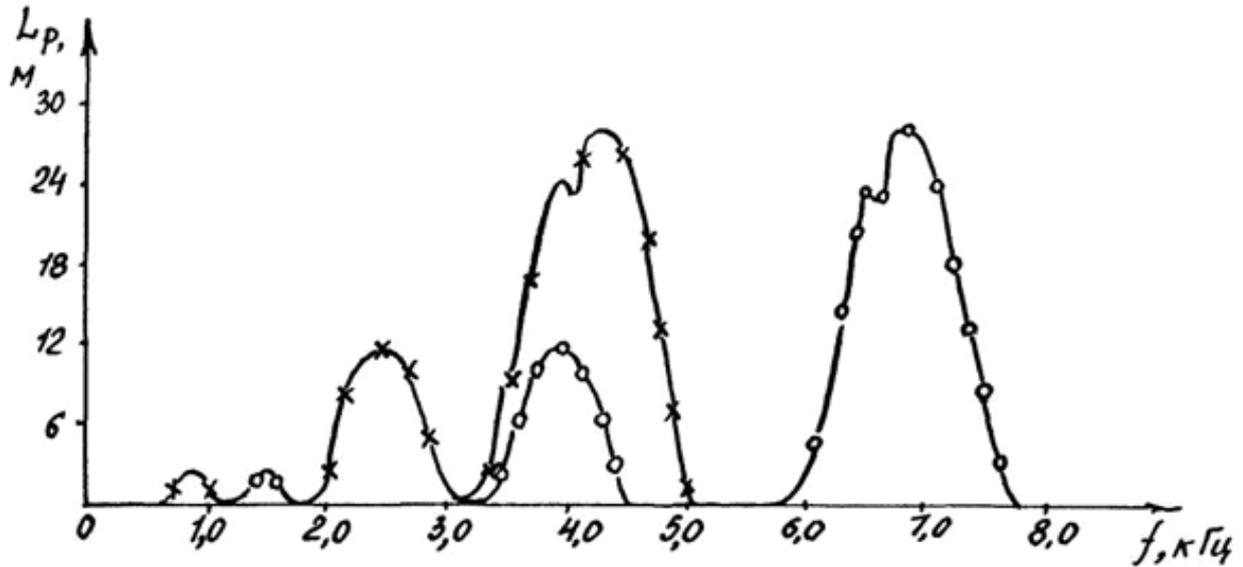


Рисунок 5.9 - Спектры изменения режущей длины гарнитуры P-I000.005 при различных частотах вращения ротора: x - 10 с^{-1} ; o - $16,7 \text{ с}^{-1}$

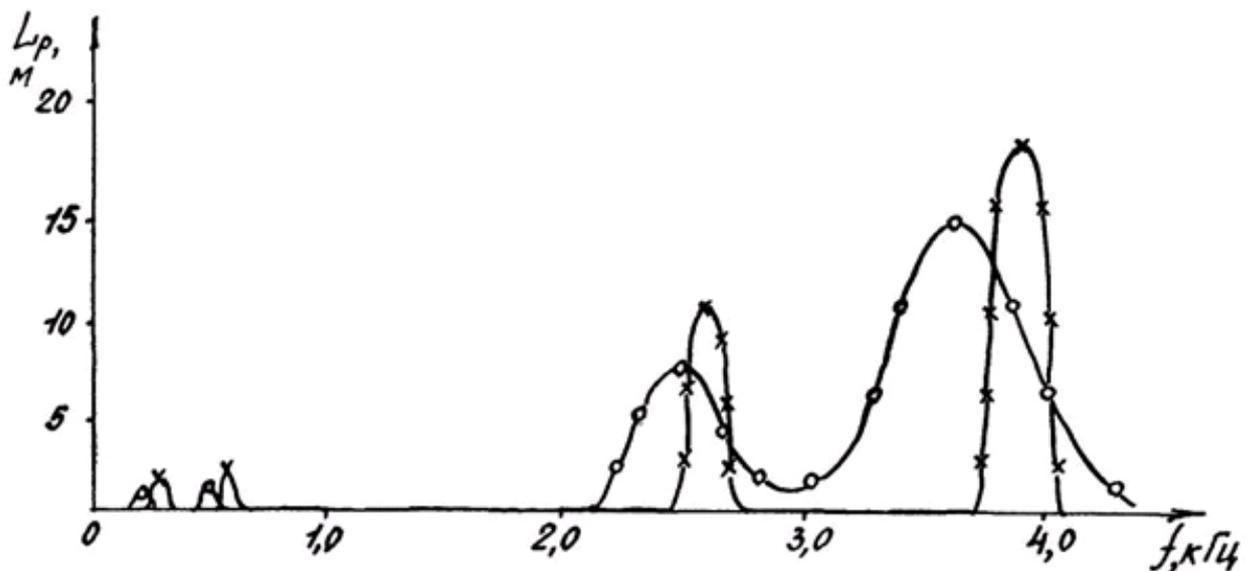


Рисунок 5.10 - Спектры изменения режущей длины гарнитуры при различных углах перекрещивания ножей: o - $n_p = 12,5 \text{ с}^{-1}$, гарнитура P-630.004 ($z_1=18, z_2=36, z_3=204, z_4=268, \beta_1 = \beta_2 = 18^\circ, \beta_3=16^\circ, \beta_4 = 13^\circ$;
x - то же при $\beta_1 = \beta_2 = \beta_3 = \beta_4 = 3^\circ$)

Гарнитурные частоты определяются по формуле

$$f_{Гi} = (j n_p z_i \cos \beta_i) / 60 \quad (5.13)$$

где n_p - частота вращения ротора, мин; j - число вращающихся роторов мельниц (для двухдисковых $j=2$, для остальных мельниц $j=1$); z_i, β_i - число и угол перекрещивания ножей на i -ом ножевом поясе гарнитуры.

Если угол β_i не постоянен, то его следует определять по формуле

$$\beta_i = (\beta_{imax} + \beta_{imin}) / 2, \quad (5.14)$$

где $\beta_{imax}, \beta_{imin}$ - максимальное и минимальное значение угла перекрещивания ножей ротора и статора на i -ом ножевом поясе гарнитуры.

Гарнитурные частоты различных марок мельниц, рассчитанные по формуле (5.13) и определенные экспериментально, представлены в таблице 5.2.

Относительная ошибка в определении гарнитурных частот по формуле (5.13) достигает 40%.

Исследуем скорость скольжения ножей ротора по ножам статора. Взаимодействие статора и ротора этих машин можно рассматривать как «движущуюся нагрузку» между подвижными и неподвижными ножами. Существует большое количество работ, посвящённых проблеме «движущихся нагрузок». В этих работах рассмотрены различные модели, описывающие взаимодействие движущегося объекта и упругой системы. Особенно стоит отметить работы А.И. Весницкого и его учеников [342, 343].

По отношению и типу упругой системы, эти работы могут быть подразделены на две группы. Первая группа – анализ структур бесконечной длины, вторая – конечной длины. Проведенные ниже исследования относятся ко второй группе работ.

Таблица 5.2- Гарнитурные частоты мельниц

Марка мельницы	Частота вращения ротора, мин ⁻¹	Марка гарнитуры	Число ножей на i-ом ножевом поясе	Средний угол перекрещивания ножей на i-ом ножевом поясе, град	Гарнитурные частоты, Гц		Относительная ошибка в определении гарнитурной частоты, %
					Расчет по формуле (5.13) без учета эффекта Доплера	Эксперимент	
1	2	3	4	5	6	7	8
МД-4Ш6	1000	МД-56.01.005-6	32	42	396	450	12
			64	38	840	990	15
			128	30	1848	2300	20
МД-3Ш7	1500	П-1250.002	256	25	3867	4950	22
			16	11	392	430	9
			128	11	3141	3640	14
МД-3Ш7	1500	Р-1000.071	344	11	8442	8560	2
			360	11	8835	7950	11
			416	11	10208	12400	18
			440	11	10798	15600	31

Продолжение таблицы 5.2

1	2	3	4	5	6	7	8
МДС-14	750	Р-630.004	18	18	214	200	7,0
			36	18	428	450	4,8
			204	16	2451	2500	2,0
			268	13	3215	3300	2,6
			36	1	900	750	20
МД-5Ш1А	1500	140.100	108	6	2685	3180	16
			216	5	5385	6300	15
			228	7	5658	6600	14
			384	7	9528	10800	12
			432	7	10731	13600	21
			624	10	15386	19100	19
			672	8	16637	23200	28
			720	7	17866	27200	34
			744	10	18345	29600	38

Продолжение таблицы 5.2

1	2	3	4	5	6	7	8
МД-31	600	P-1000.05	96	10	945	940	1
			256	10	2521	2600	3
			384	10	3782	3800	1
МДС-24	750	P-800.011	72	12	880	705	25
			90	12	1100	910	21
			198	12	2421	2020	20
			216	12	2641	2210	20
			234	12	2861	2350	22
			252	12	3081	2405	28
			288	12	3521	2750	28
			306	12	3741	3020	24

Рассмотрим пересечение ножей ротора и статора, имеющих некоторый угол наклона к радиусу гарнитуры (рисунок 5.11). Ротор вращается с постоянной частотой ω . За время dt гарнитура ротора повернётся на угол ωdt , и нож ротора переместится из положения I во II. Из тригонометрических соотношений получим [364]

$$V_N = [\omega(R^2 - R_0^2 \sin^2 \alpha)^{1/2}] / \sin \beta, \quad (5.15)$$

$$V_t = [\omega R \cos(\beta - \arcsin R_0 \sin \alpha / R)] / \sin \beta. \quad (5.16)$$

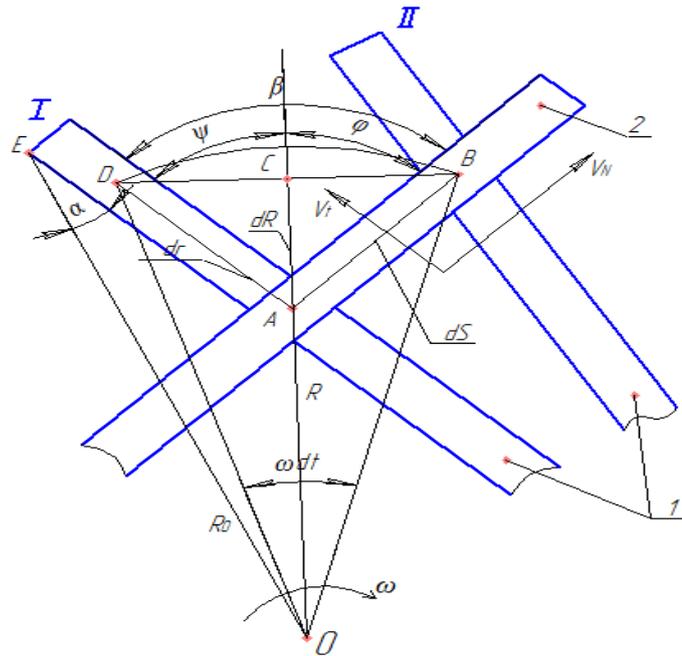


Рисунок 5.11 - Схема взаимодействия ножей ротора и статора:

1 – нож ротора; 2 – нож статора

Суммарная скорость скольжения ножа ротора по ножу статора

$$V = [(V_N)^2 + (V_t)^2]^{1/2} \quad (5.17)$$

Формулы (5.15) и (5.16) справедливы при угле β отличном от 0. Векторы скоростей V_t и V_N в зависимости от рисунка гарнитуры могут быть направлены от центра к периферии (режим прокачивания массы), и наоборот, от периферии к центру (режим удержания массы). Как показали расчёты, скорости скольжения ножей могут достигать 5000 м/с и более, что сопоставимо со скоростью звуковых волн в металле. При исследованиях подобных систем можно

выделить два подхода, используемых при моделировании. В основе первого подхода лежит пренебрежение внутренними степенями свободы движущегося объекта, а упругая система рассматривается как подвергшаяся воздействию заданной определённым образом внешней силы. Вторым подходом предлагается, что движущийся объект имеет свои степени свободы и смоделирован как масса или упругая дискретная система со многими степенями свободы. В этом случае контактная задача неизвестна и должна быть определена путём исследования взаимодействия двух тел [273].

При исследовании вибрационных процессов при размоле необходимо учитывать эффект Доплера, т.е. частоты регистрируемые неподвижным вибропреобразователем на статоре следует рассчитывать по формуле [364]

$$f^*g_i = fg_i / (1 \pm V/C), \quad (5.18)$$

где fg_i - гарнитурная частота на i -ом ножевом поясе, C - скорость звука в материале гарнитуры.

В уравнении (5.18) знак «+» - если скорость скольжения ножей направлена к вибропреобразователю и «-» - от вибропреобразователя. Частоты колебаний, регистрируемые вибропреобразователем, во многом зависят от места его закрепления, т.е. одни частоты будут по формуле (5.18) определяться со знаком «+» другие с «-». Длина принимаемой волны определяется как $\lambda = (C-V) / f^*g_i$.

При малых скоростях движения ножей ротора по ножам статора на ножевых поясах отношение $V/C \ll 1$, и уравнение (5.18) можно записать как

$$f^*g_i = fg_i [1 - V/C + (V/C)^2 / 2 - \dots].$$

И эффектом Доплера в этом случае можно пренебречь, т.е. $f^*g_i \approx fg_i$. Однако при больших скоростях, когда $V \approx C$ расхождение между fg_i и f^*g_i возрастает. При этом вышеназванный эффект необходимо учитывать.

Произведен расчет гарнитурных частот на периферийных ножевых поясах по формуле (5.13) и формуле (5.18) с учетом эффекта Доплера. Проведены экспериментальные исследования вибрации мельниц на предприятиях отрасли. Так, например, для мельницы RT-70 ЗАО «Туринский ЦБЗ» (гарнитура

Д-1000.02, частота вращения ротора 1000 об/мин.) скорость скольжения ножей составила $V = 216$ м/с. При экспериментальных исследованиях выявлена высокочастотная вибрация статора с частотой 4,26 кГц. Гарнитурная частота на периферийном ножевом поясе, полученная расчетом по формуле (5.13), составила 4,53 кГц (ошибка составила 6 %). С учетом эффекта Доплера расчетная гарнитурная частота составила 4,34 кГц (ошибка составила 2 %). Результаты исследований представлены в таблице 5.3.

Таблица 5.3 Скорость скольжения ножей и гарнитурные частоты на периферийных ножевых поясах гарнитуры

Марка мельницы/ марка гарнитуры	Скорость скольжения ножей, м/с	Угол пере- крещи- вания ножей, град	Частота вращения ротора, об/мин	Гарнитурная частота		
				По формуле (5.13), кГц Относительная ошибка, %	По формуле (5.18), кГц Относительная ошибка, %	Эксперимент, кГц
1	2	3	4	5	6	7
RT70/Д.1000.002	216	26	1500	<u>4,53</u> 6	<u>4,34</u> 2	4,26
S70/ 22795	134	32	1500	<u>6,78</u> 6	<u>6,998</u> 2	7,18
МД-5Ш1А/ ХТМ1-00-11	253	20	1500	<u>7,07</u> 7	<u>7,68</u> 1	7,58
МД-5Ш1А/ ХТМ1-00-17	8028	1,2	1500	<u>7,51</u> 41	<u>12,40</u> 3	12,75
МД-5Ш1А/ ХТМ1-00-18	9210	0,8	1500	<u>9,12</u> 23	<u>10,83</u> 8	11,80
МД-31/ Д56.01	442	12	1000	<u>6,67</u> 7	<u>6,13</u> 1	6,12
МД-3Ш7/ 1000.71	448	22	1500	<u>10,80</u> 1,8	<u>10,60</u> 1,0	10,50
МД-14/ Р-630.002	164	12	750	<u>3,30</u> 7	<u>2,975</u> 3	3,07

Гарнитура мельниц имеет разнообразные рисунки, зависящие от размалываемого материала, конструкции мельниц, режимных и технологических факторов размола. Пример сегмента гарнитуры и гарнитурных частот представлен на рисунке 5.12. Зависимости скорости скольжения ножей от частоты вращения ротора, углов наклона и перекрещивания ножей представлены соответственно на рисунке 5.13 [352-354].

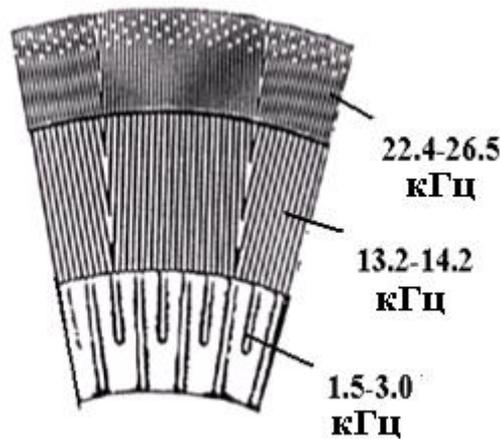


Рисунок 5.12 - Сегмент гарнитуры и гарнитурные частоты на ножевых поясах

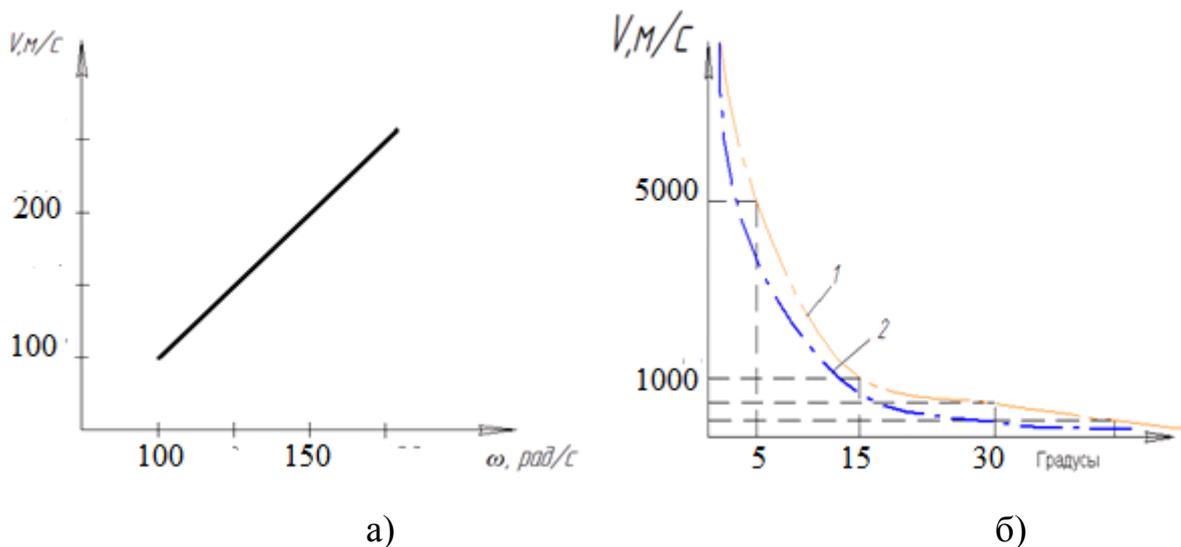


Рисунок 5.13 - Зависимости скорости скольжения ножей гарнитуры:
 а - от частоты вращения ротора; б – от угла наклона ножей к радиусу α (1)
 и от угла перекрещивания β (2)

5.5 Вибрационная диагностика технического состояния гарнитуры

5.5.1 Непараллельность гарнитуры ротора и статора

Непараллельность складывается из перекоса гарнитуры статора и торцевого биения гарнитуры ротора [208]. При обеспечении параллельности ротора и статора зазор между размалывающими элементами в точках, лежащих на одинаковых радиусах гарнитуры, одинаков. Исходя из теории силового воздействия ножей на волокно [2], амплитуды давления на передних кромках ножей в вышеназванных точках будут также одинаковы. Следовательно, при обеспечении параллельности ротора и статора амплитуды вибрации статора в точках, лежащих на одинаковых радиусах, будут равны. При непараллельности ротора и статора в области, где зазор между размалывающими элементами минимален, амплитуда импульсов давления будет максимальна по сравнению с этим показателем в других областях размола. Учитывая это, можно предположить, что максимальная амплитуда вибрации статора должна быть в области наименьшего зазора между ножами.

Для исследования этого утверждения проведены эксперименты с целью выявления диагностических признаков перекоса статора. Измерялись параметры вибрации периферии статорного диска мельницы МД-ЗШ7 АО «Соликамскбумпром» (гарнитура Р-100.071, размол отходов сортирования производства еловой древесной массы, удельная нагрузка на кромки ножей 500 Вт·с/км, концентрация 8%, расход 63 т/сут, параметры древесной массы на входе - 14°Шр, фракции древесной массы (далее ФДМ): 1 - 75%, 2- 7,4%; 3 - 2,8%; 4 - 14,8%) в точках А, В и С, расположенных на одном радиусе и одинаковых расстояниях друг от друга. Для реализации вышеназванного структурного параметра под сектора гарнитуры статора устанавливались прокладки различной толщины. Результаты экспериментов представлены в таблице 5.4. Незначи-

тельное отличие уровней вибрации между собой на $\pm 5\%$ можно отнести к погрешности эксперимента.

Таблица 5.4 – Параметры вибрации статора мельницы МД-3Ш7 при различных величинах перекоса гарнитуры статора

Точки измерения вибрации	Амплитуда вибрации в продольном направлении, м/с ²		
А В С	При параллельности ротора и статора (гарнитура прицекована)		
	380		
	375		
	380		
А В С	При перекосе на 0,1 мм в точке		
	А	В	С
	330	275	280
	285	325	270
	280	215	335
А В С	При перекосе на 0,2 мм в точке		
	А	В	С
	270	205	205
	210	280	210
	215	215	275
А В С	При перекосе на 0,25 мм в точке		
	А	В	С
	230	190	175
	180	220	185
	190	175	235

Анализируя полученные данные, можно сделать следующие выводы:

при параллельности ротора и статора урони вибрации в точках, лежащих на одинаковых радиусах статора, одинаковы;

с увеличением величины перекоса гарнитуры статора уровни вибрации статора уменьшаются;

при перекосе гарнитуры статора равномерность вибрационного поля статора изменяется, причем в области перекоса (где зазор между размазывающими гарнитурами минимален) уровень вибрации максимален.

Следует отметить, что эти выводы справедливы при всех переменных факторах размола, при которых стабильность работы мельницы не нарушается. В качестве диагностического признака перекоса статора можно использовать уровень вибрации в трех точках на периферии статора на одном радиусе и одинаковых расстояниях друг от друга.

При торцевом биении гарнитуры ротора интенсивность воздействия ножей на волокнистый материал изменяется с частотами, кратными оборотной частоте. Происходит амплитудная модуляция гарнитурных частот гармониками оборотной частоты. Поэтому максимальная гарнитурная частота выбрана в качестве несущей. Виброускорение на максимальной гарнитурной частоте

$$a_{\text{rmax}} = a_a [1 + mb(t)] \cos(\omega_{\text{rmax}} t + \varphi_0) \quad (5.19)$$

где a_a - амплитуда виброускорения на максимальной гарнитурной частоте, m - глубина амплитудной модуляции, $b(t)$ - функция времени модулирующего сигнала, ω_{rmax} - максимальная гарнитурная частота.

Функция $b(t)$ может быть представлена как

$$b(t) = \sum_{k=1}^n a_{ak} \cos(k\omega t + \varphi_k) \quad (5.20)$$

где a_{ak} - амплитуда k -ой гармоники оборотной частоты.

Подставляя выражение (5.19) в (5.20), получим

$$a_{\text{rmax}} = a_a [1 + \sum_{k=1}^n m_k a_{ak} \cos(k\omega t + \varphi_k)] \cos(\omega_{\text{rmax}} t + \varphi_0) \quad (5.21)$$

где m_k - парциальный коэффициент модуляции, φ_k, φ_0 - фазовые сдвиги, ω - частота вращения ротора.

Оценивая глубину амплитудной модуляции виброускорения на максимальной гарнитурной частоте гармониками оборотной частоты, можно судить о величине биений гарнитуры ротора. Для обоснования этого утверждения проведены исследования на экспериментальной установке и мельнице МД-ЗШ7 АО «Соликамскбумпром» при помощи резонансного демодуляционного метода диагностики. Получены спектры амплитудной огибающей вибро-

ускорения на максимальной гарнитурной частоте при различных величинах торцевого биения периферии гарнитуры ротора (рисунок 5.14). Полученные спектры показывают, что при увеличении величины биения ротора возрастает амплитуда огибающей виброускорения на гармониках оборотной частоты, т.е. возрастает глубина амплитудной модуляции огибающей вышеуказанными гармониками. Особенно существенно увеличение амплитуды огибающей виброускорения на первой и третьей гармониках оборотной частоты.

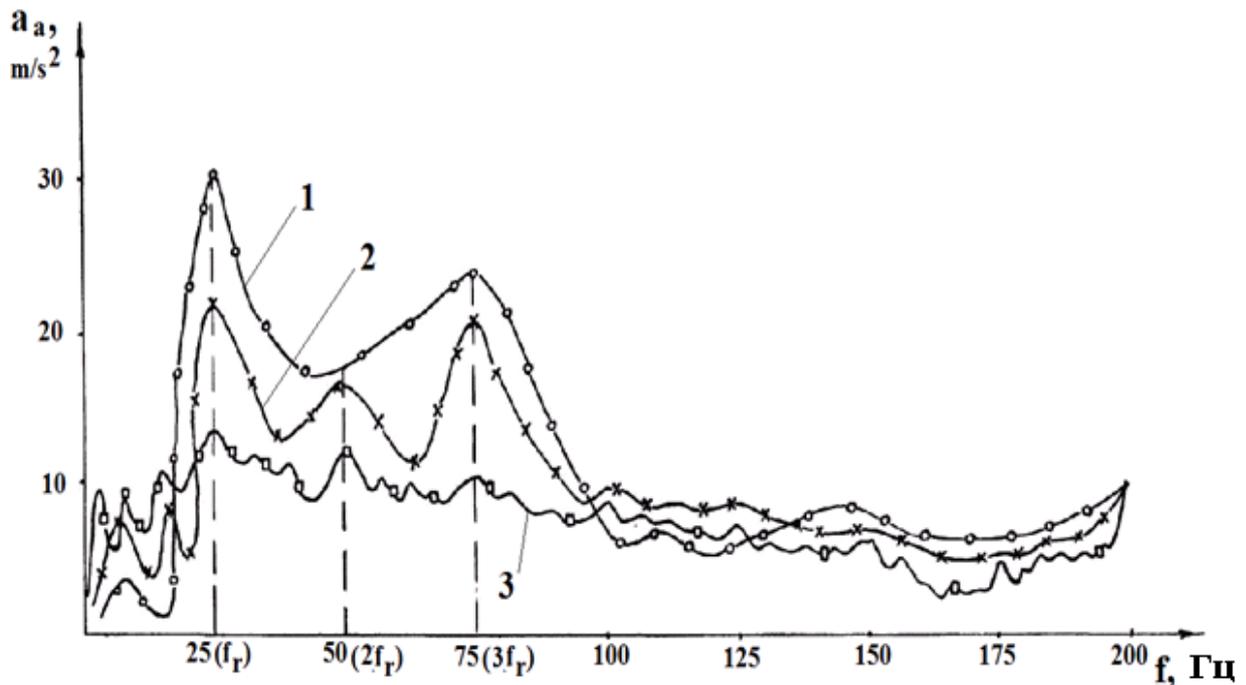


Рисунок 5.14 - Спектры огибающей виброускорения статора на наибольшей гарнитурной частоте при различных величинах торцевого биения гарнитуры ротора: 1 - 0,15 мм; 2 - 0,1 мм; 3 - гарнитура прицекована

Например, для мельницы МД-3Ш7 (гарнитура Р-100.071, размол отходов сортирования производства еловой древесной массы, удельная нагрузка на кромки ножей 1000 Вт·с/км, концентрация 8%, расход 63 т/сут, параметры древесной массы на входе - I4°Шр, ФДМ: 1-75%, 2-7,4%; 3-2,8%; 4-14,8%) ам-

плитуда огибающей виброускорения на максимальной гарнитурной частоте увеличивается на первой гармонике оборотной частоты - 25 Гц (с 14 м/с² при прицекованной гарнитуре до 22 и 30 м/с² при торцевом биении гарнитуры ротора соответственно 0,1 и 0,15 мм) и на третьей гармонике - 75 Гц (с 10 м/с² при прицекованной гарнитуре до 20 и 24 м/с² при торцевом биении гарнитуры ротора соответственно 0,1 и 0,15 мм). Следовательно, в качестве диагностического признака торцевого биения гарнитуры ротора можно использовать первую или третью гармонику оборотной частоты амплитудной огибающей виброускорения на максимальной гарнитурной частоте.

5.5.2 Износ размалывающей гарнитуры

При износе гарнитуры изменяются геометрические размеры её размалывающих элементов и, как правило, этот износ происходит неравномерно [210]. Это ухудшает размалывающую способность гарнитуры [58] и уменьшает её динамическое воздействие на волокнистый материал и, следовательно, снижает уровень вибрации статора при постоянных остальных факторах размола.

Для доказательства зависимости между уровнем вибрации статора и степенью износа гарнитуры проведены исследования при размоле сульфитной еловой целлюлозы на мельнице МД-31 (гарнитура Р-1000.005) АО «Соликамскбумпром». Концентрация массы при размоле $6 \pm 1\%$, производительность 50 ± 5 т/сут. Вибрация статора измерялась периодически в течение срока эксплуатации гарнитуры при постоянной мощности двигателя 0,35 МВт. Проведены экспериментальные исследования при размоле отходов сортирования производства древесной массы на мельнице МД-3Ш7 (гарнитура Р-100.071) АО «Соликамскбумпром». Концентрация массы при размоле $16 \pm 5\%$, производительность 76 ± 30 т/сут. При исследованиях поддерживалась мощность двигателя 0,75 МВт. Вибрация статора измерялась периодически в течение срока

эксплуатации гарнитуры. Так как производительность мельницы изменяется в широких пределах, то анализировалось отношение уровня виброускорения статора к производительности мельницы. Результаты экспериментов приведены на рисунках 5.15 и 5.16.

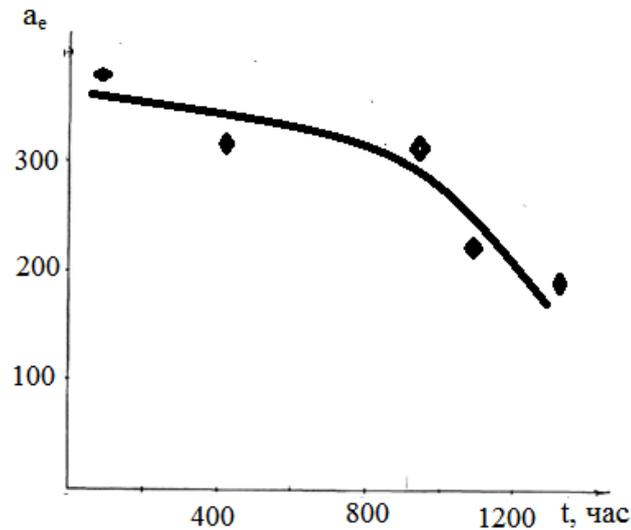


Рисунок 5.15 - Амплитуда виброускорения статора мельницы МД-31 в течение эксплуатации гарнитуры Р-1000.005 при общей потребляемой мощности 0,35 МВт

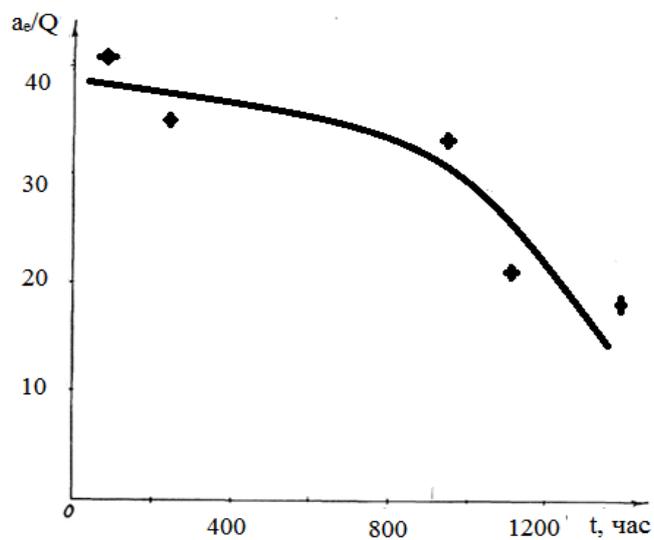


Рисунок 5.16 - Отношение амплитуды виброускорения статора мельницы МД-3Ш7 в течение эксплуатации гарнитуры Р-1000.071 при общей потребляемой мощности 0,75 МВт

Уровень виброускорения статора (или его отношение к производительности мельницы) в течение срока эксплуатации гарнитуры при постоянной мощности двигателя мельницы уменьшается. Это происходит, по нашему мнению, из-за износа гарнитуры. В качестве диагностического признака износа гарнитуры можно использовать уровень виброускорения статора (или его отношение к производительности) при постоянной мощности двигателя мельницы [355, 356].

5.6 Управление функционированием ножевых размалывающих машин

5.6.1 Влияние факторов размола на вибрацию статора

Исследована вибрация статора в зависимости от температуры бумажной массы при размоле различных волокнистых материалов на экспериментальной установке (мельница МД-00). При повышении температуры входящей бумажной массы с 25 до 70 °С происходит незначительное уменьшение (на 10%) амплитуды высокочастотной вибрации статора. Поэтому влиянием температуры массы на вибрацию статора при дальнейших исследованиях пренебрегаем.

Исследована вибрация статора в зависимости от нагрузки на кромки ножей, концентрации и расхода массы, изменения степени помола и разрывной длины размалываемой массы. Результаты исследований представлены на рисунках 5.17-5.21.

Получены зависимости изменения степени помола и средневзвешенной длины волокна, вибрации статора от продолжительности размола на экспериментальной установке (рисунок 5.22). Получены также зависимости вибрации статора от относительного сжатия волокнистой прослойки на мельницах различных типоразмеров. Обобщенный график этой зависимости представлен на рисунке 5.23. На графике можно выделить две характерные зоны - размол с жидкостным и граничным трением ротора и статора. При граничном трении

вибрация статора резко увеличивается примерно в 2-3 раза по сравнению с максимальным значением этого показателя при размоле с жидкостным трением ротора и статора.

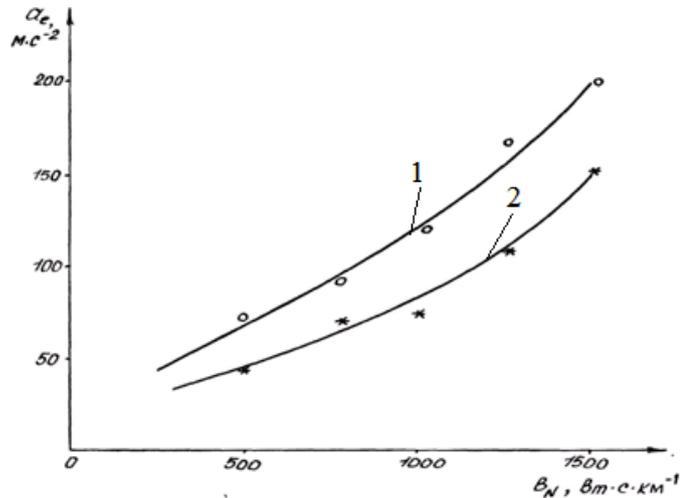


Рисунок 5.17 - Зависимость вибрации статора мельницы от нагрузки на кромки ножей: 1 - целлюлоза Э-92"С", $Q=2,5$ л/с, $c=3\%$, показатели волокнистого материала на входе: 25°Шр ; СДВ-135 дг; 1- то же, расход-5 л/с

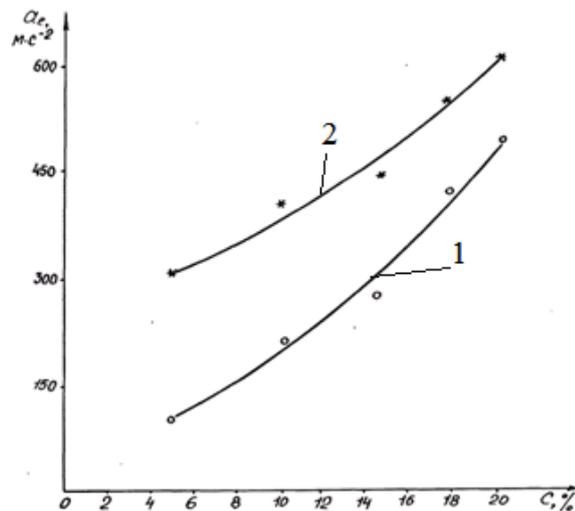


Рисунок 5.18 - Зависимость вибрации статора мельницы МД-3Ш7 АО «Соликамскбумпром» от концентрации размалываемой массы:

1 - отходы сортирования еловой древесной массы, $V_N = 200$ Вт·с/км,

$Q = 85$ т/сут, показатели бумажной массы на входе: 14°Шр , ФДМ:

1- 73%, 2- 7% 3- 3%, 4-17%; 2 - то же, $V_N= 500$ Вт·с/км

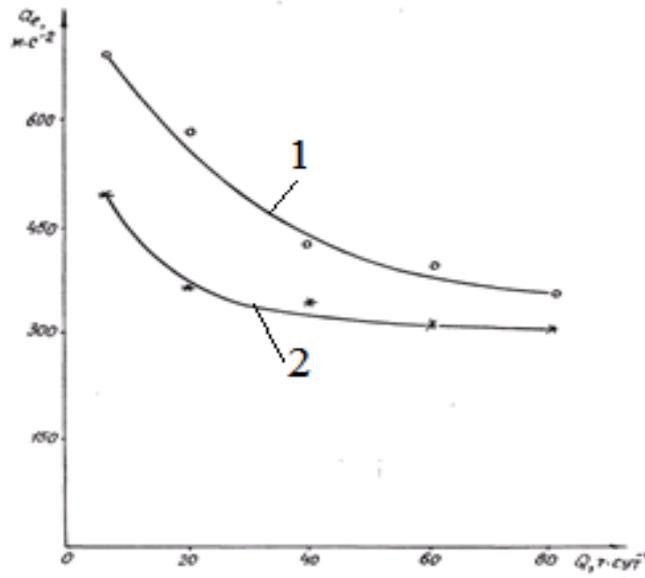


Рисунок 5.19 – Зависимость вибрации статора мельницы МД-3Ш7

АО «Соликамскбумпром» от расхода размалываемой массы:

1 - отходы сортирования еловой древесной массы, $V_N = 500 \text{ Вт}\cdot\text{с}/\text{км}$, $C = 5\%$,

показатели бумажной массы на входе: 15°Шр , ФДМ:

1 - 74%, 2- 8% 3- 3%, 4-15%; 2 - то же, $C = 8\%$

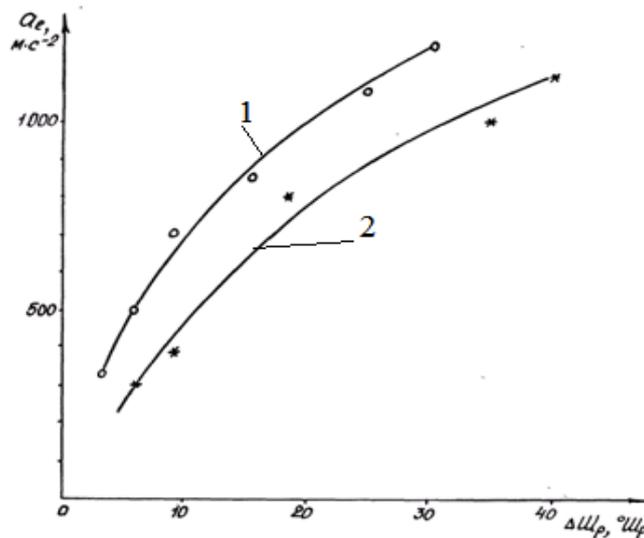


Рисунок 5.20 - Зависимость вибрации статора мельницы МД-3Ш7

АО «Соликамскбумпром» от прироста степени помола размалываемой массы:

1- отходы сортирования еловой древесной массы, $Q = 68 \text{ т}/\text{сут}$, $C = 8\%$,

показатели бумажной массы на входе: 19°Шр , ФДМ:

1 – 79%, 2 - 10% 3 - 3%, 4 - 8%; 2 – то же, $C = 15\%$

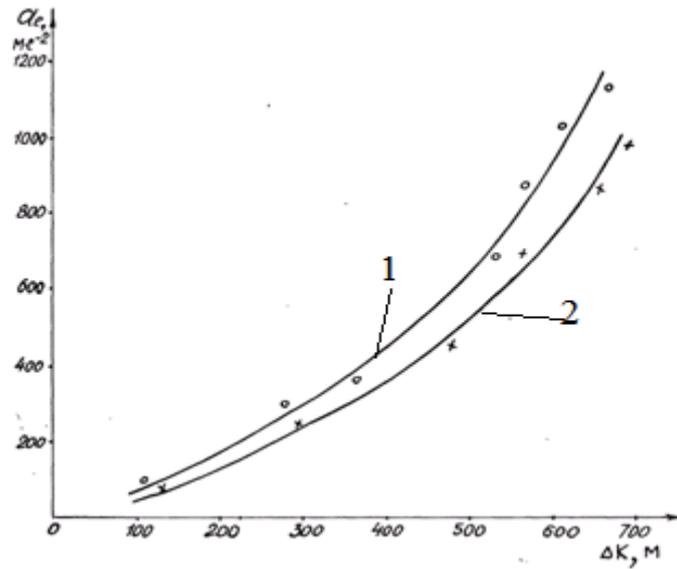


Рисунок 5.21 - Зависимость вибрации статора мельницы МД-3Ш7

АО «Соликамскбумпром» от изменения разрывной длины:

1-отходы сортирования еловой древесной массы, $Q = 84$ т/сут, $C = 17\%$,

показатели бумажной массы на входе: 16°Шр ,

ФДМ: 1 - 70%, 2- 10%, 3- 3%, 4-17%; 2 – то же, $Q = 63$ т/сут

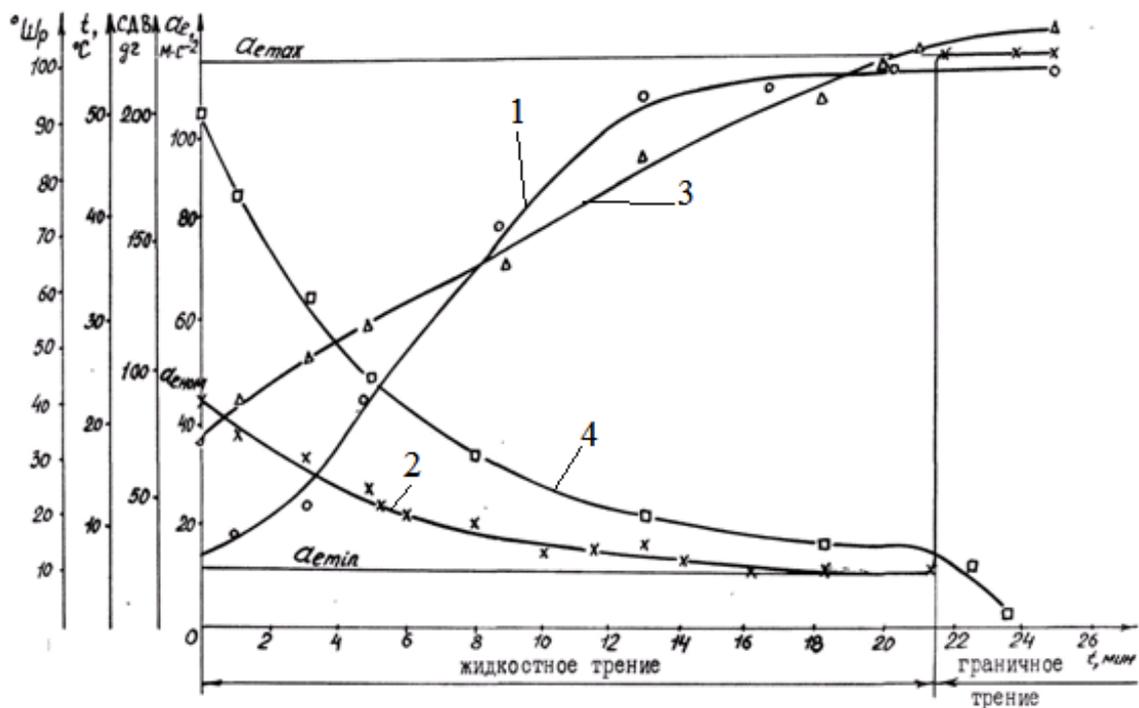


Рисунок 5.22 - Изменение факторов и показателей волокнистого материала при

размоле на лабораторной установке: 1 - степень помола; 2- амплитуда вибрации

статора; 3- температура; 4- средневзвешенная длина волокна

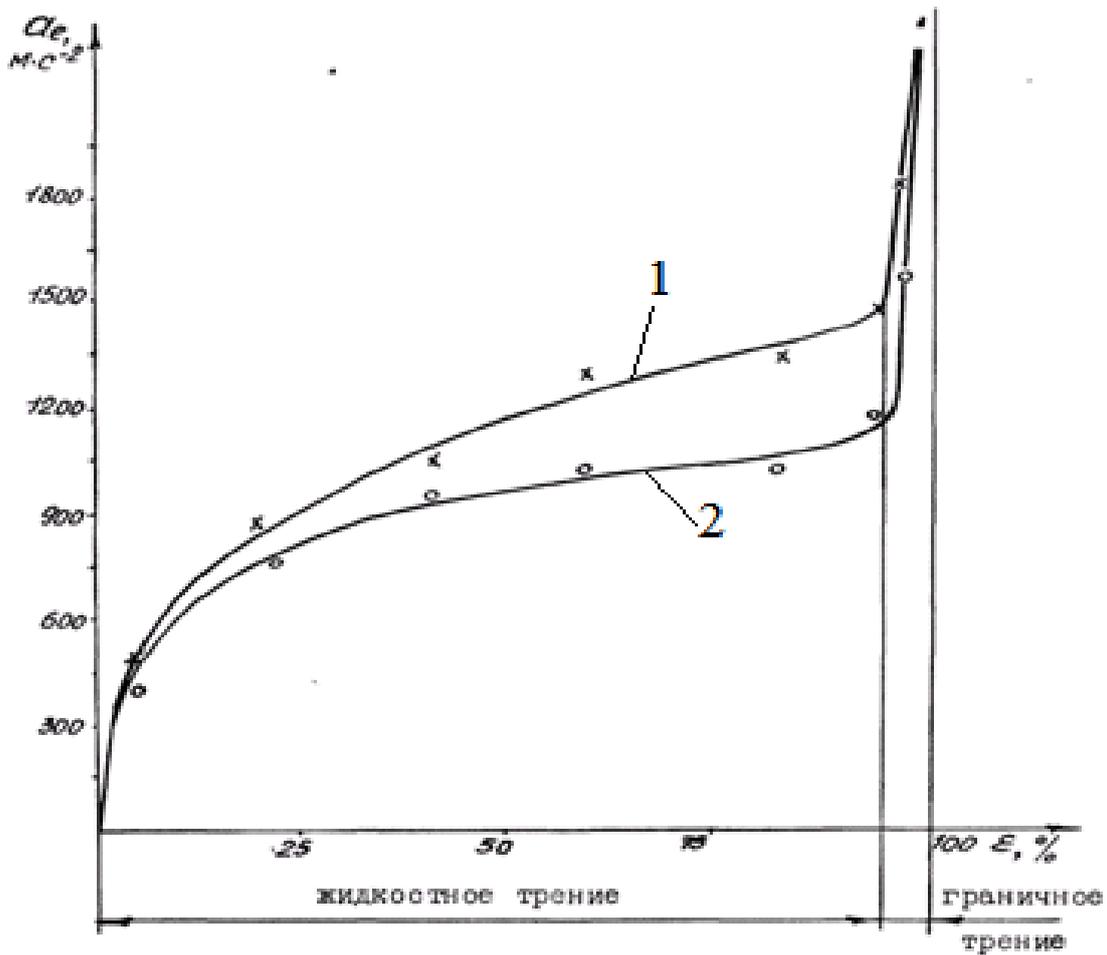


Рисунок 5.23 - Зависимость вибрации статора мельницы МД-3Ш7 АО «Соликамскбумпром» от относительного сжатия волокнистой прослойки между ножами гарнитуры:

- 1 - отходы сортирования еловой древесной массы, $Q = 85$ т/сут, $C = 15\%$,
показатели бумажной массы на входе: 17°Шр , ФДМ:
1 – 75%, 2- 8% 3- 3%,4-14%; 2 – тоже, $C=10\%$

Это явление положено в основу вибрационной диагностики металлического контакта ротора и статора в ряде работ [44, 177]. Можно выделить три характерных значения амплитуды вибрации статора при изменении характеристик бумажной массы на входе в мельницу $a_{e\min}$, $a_{e\text{ном}}$ и $a_{e\max}$ (рисунок 5.22). Причем значения $a_{e\min}$ и $a_{e\text{ном}}$ зависят от перечисленных выше факторов. При уменьшении длины волокна и повышении степени помола массы на входе в

мельницу амплитуда вибрации статора уменьшается и экспоненциально приближается к значению a_{emin} в течение некоторого времени остается практически постоянным, а затем резко повышается до a_{emax} . При спектральном анализе вибрации статора видно, как изменяются амплитуда вибрации на гарнитурных частотах в зависимости от перечисленных выше факторов (рисунок 5.24).

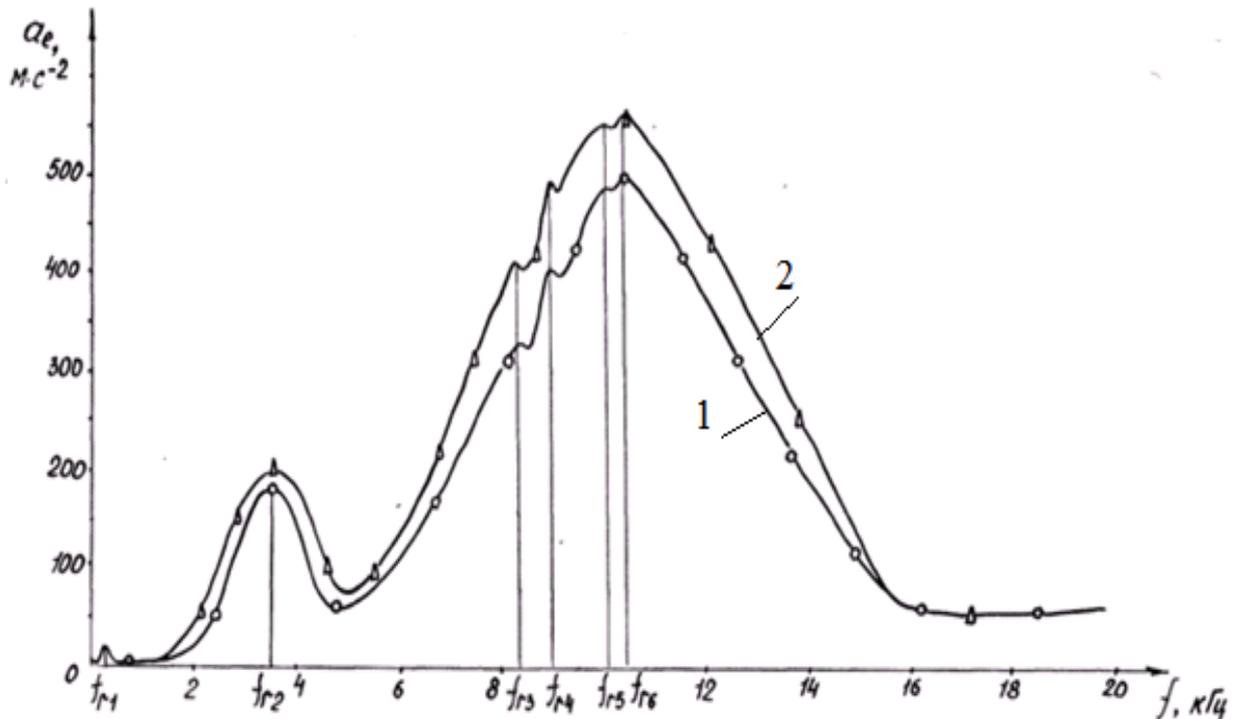


Рисунок 5.24 - Спектр вибрации статора мельницы МДЗШ7 (гарнитура Р-1000.071): 1 - отходы сортирования еловой древесной массы, $Q = 48$ т/сут, $C = 8\%$, $V_N = 1000$ Вт·с/км, показатели бумажной массы на входе: 12°Шр , ФДМ: 1 – 75%, 2- 8% 3- 3%,4-14%, $V_N = 1200$ Вт·с/км; 2 – то же $V_N = 1200$ Вт·с/км

Проведены полные факторные эксперименты 2^4 на экспериментальной установке. Получены уравнения регрессии, характеризующие амплитуду виброускорения статора при размоле массы низких концентраций (до 3%) длинно-

волокнистой хвойной целлюлозы Э-92"С" (Y_1) и коротковолокнистой лиственной целлюлозы ОБ-I (Y_2):

$$Y_1 = 32,9 + 6,4X_1 - 18,7X_2 + 2,6X_3 - 0,9X_4 \quad (5.22)$$

$$Y_2 = 19,9 + 2,0X_1 - 4,9X_2 + 0,8X_3 - 0,3X_4, \quad (5.23)$$

где X_1 - удельная нагрузка на кромки нолей, Вт·с/км; X_2 - степень помола массы на входе в мельницу, °Шр; X_3 - концентрация массы, %; X_4 - объемный расход массы, л/с.

Проведен полный факторный эксперимент 2^3 на мельнице МД-3Ш7 АО «Соликамскбумпром». Получено уравнение регрессии, характеризующее амплитуду виброускорения статора при размоле отходов сортирования еловой древесной массы высокой концентрации (до 15%)

$$Y_3 = 279 + 213X_7 + 89,4X_3 - 56,9X_5 \quad (5.24)$$

Наибольшее влияние на амплитуду высокочастотной вибрации статора оказывают характеристики бумажной массы на входе в мельницу. Причем с увеличением степени помола и с уменьшением длины волокна амплитуда вибрации статора снижается. Вторым по значимости показателем является удельная нагрузка на кромки ножей или расход полезной энергии. При увеличении этого фактора амплитуда вибрации статора увеличивается. Третьим по значимости показателем является концентрация массы. При её увеличении амплитуда вибрации статора увеличивается. И, наконец, четвертым по значимости показателем является расход массы. При его увеличении амплитуда виброускорения статора снижается.

5.6.2 Корреляция между изменением показателей размалываемого материала и вибрацией статора

При помощи полного факторного планирования эксперимента получены уравнения регрессии, характеризующие прирост степени помола Y_4 , Y_5 и уменьшение средневзвешенной длины волокна Y_6 , Y_7 при размолу на экспе-

риментальной установке массы низких концентраций (до 3 %) целлюлозы 3-92"С" и ОБ-I соответственно:

$$Y_4 = 2,4 + 1,7X_6 - 0,9X_3 - 1,1X_4 \quad (5.25)$$

$$Y_5 = 9,2 + 4,1X_6 - 1,9X_3 - 3,0X_4 \quad (5.26)$$

$$Y_6 = 4,7 + 3,2X_6 - 1,7X_3 - 2,4X_4 \quad (5.27)$$

$$Y_7 = 2,9 + 1,9X_6 - 0,6X_3 - 1,7X_4, \quad (5.28)$$

где X_6 – амплитуда виброускорения статора в продольном направлении, м/с^2 .

Методика экспериментов представлена в приложении 4 диссертации. Получены уравнения регрессии, характеризующие прирост степени помола Y_8 и разрывной длины Y_9 при размоле отходов сортирования еловой древесной массы высоких концентраций (до 15%) в производственных условиях на АО «Соликамскбумпром»

$$Y_8 = 23,1 + 11,7X_6 - 1,56X_3 - 3,4X_5 \quad (5.29)$$

$$Y_9 = 449 + 204X_6 - 84X_3 - 86X_5 \quad (5.30)$$

Уровень значимости коэффициентов уравнений регрессии (5.22-5.30) - 5%.

По полученным результатам экспериментов рассчитаны коэффициенты прямолинейной корреляции между изменениями степени помола (ΔSR , °Шр), разрывной длины (ΔK , м), средневзвешенной длины волокна ($\Delta СДВ$, дг) и амплитуды виброускорения статора (a_e , м/с^2), удельной нагрузкой на кромки ножей (B_N , Вт·с/км), приростом температуры массы (Δt , °С). Полученные значения показаны в таблице 5.5.

Полученные результаты показывают, что, оценивая амплитуду виброускорения статора, можно управлять функционированием мельниц. Регулировка работы по этому косвенному показателю не хуже, чем по ранее известным диагностическим признакам правильности функционирования ножевых размалывающих машин.

Высокочастотная вибрация статора, как было показано выше, является следствием импульсного давления на передних кромках ножей. Для управле-

ния функционированием по амплитуде виброускорения статора не надо определять мощность ее холостого хода.

Таблица 5.5 - Корреляция между диагностическими признаками и характеристиками бумажной массы при размоле

Диагностический признак	Коэффициенты корреляции		
	Прирост степени помола массы	Изменение разрывной длины	Изменение длины волокна
1. Удельная нагрузка на кромки ножей	$0,77 \pm 0.14$	$0,71 \pm 0.18$	$0,74 \pm 0.16$
2. Изменение температуры размалываемой массы	$0,71 \pm 0.18$	$0,69 \pm 0.19$	$0,73 \pm 0.16$
3. Амплитуда виброускорения статора мельницы	$0,79 \pm 0,13$	$0,78 \pm 0.14$	$0,82 \pm 0.12$

Малая инерционность, большая скорость распространения акустических волн по элементам конструкции статора обуславливает быструю реакцию виброакустического сигнала на изменение технического состояния ножевой размалывающей машины. Оценивая вибрацию на гарнитурных частотах, можно судить об интенсивности размола на каждом ножевом поясе гарнитуры. Достоинством предлагаемого способа также является простота измерения вибрации статора серийно выпускаемыми средствами [352, 354, 356].

5.7 Реализация методов вибрационной диагностики структурных параметров технического состояния гарнитуры и правильности функционирования мельниц

5.7.1 Способ регулирования параллельности гарнитуры

Способ регулирования параллельности ротора и статора мельницы защищен патентом [344] и может быть реализован с помощью устройства, изображенного на рисунке 5.25. Устройство содержит вибропреобразователи 1, закрепленные при помощи волноводов 2. Вибропреобразователи 1 и волноводы 2 расположены на одинаковом радиусе и равных расстояниях друг от друга с тыльной стороны на периферии гарнитуры 3 статора 4 мельницы, содержащей также ротор 5 с гарнитурой 6. В непосредственной близости от вибропреобразователей закреплены исполнительные устройства. Вибропреобразователи 1 через усилитель 7, состоящий из однородных каналов А, В, С соединены с соответствующими входами блока сравнения 8. Выход блока сравнения связан с входом блока управления 9, состоящего из гидрораспределителей и регулирующих клапанов. Система подачи масла, например, гидростанция 10 через блок управления связана с исполнительными механизмами, которые жестко закреплены на крышке 11 размольной камеры. Исполнительный механизм содержит камеру 12, сообщающуюся с гидросистемой, внутри которой смонтирована подвижная стенка 13, связанная со стержнем 14. Стержень 14 подвижно установлен в крышке 11 и связан свободным концом со статором мельницы.

Способ регулирования параллельности ротора и статора осуществляется следующим образом. Допустим, произошел перекос гарнитуры статора в точке А на 0,2 мм, т. е. зазор между размалывающими элементами гарнитуры ротора и статора уменьшился в этой точке по сравнению с другими точками В и С на 0, 2 мм. При этом равномерность вибрационного поля периферии статора изменилась (таблица 5.3): в точке А амплитуда виброускорения 270 м/с^2 , в точке В - 210 м/с^2 , в точке С - 215 м/с^2 , т.е. в области минимального зазора амплитуда

виброускорения статора стала больше, чем в точках В и С. При параллельности ротора и статора вибрационное поле было равномерным - точка А - 380 м/с^2 , точка В - 375 м/с^2 , точка С - 380 м/с^2 .

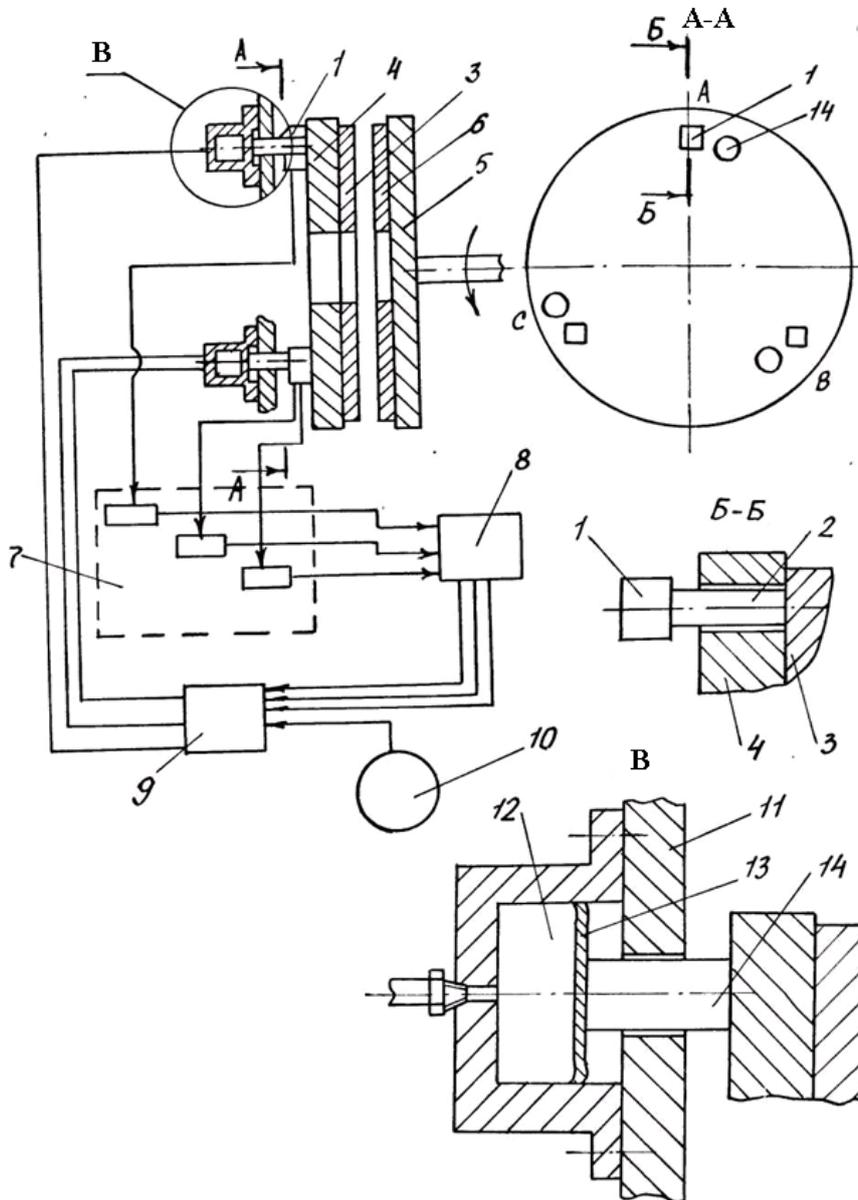


Рисунок 5.25 – Устройство для регулирования параллельности гарнитуры ротора и статора: 1- вибропреобразователь; 2 - волновод; 3,6 - гарнитура; 4 - статорный диск; 5 - роторный диск; 7 - усилитель; 8 - блок сравнения; 9 - блок управления; 10 - гидростанция; 11- крышка; 12 - камера; 13 - подвижная стенка; 14 - стержень

Вибрация статора через волноводы 2 воспринимается вибропреобразователями 1. Пропорциональные уровню вибрации электрические сигналы с вибропреобразователя поступают на усилитель 7, а затем в регулирующий блок, состоящий из блока сравнения 8, блока управления 9 и системы подачи масла 10. В блоке 8 сравниваются между собой уровни сигналов, поступающие из усилителя 7. В нашем случае блок сравнения выделит сигнал с вибропреобразователя, закрепленного в точке А, т.к. уровень этого сигнала превышает уровень сигналов с точек В, С и подаст управляющий сигнал в блок управления 9, который регулирует давление масла в исполнительных механизмах. Масло при помощи системы подачи масла 10 через регулирующие клапаны блока управления 9 поступает в камеры 12 исполнительных механизмов и воздействует на подвижную стенку 13, стержень 14 и статор 4, перемещая их в ту или другую сторону. В нашем случае сработает регулирующий клапан канала А, и давление в камере 12 исполнительного устройства А изменится таким образом, что стержень 14 и статор 4 установятся в такое положение, при котором уровни сигналов от точек А, В, С не уравниваются между собой, что свидетельствует о параллельности ротора и статора. Алгоритм управления параллельностью гарнитуры ротора и статора представлен на рисунке 5.26

Разработано устройство, реализующее резонансно-демодуляционный метод диагностики биений гарнитуры ротора (рисунок 5.27). Устройство состоит из вибропреобразователя 1, предусилителя 2, узкополосных фильтров 3 и 5, демодулятора 4 и индикатора 6. Волокнистый материал подается в мельницу через патрубок 7 и подвергается размолу при помощи гарнитуры 9 и 10. На волокнистый материал воздействуют импульсы давления, которые вызывают вибрацию статора. На статоре при помощи волновода закреплен вибропреобразователь 1, который преобразует вибрацию в электрический сигнал. Далее сигнал усиливается, при помощи узкополосного фильтра 3 выделяется сигнал с максимальной гарнитурной частотой. Затем сигнал поступает на демодулятор 4. Из полученной огибающей при помощи фильтра 5 выделяются гармониче-

ские составляющие оборотной частоты. Оценивая амплитуду этих составляющих при помощи индикатора 6, определяют величину торцевого биения ротора.

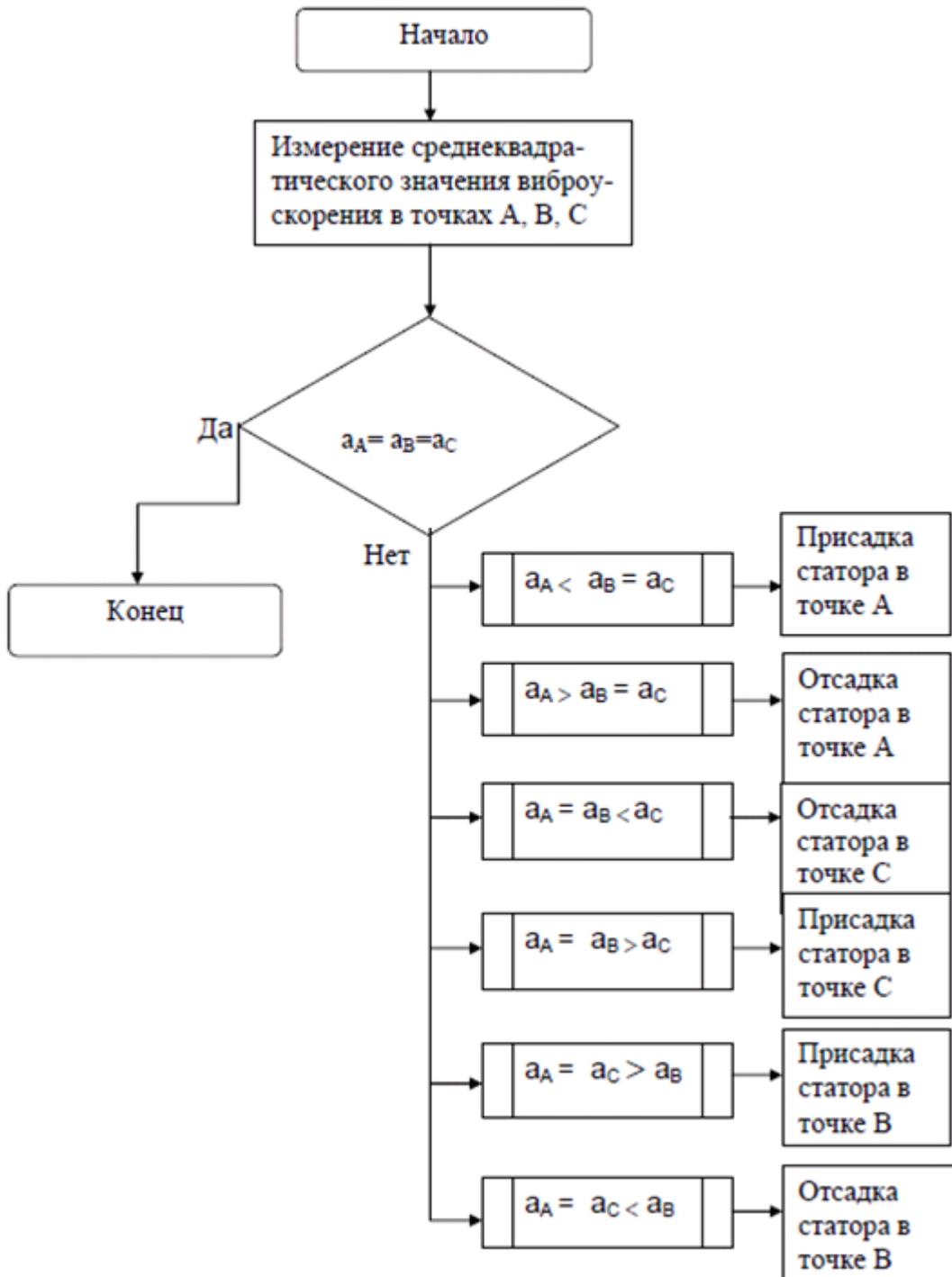


Рисунок 5.26 - Алгоритм управления параллельностью гарнитуры ротора и статора

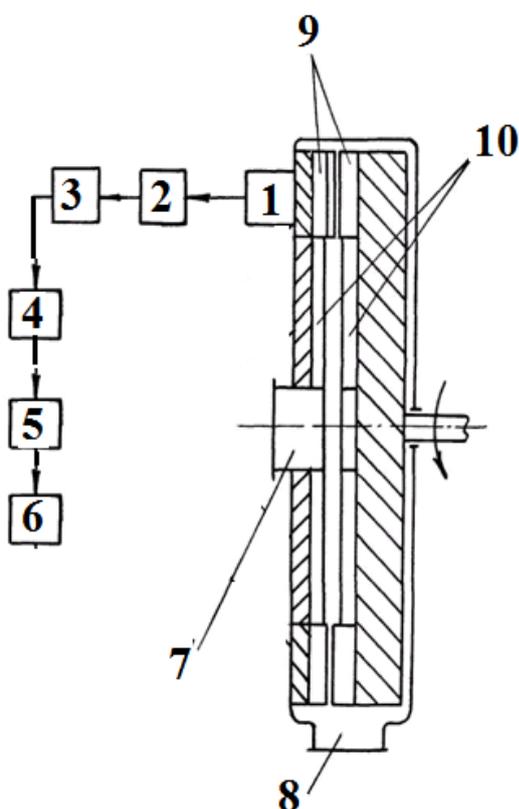


Рисунок 5.27 - Схема устройства для вибрационной диагностики биений гарнитуры ротора дисковой мельницы: 1 - вибропреобразователь; 2 - предусилитель; 3 - узкополосный фильтр, настроенный на максимальную гарнитурную частоту; 4 - демодулятор; 5 - узкополосный фильтр, настроенный на обратную частоту; 6 - индикатор; 7, 8 - патрубки; 9, 10 - гарнитура

5.7.2 Способ контроля степени износа гарнитуры

Метод определения износа гарнитуры мельницы, при котором измеряют амплитуду вибрации статора при постоянной мощности двигателя защищен патентом [345]. Степень износа при этом определяется по формуле

$$K_{\text{ИЗ}} = (a_{e0} - a_e) / (a_{e0} - a_k), \quad (5.31)$$

где a_{e0} , a_k - амплитуда вибрации статора соответственно в начале и конце эксплуатации гарнитуры, м/с^2 , a_e - амплитуда вибрации статора в текущий момент, м/с^2 .

Способ реализуется следующим образом. Из опыта эксплуатации аналогичной гарнитуры амплитуда вибрации в начале срока и в конце срока эксплуатации при постоянной мощности двигателя известна. При этой же мощности двигателя определяют уровень вибрации в текущий момент и, подставив значения этих показателей в формулу (5.31), определяют степень износа гарнитуры в текущий момент. В случае необходимости гарнитуру заменяют.

При больших колебаниях производительности мельницы анализируют отношение амплитуды вибрации статора к производительности, т. е. коэффициент износа гарнитуры определяют по формуле

$$K_{\text{из}} = (a_{e0}/Q_0 - a_e/Q)/(a_{e0}/Q_0 - a_k/Q_k), \quad (5.32)$$

где Q_0 , Q_k , Q - производительность мельницы соответственно в начале, в конце и в текущий момент эксплуатации.

Определение коэффициента износа гарнитуры на производстве реализуется при помощи графиков на рисунках 5.27 и 5.28.

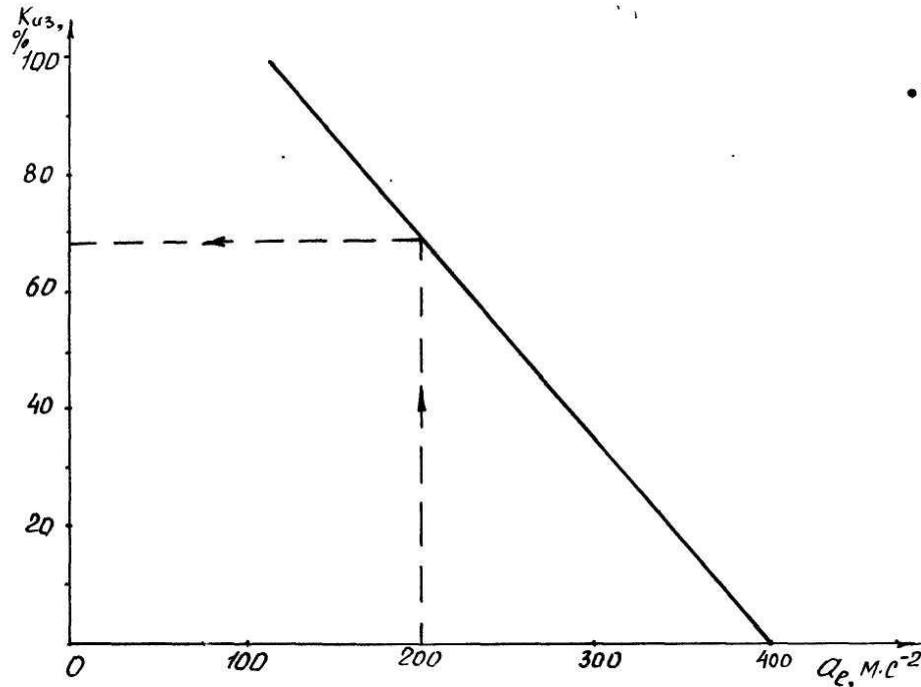


Рисунок 5.27 - Определение степени износа гарнитуры по амплитуде вибрации статора

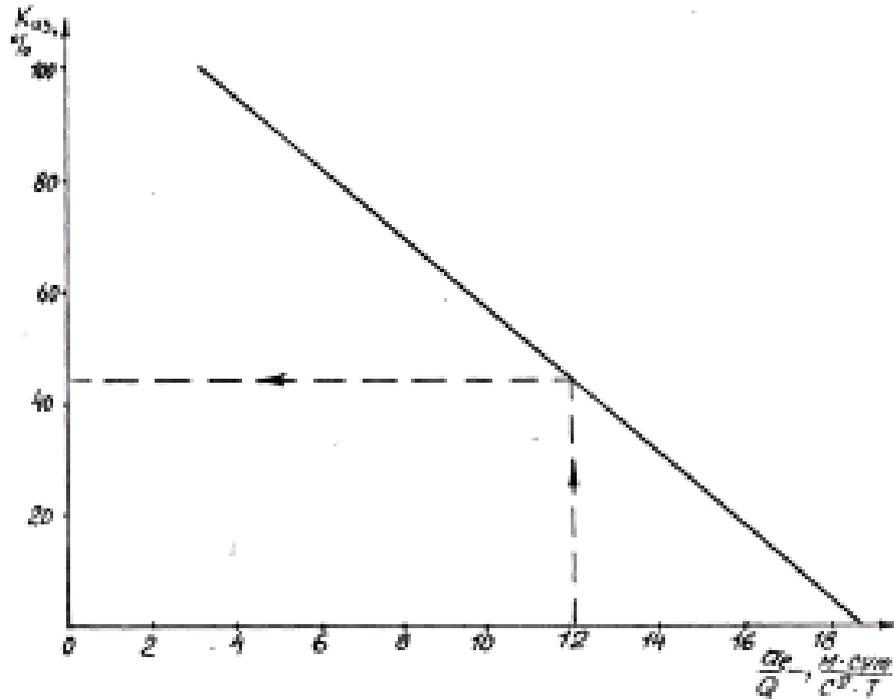


Рисунок 5.28 - Определение степени износа гарнитуры по отношению уровня вибрации статора к производительности мельницы

По сравнению с известными способами [2, 102] определения износа гарнитуры предлагаемый метод менее трудоемок, т.к. не требует в момент измерения отсадки мельницы, и "выключения" ее из технологического потока на период измерения.

5.7.3 Способ регулирования процесса размола

Схема устройства, реализующего способ регулирования процесса размола, защищена авторским свидетельством [357] и представлена на рисунке 5.29. Устройство включает вибропреобразователь 1, который закреплен на статоре 2 с помощью волновода. Место установки вибропреобразователя определяется путем снятия и анализа вибрационного поля конструкции статора. В последующем для конкретных мельниц и типов гарнитуры место установки вибропреобразователя не изменяется, и система тарируется при этом неизменном

положении вибропреобразователя. Вибропреобразователь 1 соединен с регулирующим блоком 3, который, в свою очередь, соединяется с задатчиком 4 и механизмом присадки 5.

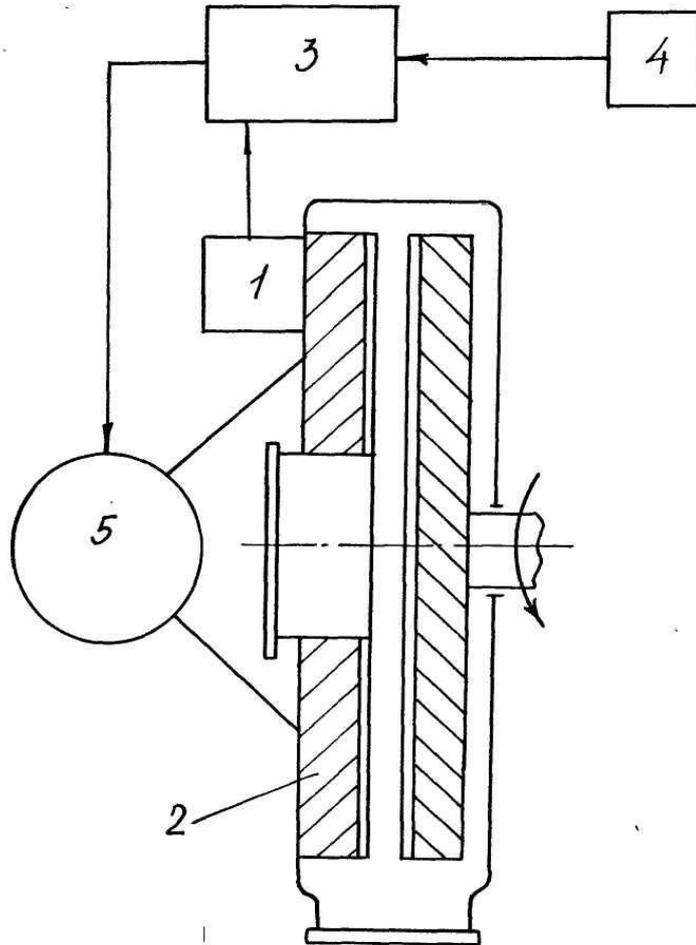


Рисунок 5.29 - Схема устройства для регулирования процесса размола:

- 1- вибропреобразователь; 2 - статор; 3 - регулирующий блок;
4 - задатчик; 5 - механизм присадки

Устройство работает следующим образом. При помощи вибропреобразователя 1 вибрация статора 2 преобразуется в электрический сигнал, который поступает на вход регулирующего блока 3, где происходит сравнение амплитуды полученного сигнала с амплитудой сигнала, поступающего от задатчика 4. С помощью задатчика устанавливают требуемый режим работы мельницы.

В случае отклонения амплитуды сигнала с вибропреобразователя 1 от заданного сигнала задатчика, блок 3 посылает сигнал на механизм присадки 5, который приводит ее в соответствие с заданным путем изменения присадки мельницы. Алгоритм управления функционированием мельницы по общему уровню вибрации представлен на рисунке 5.30.

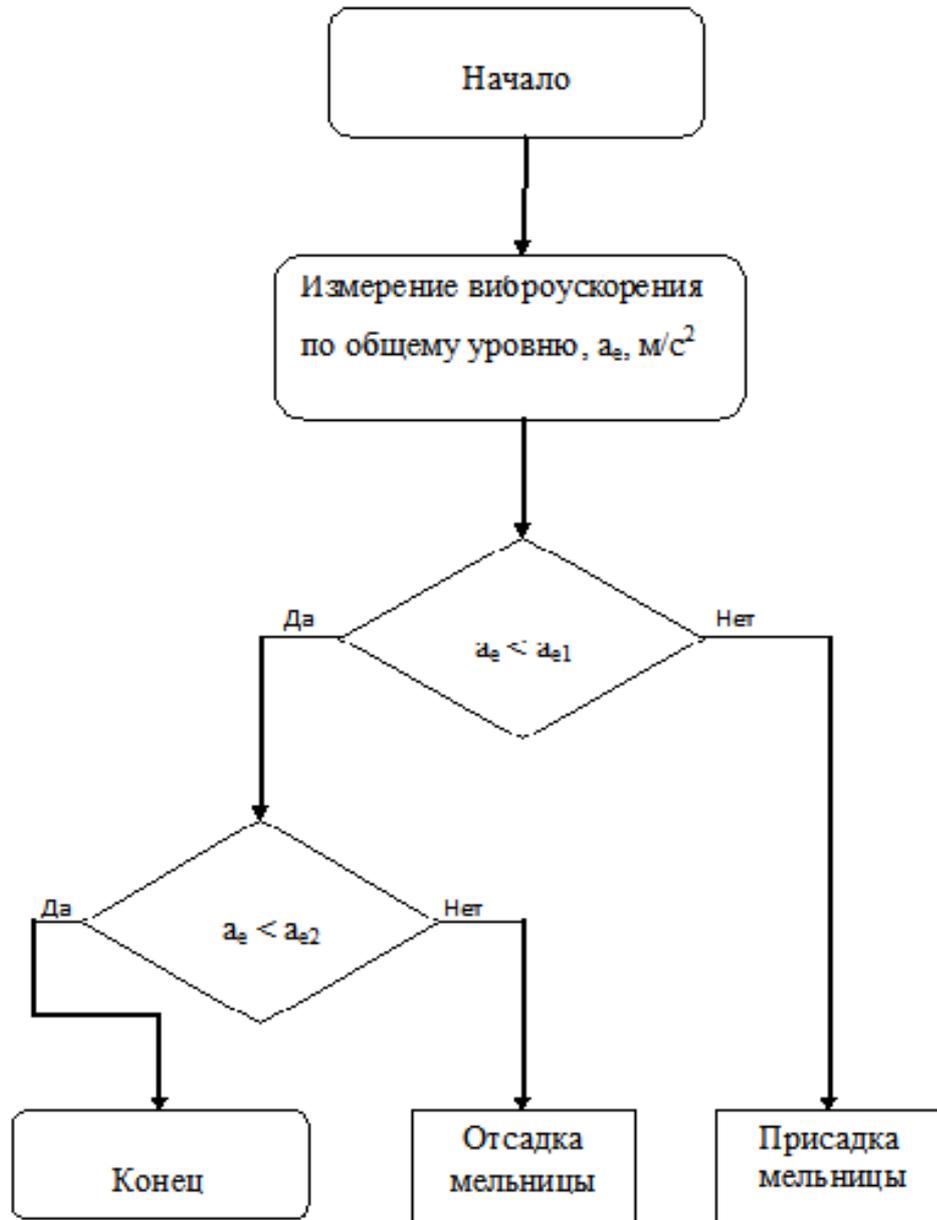


Рисунок 5.30 - Алгоритм управления функционированием мельницы по общему уровню вибрации статора

Разработанный способ регулирования процесса размола можно использовать в размалывающих машинах со ступенчатым регулированием зазора. Этот способ защищен патентом [358]. Схема устройства (рисунок 5.31) включает вибропреобразователь 1, который закреплен на статоре при помощи волновода. Вибропреобразователь 1 соединен с предусилителем 2, который связан с фильтрами 3 и 4, настроенными на гарнитурные частоты f_{r1} и f_{r2} . Фильтры 3 и 4 соединены с регулирующими блоками 5 и 6 соответственно. Гарнитурные частоты f_{r1} и f_{r2} на периферийных ножевых поясах каждой зоны размола с независимой регулировкой зазора определяют по формуле (5.18).

Регулирующие блоки 5 и 6 соединяются с задатчиками 7, 8 и механизмами присадки 9, 10 соответственно.

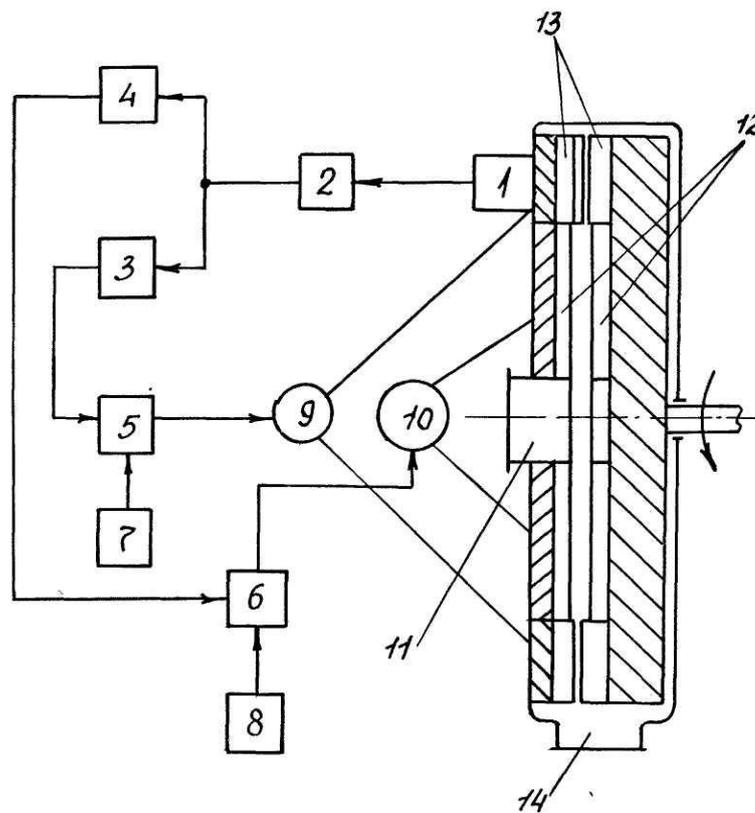


Рисунок 5.31 – Схема устройства для регулирования процесса размола в мельницах со ступенчатым регулированием зазора: 1 – вибропреобразователь; 2 – предусилитель; 3, 4 – фильтры; 5, 6 – регулирующие блоки; 7, 8 – задатчики; 9, 10 – механизмы присадки; 11, 14 – патрубki; 12, 13 – зоны размола

Устройство работает следующим образом. Волокнистый материал подается во входной патрубок 11 мельницы, проходит между двумя зонами размола 12 и 13 и выходит в выходной патрубок 14.

При прохождении массы в межножевом зазоре на нее воздействуют импульсы давления с гарнитурными частотами f_{r1} и f_{r2} , которые вызывают вибрацию статора.

Сигнал с вибропреобразователя 1 поступает на предусилитель 2 для согласования с фильтрами 3 и 4, пропускающими сигналы лишь на частотах f_{r1} и f_{r2} соответственно. Отфильтрованные сигналы сравнивают по величине с заданными сигналами от датчиков 7 и 8 в блоках сравнения 5 и 6 соответственно. С помощью датчиков устанавливают требуемый режим работы.

В случае отклонения амплитуды сигналов от заданных сигналов, блоки сравнения посылают сигналы на механизмы присадки 9 и 10, которые приводят их в соответствие с заданными путем изменения присадки мельницы.

Алгоритм управления функционированием мельницы с двумя зонами размола представлен на рисунке 5.32.

В промышленных технологических потоках, когда производительность мельниц изменяется в широких пределах, рекомендуется использовать способ регулирования процесса размола, защищенный патентом [359].

В процессе работы на статоре мельницы измеряют уровень вибрации и расход бумажной массы. Затем формируют сигнал, соответствующий величине отношения этих показателей, сравнивают его с заданной величиной и приводят этот сигнал в соответствие с заданным путем изменения присадки мельницы (рисунок 5.33).

Устройство содержит вибропреобразователь 1, закрепленный на статоре 2 и датчик расхода 3 волокнистого материала, установленный во входном патрубке. Вибропреобразователь 1 и датчик 3 соединены с блоком деления 5 и далее последовательно с блоком сравнения 6 и механизмом присадки 7. Вход блока сравнения соединен также с датчиком 8.

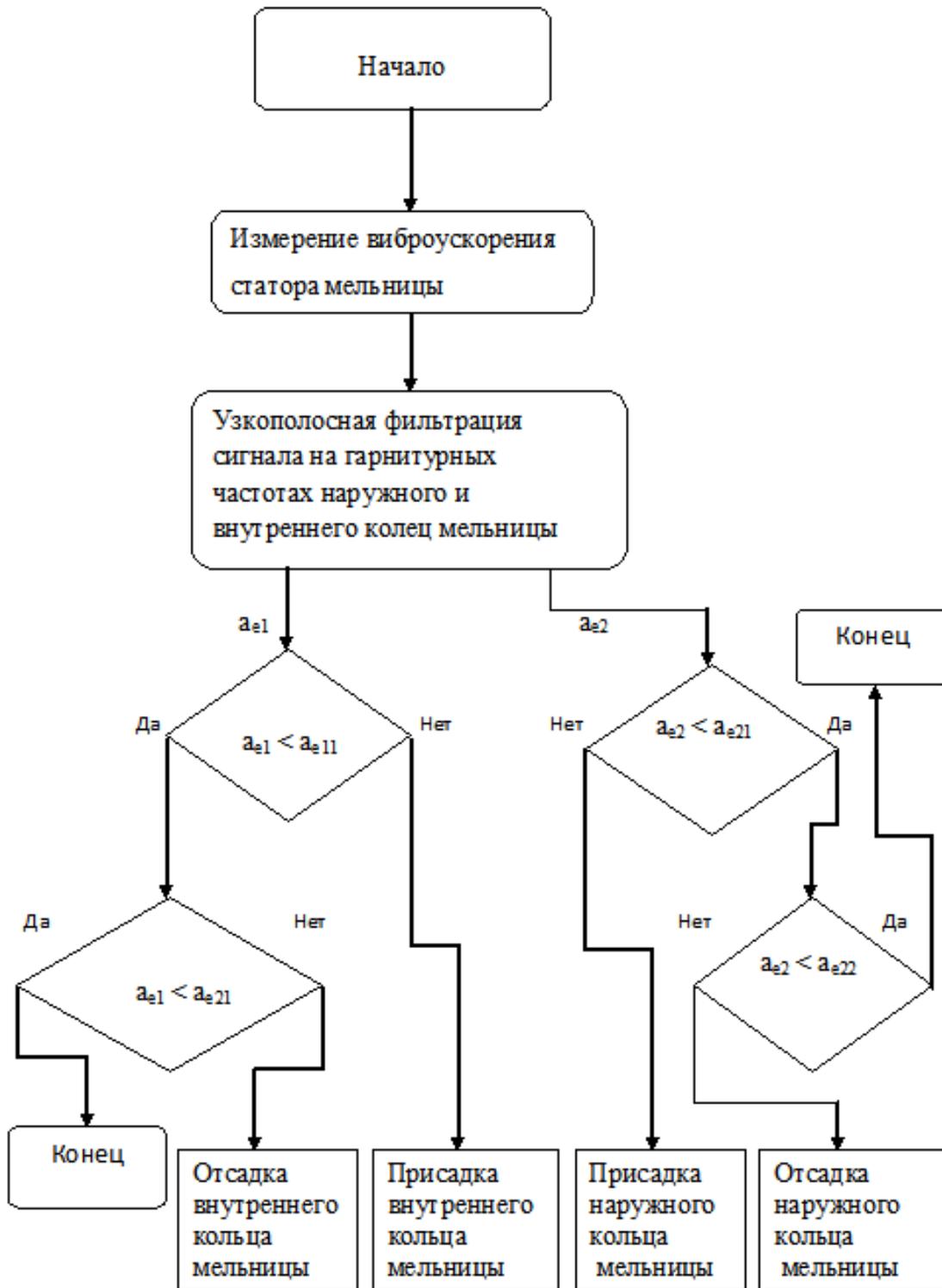


Рисунок 5.32 – Алгоритм управления функционированием мельницы с двумя зонами размола

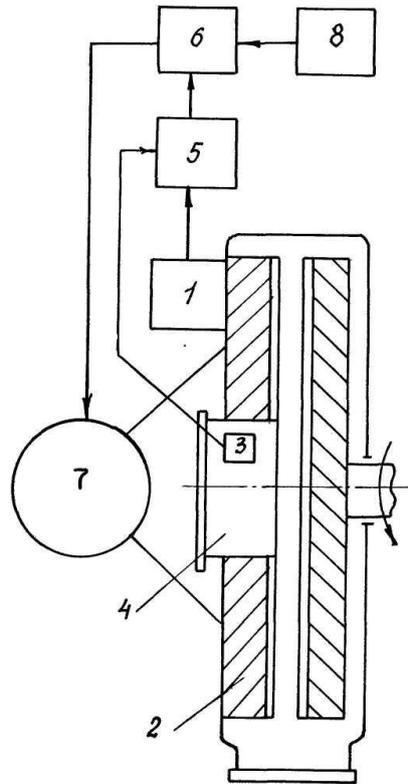


Рисунок 5.33 - Схема устройства для регулирования процесса размола:
 1 - вибропреобразователь; 2 - статор; 3 - датчик расхода волокнистого материала; 4 - входной патрубок; 5 - блок деления; 6 - блок сравнения;
 7 - механизм присадки; 8 - задатчик

Устройство работает следующим образом. При помощи вибропреобразователя I и датчика 3 вырабатываются электрические сигналы, характеризующие уровень вибрации и расход волокнистого материала. В блоке 5 на основе полученных сигналов определяется частное от деления измеренных величин. Электрический сигнал, пропорциональный отношению уровня вибрации к расходу бумажной массы, подается в блок сравнения 6, где сравнивается с сигналом, получаемым из задатчика 8. По результатам сравнения блок 6 подает управляющие сигналы механизму присадки 7, который приводит их в соответствие с заданным путем изменения усилия присадки мельницы. Алгоритм управления функционированием мельницы по отношению общего уровня вибрации к производительности мельницы представлен на рисунке 5.34.

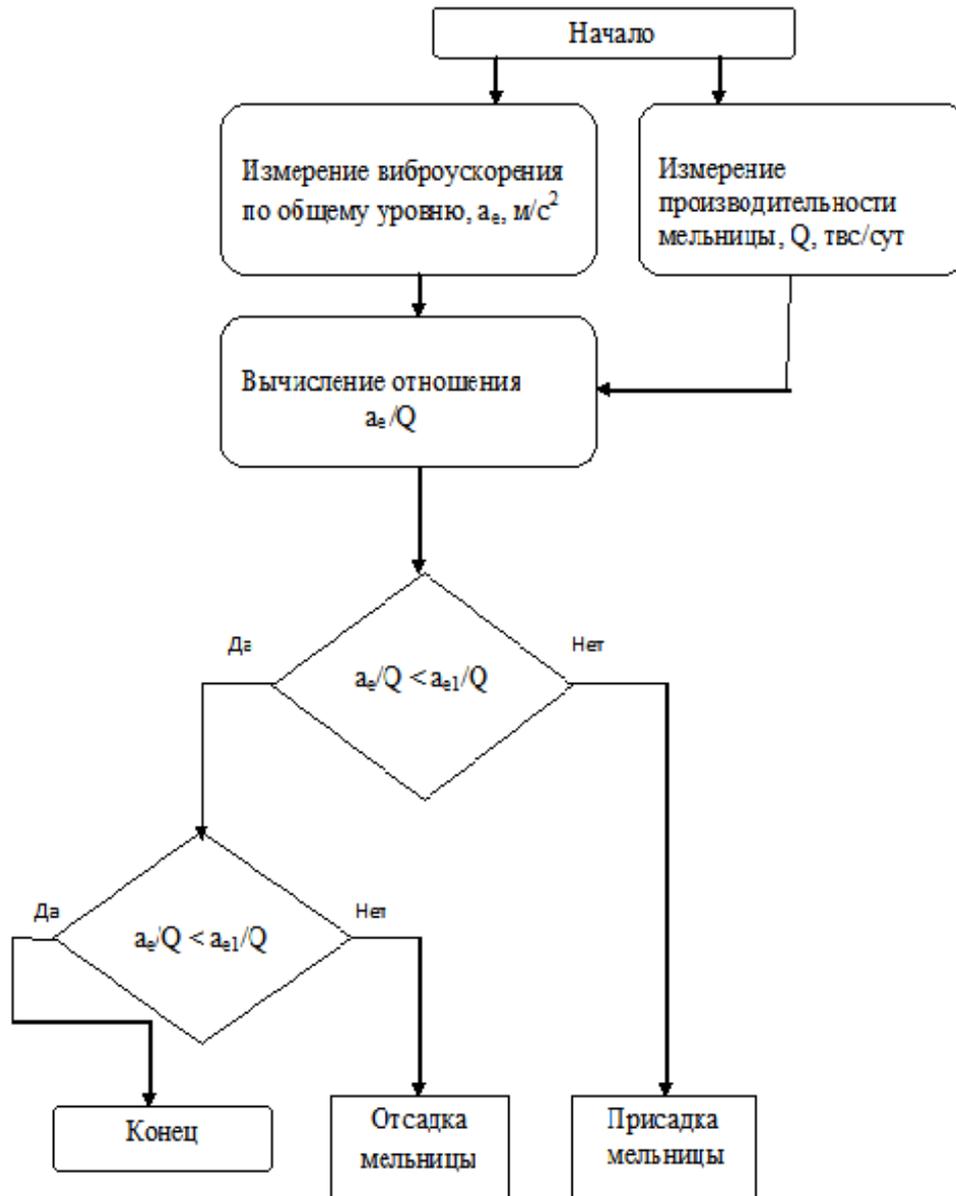


Рисунок 5.34 - Алгоритм управления функционированием мельницы по отношению общего уровня вибрации статора к производительности мельницы

Управлять функционированием мельниц можно также по отношению уровня высокочастотной вибрации статора к мощности привода мельницы. Этот способ защищен патентом [360]. Алгоритм управления функционированием мельницы по этому отношению представлен на рисунке 5.35.

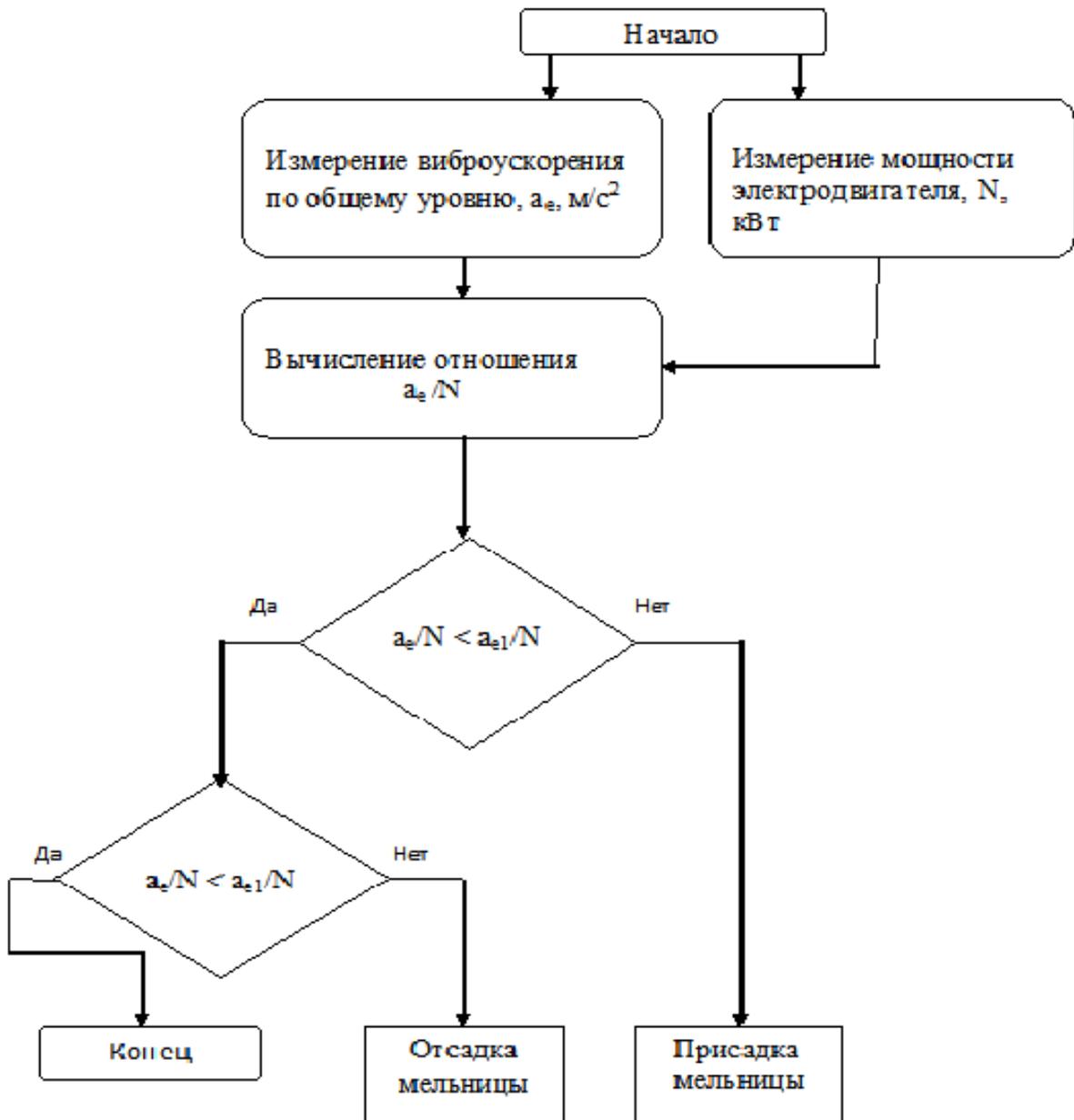


Рисунок 5.35 – Алгоритм управления функционированием мельницы по отношению общего уровня вибрации статора к мощности электродвигателя

Разработанный способ регулирования процесса размола реализован при помощи стационарной системы автоматического управления работой мельницы (далее система). Система предназначена для контроля и автоматического управления функционированием мельницы. Система позволяет контролировать и поддерживать автоматически постоянным заданный уровень динамических воз-

действий (импульсов давления) на волокнистый материал в зазоре между ротором и статором. Разработанная система также предохраняет гарнитуру от металлического контакта и разрушения при попадании в межножевой зазор инородных тел. В качестве диагностического признака используется амплитуда виброускорения статора. Система состоит из вибропреобразователя, предусилителя и блока контроля и регулировки, который связан с двигателем присадки. Вибропреобразователь установлен на волноводе, закрепленном на статоре. Блок контроля и управления установлен на пульте управления мельницей. Система может работать в режимах контроля уровня динамического воздействия на обрабатываемый волокнистый материал и автоматического управления функционированием мельницы. Контроль осуществляется по стрелочному индикатору, который вмонтирован в блок контроля и управления мельницей. Настройке на заданный уровень динамического воздействия гарнитуры на волокнистый материал осуществляется при помощи ручек уровня и ширины зоны нечувствительности динамического воздействия.

Работу системы можно пояснить с помощью рисунка 5.36. В интервале времени от 0 до t_1 уровень виброускорения статора меньше заданного, и поэтому включается двигатель механизма присадки и происходит присадка мельницы. В момент времени t_1 этот показатель достигает зоны нечувствительности, и двигатель выключается. Такое состояние продолжается до тех пор, пока уровень виброускорения находится в зоне нечувствительности. При изменении режима работы (например, из-за износа гарнитуры) уровень виброускорения статора изменится и может выйти за пределы зоны нечувствительности (момент времени t_2). В этом случае система сработает так, что включится двигатель механизма присадки и произойдет присадка мельницы до момента времени t_3 . Таким образом, при изменении уровня виброускорения статора, входящего за пределы зоны нечувствительности, система автоматически включает двигатель присадки в нужном направлении и отключает его при возвращении в зону нечувствительности. Благодаря этому уровень виброускорения статора и амплитуда импульсов давления, возникающих при перекрещивании ножей ротора и статора, поддерживается на заданном уровне.

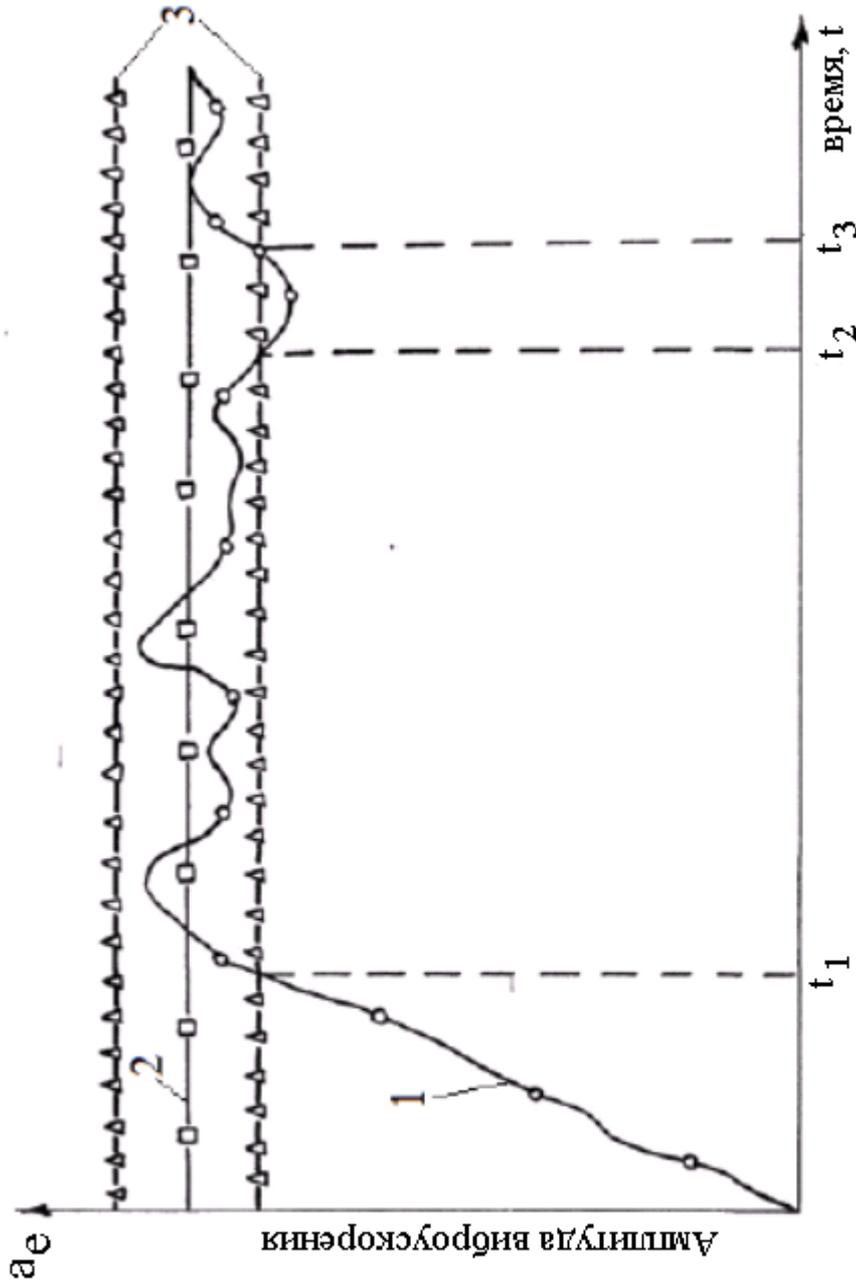


Рисунок 5.36 - Уровень виброускорения статора в течение работы мельницы с системой автоматического управления функционированием: 1 - уровень виброускорения статора; 2 - уровень заданного виброускорения; 3 - границы зоны нечувствительности

Система смонтирована и испытана на мельнице RT-70 Туринского ЦБЗ. Изменение прироста качественных характеристик массы и удельного расхода электроэнергии при размоле на вышеназванной мельнице с системой и без нее приведены на рисунках 5.37 и 5.38.

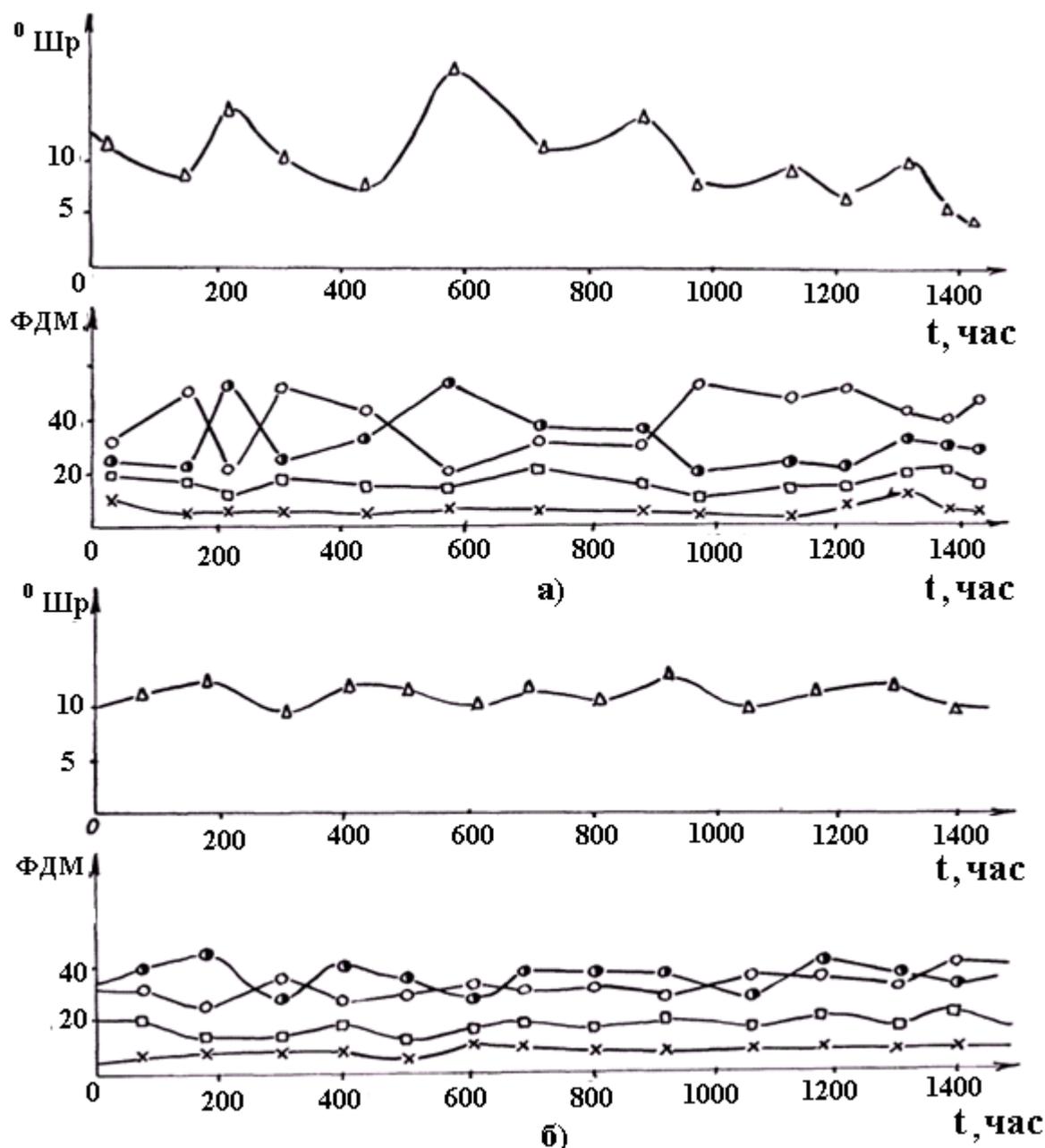
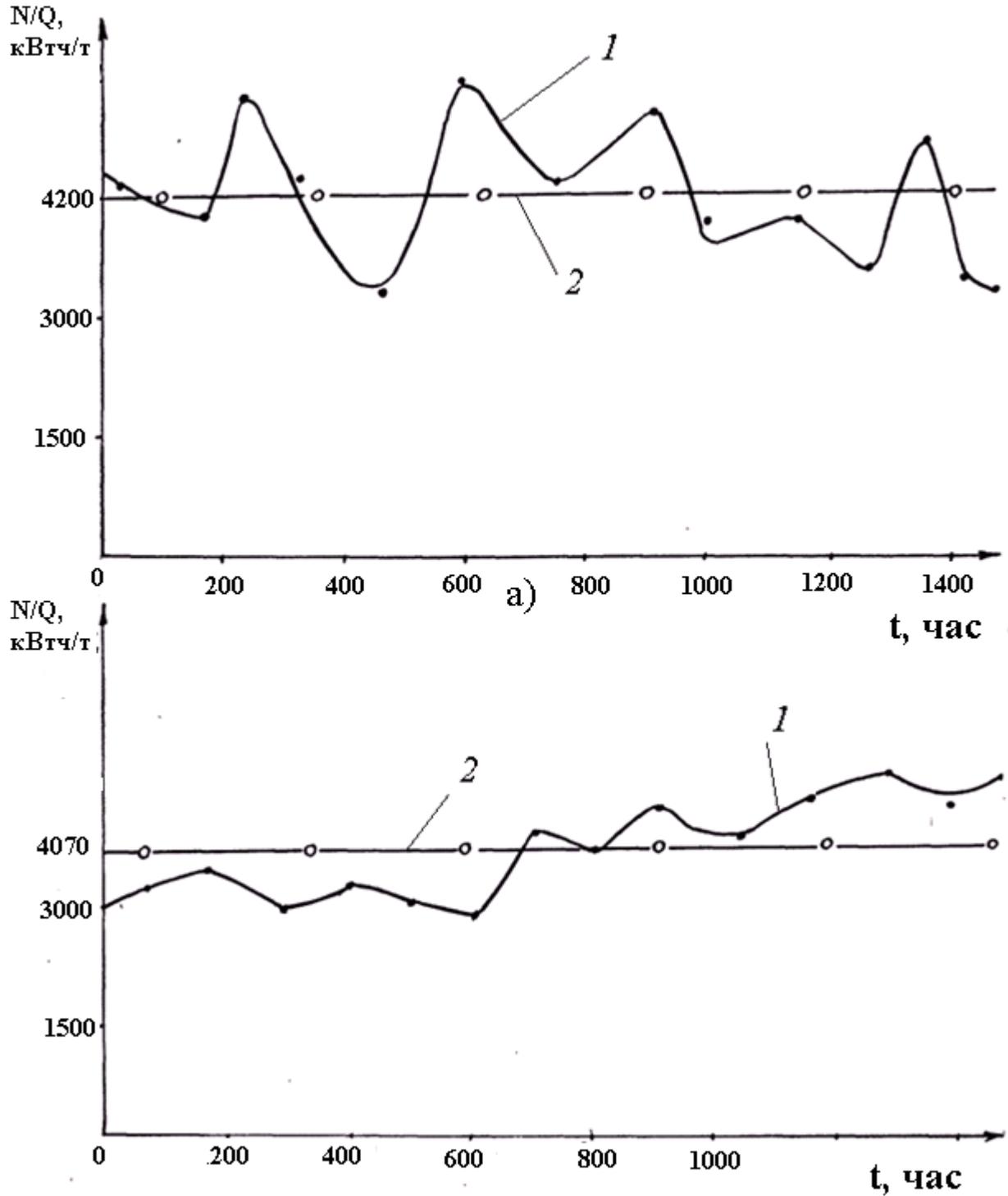


Рисунок 5.37 – Изменение характеристик волокнистого материала на выходе мельницы RT-70: а) при управлении по расходу полезной энергии;

б) при управлении по уровню виброускорения статора;

Δ - прирост степени помола; ФДМ: о - 1; ■ - 2; х - 3; • - 4



б)

Рисунок 5.38 – Удельный расход электроэнергии мельницы RT-70: а) при управлении по расходу полезной энергии; б) при управлении по уровню виброускорения статора; 1 - текущий расход энергии; 2 - среднее значение расхода энергии

Внедрение системы управления функционированием мельницы по параметрам высокочастотной вибрации статора позволило стабилизировать показатели древесной массы на выходе из мельницы, снизило её энергопотребление и повысило долговечность гарнитуры, что подтверждается актом внедрения (приложение 2 диссертации). Ожидаемый годовой экономический эффект на одной мельнице RT-70 составляет 7,3 млн рублей (приложение 3 диссертации).

5.8 Выводы по разделу

1. Разработаны и защищены патентами методы и средства технической диагностики применительно к мельницам. Разработана и экспериментально подтверждена диагностическая модель вибрационной диагностики структурных параметров гарнитуры и правильности функционирования ножевых размалывающих машин.

2. Техническое нормирование по ГОСТ 26493-85 устанавливает допустимые значения амплитуды вибрации для оборудования целлюлозно-бумажных производств, в том числе и мельниц. Вибрационные характеристики служат критериями качества, надежности и безопасности оборудования. Однако ГОСТ 26493-85 устарел, не учитывает новые конструкции ножевых размалывающих машин и требования государственных и международных стандартов.

Предлагается установить два критерия оценки вибрационного состояния мельниц. Первый критерий нормирует амплитуду вибрации в октавных полосах частот, по второй - тренд вибрации по общему уровню. В качестве измеряемого параметра целесообразно использовать виброскорость. Выявлена необходимость разделения мельниц на две группы: с диаметром диска или конуса до 1000 мм включительно и с диаметром свыше 1000 мм.

Численно определены границы зон и тренда вибрации ножевых размалывающих машин. Качественная оценка интенсивности вибрации мельниц проводится

по следующим четырем позициям: хорошо; удовлетворительно; необходимо улучшение и недопустимо. После чего принимается решение об ограничении функционирования этих машин (предупреждение и останов).

3. Самым ненадежным элементом ножевого размалывающего оборудования является гарнитура. Диагностическим признаком технического состояния гарнитуры, в частности непараллельности ротора и статора, износа гарнитуры являются параметры высокочастотной вибрации статора мельницы. Источником высокочастотной вибрации являются импульсы давления, возникающие при перекрещивании ножей ротора и статора. Основные частоты этой вибрации равны частотам перекрещивания ножей и названы гарнитурными. Параметры гарнитурной вибрации зависят от типоразмера мельницы, частоты вращения ротора, числа и угла перекрещивания ножей ротора и статора, технического состояния гарнитуры, технологических и режимных факторов размола. При исследовании гарнитурных частот необходимо учитывать эффект Доплера. Погрешность при расчете гарнитурных частот без учета вышеназванного эффекта может достигать более 40%, с учетом – до 8%. Выявлено влияние на высокочастотную вибрацию статора технологических и режимных факторов размола. Наибольшее влияние на амплитуду вибрации статора оказывают характеристики бумажной массы на входе в мельницу. Причем с увеличением степени помола и с уменьшением длины волокна размалываемого материала на входе в мельницу амплитуда вибрации статора снижается. Вторым по значимости показателем является удельная нагрузка на кромки ножей или расход полезной энергии. При увеличении этого фактора амплитуда вибрации статора увеличивается. Третьим по значимости показателем является концентрация массы. При её увеличении амплитуда вибрации статора увеличивается. И, наконец, четвертым по значимости показателем является расход массы. При его увеличении амплитуда виброускорения статора снижается.

4. Разработаны и защищены патентами методы и средства вибрационной диагностики структурных параметров технического состояния гарнитуры: износа ножей, биения ротора и перекося статора. Диагностическим признаком износа

гарнитуры является уровень виброускорения статора (или его отношение к производительности мельницы) при постоянной мощности приводного двигателя. Диагностическим признаком перекоса гарнитуры статора является уровни виброускорения в трех точках на периферии статора, лежащих на одном радиусе и одинаковых расстояниях друг от друга. Диагностическим признаком биения гарнитуры ротора является амплитуда первой или третьей гармоники оборотной частоты амплитудной огибающей виброускорения статора на максимальной гарнитурной частоте.

5. На основе выявленной корреляции между приростом показателей размалываемого материала и параметрами высокочастотной вибрации статора разработаны, защищены патентами и внедрены методы и средства вибрационной диагностики и управления функционированием ножевых размалывающих машин. В частности, разработаны способы и алгоритмы регулирования процесса размола мельниц со ступенчатым регулированием зазора и при изменении производительности мельницы в широких пределах на производстве.

Управление функционированием по этому косвенному показателю не хуже, чем по ранее известным диагностическим признакам правильности функционирования ножевых размалывающих машин. Управление функционированием мельниц по параметрам высокочастотной вибрации статора позволило снизить энергоемкость, повысить долговечность гарнитуры и стабилизировать показатели древесной массы на выходе из мельницы. На основании проведенных исследований разработаны рекомендации [284], внедренные на предприятиях отрасли.

Система управления функционированием смонтирована и внедрена на мельнице RT-70. Управление функционированием мельницы по параметрам высокочастотной вибрации статора позволило стабилизировать показатели древесной массы на выходе из мельницы и снизить её энергоемкость.

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

1. Волокнистый материал при размоле подвергается напряжению в виде импульсного воздействия с частотами переключивания ножей (гарнитурными частотами). Предел текучести волокнистого материала зависит от следующих факторов (перечислены в порядке значимости): вид полуфабриката, степень помола и средняя длина волокна, концентрация и расход волокнистого материала. Волокнистый материал моделируется в зависимости от вида трения между ножами гарнитуры: при жидкостном трении - моделью Максвелла-Томсона, при граничном трении - моделью Гука. При жидкостном трении изменяется коэффициент демпфирования модели, а при граничном - коэффициент жесткости.

2. Для исследования силового взаимодействия гарнитуры с волокнистым материалом предложена и апробирована теория дискретного контакта ножей. Контактные характеристики при размоле зависят от:

параметров, характеризующих нагрузку и внедрение ножей в волокнистый материал;

свойств волокнистого материала и числа Деборы при размоле;

плотности контакта ножей ротора и статора.

Исследованы прикладные контактные задачи с учетом износа гарнитуры и тепловыделения в зоне размола. Форма износа ножей зависит от триботехнических свойств материала гарнитуры, от отношения времени релаксации и последствия волокнистого материала и от отношения времени воздействия ножей гарнитуры за один период к времени последствия волокнистой прослойки.

Максимальная температура в зоне контакта наблюдается в зоне 0,50 - 0,70 радиуса гарнитуры. Выявлены условия движения пара к периферии и к центру размалывающей гарнитуры. Рекомендуется удалять пар непосредственно из зоны контакта с максимальной температурой.

Разработаны и апробированы методики для определения температуры, сил в зоне контакта и температурных напряжений в ножах гарнитуры. Температурные напряжения в материале ножей в 6-10 раз меньше предела текучести металла.

Исследование деформационной составляющей коэффициента трения между ротором и статором показало, что с увеличением концентрации размалываемого материала с 20 до 45% эта составляющая коэффициента трения увеличивается с 0,4 до 0,8. При увеличении давления в межножевом зазоре с 0,50 до 0,65 МПа коэффициент трения возрастает от 0,42 до 0,51 при концентрации волокнистого материала 20%. Коэффициент трения при размоле волокнистых материалов низкой концентрации возрастает с 0,11 до 0,18 и снижается при размоле щепы и массы высокой концентрации с 0,65 - 0,80 до 0,42 - 0,50 при увеличении скорости ротора от 30 до 200 м/с. При уменьшении приведенного модуля упругости материала гарнитуры с $2,1 \cdot 10^5$ до $1,0 \cdot 10^3$ МПа коэффициент трения снижается в 1,5 - 1,8 раза.

3. Разработаны рекомендации для снижения энергоемкости и повышения эффективности процесса размола:

использовать гарнитуру с высокой плотностью контакта ножей;

применять износостойкий материал гарнитуры с более низким модулем упругости, чем сталь. Например, износостойкие пластические материалы;

снижать значение вязкоупругих свойств волокнистого материала путем термической или химикотермической обработки перед размолом;

увеличить скорость вращения ротора при размоле щепы и массы высоких концентраций и снижать при размоле массы низких концентраций;

удалять из зоны размола пар при размоле щепы и подавать в зону размола воду.

При граничном трении ротора и статора резко возрастает амплитуда высокочастотной вибрации статора. Коэффициент трения и мощность привода при этом снижаются (особенно при размоле щепы и массы высокой концентрации), но резко увеличивается интенсивность износа гарнитуры. Рекомендуется не допускать граничного трения ротора и статора при эксплуатации мельниц.

В зоне размола целесообразно использовать вместо трения скольжения трение качения. Предложены и защищены патентами конструкции таких размалывающих машин.

4. Исследована модель потоков волокнистого материала в гарнитуре мельницы. При увеличении частоты вращения ротора с 600 до 1000 мин⁻¹ расход волокнистого материала в канавках ротора увеличивается в 2,3 - 5,4 раза, а его скорость в 2,4 - 2,6 раза. Расход и скорость потока в канавках статора не зависят от частоты вращения ротора. При увеличении разницы давления между выходом и входом канавки гарнитуры с 60 до 135 кПа расход в канавках ротора уменьшается в 1,4-1,5 раза и увеличивается в канавках статора в 2,1-2,2 раза. Поток в канавке ротора направлен от центра к периферии гарнитуры, а в статоре, наоборот, от периферии к центру.

Скорость потока в межножевой канавке статора при увеличении перепада давления с 60 до 135 кПа увеличивается 2,3-2,6 раза, а у ротора скорость потока снижается в 1,6-2,7 раза. Скорость потока в канавке ротора изменяется при изменении угла наклона канавки к радиусу гарнитуры. При угле наклона 20° по направлению вращения ротора скорость потоков увеличивается в 1,2 раза. И при угле наклона 20° против направления вращения ротора скорость потока уменьшается в 1,1 раза. При входе в межножевую канавку ротора скорость потока резко возрастает, достигает максимума на длине канавки 5-10 мм, затем монотонно повышается примерно в 1,2-1,5 раза по ходу канавки. Интенсивность гидродинамических вихрей в роторе выше, чем в статоре.

Вибрационные процессы гидродинамического происхождения в основном определяются ударом потока полуфабриката о лопасти шнека и ножевую гарнитуру на входе в мельницу. Расхождение между теоретическими и экспериментальными данными не превышает 20%.

5. Разработаны и апробированы математические модели, описывающие колебания мельниц и их элементов. Погрешность между теоретическими и эксперимен-

тальными исследованиями частот свободных колебаний мельниц и их элементов не превышает 10%.

Амплитуда колебаний ротора и статора зависит от вида трения между гарнитурами. Амплитуда колебаний статора в 1,6 - 2,3 раза меньше, чем амплитуда колебаний ротора. При граничном трении амплитуда колебаний статора и ротора увеличивается в 2 - 3 раза по сравнению с жидкостным трением. Амплитуда колебаний ротора и статора сопоставима с зазором между этими элементами. Амплитуда колебаний ротора в подшипниках с натягом значительно меньше по сравнению с подшипниками с зазором. Рекомендуется устранить радиальные зазоры в подшипниковых узлах и применять подшипники с предварительным натягом для обеспечения стабильного межножевого зазора. Предложенная методика расчета силы предварительного натяга в подшипниковых опорах для стабилизации положения ротора.

Исследованы, разработаны и защищены патентами конструкции автобалансирующих устройств применительно к роторам мельниц. Рекомендуется применение этих устройств в конструкциях ножевых размалывающих машин.

Предлагается установить два критерия оценки вибрационного состояния мельниц: амплитуда вибрации в октавных полосах частот и тренд вибрации по общему уровню. Численно определены границы зон и тренда вибрации ножевых размалывающих машин и дана качественная оценка интенсивности вибрации мельниц. На основе которой принимается решение об ограничении функционирования этих машин (предупреждение и останов).

При проектировании и эксплуатации ножевых размалывающих машин необходимо чтобы межножевой зазор между ротором и статором не превышал амплитуду колебаний ротора мельницы. Поэтому рекомендуется при проектировании мельниц разработка методов и средств виброзащиты, а при эксплуатации – не допускать граничного трения между гарнитурами.

Разработаны рекомендации по снижению колебаний ножевых размалывающих машин, которые внедрены на предприятиях отрасли. По разработанным методи-

кам рассчитана и внедрена система виброзащиты мельниц TF-52 и TWIN-66 на АО «Соликамскбумпром» и МД-31 и RT-70 АОр «Туринский ЦБЗ».

6. Параметры высокочастотной гарнитурной вибрации зависят от типоразмера мельницы, частоты вращения ротора, числа и угла перекрещивания ножей ротора и статора, технического состояния гарнитуры, технологических и режимных факторов размола. При исследовании гарнитурных частот необходимо учитывать эффект Доплера. Погрешность расчета гарнитурных частот без учета вышеназванного эффекта может достигать 40% и более, с учетом – не более 8%.

Выявлено влияние на высокочастотную вибрацию статора технологических и режимных факторов размола. Наибольшее влияние на амплитуду гарнитурных частот оказывают факторы (перечислены в порядке значимости): характеристики бумажной массы на входе в мельницу; удельная нагрузка на кромки ножей или расход полезной энергии; концентрация массы и расход массы. Разработаны и защищены патентами методы и средства вибрационной диагностики структурных параметров технического состояния гарнитуры по параметрам вибрации: износа ножей, биения ротора и перекося статора.

7. На основе выявленной корреляции между приростом показателей размалываемого материала и параметрами высокочастотной вибрации статора разработаны, защищены патентами и внедрены методы и средства управления функционированием ножевых размалывающих машин.

Управление функционированием по этому косвенному показателю не менее эффективно, чем по ранее известным диагностическим признакам. Управление функционированием мельниц по параметрам высокочастотной вибрации статора позволило снизить энергоемкость, повысить долговечность гарнитуры и стабилизировать показатели древесной массы на выходе из мельницы. Ожидаемый годовой экономический эффект от внедрения системы на одной мельнице RT-70 составил 7,3 млн. рублей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Легоцкий С. С. Размол бумажной массы / С. С. Легоцкий, Л. Н. Лаптев. – М.: Лесная промышленность, 1981. – 94 с.
2. Гончаров В.Н. Теоретические основы размол волокнистых материалов в ножевых машинах. Дис. на соиск. уч. степ. док. техн. наук / В. Н. Гончаров. – Л., 1990. – 451 с.
3. Page D.H. The beating of chemical pulps – the action and the effects 9th Fundamental Research Symposium / D.H. Page // "Fundamentals of Papermaking". - 1989. – Pp. 1-38.
4. Banks W.A. Design considerations and engineering characteristics of disk refiners Paper Technol, 1967. - № 8(4). - 363 p.
5. Гончаров В.Н. Метод определения напряжений между ножами мельницы / В.Н. Гончаров, Е.А. Смирнова // Бумажная промышленность. - (27), 1970. – С. 134-138.
6. Fox T. S. High-speed photography of stock transport in a disc refiner / T. S. Fox, R. S. Brodkey, A.I. Nissan // Tappi, 1979. - № 62(3). - Pp. 55-58.
7. Atack D. High speed photography of particle motion in a disk refiner 9 International congress on high speed photography / D. Atack, W. D. May // Society of motion picture and television engineers, 1970. - Pp. 525-526,
8. Atack D. Advances in beating and refining Transaction of the Oxford Symposium, "Fibre-water interactions in paper-making" / D. Atack // British paper and Board Industry Federation, 1977. - Pp. 261-297.
9. High-speed photography of pulp flow patterns in a 5 MW pressurized refiner Pap / D. Atack, M.I. Stationwala, E. Huusari, P. Ahlqvist, J. Fontebasso, M. Perkola // Puu, 1989. - № 71(6), - Pp. 689-695.
10. Stationwala M.I. Distribution and motion of pulp fibres on refiner bar surface / M.I. Stationwala D. Atack, A. Karnis // J. Pulp Paper Sci, 1992. - № 18(4). - J131-J137.

11. Alahautala T., Vattulainen J., Hernberg R. Visualisation of pulp refining in a rotating disk refiner XIV IMEKO World Congress XA, 1997. - Pp. 60-64.
12. Хлебников А.А. Анализ сил, возникающих при работе конической мельницы / А.А. Хлебников, В.Ф. Пашинский, В.Н. Гончаров // Бумажная промышленность, 1969. - № 22. - С. 129-136.
13. Гончаров В.Н. Силовые факторы в процессе размола в дисковой мельнице / В.Н. Гончаров // Бумажная промышленность, 1971. - № 5. - С. 12-14.
14. Nordman L. Conditions in an LC-refiner as observed by physical measurements Papper ja Puu / L. Nordman, J.-E. Levlin, T. Markonen, H. Jokisalo // Papper och Tra, 1981. - № 63 (4), - Pp. 169-180.
15. Fox T. S. Inside a disk refiner International Symposium on: Fundamental concepts of refining, Institute of Paper Chemistry / T. S. Fox // Appelon, Wisconsin. - USA, 1980. - Pp. 281-313.
16. Caucal, G. Etude Physique et Hydraulique du Raffinage / Caucal, G.; Chaussy, D.; Renaud, M. // Rev ATIP, 1991. - № 45(5). - Pp. 187-199.
17. Atack D., Stationswala, M. I. On the measurement of temperature and pressure in the refining zone of an open discharge refiner Transactions of the technical section CPPA, 1975. - № 1(3). - Pp. 71-76.
18. Eriksen O. High-frequency pressure measurements in the refining zone of a high-consistency refiner Doctoral thesis / O. Eriksen // Norwegian University of Science and Technology, 2003. - ISBN: 82-471-5601-6, – 303p.
19. Eriksen O. Pressure and vibration in the refining zone of a TMP refiner / Eriksen, O.; Gregersen, O.; Krogstad, P.-A. // influence of the fibre flow Nord J. Pulp Paper Res, 2006. - № 21 (1). - Pp. 90-98.
20. Measurement of normal and shear forces during refining using a piezoelectric force sensor J. Pulp Paper Sci, 2004. - № 30 (9). - Pp. 247-251.
21. Senger J., Olmstead M., Ouellet; D., Wild, P. Measurement of normal and shear forces in the refining zone of a TMP refiner J. Pulp Paper Sci, 2005. - № 31(1) - Pp. 28-32.

22. Berg D., Karlstrom L. Dynamic pressure measurements in mill-scale thermomechanical pulp refiners International mechanical pulping conference, 2005. - Pp 42-49.

23. Алашкевич Ю.Д. Основы теории гидродинамической обработки волокнистых материалов в размольных машинах: дисс. ... д-ра. техн. наук / Алашкевич Ю.Д. – Л., 1980. – 334 с.

24. Gradin P.A., Johansson O., Berg J-E. Measurement of the power distribution in a single-disc refiner J. Pulp Paper Sci., 25 (11), 1999. -J384-J387.

25. Backlund O. Measurement of shear force, temperature profiles and fibre development in mill-scale TMP refiners Licentiate thesis / O. Backlund // Mid Sweden University, 2004. - ISBN 91-87908-81-6. - 28 p.

26. May W.D., Miles, K.B., Jefferys, R.C. The measurement of temperature in a chip refiner International Mechanical Pulping Conference, 1973. - Pp. 13.1-13.31.

27. Harkonen E., Huusan E., Ravila, P. Residence time of fiber in a single disc refiner International Mechanical Pulping Conference, 1999. - Pp. 77-86.

28. Johansson O., Hogan D., Blankenship D., Snow E., More W., Quails R., Pugh K., Wanderer, M. Improved process optimization through adjustable refiner plates International Mechanical Pulping Conference, 2001. - Pp. 579-589.

29. Eriksen O., Gregersen O., Krogstad P.-A. High-speed measurements of pressure and temperature in the refining zone of a high-consistency refiner Nord. Pulp Paper Res, 2005. - J.,20(4). - Pp. 459-467.

30. Vikharev S.N. Contact problem at mill semi finished items with the account of the thermal emission and forces in knife grinding machines. IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 226 (2019). - 012010.

31. Mohlin U.-B. LC-refining of chemical pulps — refining intensity and gap clearance Industnkontakt, STFI-Packforsk, Stockholm, Sweden, 2006. - №. 1. - Pp. 9-11.

32. Stationwala M.I., Atack, D., Wood, J.R., Wild, D.J., Karnis, A. The effect of control variables on refining zone conditions and pulp properties International Mechanical Pulping Conference, 1979. - Pp. 93-109.

33. ГОСТ ИСО 2954-97 Вибрация машин с возвратно-поступательным и

вращательным движением. Требования к средствам измерений. - Стандартиформ. - М., 1999. – 29 с.

34. Dahlqvist G., Ferrari B. Mill operating experience with a TMP refiner control system based on a true disc clearance measurement International Mechanical Pulping Conference, 1981. - Pp. 1-14.

35. Arjas A., Ano, M., Ryti, N. Influence of the residence time distribution on the beating result of a mill-size conical refiner Pap. Puu, 1970. - №52 (10). - Pp. 639-649.

36. Arjas A. Influence of residence time distribution on pulp properties International Symposium on: Fundamental concepts of refining, Institute of Paper Chemistry, Appelon, Wisconsin, 1980. - USA. - Pp. 139-148.

37. Fox T. S. Inside a disk refiner International Symposium on: Fundamental concepts of refining, Institute of Paper Chemistry, Appelon, Wisconsin, 1980. - USA. - Pp. 281-313.

38. Ouellet D., Bennington C.P.J., Senger J.J., Bonsoff J.F., Martiskainen J.M. Measurement of pulp residence time in a high consistency refiner International Mechanical Pulping Conference, 1995. - Pp. 171-181.

39. Harkonen E., Tienvicri T. The influence of production rate on refining in a specific refiner International Mechanical Pulping Conference, 1995. - Pp. 177-182.

40. Murton K., Duffy G., Corson S.R. Pulp residence time influence on refining intensity and pulp quality 56th Appita Annual Conference, 2002. - Pp. 185-193.

41. Снижение шума и вибрации конической мельницы МКЛ-001 / В.Н. Старжинский, А.М. Витвинин, Ю.А. Приходько, О.Н. Анальев, В.В. Сивко // Бумажная промышленность, 1975. - № 7. - С. 15-16.

42. Лебедев А.Д. Исследование шума оборудования для переработки и сортирования древесной массы: автореф. ... канд. техн. наук / Лебедев А.Д.. – Л., 1982. – 24 с.

43. Pettersen G.W. Noise emanation from conical refiners / G.W. Pettersen // Pulp Paper Can., 1986. - № 87(9). - T336-T340.

44. Strand B.C., Mokvist A. Control and optimization of conical disc refiners Inter-

national Mechanical Pulping Conference, 1987. - Pp. 11-18.

45. Кипрушкин А.Н. Изучение шума дисковых мельниц / А. Н. Кипрушкин, М.Т. Полмковский, Б.В. Ширякин // Бумажная промышленность, 1975. - № I. - С. 26-27.

46. Вихарев С.Н. Экспериментальные исследования процесса размола при помощи вибрации на гарнитуре статора / С.Н. Вихарев // Машины и аппараты целлюлозно-бумажного производства: Мевуз. сб. научн. тр. – Л., 1990. – С. 29-33.

47. Вихарев С.Н. Разработка методов и средств виброзащиты и вибрационной диагностики дисковых мельниц: дисс. ... канд. техн. наук / С.Н. Вихарев. - Екатеринбург, 1993. - 235 с.

48. Чимде А.Г. Вибрационное проектирование и диагностирование дисковых мельниц: дисс. ... канд. техн. наук / Чимде А.Г. - Екатеринбург, 2004. - 164 с.

49. Душина С.А. Разработка методов вибрационного расчета дисковых мельниц: дисс. ... канд. техн. наук / Душина С.А. - Екатеринбург, 2015. - 127 с.

50. Miles K. B., Dana H. R., May W. D., The Flow of Steam in Chip Refiner, proceedings from the 1980 International Symposium on Fundamental Concept of Refining. - Appleton, WI. - USA.

51. Miles K. B., May W. D., The Flow of Pulp in Chip Refiner, Journal of Pulp and Paper Science, 1990. - № 19(6). - Pp. 63-72.

52. Rajabi Nasab, N. Understandnig of No-load Power in Low Consistency Refiners / Rajabi Nasab, N., Olson, J.A., Heymer, J. , Martinez, M.D.. The Canadian Journal of Chemical Engineering, 2014. - № 92(3). - Pp. 524-35.

53. Andersson S., Sandberg C., Engstrand P. Effect of long fibre concentration on low consistency refining of mechanical pulp. - Nord. Pulp Pap. Res. J., 2012, - vol. 27. - № 4. - Pp. 702–706.

54. Heymer J.O., Olson J.A., Kerekes R.J. The role of multiple loading cycles on pulp in refiners, Nordic Pulp and Paper Res. J., 2011. - Vol. 26 (3). - Pp. 283–287.

55. Steenberg B. Review of the Effect of Mechanical Treatment of Fibres // Svensk

Papperstidning, 1963. - V66. - №22. - P. 933-939.

56. Chiaverina I. Proceedings of the 11 Annual Pulp and Paper Conference. Kalamazoo 1967. - 19-20 Jan. - Pp. 73-79.

57. Иванов С.Н. Технология бумаги / С.Н. Иванов. – М.: Лесн. пром-сть, 1970. – 695 с.

58. Корда И. Размол бумажной массы / И. Корда, З. Либнар, И. Прокоп. – М.: Лесн. пром-сть, 1967. – 421 с.

59. Schwalbe G.G. Die kolloidchemischen Eigenschaften des Fichtenhoizes Papier fabricant, 1934. – № 7. – P. 25–32.

60. Strachon I. The Fundamentals of Beating process / I. Strachon, M. Chem // The paper Maker, 1946. – №2. – P. 13-14.

61. Campbell W.B. The mechanism of bonding / W.B. Campbell // TAPPI, 1959. - 42. - № 12. - P. 999-1001.

62. Clark James D.A. Fibrillation free water and fiber bonding / D.A. Clark James // TAPPI, 1969. – 52. - № 2. – P. 335 - 340.

63. Cross, C.F. A Textbook of Papermaking / C.F. Cross, E.I. Beven. - London, 1920. – 286 p.

64. Зотова Н. Изучение процесса размола бумажной массы / Н. Зотова, Р. Грингауз // Труды ВНИБ, 1932. - № 8. - С. 108-121.

65. Simmonds F.A. Resume of Recent Literature on Hydrati-on Theories and Associated Phenomena // Paper Trade Journal, 1955. - V. 101. - № 3. - P. 55-39.

66. Joung Cr.H. The Relation between Hydration Capacity and Pentosan Content of Soft Wood Pulps / Joung Cr. H., Rowland B.K. // Pa per Trade Journal, 1933. – V. 97. - № 15. - P. 44-46.

67. Гончаров В.Н. Эффективность ударного воздействия при размолу целлюлозы / В.Н. Гончаров // Машины и оборудование ЦБП: Межвуз. сб. науч. тр. – Л., 1980. – Вып. 8. – С. 52-57.

68. Каган В.Л. Экспериментально-теоретические исследования гидродинами-

ческих факторов процесса размола в машинах с ножевой гарнитурой: автореф. дисс. на соиск. уч. степ. канд. техн. наук. – Л., 1976. – 21 с.

69. Гаузе А.А., Гончаров В.Н. Машины для размола и сортирования бумажной массы: конспект лекций / А.А. Гаузе, В.Н. Гончаров. – Л., 1975.

70. Терентьев О.А. Гидродинамика волокнистых суспензий в целлюлозно-бумажном производстве / О.А. Терентьев. – М.: Лесная пром-сть, 1980. – 248 с.

71. Аликин В.П. Физико-механические свойства природных волокон, изменение этих свойств в процессах размола и сушки / В.П. Аликин. – М.: Лесн. пром-сть, 1969. – 140 с.

72. Симигин П.С. О размоле и размалывающем оборудовании / П.С. Симигин // Бумажная пром-сть, 1970. - № 6. – 15-17 с.

73. Лумиайнен И. Новая теория может улучшить практику – *Pulp and paper international* / И. Лумиайнен // Бумажная пром-сть, 1991. - № II. - С. 26-28.

74. Аликин В. П. Физико-механические свойства природных волокон, изменение этих свойств в процессах размола и сушки / В.П. Аликин. – М.: Лесн. пром-сть, 1969. - 140 с.

75. Бывшев А.В. Механическое диспергирование волокнистых материалов: учеб. пособие / А.В. Бывшев, Е.Е. Савицкий. – Красноярск: Изд-во Краснояр. ун-та, 1991. – 216 с.

76. Добровольский Д.С. Роль механических воздействий при размоле целлюлозных материалов / Д.С. Добровольский. – М.: Лесн. пром-сть, 1965. – 48 с.

77. Lagenberg F. Das Hollandergeschirr in Briefen en einen Papiermacher / Eigenverlag, 1957. – 113 s.

78. Kirchner E. Das Papier, IV. Teil, Gutter – Staib. - Verlag, 1911. - 218 s.

79. Войцеховский Р.В. О технологической характеристике роллов / Р.В. Войцеховский // Бумажная промышленность, 1949, – № 2. – С. 25-27.

80. Strobach C. Hollandertheorie. Wochenblatt ftr Papier – fabrication, 1924. - № 13. – S. 982-990.

81. Савицкий Е.Е. О связи качества размалываемой массы с параметрами процесса размола и оборудования / Е.Е. Савицкий, В.Н. Кудряшов // Исследования в области технологии технических и тароупаковочных видов бумаги и картона: сб. науч. тр. ВНИИБа, - Л., 1984. - С. 9-16.
82. Smith S. Die Rationelle Theories das Ganzeueghollan ders. Otto Elsher verlag. – Berlin, 1922. – 158 s.
83. Pfarr F, Hollander und deren Kraftverbrauch // Wochenblatt ftir Papier-fabrication, 1907. – № 37. – S. 3032-3059.
84. Мюллер Ф. Производство бумаги и его оборудование / Ф. Мюллер. - М.: Гостоптехиздат, 1931. - Т. I. - 4.2. - 258 с.
85. Фаст А. К теории массного размола в роллах / А. Фаст // Бумажная пром., 1923. - № 1-3. – С. 45-58.
86. Gcnjgh J.B. Capacity and Efficiency of Beaters and Refiners / J.B. Gcnjgh, // Pulp Paper Magazine Canada. – 1936. – V. 37. - № 7. - P. 383-385.
87. Murphy D.C. Mechanical Factors in Beating / D.C. Murphy // APPITA, 1962. – V. 16. - № 1. - P. 16-30.
88. Ситов Н.Н. Разработка нового способа размола массы между валами: дис. ... канд. техн. наук/ Ситов, Н.Н. – Л., 1984. – 217 с. высокой концентрации
89. Ситов Н.Н. Размол целлюлозы между валами / Н.Н. Ситов, Э.В. Шемякин, Н.Е. Новиков // Целлюлоза, бумага и картон, 1978. – Вып.25. – С. 6-7.
90. Шемякин Э.В. Исследование эффективности новой размалывающей мельницы / Э.В. Шемякин, Н.Н. Ситов, С.С. Легоцкий, Л.Н. Лаптев // Бумажная пром-сть. – Л., 1984. – С. 24-25.
91. Бумагообразующие свойства химической древесной массы, размолотой в виброинерционном аппарате / В.И. Сорокин, Л.П. Зарогатский, Г.А. Денисов [и др.] // Бумажная пром-сть, 1987. - № 5. - С.16-17.
92. Rance H.F. The Beating Process viewed as a Problem of Lubrication and Lubricant Behavior / H.F. Rance // Word's Paper Trade Review, 1951. - V. 136. - №

3. - Pp. 177-190.

93. Dalzell D.B. A Comparison of Paper Mill Refining Equipment / D.B. Dalzell // TAPPI, 1961. – Т. 44. - № 4. - Pp. 241-244.

94. Halme M. How to Use Formulae to Study Refining Equipment / M. Halme // Paper Trade Journal, 1964. – V. 148, - № 4-5. - P. 241-244.

95. Добровольский Д.С. Акустический размол целлюлозы / Д.С. Добровольский. - Красноярск: Красноярское кн. изд-во, 1961. - 46 с.

96. Willems P. Kinematic High-Frequency and Ultrasonic Treatment of Pulp / P. Willems // Pulp Paper Magazine Canada, 1962. – V. 63. - № 9. - Pp. 455-462.

97. Шемякин Э.В. Роль парогазовых пузырьков в размолу целлюлозных волокон / Э.В. Шемякин, В.Н. Гончаров // Труды ЛТИ ЦБП. – Л., 1970. – Вып.27. – С. 138-141.

98. Шемякин Э.В. О механизме гидродинамических способов размола целлюлозных волокон / Э.В. Шемякин, В.Н. Гончаров // Труды ЦНИИБ. - М. Лесн. пром-сть, 1971. – Вып.6. – С. 167-174.

99. Wultsh F. Der Escher-Wyss-Kleinrefiner Standardprttfgerat Moderne Stoffaufbereitungsanlagen / F. Wultsh, W. Flucher // Das Papier, 1958. – V. 12. - № 13/14. - S. 334-342.

100. Brecht W. Proceedings of the APPC / W. Brecht, // Kalamazoo, 1967. - 19-20 Jan. - P. 28-36.

101. Маслаков В.Г. Влияние конструктивных параметров и вида полуфабриката на механизм процесса размола бумажной массы: дис. ... канд. техн. наук/ Маслаков В.Г. – Л., 1977. – 186 с.

102. Пашинский В.Ф. Машины для размола волокнистой массы / В.Ф. Пашинский. – М.: Лесн. пром-сть, 1972. – 160 с.

103. Van Stiphout I.M. A Preliminary Study of the Refining Action on Cellulose Fibers // TAPPI, 1964. – V. 4. - № 2. - P. 189-191.

104. Wultsh F. Der Escher-Wyss-Kleinrefiner Standardprttfgerat Moderne Stoffaufbereitungsanlagen / F. Wultsh, W. Flucher // Das Papier, 1958. – V. 12. - №

13/14. - S. 334-342.

105. Brecht W. Zur Theoretisch – Technischen Beurteilung des Mahlprocesses moderner Mahlmaschinen / W. Brecht, W. Siewert // Das Papier, 1966. - № 1. - S. 4-14.

106. Brecht W. Technologischer Wirkungsvergleich von Messergarnierten Mahlmaschinen Unterschiedlicher Bauart / W. Brecht, W. Siewert // Das Papier, 1966. - № 6. - S. 301-311.

107. Espenmiller H.P. The Theory and Practise of Refining / H.P. Espenmiller, // Southern Pulp and Paper Manufacturer, 1969. - Apr. 10. - P. 50-57.

108. Ryti E. Evaluation of the Performance of a Reject Refiner / Ryti E., Paulapuro H., Noranen M. // Paperi ja Puu, 1976. - №11. - P. 747-760.

109. Об оптимальных зазорах при размоле массы высокой концентрации в дисковых мельницах / Е.Е. Савицкий, И.М. Халандовский, Л.Н. Лаптев, А.В. Бывшев // Сб. трудов ВНИИБа, 1976. – С. 18-21.

110. Eriksson K. Performance analysis in TMP refining. Diploma thesis, Control and Automation Laboratory; Department of Signals and Systems. Chalmers University of Technology, Goteborg, 2001. - Sweden. - Pp. 30-34.

111. Сорокин Е.С. К теории внутреннего трения при колебаниях упругих систем / Е.С. Сорокин. – М.: Госстройиздат, 1960. – 132 с.

112. Релей П. Теория звука / П. Релей. – М.: Гостехтеоретиздат, 1955. – Т. 1. - 123 с.

113. Kelvin (Thomson W.), Proc. of the Royal Society of London, 1865. - № 18.

114. Voight W. Annalen der Physik, 1892. - № 47, -102 p.

115. Maxwell I.C. Philosophical Transaction, 1867. - 157 p.

116. Ишлинский А.Ю. Прикладная математика и механика / А.Ю. Ишлинский. - 1940. - Т. IV, - в. 1.

117. Ржаницын А.Р. Некоторые вопросы механики систем, деформирующихся во времени / А.Р. Ржаницын. – М.: Гостехтеоретиздат, 1949. – 156 с.

118. Volterra V. Teory of Functionals. - London, 1931.
119. Панов Д.Ю. Прикладная математика и механика / Д.Ю. Панов, 1946. - Т. X. - С. 5-6.
120. Mark R.E. Cell Wall Mechanics of Tracheids / R.E. Mark. - New-York- New Haven-London: Yale Univ. - Press, 1967. - 292 p.
121. Page D.H., El-Hosseiny F., Winkler K., Bain N. Study of some Mechanical Properties of Wood Fibres //VCPFA, Techn. Sec. Proc. – 1972 – № 13. - P. 198.
122. Leopold, B. Effect of Pulp Processing on Individual Fibre Strength / B. Leopold // TAPPI, 1966. – V. 49. - № 7. – P. 515-518.
123. Kussel J. The Effect of Humidity on the Mechanical Properties of Fibres / J. Kussel, O.I. Kallmes, C.H. Mayhood // TAPPI, 1964. – V. 47. - № 1. - P. 22-25.
124. Kallmes O.I. The Elastic Behavior of Paper / Kallmes O.I., Stockel J.H., Bernier G.-A. // Pulp Paper, Mag.Can, 1963. - V. 64. - № 10. - Т. 449-456.
125. Duncker B. The Mechanical Properties of Single Fibres / Duncker B., Fordman L. // Svensk Papperst, 1968. - №8. – P. 150-177.
126. Бабурин СВ. Реологические основы процессов целлюлозно-бумажного производства / СВ. Бабурин, А.И. Киприанов. – М.: Лесн. пром-сть, 1983. – 192 с.
127. Дерягин Б. В. Что такое трение? / Б. В. Дерягин. – М.: Изд. Академии наук СССР, 1952. – 244 с.
128. Калинин Н.Н. Реологическая модель волокнистой суспензии древесного происхождения / Н.Н. Калинин, А.И. Киприанов, М.А. Сидоров, Ю.В. Храмов // Лесной журнал, 1977. - № 2. - С. 125-128.
129. Терентьев О.А. Гидродинамика волокнистых суспензий в целлюлозно-бумажном производстве / О.А. Терентьев. – М.: Лесн. пром-сть, 1980. – 248 с.
130. Климов, Б.И. Гидротранспорт волокнистых материалов в целлюлозно-бумажном производстве / Б.И. Климов. - М.: Лесн. пром-сть, 1971. – 280 с.
131. Steenberg B. The Rheology of Paper / B. Steenberg //Svensk Papperstidning, 1947. - № 6. - P. 202-208.

132. Steenberg B. Behavior of Paper under Stress and Strain // B. Steenberg // Pulp Paper Mag. Can, 1949. - № 3. - P. 207-214.
133. Andersson O. Stossartige Beanspruchungen an Papier / O. Andersson // Allgemeine Papier Rundschau, 1956. - № 6. - P. 271-275.
134. Anderson O. Tensile Studies of Paper at Different Rates of Elongation / Anderson O., Sjoberg L. // Svensk. Papperstidn, 1955. – V. 56. - № 16. – P. 615-624.
135. Фляте Д.М. Свойства бумаги / Д.М. Фляте. – М.: Лесн. пром-сть, 1976. – 648 с.
136. Гуль, В.Е. Структура и прочность полимеров / В.Е. Гуль. – М.: Химия, 1971. – 344 с.
137. Brecht W. Untersuchungen an einer Papier-maschine mit Messbar fur Ztgen / Brecht W., Fathrlbeck E. // Wochenblatt fur Papierfabrication, 1958. - № 11. - P. 489-496.
138. Аликин В.П. Физико-механические свойства природных целлюлозных волокон / В.П. Аликин. – М.: Лесн. пром-сть, 1969. – 140 с.
139. Солечник Н.Я. Вопросы деформации и размола технической целлюлозы / Н.Я. Солечник, В.П. Аликин // Бумажная промышленность, 1959. - №12. - С. 7-8.
140. Campbell S.F. The Physics of Water Removal / Campbell S.F. // Pulp and Paper Magazine Canada, 1949. - V. 48, - № 3. - P. 106-109.
141. Гончаров В.Н. Исследование деформационных свойств целлюлозы при кинематическом сжатии / В.Н. Гончаров, Б.В. Зюльков, Э.А. Смирнова // Материалы научно-технической конференции. - Л.: ЛТИ ЦБП, 1972. - С. 44.
142. Гончаров В.Н. Компрессионные свойства целлюлозы при кинетическом сжатии / В.Н. Гончаров, Б.В. Зюльков // Машины и оборудование целлюлозно-бумажного производства: Межвуз. сб. научн. тр. – Л.: ЛТА, 1974. – Вып.2. – С. 62-66.

143. Комаров В.И. Определение времени релаксации напряжения в целлюлозно-бумажных материалах из статических кривых « σ - ϵ » при деформировании и нагружении с постоянной скоростью / В.И. Комаров, Я.В. Казаков // Лесной журнал, 1993. – № 5-6. – С. 130-133.

144. Дворняк О.Р. Моделирование реологического поведения древесины в процессах прессования / О.Р. Дворняк // Инженерно-физический журнал, 2003, - Т. 76. - № 3. - С. 150-155.

145. Романов В.А. Методика оценки упругорелаксационных и деформационных свойств бумаги / В.А. Романов. – Л.: ЛТИ ЦБП, 1988. – 70 с.

146. Роценс К.А. Модифицирование свойств древесных материалов: моногр. / К.А. Роценс. – Рига: Знание, 1983. – 133 с.

147. Сметанин А.В. Производственный шум и борьба с ним / А.В. Сметанин, М.Т. Викторов, И.Д. Кугушев // Бумажная промышленность, 1970. - № 10. - С. 24-25.

148. Kaila M.M. Nacia una reducioh del ruido de las maquinas de fabrication de papel / Kaila M.M. // Papari ja puu, 1961. - № 4a. - P. 236-242.

149. Shults H.J. Verringerung der schallenussion an Einzelagregaten in Papierfabriken / H.J. Shults // Technische Rundschau Sulzer, 1976. – V. 58. - № 3. - P. 121-124.

150. Кипрушкин А.Н. Изучение и снижение шума оборудования древесно-подготовительных цехов / А.Н. Кипрушкин, Б.В. Ширякин, М.Т. Поликовский // Бумагоделательное машиностроение, 1978. – Вып.22. – С. 84-96.

151. Лебедев А.Д. Снижение шума мельниц / А.Д. Лебедев, В.Н. Старжинский, И.С. Коханович // Целлюлоза, бумага и картон, 1982. – Вып.15. – С. 1-14.

152. Рисунок гарнитуры и шумовые характеристики дисковых мельниц / А.И. Рублев, Т. А. Горлова, А. И. Назаров, О.А. Крюкова // Бумажная пром-сть, 1982. - № 11. - С. 6.

153. Jaze Y. Control du raffinage La solution pratique par BTG / Jaze Y. // Rev. ATIP, 1988, - V. 42, - №7. - P. 371-376.

154. Киселев С.С. Эксплуатация и ремонт дисковых и конических мельниц /

С.С. Киселев, В.Ф. Пашинский. – М.: Лесн. пром-сть, 1979. – 208 с.

155. Методические рекомендации по уменьшению колебаний строительных конструкций, машин и аппаратов целлюлозно-бумажной промышленности. – М.: ЦНИИБ, 1978. – 64 с.

156. Пат. 123123 ПНР, МКИ³ f 16 F15/16. Гидравлический гаситель вибрации статора конической мельницы. Оpubл. 15.12.83.

157. Shults H.J. Verringerung der schallenussion an Einzelagregaten in Papierfabriken / Shults, H.J. // Technische Rundschau Sulzer, 1976. – V. 58. - № 3. - P. 121-124.

158. Allshouse Garry W., Bottorf H. Dale. Acoustical enclosures to reduce noise levels from pulp refiners. Noise con. 81 Proc. Nat. Conf. Nose Contr. En.: Apple Noise contr. Technol., Raleigh, N.C. - New-York, 1981. - 8-10 June. - P. 69-72.

159. Лебедев А.Д. О шумообразовании и виброакустической активности дисковых мельниц / А.Д. Лебедев // Машины и оборудование ЦБП: межвуз. сб. научн. тр. - Л., 1983. - № 11. - С. 17-21.

160. Технология целлюлозно-бумажного производства. - В 3 т. - Т. II. Производство бумаги и картона. - Ч.1. Технология производства и обработки бумаги и картона. – СПб.: Политехника, 2005. – 423с.

161. Refiner plates with injector inlet: Пат. WO/2001/037998 США, МПК{7} B02C 7/12, D21D 1/30 / Durametal corporation, inv. Gingras Luk. - № 2000/042259; Заявл. 22.11.2000; Оpubл. 31.05.2001.

162. Refiner plates with logarithmic spiral bars: Пат. WO/2003/090931 США, МПК{7} B02C 7/12, D21D 1/30 / Durametal corporation, inv. Antensteiner Peter. - № 2003/012417; Заявл. 22.04.2003; Оpubл. 06.11.2003.

163. Пат. WO/2008/098153 США. Mechanical pulping refiner plate having curved refining bars with jagged leading sidewalls and method for designing plates: МПК{7} D21D 1/30 / Andritz inc, inv. Gingras Luk. - № 2008/053367; Заявл. 08.02.2008; Оpubл. 14.08.2008.

164. Пат. № 34170. Россия. МПК⁷ D 21 D 1/30. D 21 D 1/38. Гарнитура диско-

вых мельниц / М.И. Кулеш, В.А. Спиридонов, О.М. Мовчанюк. - № 2002115457/20. Заявл. 11.06.2002; Оpubл. 27.11.2003.

165. Пат. № 23656954. Россия. МПК⁷ D 21 D 1/30. Размалывающая гарнитура дисковой мельницы / Ю.Д. Алашкевич, В.И. Ковалев, Е.Е. Пахарь. - № 2008124443/12. Заявл. 16.06.2008; Оpubл. 27.08.2009.

166. Пат. № 2365695. Россия. МПК⁷ D 21 D 1/30. В 02 С 7/12. Размалывающая гарнитура / Ю.Д. Алашкевич, В.И. Ковалев, Е.Е. Пахарь, Д.В. Нестеров. - № 2008124444/12. Заявл. 16.06.2008; Оpubл. 27.08.2009.

167. Пат. № 2314381. Россия. МПК⁷ D 21 D 1/30. В 02 С 7/12. Размалывающая гарнитура для дисковой мельницы / Ю.Д. Алашкевич, В.И. Ковалев, А.А. Набиева. - № 2006121711/12. Заявл. 19.06.2006, Оpubл. 10.01.2008.

168. Пат. № 2314380. Россия. МПК⁷ D 21 D 1/30. В 02 С 7/12. Размалывающая гарнитура дисковой мельницы / Ю.Д. Алашкевич, В.И. Ковалев, М.А. Карбышев, В.А. Кожухов, В.П. Барановский. - № 2006121708/12. Заявл. 19.06.2006; Оpubл. 10.01.2008.

169. Пат. № 2314379. Россия. МПК⁷ D 21 D 1/30. В 02 С 7/12. Размалывающая гарнитура / Ковалев, В.А. Кожухов. - № 2006121632/12. Заявл. 19.06.2006; Оpubл. 10.01.2008.

170. Пат. № 2307883. Россия. МПК⁷ D 21 D 1/30. В 02 С 7/12. Размалывающая гарнитура / Ю.Д. Алашкевич, В.И. Ковалев, В.Ф. Харин, А.П. Мухачев - № 2006110647/12. Заявл. 03.04.2006; Оpubл. 10.10.2007.

171. Пат. № 2274491. Россия. МПК⁷ D 21 D 1/30. В 02 С 7/12. Размалывающая гарнитура дисковой мельницы / Ю.Д. Алашкевич, В.И. Ковалев, В.В. Браун, С.В. Спарш. - № 2004135706/03. Заявл. 07.12.2004; Оpubл. 20.04.2006.

172. Пат. № 2270723. Россия. МПК⁷ D 21 D 1/30. В 02 С 7/12. Размалывающая гарнитура дисковой мельницы / Ю.Д. Алашкевич, С.В. Спарш, В.И. Ковалев, В.В. Браун. - № 2004127966/03. Заявл. 22.09.2004; Оpubл. 27.02.2006.

173. Pettersen G.W. Noise emanation from conical refiners / Pettersen G.W. // Pulp

and paper Canada, 1986. -V. 87. - № 9. - P. 68-71.

174. Шапоров О.М. Управление дисковыми мельницами при помощи средств цифровой вычислительной техники / О.М. Шапоров, А. И. Машинин // Целлюлозно-бумажное машиностроение: Обзор. информ. - М., 1984. - 42 с.

175. Отчет по НИР "Исследование шума в производственных помещениях, колебаний узлов основного технологического оборудования и перекрытий зданий Малинской бумажной фабрики". - Тема 45/72. - № гос. регистр. 72038343. Рук. Старжинский В.Н. – Свердловск: УЛТИ. 1972. – 56 с.

176. Легоцкий С.С. Оптимальная твердость керамической гарнитуры и ее шумовые характеристики / С.С. Легоцкий, Л.Н. Лаптев, Л.Г. Тагеев // Исследования в области бумаги и картона. - Л., 1982. - С. 14-19.

177. Strand P. Transient torque problem in refiner / Strand P. // Pulp and Paper Canada, 1970. - № 2. - P. 38.

178. Вибрации в технике: справочник. - В 6-ти т./ Ред. совет: В.Н. Челомей (пред.). - М.: Машиностроение, 1981. - Т. 6. Защита от вибрации и ударов / Под ред. К.В. Фролова, 1981. – 456 с.

179. ГОСТ 26563-85. Вибрация. Технологическое оборудование целлюлозно-бумажного производства, методы и средства защиты. - М.: Изд-во стандартов, 1985. - 11 с.

180. Викторов М.Т. Оборудование для роспуска, рафинирования и размола массы, применяемое в Финляндии / М.Т. Викторов, Е.И. Головкин // Целлюлоза и бумага, 1965. – 68 с.

181. ГОСТ 12.1.012-2004. Вибрация. Общие требования безопасности. - М.: Изд-во стандартов, 2004. - 29 с.

182. Tyralski T. Platen of refiner / Tyralski T. // Papier, 1969. - V. 25. - № 2. - P. 45-48.

183. ГОСТ 26493-85. Вибрация. Технологическое оборудование целлюлозно-бумажного производства. Нормы вибрации. Технические требования. - М.: Изд-во

стандартов, 1985. - 8 с.

184. Муромов, В.Л. Безаварийность и диагностика нарушений в химических производствах / В. Л. Муромов. - М: Химия, 1990 - 268 с.

185. ГОСТ ISO 10816-1-97. Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерения вибрации на невращающихся частях. - Часть 1. - М.: Изд-во стандартов, 1997. - 10 с.

186. Адлер Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю.П. Адлер, Е.В. Маркова, Ю.В. Грановский. - М.: Наука, 1976. - 276 с.

187. Вибрация энергетических машин: справочник / под ред. Н.В. Григорьева. - Л.: Машиностроение, 1974. - 464 с.

188. Детинко Ф.М. Прочность и колебания электрических машин / Ф.М. Детинко. - Л.: Энергия, 1969. - 439 с.

189. Исакович М.М. Устранение вибрации электрических машин / М.М. Исакович, Л.И. Клеймош, Б.Х. Перганок. - Л.: Энергия, 1969. - 215 с.

190. Кельзон А.С. Расчет и конструирование роторных машин / А.С. Кельзон, Ю.Н. Журавлев, Н.В. Инварев. - Л.: Машиностроение, 1977. - 287 с.

191. Вибрации в технике: справочник. - В 6-ти т. / Ред. совет: В.Н. Челомей (пред.). - М.: Машиностроение, 1980. - Т.3. Колебания машин, конструкций и их элементов / Под ред. Ф.М. Диментберга и К.С. Колесникова, 1980. - 544 с.

192. Дименберг Ф.М. Изгибные колебания вращающихся валов / Ф.М. Дименберг. - М.: Изд-во АН СССР, 1999. - 247 с.

193. Кельзон А.С. Расчет и конструирование роторных машин / А.С. Кельзон, Ю.Н. Журавлев, Н.В. Инварев. - Л.: Машиностроение, 1977. - 287 с.

194. Александров А.А. Вибрация и вибродиагностика судового электрооборудования / А.А. Александров, А.В. Барков, Н.А. Баркова [и др.] - Л.: Судостроение, 1986. - 276 с.

195. ГОСТ 20911-75. Техническая диагностика. Основные термины и определения. - М.: Изд-во стандартов, 1975. - 16 с.

196. ГОСТ 26656-85. Техническая диагностика. Контролепригодность. Общие

требования. - М.: Изд-во стандартов, 1986. - 15 с.

197. Генкин М.Д. Новые методы измерения параметров многомерных колебаний линейных механических систем / М.Д. Генкин, В.В. Яблонский // Динамика и акустика машин. - М.: Наука, 1971. – С. 58–69.

198. Генкин М.Д. О спектре колебаний параметрической системы возбуждаемой внешними силами / М.Д. Генкин, А.А. Кобринский // Вибротехника: Сб. статей (Каунас), 1974. - №1 (22). -С. 145-148.

199. Генкин М.Д. Вопросы акустической диагностики / М.Д. Генкин // Методы виброизоляции машин и присоединенных конструкций. - М.: Наука, 1975. - С. 67-91.

200. Биргер А.И. Техническая диагностика / А.И. Биргер. - М.: Машиностроение, 1978. - 238 с.

201. Биргер А.И. Расчет на прочность деталей машин: справочник / А.И. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. - М.: Машиностроение, 1979. - 702 с.

202. Ключев В.В. Приборы и системы для измерения вибрации, шума и удара: справочник; В 2 кн. / В.В. Ключев. – М.: Машиностроение, 1978. – 448 с.

203. Ключев В.В. Технические средства диагностирования: Справочник/ В.В. Ключев, П.П. Пархоменко, В.Е. Абрамчук. – М.: Машиностроение, 1989. –672 с.

204. Балицкий Ф.Я. Виброакустическая диагностика зарождающихся дефектов / Ф.Я. Балицкий, М.А. Иванова, А.Г. Соколова, Е.И. Хомяков. – М.: Наука, 1984. – 120 с.

205. Павлов Б.В. Акустическая диагностика механизмов / Б.В. Павлов. – М.: Машиностроение, 1971. - 224 с.

206. Биргер И.А. Техническая диагностика / И.А. Биргер. – М.: Машиностроение, 1978. – 240 с.

207. May W.D. Disk misalignment in refiners / May W.D. //Canadian pulp and paper, 1970. - № 2. - P. 38.

208. Per-Erik, Ohls. The importance of disk parallelism in single rotating disk re-

- finers / Per-Erik Ohls, Syrjanen A. // TAPPI, 1976. – V. 59. - № 1. - P. 100-103.
209. Пат. 54419 Финляндия, МКИ³ D2 1D/30. Усовершенствование дисковой мельницы. - Оpubл. 10.11.78.
210. Демин П.П. Стойкость гарнитуры дисковых мельниц / П.П. Демин, В.Ф. Пашинский, С.С. Киселев. - М.: ВНИПИЭлеспром, 1972. - 236 с.
211. Легоцкий С.С. Размалывающее оборудование и подготовка бумажной массы / Легоцкий С.С., Гончаров В.Н. – М.: Лесн. пром-сть, 1990. – 224 с.
212. Пат. 1105604 Канада, МКИ³ G01B 17/00. Способ определения соударения дисков в рафинере. Оpubл.7.06.78.
213. Пат. 4233600 США, МКИ³ G08B 21/00. Метод обнаружения соударений дисков рафинера. Оpubл.7.06.78.
214. _Erkki H. Computer control devoloped for TMP / Erkki H., Hunnu M., Perna V. // Pulp and paper Jnt., 1978. –V. 20. - № 10. - P. 64-66.
215. May W.D. Refiner controls foot chip groundwood pulp mill / May W.D. // Pap. Trade J., 1985ю - № 1. - P. 35-37.
216. Суэ Такахиро. Диагностика состояния дисковой мельницы с двумя вращающимися дисками / Суэ Такахиро. // Пуанто эндзиниа, 1978. - №5. - С. 27-31.
217. Nordman L. International symposium on fundamental'concepts of refining / Nordman L., Levlin J.E., Marronen T., Jokisalo H. - Appleton, 1980. - P. 18-20.
218. Miles K.B. Improving the strength properties of TMP/ Miles K.B., Omholt I. // Proceedings of International Mechanical Pulping Conference, Quebec. - Canada, 2003, - Pp. 179–186.
219. Atack D. Transactions of the Technical Section / Atack D., Stationwala M.J. - CPPA, 1975. – P. 41-43.
220. Jaze Y. Control du raffinage La solution pratique par BTG / Jaze Y. // Rev. ATIP, 1988. - V. 42. - № 7. - P. 371-376.
221. Шапоров О.М. Метрологические характеристики прибора для не-

прерывного измерения степени помола массы и методы их улучшения / О.М. Шапоров, Е.Е. Савицкий // Бумагоделательное машиностроение, - Л., 1978. - Вып.23. - С. 92-99.

222. Garzon G.H. On-line performance evaluation of a TMP refining process a feasibility study. Instrum. and Autom. Paper, Rubber, Plast and Polym. Ind Proc. 5th Int IPAC / Garzon G.H. // IMECO Conf., Antwerp. - 11-13 Oct., 1983. – Oxford e.a., 1984. - P. 183-189.

223. Буйлов Г.П. Системы автоматического контроля и управления производством древесной массы / Г.П. Буйлов // Целлюлоза, бумага и картон, 1982. – Вып.6. – С.1-48.

224. Шапоров О.М. Управление дисковыми мельницами при помощи средств цифровой вычислительной техники / О.М. Шапоров, А.И. Машинин // Целлюлозно-бумажное машиностроение: Обзор. информ. - М., 1984. – 42 с.

225. Чичаев В.А. Оборудование целлюлозно-бумажного производства / В.А. Чичаев, М.Л. Глезин, В.А. Екимов. - В 2 т. - М.: Лесная пром-сть, 1981. - Т. 2. - 264 с.

226. Пауок Я.А. Управление процессом размола по приросту температуры бумажной массы / Я.А. Пауок, Р.И. Ойтсалу, Р.А. Рейска // Бумага и целлюлоза, 1976. - Вып. 9. - С.8-9.

227. Конарев А.Д. Система автоматического управления технологическим процессом размола бумажной массы / А.Д. Конарев, В.В. Мажура // Новые средства контроля и системы управления. – Киев: Лесн. пром-сть, 1982. – С. 81-86.

228. Шапоров О.М. Теоретическое и экспериментальное исследование свойств конической мельницы как объекта управления в потоке непрерывного размола / О.М. Шапоров, А.Д. Лихтер // Бумагоделательное машиностроение. – Л., 1972. – Вып. 19. – С. 32-36.

229. Sferrazza M. Optimal control stock preparation refiners / Sferrazza M. // TAPPI, 1986. - V. 69. - № 1. - P. 82-85.

230. Вибрация в технике: справочник. - В 6-ти т. // Ред совет: В.Н. Челомей

(пред.). – М.: Машиностроение, 1978. – Т. I. Колебания линейных систем, 1978 // Под ред. В. В. Болотина. – 352 с.

231. Основы балансировочной техники в 2-х т. / под ред. В.А. Щепетильникова. – М.: Машиностроение, 1975. – Т. 1. – 528 с.

232. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле / С.П. Тимошенко. – М.: Наука, 1967. – 444 с.

233. Вальщиков Н.М. Вынужденные изгибно-поворотные, крутильные и изгибные колебания вала рубительной машины / Н.М. Вальщиков // Бумагоделательное машиностроение, 1969. – Вып. 17. – С. 45-62.

234. Иоффе Р.Л. К исследованию влияния чисел лопастей рабочих колес гидродинамических машин на их виброакустические характеристики / Р.Л. Иоффе, В.Л. Панченко // Машиностроение, 1972. - № 1. - С. 20-24.

235. Васильев Ю.И. Вибрационный контроль технического состояния газотурбинных газоперекачивающих агрегатов / Ю.И. Васильев. – М.: Недра, 1987. – 347 с.

236. Рунов Б.Т. Исследование и устранение вибрации паровых турбоагрегатов / Б.Т. Рунов. – М.: Энергоиздат, 1982. – 352 с.

237. Покровский Б.В. Шум и вибрация центробежных электронасосных агрегатов и методы их снижения: Обзорная информ. / Б.В. Покровский, В.Я. Рубинов. – М.: ЦНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1981. – 46 с.

238. Гаев Г.П. Исследование виброакустических характеристик циркуляционного насоса / Г.П. Гаев, Г.Г. Жилейко // Электрические станции, 1985. - № 5. - С. 20-23.

239. Барков В.А. Диагностика и прогнозирование технического состояния подшипников по их виброакустическим характеристикам / В.А. Барков // Судостроение, 1985. - № 3. - С.21-23.

240. Матвеев В.И. Опыт вибродиагностики поврежденных элементов подшипников качения методом резонансного демодуляционного анализа / В.И. Матвеев, А.А. Арднович, А.В. Боев // Исследование, разработка и эксплуатация шахтных

стационарных установок: Сб. тр. ВНИИ горной механики им. Федорова, 1981. – С. 168-177.

241. Мыслович М.В. Использование статистического спектрально-корреляционного анализа в вибрационной диагностике подшипников качения / М.В. Мыслович, Е.П. Осадчий // Техническая термодинамика, 1983. - № 4. - С. 58-64.

242. Драйер Д. Обнаружение повреждения подшипника качения путем статистического анализа вибрации / Д. Драйер, Р.М. Стюарт // Конструирование и технология машиностроения: Сб. тр. американского общества инженеров-механиков. – М., 1978. – Вып. 100. - № 2. - С. 229-235.

243. Hertz H. Gesammelte Werke / Hertz H. Bd. I. Leipzig, 1895. - 42 p.

244. Boussinesque J. Applications des potentiels a l'étude de l'équilibre et du mouvement des solides élastiques / Boussinesque J. // Paris: Gauthier-Villars, 1885-772 p.

245. Мухелишвили Н.И. Некоторые основные задачи математической теории упругости / Н.И. Мухелишвили. - М.-Л.: Изд-во АН СССР, 1933. - 231 с.

246. Liapounoff A. Sur les figures d'équilibre / Liapounoff A. - Pt. 3. St.-Petersbourg, 1912. - 142 p.

247. Штаерман И.Я. Контактная задача теории упругости / И.Я. Штаерман. - М.-Л.: Гостехиздат, 1949. - 270 с.

248. Арутюнян Н.Х. Некоторые вопросы теории ползучести / Н.Х. Арутюнян. - М.-Л.: Гостехиздат, 1952. - 323 с.

249. Ворович И.И. Неклассические смешанные задачи теории упругости / И.И. Ворович, В.М. Александров, В.А. Бабешко. - М.: Наука, 1974. - 456 с.

250. Галин Л.А. Контактные задачи теории упругости / Л.А. Галин. - М.: Гостехтеоретиздат, 1953. - 158 с.

251. Гахов Ф.Д. Краевые задачи / Ф.Д. Гахов. - М.: Физматгиз, 1963. - 234 с.

252. Довнорович В.И. Пространственные контактные задачи теории упругости / В.И. Довнорович. - Минск: Изд-во БГУ, 1959. - 107 с.

253. Ивлев Д.Д. Теория идеальной пластичности / Д.Д. Ивлев. - М.: Наука, 1966. - 412 с.
254. Лурье А.И. Пространственные задачи теории упругости / А.И. Лурье. - М.: Гостехтеоретиздат, 1955. - 235 с.
255. Лурье А.И. Теория упругости / А.И. Лурье. - М.: Наука, 1970. - 933с.
256. Никишин В.С. Задачи теории упругости для многослойных сред / В.С. Никишин, Г.С. Шапиро. - М.: Наука, 1969. - 132 с.
257. Панасюк В.В. Контактные задачи теории упругости / В.В. Панасюк, М.И. Теплый. - Киев: Наукова думка, 1975. - 196 с.
258. Уфлянд Я.С. Интегральные преобразования в задачах теории упругости / Я.С. Уфлянд. - Л.: Наука, 1967. - 402 с.
259. Развитие контактных задач в СССР / Под ред. Л.А. Галина. - М.: Наука, 1976. - 493 с.
260. Александров В.М. Осесимметричная контактная задача для линейно-деформируемого основания общего типа при наличии износа / В.М. Александров, Е.В. Коваленко // Изв. АН СССР. - МТТ, 1978. - №5. - С. 58–66.
261. Александров В.М. Контактные задачи для тел с тонкими покрытиями и прослойками / В.М. Александров, С.М. Мхитарян. - М.: Наука, 1983. - 488 с.
262. Александров В.М. Контактные задачи в машиностроении / В.М. Александров, Б.Л. Ромалис. - М.: Машиностроение. 176 с.
263. Александров В.М. Тонкие концентраторы напряжений в упругих телах / В.М. Александров, Б.Н. Сметанин, Б.В. Соболев. - М.: Наука, 1986. - 409 с.
264. Александров В.М. Неклассические пространственные задачи механики контактных взаимодействий упругих тел / В.М. Александров, Д.А. Пожарский. - М.: Факториал, 1998. - 288 с.
265. Александров В.М. Аналитические методы в контактных задачах теории упругости / В.М. Александров, М.И. Чебаков. - М.: Физматлит, 2004. - 304 с.
266. Александров В.М. Введение в механику контактных взаимодействий / В.М. Александров, М.И. Чебаков. - Ростов-на-Дону: ООО ЦВВР, 2005. - 108 с.

267. Механика контактных взаимодействий. - М.: Физматлит, 2001. - 672 с.
268. Горячева И.Г. Контактная задача качения вязкоупругого цилиндра по основанию из того же материала / И.Г. Горячева // ПММ, 1973(37). – № 5. – С. 877-885.
269. Александров В.М. Аналитические методы в контактных задачах теории упругости / В.М. Александров, М.И. Чебаков. - М.: Физматлит, 2004. - 304 с.
270. Александров В.М. Механика контактных взаимодействий / В.М. Александров, М.И. Чебаков. - Ростов-на-Дону: Изд-во ООО ЦВВР, 2010. - 208 с.
271. Калинин В.В. Динамические контактные задачи для предварительно напряженных электроупругих сред / В.В. Калинин, Т.И. Белянкова. - М.: Физматлит, 2006. - 272 с.
272. Вихарев С.Н. Динамика мельниц для размола волокнистых полуфабрикатов / С.Н. Вихарев. - LAP LAMBERT Academic Publishing, 2013. – 184 с.
273. Горячева И.Г. Механика фрикционного взаимодействия / И.Г. Горячева. - М.: Наука, 2001. - 478 с.
274. Александров В.М. Введение в механику контактных взаимодействий / В.М. Александров, М.И. Чебаков. - Ростов-на-Дону: Изд-во ООО ЦВВР, 2005. - 108 с.
275. Айзикович С.М. Контактные задачи теории упругости для неоднородных сред / С.М. Айзикович, В.М. Александров, А.В. Белоконь, Л.И. Кренев, И.С. Трубчик. - М.: Физматлит, 2006. - 237 с.
276. Александров В.М. Аналитические методы в контактных задачах теории упругости / В.М. Александров, М.И. Чебаков. - М.: Физматлит, 2004. - 304 с.
277. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия / К. Джонсон. – М.: Мир, 1989. - 509 с.
278. Вихарев С.Н. Виброзащита рафинеров производств химико-механической массы / С.Н. Вихарев, В.П. Сиваков, С.А. Душина, А.Н. Федотов // Целлюлоза, бумага, картон, 2006. - № 1. - С. 66-67.

279. Вихарев С.Н. Комплексные динамические испытания оборудования целлюлозно-бумажных производств / Г.А. Ложкин, С.Н. Вихарев, В.П. Сиваков, В.Ф. Мусихин, А.А Санников // Целлюлоза, бумага, картон, 2006. - № 11. - С. 46-48.

280. Vikharev S.N. Dynamic calculation of knife refining machines together with a supporting structure / Vikharev S.N. // IOP Publishing : IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 537 (2019) 032021 doi:10.1088/1757-899X/537/3/032021.

281. Маслов Г.С. Расчеты колебаний валов: справочник / Г.С. Маслов. - М.: Машиностроение. 1980. -151 с.

282. Vikharev S.N. Longitudinal fluctuations of rotors of disk knife refiners / Vikharev S.N. // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. Krasnoyarsk Science and Technology City Hall of the Russian Union of Scientific and Engineering Associations. Krasnoyarsk, Russia, 2020. - С. 12044.

283. Левина З.М. Контактная жёсткость машин / З.М. Левина, Д.И. Решетов. – М.: Машиностроение, 1971. - 264 с.

284. Вихарев С.Н. Исследование продольных колебаний дисковых мельниц / С.Н. Вихарев, А.М. Витвинин, И.Т. Рогожникова, С.А. Коскова, Н.А. Воинкова // Машины и аппараты целлюлозно-бумажного производства: Межвузовский сб. науч. тр. - Санкт-Петербург: СПбГТУРП, 2003. - С. 39-42.

285. Березкин Е.Н. Курс теоретической механики / Е.Н. Березкин. - М.: МГУ, 1974. – 305 с.

286. Санников А.А. Решение проблемы виброзащиты и вибродиагностики бумагоделательного и лесопильного оборудования: дисс. ... докт. техн. наук / Санников А.А. - Екатеринбург, 2002. - 424 с.

287. Ишков П.К. Определение частот колебаний упругих стержней в жидкости / П.К. Ишков. - М. Наука, 1978. - 126 с.

288. Vikharev S.N. Flexural fluctuations of the rotors of knife refiners / Vikharev, S.N., Sannikov, A., Zinatov, M. // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. Krasnoyarsk Science and Technology City Hall of the Russian Union of Scientific and Engineering Associations. - Krasnoyarsk. - Russia, 2020. - С. 12040.

289. Вихарев С.Н. Диагностика и виброзащита оборудования древесно-массных цехов. Виброзащита и вибродиагностика технического состояния дисковых мельниц: Методические рекомендации. - М.: Минлесбумпром СССР, 1989. - 61 с.

290. Гонткевич В.С. Собственные колебания пластинок и оболочек / В.С. Гонткевич. - Киев: Наукова думка, 1964. - 288 с.

291. Vikharev S. Study of longitudinal vibrations of stab knife refiners / Vikharev, S., Zasyrkina, S.A. // Journal of Physics: Conference Series. International Scientific Conference "Conference on Applied Physics, Information Technologies and Engineering – APITECH-2019". Krasnoyarsk Science and Technology City Hall of the Russian Union of Scientific and Engineering Associations. - Polytechnical Institute of Siberian Federal University, 2019. - С. 44011.

292. Vikharev S.N. Features of the rotor dynamics of knife refining machines / Vikharev S.N. // IOP Publishing : IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 537 (2019) 032015 doi:10.1088/1757-899X/537/3/ 032015.

293. Vikharev S.N. Vibration calculation of the plate knives in refining machines / Vikharev S.N. // IOP Publishing: IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 537 (2019) 032008 doi:10.1088/1757-899X/537/3/032008.

294. Комаров В.И. Деформация и разрушение целлюлозно-бумажных материалов / В.И. Комаров. – Архангельск: изд-во Архангельского госуд. технолог. ун-та, 2002. – 440 с.

295. Vikharev S.N. Research of a fibrous lauer at refining in the refiners / Vikharev S.N. // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2019. - С. 012080.

296. Горячева И.Г. Контактная задача теории упругости для системы изнашиваемых штампов / И.Г. Горячева // Изв. АН СССР. - МТТ, 1987. - № 6. - С. 62-68.

297. Вихарев С.Н. Модель волокнистой прослойки при размоле в дисковых мельницах // С.Н. Вихарев, С.А. Душина // Лесной журнал, САФУ, 2014. №2 – С. 116-122..

298. Азоян А.И. Моделирование контактного взаимодействия жесткого штампа с двухслойным покрытием при учете тепловыделения в зоне контакта / А.И. Азоян, П.Г. Иваночкин // Труды XI международной научно-технической конференции. – М.: Институт компьютерных исследований, 2016. - С. 6-8.

299. Haines D.J. Contact stress distributions on elliptical contact surfaces subjected to radial and tangential forces / Haines D.J., Ollerton E. // Proc. Inst. Mech. Engrs, 1963. - Pp. 95-102.

300. Крагельский И.В. Основы расчетов на трение и износ / И.В. Крагельский, М.Н. Добычин, В.С. Комбалов. – М.: Машиностроение, 1977. – 576 с.

301. Вихарев С.Н. Исследование размола волокнистых материалов в ножевых машинах с учетом износа гарнитуры / С.Н. Вихарев, Ю.Д. Алашкевич, В.П. Сиваков // Системы. Методы. Технологии, 2018. - № 3 (39) - С. 108-115.

302. Любичева А.Н. Контактное взаимодействие и изнашивание неоднородных тел: дисс. ... канд. физ.- мат. наук / Любичева А.Н. – М., 2008. - 88 с.

303. Вихарев С.Н. Осевые силы, возникающие при размоле в дисковой мельнице / С.Н. Вихарев // Лесной журнал, 2013. - № 6.

304. Olender D. Forces on Bars in High-Consistency Mill-Scale Refiners. Trends in Primary and Rejects Stage Refiners / Olender D., Wild P. // J. Pulp Paper Sci, 2007. - № 33(3). - Pp. 163-171.

305. Vikharev S.N. Contact problem at mill semi finished items with the account of the thermal emission and forces in knife grinding machines / Vikharev S.N. // FORESTRY 2018, IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 226 (2019) 012010 IOP Publishing, doi:10.1088/1755-1315/226/1/012010.

306. Вихарев С.Н. Исследование температурных напряжений гарнитуры дисковых мельниц / С.Н. Вихарев // Целлюлоза, бумага, картон, 2007. - № 12. - С. 57-60.

307. Senger J. Measurement of Shear and Normal Forces in the Refining Zone of a TMP Refiner / Senger J., Olmstead M., Ouellet D. // J. Pulp Paper Sci, 2004. - № 30(9). - Pp. 247-251.

308. Vikharev S.N. Research mill fibrous semi-finished products with the help theories of contact interaction of knives / Vikharev, S.N. // FORESTRY 2018, IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 226 (2019) 012048, IOP Publishing. doi:10.1088/1755-1315/226/1/012048.

309. Вихарев С.Н. Контактное взаимодействие гарнитуры мельниц с волокнистым полуфабрикатом / С.Н. Вихарев // Лесной журнал, 2013. - №3. - С. 133-138.

310. Подстригач Я.С. Температурное поле в системе твердых тел, сопряженных с помощью тонкого промежуточного слоя / Я.С. Подстригач // Инж.-физ. журн., 1963. - Т. 6. -№ 10. - С. 129-136.

311. Eriksen O. Mechanism in refining zone for development of physical properties of TMP fibers in low-consistency refiner / Eriksen O. - Norwegian University of Science and Technology. - June, 2013. – 64 с.

312. Daniel G. Energy consumption in refining of Scots pine and Norway spruce TMP is governed by fibre morphology and ultrastructure / Daniel G., Bardage S., Fernando D., Hafren J., Ander P. // Proceedings of the Int. Mech. Pulp. Conf. – Sundsvall, Sweden, 2009. - June 1-4. - Pp. 82-86.

313. G. Genta C. Delprete and Busa / G. Genta C. Some considerations on the basic assumptions in rotordynamics. - Journal of Sound and Vibration 227 (1999) - P. 611-645.

314. Кочин Н.Е. Теоретическая гидродинамика / Н.Е. Кочин, И.А. Кибель, Н.В. Розе. - М.: Физматгиз, 1963. - 458 с.

315. ANSYS FLUENT 13.0. Documentation, ANSYS, Inc.

316. Vikharev S.N. Modeling of milling processes in knife grinding machines / Vikharev S.N., Alashkevich J. D. // Aerospace 2018, IOP Conf. Series: MIST IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 450 (2018) 032037 doi:10.1088/1757-899X/450/3/032037.

317. Ландау Л.Д. Гидродинамика / Л.Д. Ландау, Е.М. Лифшиц. - М.: Наука, 1988. - 354 с.

318. Vikharev S.N. Hydrodynamic vibration of knife refiner / JOP Conference Series: Metrological Support of Innovative Technologies / Vikharev S.N. - Krasnoyarsk

Science and Technology City Hall of the Russian Union of Scientific and Engineering Associations. - Krasnoyarsk. - Russia, 2020. - С. 42057.

319. Vikharev S.N. Automatic balancing devices of rotors of the knife refiners / JOP Conference Series: Metrological Support of Innovative Technologies / Vikharev, S.N. - Krasnoyarsk Science and Technology City Hall of the Russian Union of Scientific and Engineering Associations. - Krasnoyarsk. - Russia, 2020. С. 42002.

320. А.с. 1677122 СССР, МКИ³ Д21Д 1/30. Дисковая мельница для размола волокнистых материалов / С.Н. Вихарев, А.И. Тренькин, А.А. Добрынин (СССР). – 3 с.: ил.

321. Патент на п. м. Р.Ф. 20107, МКИЗ D21D 1/30. Дисковая мельница для размола волокнистых материалов / С.Н. Вихарев, Е.Г. Кучумов, В.Н. Малыгин, И.Т. Рогожникова. – 3 с.: ил.

322. А.с. 1703749 СССР, МКИ³ Д21Д, В02С 15/12 Дисковая мельница / С.Н. Вихарев, А.А. Санников, (СССР) – 4 с.: ил.

323. Патент на п. м. 71340 РФ, МПК D 21 D 1/30. Дисковая мельница / С.Н. Вихарев, Г.Т. Насыкова. – 3 с.: ил.

324. Барштейн М.Ф. Динамический расчет зданий и сооружений / М.Ф. Барштейн, В.А. Ильичев, В.Г. Коренев. - М.: Стройиздат, 1984. - 303 с.

325. Патент на п. м. 76648 РФ, МПК D 21 D 1/30. Гарнитура дисковой мельницы / С.Н. Вихарев, А.В. Кулакова. – 3 с.: ил.

326. Патент на п. м. 103108 РФ, МПК D 21 D 1/30. Гарнитура дисковой мельницы/Вихарев С.Н., Банников Г.В. – 3 с.: ил.

327. Патент на п. м. 58547 РФ, МПК D 21 D 1/38. Дисковая мельница / С.Н. Вихарев, С. А. Душинина, А.А. Душинин. – 4 с.: ил.

328. Патент на п. м. 110377 РФ, МПК D 21 D 1/00. Наборная гарнитура для роспуска волокнистых материалов / С.Н. Вихарев, М. А. Гусев. – 4 с.: ил.

329. Патент на п. м. 58125 РФ, МПК D 21 D 1/30. Гарнитура дисковой мельницы /Вихарев С.Н., Душинина С.А., Янковская Н. С. – 3 с.: ил.

330. Патент на п.м. 110377 РФ, МПК D 21 D 1/00. Наборная гарнитура для

ропуска волокнистых материалов/ Вихарев С.Н., Гусев М. А. – 3 с.: ил.

331. Патент на п.м. 125203 РФ, МПК D 21 D 1/30. Гарнитура дисковых мельниц/ Вихарев С.Н., Букей М. М. – 3 с.: ил.

332. Патент РФ на п.м. № 166429 РФ, МПК 7 B02C 7/12. Элемент размольной гарнитуры/ Вихарев С.Н., Прядилина Н.К., Цыганков Д.О. – 3 с.: ил.

333. Патент РФ на п.м. № 172215 РФ, МПК 7 B02C 7/12. Гарнитура дисковой мельницы/ Вихарев С.Н., Прядилина Н.К., Белов А.Ю., Прохоров А.Я. – 3 с.: ил.

334. Патент РФ на п.м. № 186651РФ МПК D 21 D 1/30. Гарнитура дисковой мельницы/ Вихарев С.Н., Прядилина Н.К., Бочаров М.М. – 3 с.: ил.

335. А.с. 1559025 СССР. Сдвоенная дисковая мельница / С.Н. Вихарев А.А. Санников, М.Ф. Анохина (СССР). – 4392210/31-12; Заявл. 14 03 88-Опубл. 1990. Бюл. 15.

336. Вибрации в технике: Справочник. - В 6-ти т. / Ред. В.Н. Челомей (пред). - М.: Машиностроение, 1978. - Т. 1. Колебания линейных систем / Под ред. В.В. Болотина. – М.: Машиностроение, 1978. – 352 с.

337. Вихарев С.Н. Виброзащита ножевых размалывающих машин / С.Н. Вихарев. - Екатеринбург: УГЛТУ, 2014. – 147с.

338. Примаков С.Ф. Лабораторный практикум по целлюлозно-бумажному производству / С.Ф. Примаков. – М.: Лесная пром-сть, 1980. - 168 с.

339. ГОСТ ИСО 10816-3-2002 Вибрация. Контроль состояния машин по изменениям вибрации на навращающихся частях. Часть 3. Промышленные машины номинальной мощностью более 15 кВт и номинальной скоростью от 120 до 15000 мин⁻¹. - Стандартиформ. - М., 2002. - 18 с.

340. Муромов В.Л. Безаварийность и диагностика нарушений в химических производствах / В.Л. Муромов. - М: Химия, 1990. - 268 с.

341. ГОСТ ИСО 7919-3-2002 Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на вращающихся валах. Промышленные комплексы. Стандартиформ. - М., 2008. – 18 с.

342. Весницкий А.И. Волны в системах с движущимися границами и нагрузками / А.И. Весницкий. - М.: Физматлит, 2001. - 320 с.

343. Весницкий А.И. Теория колебаний распределенных параметрических систем / А.И. Весницкий, А.И. Потапов. - Горький: Горьк. гос. ун-т, 1980. – 212 с.

344. Свид. на полезную модель РФ № 10183,7 D 21 D 1/30. Устройство регулирования параллельности гарнитур дисковой мельницы / С.Н. Вихарев, Е.Г. Кучумов, Е.Н. Медведева (Россия), заяв. № 98122050, опубл. 07.12.98.

345. А. с. I724770 СССР МКИ³ Д21Д 1/30. Способ определения степени износа гарнитуры дисковой мельницы/ Вихарев С.Н., Фанаков А.А. – 3 с.: ил.

346. А.с. 1448233 СССР, МКИ³ G01M 13/04. Стенд для вибрационной диагностики подшипников качения / Вихарев С.Н., Санников А.А., Киряков А.Г., Щукин В.В. – 3 с.: ил.

347. Вихарев С.Н. Обоснование технического обслуживания оборудования целлюлозно-бумажного производства диагностированием / В. П. Сиваков, С.Н. Вихарев, С.А. Мишин, В.И. Музыкантова // Лесной журнал, 2009. – № 3. – С. 118-125.

348. Вихарев С.Н. Периодичность диагностирования оборудования при вибрационном контроле / В.П. Сиваков, С.Н. Вихарев, А.В. Вураско // Ремонт. Восстановление. Модернизация, 2019. - № 8. - С. 24-28.

349. Вихарев С.Н. Допустимые параметры вибрации при диагностировании оборудования / В.П. Сиваков, С.Н. Вихарев, А.В. Вураско // Ремонт. Восстановление. Модернизация, 2019. - № 5. - С. 25-30.

350. Vikharev S. Rationing and vibration monitoring of knife refiners / Vikharev, S., Sivakov, V., Sannikov, A. // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. Krasnoyarsk Science and Technology City Hall of the Russian Union of Scientific and Engineering Associations. - Krasnoyarsk. - Russia, 2020. - С. 12040.

351. Вихарев С.Н. Исследование технологических характеристик полотна бумаги и вибрации оборудования для обеспечения качества продукции / А.В. Ву-

раско, В.П. Сиваков, С.Н. Вихарев, А.Д. Мешков, Э.Р. Мухамедзянова // Вестник Казанского технологического университета, 2013. - № 13. - Т. 16. - С. 248-251.

352. Vikharev S.N. Vibroacoustic processes of grinding fibrous semi-finished products in the knife refiners / Vikharev S.N. // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. Krasnoyarsk Science and Technology City Hall of the Russian Union of Scientific and Engineering Associations. Krasnoyarsk, Russia, 2020. С. 12046.

353. Vikharev S.N. Reliability of plate of knife refiners // Vikharev S.N. // IOP Conference Series: Metrological Support of Innovative Technologies. Krasnoyarsk Science and Technology City Hall of the Russian Union of Scientific and Engineering Associations. - Krasnoyarsk. - Russia, 2020. - С. 42005.

354. Vikharev S.N. Vibration processes in the knife refining machines / Vikharev S.N. // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2019. - С. 012079.

355. Vikharev S.N. Vibration diagnostics of plates of knife refiners / Journal of Physics: Conference Series // Vikharev S.N. International Scientific Conference "Conference on Applied Physics, Information Technologies and Engineering – APITECH-2019". Krasnoyarsk Science and Technology City Hall of the Russian Union of Scientific and Engineering Associations; Polytechnical Institute of Siberian Federal University, 2019. - С. 44008.

356. Vikharev S.N. Engineering of the knife grinding machine milling processs / Vikharev S.N. // Aerospace 2018 IOP Conf. Series: MIST Materials Science and Engineering 450 (2018) 032020 doi:10.1088/1757-899X/450/3/032020.

357. А. с. I747579 СССР, МКИ³ Д21Д 1/30. Способ регулирования процесса размола бумажной массы / Вихарев С.Н., А.А. Санников. – 3 с.: ил.

358. Патент на п.м. 53677 РФ, МПК D 21 В 1/14. Устройство регулирования процесса размола бумажной массы в дисковых мельницах/ Вихарев С.Н., Душина С.А., Воинкова Н.А.

359. Патент на изобретение № 2285564 РФ МПК D 21 В 1/14. Способ регулирования процесса размола бумажной массы / Вихарев С.Н., Гневанов М. А., Рогожникова И. Т. – 3 с.: ил.

360. Патент на пм 39341 РФ, МПК 7 D 21 D 1/30. Устройство для регулирования процесса размола в дисковой мельнице / Вихарев С.Н., Бебенин А. Л., Рогожникова И. Т. – 3 с.: ил.

361. Патент на пм 108042 РФ, МПК D 21 D 1/30. Мельница для размола волокнистых материалов/ Вихарев С.Н., Агарков М.С. – 4 с.: ил.

362. Патент на пм № 134936 РФ, МПК D 21 D 1/30. Дисковая мельница/ Вихарев С.Н., Микушина В.Н. – 3 с.: ил.

363. Вихарев С.Н. Исследование стабильности межножевого зазора размалывающих машин/ Деревообработка: технологии, оборудование, менеджмент 21 века/ Труды 13 междунар. Евразийского симпозиума, 2018г., с. 148-151.

364. Вихарев С.Н. Вибрационные процессы при размолу волокнистых полуфабрикатов в ножевых мельницах/ Деревообработка: технологии, оборудование, менеджмент 21 века/ Труды 12 междунар. Евразийского симпозиума 19-22 сент. 2017 г., с. 107-113.

365. Вихарев, С.Н. Исследование колебаний ножей гарнитуры при размолу волокнистых полуфабрикатов/ С.Н. Вихарев, С.А. Душина // Лесной вестник. – 2007.- №8. С.180-184.

366. Вихарев, С.Н. Динамика роторов дисковых мельниц // С.Н. Вихарев, В.П. Сиваков // Вестник Казанского государственного технического университета, 2012. – № 6. – 4 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1



УТВЕРЖДАЮ

Главный механик ОАО «Соликамскбумпром»

Mal'tsev V.V.
Мальцев В.В.

10. _____ 2019 г.

АКТ

**внедрения рекомендаций по снижению вибрации и повышению
эффективности эксплуатации размалывающего
и бумагоделательного оборудования на ОАО «Соликамскбумпром»**

Мы, нижеподписавшиеся в лице заместителя главного механика ОАО «Соликамскбумпром» Мусихина В. Ф. и представителя Уральского государственного лесотехнического университета в лице доцента кафедры «технической механики и оборудования целлюлозно-бумажных производств» к.т.н. Вихарева С. Н., составили настоящий акт о том, что предложенные Вихаревым С. Н. рекомендации по снижению вибрации и повышению эффективности эксплуатации бумагоделательного оборудования нашли свое применение в практике на предприятии.

Проведены в 2001- 2018 г комплексные динамические испытания оборудования и поддерживающих конструкций производства термомеханической массы и линий бумагоделательного производства № 1, 2, 3, 4 под научным руководством Вихарева С. Н. По результатам проведенных исследований представлено восемь научно-технических отчетов по комплексным динамическим испытаниям и даны рекомендации по повышению эффективности эксплуатации бумагоделательного оборудования. Также на предприятии внедрены методики технического диагностирования бумагоделательного оборудования.

Внедрение рекомендаций, основанных на теоретическом и экспериментальном исследовании эксплуатационных характеристик и вибрации бума-

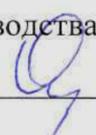
годелательного оборудования позволило существенно снизить вибрацию, повысить производительность технологических линий и уменьшить время внеплановых простоев оборудования.

От ФГБОУ ВО Уральский
государственный лесотехнический
университет, доцент, к.т.н.


_____ Вихарев С.Н.

От ОАО «Соликамскбумпром»
Зам. главного механика


_____ Мусихин В.Ф.
Начальник бумагоделательного
производства


_____ Сафронов Е.Г.

Приложение 2

УТВЕРЖДАЮ



Главный инженер АО «Тури́нский ЦБЗ»

Лысенко Лысенко К.В.
«*августа*» 2020 г.

АКТ

внедрения рекомендаций по повышению эффективности эксплуатации ножевого размалывающего оборудования на Туринском ЦБЗ

Мы, нижеподписавшиеся в лице главного инженера Туринского ЦБЗ Лысенко К.В., и представителя Уральского государственного лесотехнического университета в лице доцента кафедры технической механики и оборудования целлюлозно-бумажных производств к.т.н. Вихарева С.Н., составили настоящий акт о том, что предложенные Вихаревым С.Н. рекомендации по повышению эффективности эксплуатации и снижению вибрации ножевого размалывающего оборудования нашли свое применение в практике на предприятии.

Также внедрен проект горизонтального гидроразбивателя в потоке бумагоделательной машины № 1 производства санитарной гигиенической бумаги. Гидроразбиватель изготовлен силами предприятия и установлен в технологический поток бумагоделательной машины № 1. Гидроразбиватель эффективно работает с 2011 года. Внедрение горизонтального гидроразбивателя для роспуска оборотного брака с бумагоделательной машины привело к сокращению времени обслуживания бумагоделательной машины № 1.

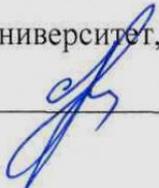
Эксплуатационные показатели и параметры вибрации мельниц МД-31, RT-70 потока производства древесноволокнистых плит до и после внедрения рекомендаций представлены в таблице.

Таблица - Эксплуатационные показатели мельниц МД-31 и RT-70

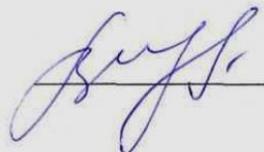
Показатели	До внедрения рекомендаций		После внедрения рекомендаций	
	МД-31	RT-70	МД-31	RT-70
1. Среднее квадратическое значение амплитуды вибрации мельницы, мм/с	3,2	3,8	2,1	2,2
2. Технический ресурс гарнитуры, час	2100	820	2250	840
3. Энергоемкость мельницы, кВт·ч/т	1100	4200	1050	4070

Внедрение рекомендаций, основанных на теоретическом и экспериментальном исследовании эксплуатационных характеристик и вибрации мельниц, снизили амплитуду вибрации мельниц производства древесноволокнистых плит на $34 \div 42 \%$, повысили технический ресурс гарнитуры на $2 \div 7\%$, снизили энергоемкость мельниц на $5 \div 7\%$.

От ФГБОУ ВО Уральский
государственный лесотехнический
университет, доцент, к.т.н.


Вихарев С.Н.

От АОр «Туринский ЦБЗ»
Зам. главного инженера


Шукин В.В.

Приложение 3

УТВЕРЖДАЮ



Главный инженер АОр «Туринский ЦБЗ»

Лысенко Лысенко К.В.

«*11* августа 2020 г.

РАСЧЕТ

ОЖИДАЕМОГО ЭКОНОМИЧЕСКОГО ЭФФЕКТА

Годовая экономия электроэнергии от внедрения рекомендаций и применения стационарной системы управления функционированием одной мельницы RT-70 потока производства древесноволокнистых плит составит:

$$\mathcal{E} = \mathcal{E}_y \cdot Q \cdot \mathcal{C} = 130 \cdot 2,08 \cdot 7680 = 2076,7 \text{ тыс. кВт}\cdot\text{ч,}$$

где $\mathcal{E}_y = 130 \text{ кВт}\cdot\text{ч/т}$ – экономия электроэнергии,

$Q = 2,08 \text{ т/ч}$ – средняя часовая производительность мельницы,

$\mathcal{C} = 320 \text{ дн} = 7680 \text{ ч}$ – время работы мельницы в год.

Годовой экономический эффект от применения вышеназванной системы составляет

$$\mathcal{E}_r = \mathcal{E} \cdot \mathcal{C} = 2076,7 \cdot 10^3 \cdot 3,5 = 7,3 \text{ млн рублей}$$

где $\mathcal{C} = 3,5 \text{ руб/кВт}\cdot\text{ч}$ – цена кВт·ч электроэнергии.

Затраты на изготовление, монтаж и обслуживание стационарной системы управления функционированием этой мельницы существенно меньше годового экономического эффекта и поэтому в расчете не учитывались.

От ФГБОУ ВО Уральский
государственный лесотехнический
университет, доцент, к.т.н.

Вихарев С.Н.

От ЗАОр
«Туринский ЦБЗ»
Зам. главного инженера

Щукин В.В.

Приложение 4
Методика и результаты исследований параметров
вибрации и факторов размола

При помощи полнофакторного планирования эксперимента на лабораторной установке и мельнице МД-3Ш7 АО «Соликамскбумпром» исследовались зависимости параметров вибрации статора от технологических и режимных факторов размола и зависимость характеристик волокнистого материала от параметров вибрации статора. Лабораторная установка размалывает целлюлозу низкой концентрации, а мельница МД-3Ш7- отходы сортирования древесной массы высокой концентрации. Для исследования выделены факторы: удельная нагрузка на кромки ножей (X_1); характеристики массы на входе в мельницу - степень помола и средневзвешенная длина волокна (X_2); концентрация массы (X_3); объемный расход массы (X_4); расход абсолютно сухого волокна (X_5); среднеквадратическое значение виброускорения статора (X_6); расход полезной энергии (X_7). Для каждого фактора выбраны основной уровень (нормальные условия функционирования), интервал варьирования, верхний (+) и нижний (-) уровни, при которых не нарушается стабильность работы мельницы (таблицы П4.1, П4.4).

Таблица П4.1- Уровни и интервалы варьирования факторов
на экспериментальной установке

Уровни	Факторы					
	X_1 , Вт·с/км	X_2 , °Шр (дг)		X_3 , %	X_4 , л/с	X_6 , м/с ²
		Целлюлоза Э-92"С"	Целлюлоза ОБ-1			
Основной	1000	35 (130)	35 (40)	2,25	10	50
Интервал варьирования	500	25 (70)	25 (10)	0,75	6	10
Верхний (+)	1500	60 (50)	60 (30)	3	16	60
Нижний (-)	500	10 (200)	10 (50)	1,5	4	40

Матрицы полнофакторных экспериментов представлены в таблицах П4.2, П4.3, П4.5, П4.6.

Таблица П4.2 - Матрица полнофакторного эксперимента 2^4 для исследования зависимости параметров вибрации статора лабораторной установки от технологических и режимных факторов размола

№ эксперимента	Факторы				Результат			
	X ₁	X ₂	X ₃	X ₄	Амплитуда вибрации статора	Прирост степени помола	Изменение длины волокна	Изменение температуры массы
1	-	-	-	-	Y ₁	Y ₁₇	Y ₃₃	Y ₄₉
2	+	-	-	-	Y ₂	Y ₁₈	Y ₃₄	y ⁵⁰
3	-	+	-	-	Y ₃	Y ₁₉	Y ₃₅	Y ₅₁
4	+	+	-	-	Y ₄	Y ₂₀	Y ₃₆	Y ₅₂
5	-	-	+	-	Y ₅	Y ₂₁	Y ₃₇	Y ₅₃
6	-	-	+	-	Y ₆	Y ₂₂	Y ₃₈	Y ₅₄
7	+	+	+	-	Y ₇	Y ₂₃	Y ₃₉	Y ₅₅
8	-	+	+	-	Y ₈	Y ₂₄	Y ₄₀	Y ₅₆
9	+	-	-	+	Y ₉	Y ₂₅	Y ₄₁	Y ₅₇
10	-	-	-	+	Y ₁₀	Y ₂₆	Y ₄₂	Y ₅₈
11	-	+	-	+	Y ₁₁	Y ₂₇	Y ₄₃	Y ₅₉
12	+	+	-	+	Y ₁₂	Y ₂₈	Y ₄₄	Y ₆₀
13	-	-	+	+	Y ₁₃	Y ₂₉	Y ₄₅	Y ₆₁
14	+	-	+	+	Y ₁₄	Y ₃₀	Y ₄₆	Y ₆₂
15	-	+	+	+	Y ₁₅	Y ₃₁	Y ₄₇	Y ₆₃
16	+	+	+	+	Y ₁₆	Y ₃₂	Y ₄₈	Y

Таблица П4.3- Матрица полнофакторного эксперимента 2^3 для исследования зависимости прироста характеристик массы от факторов размола и параметров вибрации статора на лабораторной установке

№ эксперимента	Факторы			Результат		
	X ₆	X ₃	X ₄	Прирост степени помола	Изменение длины волокна	Изменение температуры массы
1	-	+	+	У ₁	У ₉	У ₁₇
2	+	+	+	У ₂	У ₁₀	У ₁₈
3	-	-	+	У ₃	У ₁₁	У ₁₉
4	+	-	+	У ₄	У ₁₂	У ₂₀
5	-	+	-	У ₅	У ₁₃	У ₂₁
6	-	+	-	У ₆	У ₁₄	У ₂₂
7	+	-	-	У ₇	У ₁₅	У ₂₃
8	-	-	-	У ₈	У ₁₆	У ₂₄

Таблица П4.4 - Интервалы варьирования факторов на мельнице МД-3Ш7 АО «Соликамскбумпром»

Уровни	Факторы			
	X ₇ , кВт	X ₃ , %	X ₅ , кг/час	X ₆ , м/с ²
Основной	600	10,5	2500	600
Интервал варьирования	200	4,5	830	400
Нижний (-)	400	6,0	1670	200
Верхний (+)	800	15,0	3330	1000

Таблица П4.5 - Матрица полнофакторного эксперимента 2^3 для исследования зависимости параметров вибрации статора мельницы МД-3Ш7 от режимных и технологических факторов размола

№ экс-перимента	Факторы			Результат		
	X ₃	X ₇	X ₅	Амплитуда вибро-ускорения статора	Прирост степени помола массы	Изменение температуры массы
1	+	+	+	У ₁	У ₉	У ₁₇
2	-	+	+	У ₂	У ₁₀	У ₁₈
3	+	-	+	У ₃	У ₁₁	У ₁₉
4	-	-	+	У ₄	У ₁₂	У ₂₀
5	+	+	-	У ₅	У ₁₃	У ₂₁
6	-	+	-	У ₆	У ₁₄	У ₂₂
7	+	-	-	У ₇	У ₁₅	У ₂₃
8	-	-	-	У ₈	У ₁₆	У ₂₄

Таблица П4.6 - Матрица полнофакторного эксперимента 2^3 для исследования зависимости прироста качественных характеристик массы от факторов размола и параметров вибрации статора МД-3Ш7

№ экс-перимента	Факторы			Результат		
	X ₃	X ₆	X ₅	Прирост степени помола массы	Изменение разрывной длины	Изменение температуры массы
1	+	+	+	У ₁	У ₉	У ₁₇
2	-	+	+	У ₂	У ₁₀	У ₁₈
3	+	-	+	У ₃	У ₁₁	У ₁₉
4	-	-	+	У ₄	У ₁₂	У ₂₀
5	+	+	-	У ₅	У ₁₃	У ₂₁
6	-	+	-	У ₆	У ₁₄	У ₂₂
7	+	-	-	У ₇	У ₁₅	У ₂₃
8	-	-	-	У ₈	У ₁₆	У ₂₄

Таблица П4.7 - Результаты полнофакторного эксперимента 2^4 для исследования зависимости параметров вибрации статора от факторов размола на экспериментальной установке

№ эксперимента	Целлюлоза Э-92"С"				Целлюлоза ОБ-1			
	Амплитуда вибрации, м/с^2	Прирост степени помола, $^{\circ}\text{Шр}$	Изменение длины волокна, дг	Изменение температуры, $^{\circ}\text{С}$	Амплитуда вибрации, м/с^2	Прирост степени помола, $^{\circ}\text{Шр}$	Изменение длины волокна, дг	Изменение температуры, $^{\circ}\text{С}$
1	42	1,7	2,9	2,0	22	8,2	1,6	1,1
2	55	5,6	3,6	3,0	24	10,8	2,2	2,3
3	14	0,1	0,2	1,2	11	0,2	0,1	0,3
4	16	0,2	0,3	1,2	18	6,5	0,2	0,3
5	42	1,5	2,0	3,0	20	6,7	2,3	1,9
6	74	4,8	3,8	3,1	32	9,2	4,1	2,1
7	10	0,1	0,1	0,2	16	0,1	0,2	0,3
8	18	0,2	0,3	0,2	18	0,1	0,2	0,2
9	40	1,5	2,8	1,2	21	7,8	1,3	1,1
10	50	5,0	3,0	2,0	23	9,6	2,0	2,2
11	12	0,1	0,1	0,8	16	0,2	0,1	0,2
12	14	0,2	0,2	0,6	18	6,3	0,2	0,3
13	38	0,4	1,7	2,8	26	6,5	1,5	1,5
14	72	4,0	3,2	3,0	30	8,7	3,9	1,9
15	14	0,1	0,1	0,2	11	0,1	0,1	0,1
16	16	0,1	0,2	0,2	12	0,1	0,2	0,2

Таблица П4.8 - Результаты экспериментов на мельнице
МД-3Ш7 АО «Соликамскбумпром»

10

Амплитуда виброускорения статора в продольном направлении, м/с ²	Степень помола массы на входе, °Шр	Степень помола массы на входе, °Шр	Прирост степени помола массы, °Шр	Концентрация массы, %	Расход массы, кг/ч
1200	16,5	55,0	38,5	7,8	2800
1000	16,5	51,0	35,0	8,2	2800
800	16,5	33,0	16,5	7,8	2800
300	16,5	22,0	6,0	8,1	2800
850	14,0	28,0	14,0	8,8	3520
700	13,5	22,0	12,0	6,4	3300
380	15,0	24,0	9,0	7,7	4330
650	13,5	25,0	11,5	4,5	2800
700	14,5	32,0	17,5	5,0	2200
600	14,0	28,0	14,0	3,5	2000

Таблица П4.9 - Результаты полнофакторных экспериментов 2³ для исследования зависимости параметров вибрации статора от факторов размола на мельнице
МД-3Ш7 АО «Соликамскбумпром»

№ эксперимента	Амплитуда виброускорения, м/с ²	Прирост степени помола массы, °Шр	Изменение температуры, °С
1	510	18	18
2	250	23	14
3	80	5	8
4	20	10	5
5	800	32	23
6	390	39	24
7	115	12	12
8	60	6	10

Таблица П4.10 - Результаты полнофакторного эксперимента 2^3 для исследования зависимости прироста качественных характеристик массы от факторов размола и параметров вибрации статора экспериментальной установки

№ эксперимента	Целлюлоза Э-92 «С»			Целлюлоза ОБ-1		
	Прирост степени помола, °ШР	Изменение средневзвешенной длины волокна, дг	Изменение температуры массы, °С	Прирост степени помола, °ШР	Изменение средневзвешенной длины волокна, дг	Изменение температуры массы, °С
1	0,1	1,9	0,4	0,3	0,7	0,3
2	1,9	6,5	1,8	2,6	1,4	1,9
3	0,1	5,8	0,6	1,2	0,5	0,4
4	3,4	10,3	1,9	5,2	2,1	1,7
5	1,2	6,5	0,6	1,2	0,7	0,5
6	3,0	14,0	2,0	8,0	6,2	2,2
7	1,8	6,2	0,8	3,4	2,0	0,6
8	8,3	22,0	2,4	15,6	9,5	2,3

Таблица П4.11 - Результаты полнофакторного эксперимента 2^3 для исследования зависимости прироста качественных характеристик массы от факторов размола и параметров вибрации статора МД-ЗШ7 АО «Соликамскбумпром»

№ эксперимента	Прирост степени помола массы, °ШР	Прирост разрывной длины, м	Изменение температуры массы, °С
1	30	310	17
2	36	850	15
3	10	270	8
4	5	20	4
5	37	600	27
6	38	880	20
7	16	320	8
8	13	350	10

Приложение 5

Технический ресурс гарнитуры на предприятиях отрасли

Предприятие	Марка мельницы	Марка гарнитуры	Вид размалываемого материала	Концентрация материала, %	Технический ресурс, час
1	2	3	4	5	6
Соликамск-бумпром	TWIN-60 (I ступень)	64SJ015PK	Пропаренная технологическая щепы	40-45	1250
	TWIN-60 (II ступень)	64SJ220YDS17	Термомеханическая масса	40-45	1250
	TWIN-66 (I ступень)	43SA001AZS48	Пропаренная технологическая щепы	33-36	900
	TWIN-66 (II ступень)	43SA009AZS18	Пропаренная технологическая щепы	40-45	1100
	2070	70SA103YDS17	Отходы сортирования	30-35	1300
	TWIN-FLO-52 (II ступень)	70035TC009 AZ 17-4PH	Термомеханическая масса	3-4	6900
	TWIN-FLO-52 III ступень)	52TA106AASP	Термомеханическая масса	3-4	16 000
	2064	M64SD018RH S17	Отходы сортирования	30-33	1300
	RF-4 (II ступень)	JC04SSFG-SJ	Древесная масса	3-4	16000
	TWIN-FLO-52 (III ступень)	58TC203AAX1	Древесная масса	3-4	9000
Днепропетровская БФ	МД-25	P-800.003	Сульфатная целлюлоза	3-6	4700

Продолжение таблицы

1	2	3	4	5	6
Архангельский ЦБК	МД-4Ш1	P-1000.001	Полуцеллюлоза	6-12	900
	МД-31	P-1000.002	Сульфитная целлюлоза	3-6	1500
	МД-4Ш1В	P-1250.002	Полуцеллюлоза	6-12	800
	МД-48 (УГР)	МД-56.01-005-VI	Пропаренная технологическая щепы	6-15	170
Петрозаводский ДСК	МД-25	P-800.003	Пропаренная технологическая щепы	3-6	72
Туринский ЦБЗ	МД-31	P-1000.005	Древесная масса	2-5	1200
	RT-70	МД-56.01.003	Пропаренная технологическая щепы	6-15	540
Окуловская БФ	МД-31	P-1000.001	Макулатурная масса	3-6	750
Астраханский ЦКК	МД-31	P-1000.001	Целлюлозная масса	3-6	720
	МД-33	P-1000.014	Целлюлозная масса	3-6	840
	МД-33	P-1000.013	Целлюлозная масса	3-6	840