

**ЗАСЫПКИНА СВЕТЛАНА АЛЕКСАНДРОВНА**

**РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ ВИБРАЦИОННОГО РАСЧЁТА  
ДИСКОВЫХ МЕЛЬНИЦ**

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

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

Работа выполнена на кафедре Технической механики и оборудования целлюлозно-бумажных производств Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Уральский государственный лесотехнический университет»

Научный руководитель: **Вихарев Сергей Николаевич**  
кандидат технических наук, доцент кафедры технической механики и оборудования целлюлозно-бумажных производств Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Уральский государственный лесотехнический университет».

Официальные оппоненты: **Алашкевич Юрий Давыдович**  
член-корреспондент РАО, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой машин и аппаратов промышленных технологий Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Сибирский государственный университет науки и технологий имени академика М.Ф. Решетнева».

**Мидуков Николай Петрович**  
кандидат технических наук, доцент кафедры процессов и аппаратов химической технологии Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Санкт-Петербургского государственного университета промышленных технологий и дизайна».

Ведущая организация: Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Северный (Арктический) федеральный университет имени М.В. Ломоносова»

Защита состоится «21» ноября 2017 года в 14 часов на заседании диссертационного совета № Д 212.236.08 при Федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Санкт-Петербургский государственный университет промышленных технологий и дизайна» по адресу: 198095, Санкт-Петербург, ул. Ивана Черных, д. 4, ауд А-233.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Санкт-Петербургский государственный университет промышленных технологий и дизайна» по адресу: 198095, Санкт-Петербург, ул. Ивана Черных, д. 4, и на сайте <http://www.sutd.ru/>.

Автореферат разослан «\_\_\_» \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.

Ученый секретарь диссертационного совета,  
доктор технических наук

Л.Г. Махотина

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность темы.** Для размола волокнистых полуфабрикатов в целлюлозно-бумажном производстве используются дисковые мельницы (МД). Дисковые мельницы относятся к машинам с повышенной динамичностью, являются источником вибрации междуэтажных перекрытий и фундаментов на которых они установлены. Разработка методов вибрационного расчета позволит обоснованно подойти к виброзащите МД, что приведет к увеличению долговечности и безотказности их элементов. Это позволит снизить экономические потери возникающие из-за простоев МД и затраты на их эксплуатацию.

**Цель и задачи работы.** Цель работы – разработка методики комплексного вибрационного расчета дисковых мельниц для повышения эффективности их работы. Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- разработать методику вибрационного расчёта мельниц совместно с поддерживающей конструкцией;
- разработать методику динамического расчёта мельницы в аксиальном направлении с учётом свойств волокнистой прослойки;
- разработать методику вибрационного расчёта размалывающей гарнитуры;
- провести экспериментальные исследования вибрации МД и проверить разработанные теоретические положения;
- внедрить результаты работы в производство.

**Научная новизна работы.** Разработана обобщенная математическая модель МД как многомассная пространственная система, с учетом динамических воздействий. Исследован процесс размола термомеханической массы (ТММ), как циклическая деформация волокнистой прослойки, и рассмотрено ее напряженно-деформированное состояние на одном ножевом поясе размалывающей гарнитуры в виде периодически повторяющихся импульсов. Исследованы аксиальные колебания МД с учетом свойств волокнистой прослойки. Разработаны динамическая и математическая модели ножей размалывающей гарнитуры и предложена методика расчёта ножей для вибрационного проектирования гарнитуры.

**Теоретическая и практическая значимость работы.** Разработанные методики вибрационных расчетов рекомендуется использовать при проектировании дисковых мельниц и их элементов, а так же при разработке методов и средств виброзащиты МД. Разработано устройство регулирования процесса размола бумажной массы в дисковой мельнице. Разработана наборная гарнитура с применением демпфирующих устройств. Получено 3 патента на полезные модели. Результаты работы внедрены на АО «Соликамскбумпром», что подтверждается актом внедрения.

**Методология и методы исследования.** Теоретические исследования проведены с использованием основных положений динамики машин, теории колебаний и метода конечных элементов. Экспериментальные исследования выполнены в производственных условиях АО «Соликамскбумпром». При исследованиях использовался виброанализатор сборщик данных СД-12М фирмы «ВАСТ» с преобразователем АР-40, а также лицензионное программное обес-

печение «Vibro 12». Численные расчёты произведены при использовании программных комплексов «Ansis», «SolidWorks», «Maple» и «Mathcad».

Объектом исследования являлись МД. Предметом исследования являлись вибрационные процессы при размоле волокнистых полуфабрикатов в МД.

**Положения, выносимые на защиту:**

методика вибрационного расчёта МД совместно с поддерживающей конструкцией;

методика вибрационного расчёта МД в аксиальном направлении с учётом свойств волокнистой прослойки;

методика вибрационного расчёта размалывающей гарнитуры;

способ управления функционированием МД и конструкция гарнитуры МД с применением демпфирующих устройств.

**Степень достоверности результатов** подтверждается значительным экспериментальным материалом, полученным с использованием современной аппаратуры. Обработка и анализ данных проводились при помощи специального программного обеспечения. Достоверность численных расчетов подтверждается сходимостью с экспериментальными данными.

**Апробация работы.** Основные положения и результаты исследований по теме диссертационной работы были представлены на V международной научно-технической конференции «Лес 2004» (Брянск, 2004), на II научно-технической конференции студентов и аспирантов Уральского государственного лесотехнического университета (Екатеринбург, 2006), на III всероссийской научно-технической конференции «Научное творчество молодежи - лесному комплексу России» (Екатеринбург 2007), на VII международной научно-технической конференции «Социально-экономические и экологические проблемы лесного комплекса» (Екатеринбург, 2009), на V международном евразийском симпозиуме «Деревообработка: технологии, оборудование, менеджмент XXI века» (Екатеринбург, 2010), на VII всероссийской научно-технической конференции «Научное творчество молодежи - лесному комплексу России» (Екатеринбург 2012), на IX международной научно-технической конференции «Лесные технопарки – дорожная карта инновационного лесного комплекса: социально-экономические и экологические проблемы лесного комплекса» (Екатеринбург 2013), на X Всерос. науч.-техн. конф. студентов и аспирантов и конкурса по программе «Умник» (Екатеринбург, 2014), на XI международном евразийском симпозиуме «Деревообработка: технологии, оборудование, менеджмент XXI века» (Екатеринбург, 2016).

**Публикации.** Основные положения диссертационной работы опубликованы в семнадцати печатных работах, из них три в изданиях, рекомендованных ВАК и три патента на полезную модель.

**Объём и структура диссертационной работы.** Диссертационная работа состоит из введения, четырех разделов, выводов, списка литературы и одного приложения. Она включает 126 страниц машинописного текста, 58 иллюстраций, 9 таблиц, 182 наименования использованных источников, в том числе 46 иностранных.

## ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

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

**В первом разделе** приведены общие сведения о дисковых мельницах, назначение и принцип их действия. Представлена классификация размалывающих гарнитур, проведён анализ их конструкций. Рассмотрены теоретические представления о процессе размола.

Проанализированы теории упругих несовершенств, и сделан вывод, что модели волокнистой прослойки при жидкостном трении гарнитуры наиболее удовлетворяет модель упруго-вязко-пластического тела Кельвина-Фойгта.

Проведен аналитический обзор работ российских и зарубежных ученых по виброзащите и вибродиагностике оборудования подобного дисковым мельницам. Известны работы по исследованию динамики МД А.А. Санникова, С.Н. Вихарева, А.Г. Чимде, Ю.Д. Алашкевича, В.Н. Гончарова, И.Д. Кугушева, В.И. Ковалева, А.В. Бывшева, А.А. Набиевой, В.Н. Старжинского, А.Д. Лебедева, А.Н. Кипрушкина, Г.Шульца и др.

МД совместно с поддерживающей конструкцией представляют собой сложную колебательную систему с большим количеством степеней свободы и могут быть разного конструктивного исполнения. Динамические модели МД представляют собой  $n$ -массную пространственную систему, методика расчета которых, совместно с поддерживающей конструкцией и с учетом динамических воздействий, не разработана.

Волокнистый материал в межножевом зазоре получает импульсные воздействия, которые зависят от конструктивных и режимных факторов размола. Поведение волокнистой прослойки при размоле и исследование колебаний мельниц в аксиальном направлении носит фрагментарный характер. Не исследованы динамическая и математическая модели основных элементов гарнитуры – ножей. Не разработаны методики вибрационного расчёта аксиальных колебаний мельниц и вибрационного расчёта гарнитуры.

Разработка методов вибрационных расчётов дисковых мельниц и их элементов является актуальной и нерешённой в настоящее время задачей. Для решения этой задачи в настоящей работе необходимо разработать комплекс методик вибрационных расчетов МД, провести экспериментальные исследования вибрации МД, проверить разработанные теоретические положения и внедрить результаты работы в производство.

**Второй Раздел** посвящен теоретическим исследованиям колебаний МД и их элементов. Основным узлом, возбуждающим колебания, является вращающийся ротор. На ротор действуют силы и моменты инерции, возникающие из-за неуравновешенных масс, воздействий муфты, размалываемого материала и подшипников качения, со случайно распределенными фазами (рисунок 1). Определены основные подходы для расчета этих динамических воздействий.

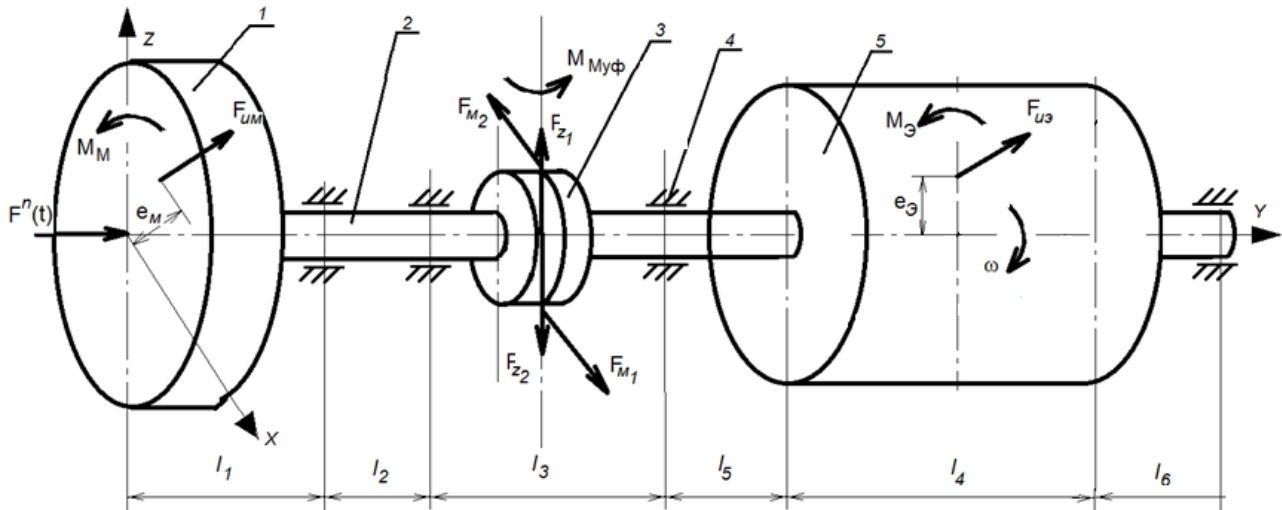


Рисунок 1 – Схема ротора мельницы и действующих на него сил: 1-диск мельницы; 2-вал; 3-муфта; 4- подшипниковая опора; 5- ротор электродвигателя

Ротор, элементы корпуса и поддерживающая конструкция МД, представляют собой единую динамическую систему. Получены обобщенные динамическая и математическая модели, описывающие пространственные колебания системы.

Далее показано, что обобщенные n-массные модели могут быть упрощены до конечного числа масс. Представлены динамическая (рисунок 2) и математическая (1) модели дисковой мельницы TF-52 фирмы «ANDRITZ», установленной на АО «Соликамскбумпром», как одномассной пространственной системы.

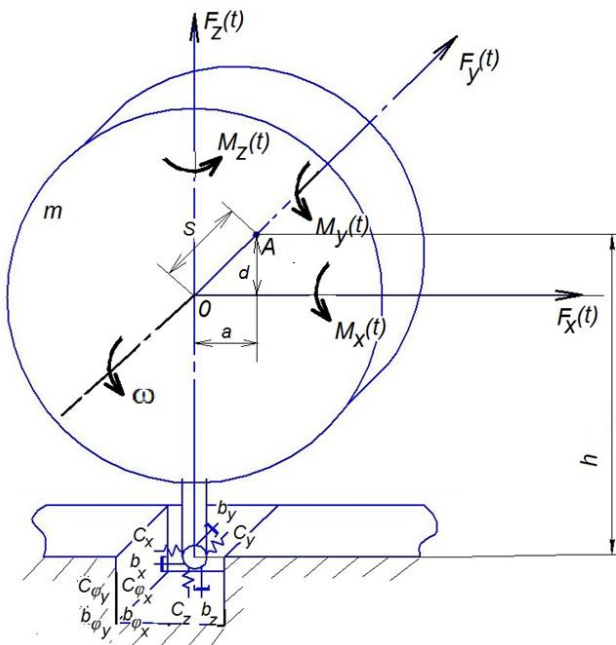


Рисунок 2 – Динамическая модель дисковой мельницы TF-52 фирмы «ANDRITZ» на ОАО «Соликамскбумпром»

Из обобщенной математической модели получены уравнения колебаний пространственной одномассной системы с учетом динамических воздействий

$$\begin{aligned}
 m\ddot{x} + b_x(\dot{x} - h\dot{\varphi}_x) + C_x(x - h\varphi_x) &= F_x(t); \\
 m\ddot{y} + b_y(\dot{y} - h\dot{\varphi}_y) + C_y(y - h\varphi_y) &= F_y(t); \\
 m\ddot{z} + b_z(\dot{z} - h\dot{\varphi}_z) + C_z(z - h\varphi_z) &= F_z(t); \\
 \theta_x\ddot{\varphi}_x + m\ddot{x}d - m\ddot{z}a - m\ddot{y}s + b_{\varphi_x}\dot{\varphi}_x + C_{\varphi_x}\varphi_x &= M_x(t); \\
 \theta_y\ddot{\varphi}_y + m\ddot{y}d - m\ddot{z}a - m\ddot{x}s + b_{\varphi_y}\dot{\varphi}_y + C_{\varphi_y}\varphi_y &= M_y(t);
 \end{aligned} \tag{1}$$

$$\theta_z \ddot{\varphi}_z + m \ddot{x}d - m \ddot{z}a - m \ddot{y}s = M_z(t),$$

где:  $F_x = F_{\text{им}} \cos \omega t$ ;  $F_z = F_{\text{им}} \sin \omega t$ ;  $F_y = F_0^n + F_i^n \cos \omega t$ ;

$$M_x = (F_0^n + F_i^n \cos \omega t) s \cdot \cos \omega t; M_y = 0;$$

$$M_z = (F_0^n + F_i^n \cos \omega t) s \cdot \sin \omega t + M_M \sin \omega t;$$

$F_i^n$  - зависит от многих факторов: рисунка гарнитуры, частоты вращения ротора, взаимного расположения ротора и статора, зазора между дисками, полуфабриката, величины сжатия волокнистой прослойки и так далее. В литературе принимается 2-5% от постоянной составляющей  $F_0^n$ ;

$u = z, x, y$  – перемещения центров масс МД совместно с поддерживающей конструкцией в вертикальном направлении, горизонтальном направлении перпендикулярном оси вращения ротора, горизонтальном направлении совпадающем с осью вращения ротора (аксиальном), соответственно;

$\varphi_u$  – углы поворота относительно центра жёсткости массы МД совместно с поддерживающей конструкцией;

$\omega$  – частота вращения ротора;

$\theta_u$  – массовые моменты инерции относительно осей, проходящих через центр масс;

$C_u$  – коэффициенты жёсткости опорных конструкций, соответственно, при вертикальных, горизонтальных, аксиальных и поворотных перемещениях;

$b_u$  – коэффициенты неупругих сопротивлений опорных конструкций, соответственно, при вертикальных, горизонтальных, аксиальных и поворотных перемещениях;

$s, h, a$  – расстояния между центром массы и жесткости опорного элемента, соответственно, по аксиальной, вертикальной и горизонтальной осям;

Модель дисковой мельницы в аксиальном направлении (рисунок 3) представляет собой вращающийся вал с роторным диском, который взаимодействует со статорным диском через волокнистую прослойку, которая моделируется, при жидкостном трении - моделью Кельвина-Фойгта, при граничном трении - телом Гука. Параметры моделей прослойки  $b(t)$  и  $C_3(t)$  изменяются во времени с гарнитурными частотами  $\omega_r$ . Корпус МД принимается абсолютно жестким, а параметры элементов  $C_4, C_5, b_1$  и  $b_2$ , - постоянными во времени.

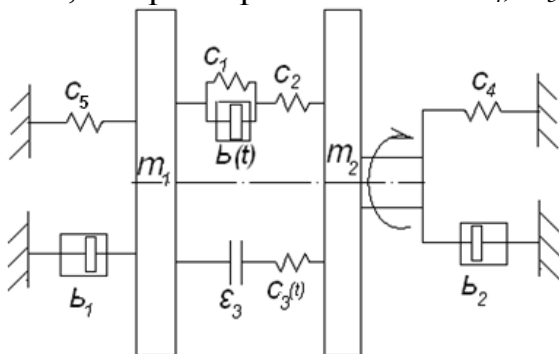


Рисунок 3 – Модель дисковой мельницы в аксиальном направлении

Рассмотрены напряжения и деформации волокнистой прослойки и получена формула (2) для определения её суммарной динамической жесткости

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

Показано, что в аксиальном направлении происходит параметрическое возбуждение колебаний из-за изменения свойств волокнистой прослойки. Математическая модель выражается 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  $n_{y2}=0,5, 2/3, 1, 0$ . Получены формулы, по которым определяются амплитуды и углы сдвига фаз гармонических составляющих.

Вибрационные процессы в мельницах во многом определяются работой размалывающей гарнитуры. При прохождении ножей гарнитуры ротора через ножи гарнитуры статора образуются площадки контакта. Механическое и гидродинамическое воздействие размалываемого материала в площадках контакта складывается из нормальной  $F^n(t)$  и тангенциальной  $F^\tau(t)$  сил, действующих на нож, формулы для определения которых представлены в работе. Выведена формула для определения скорости прохождения ножа ротора по ножу статора.

Исследованы вынужденные (гарнитурные) частоты колебания ножей размалывающей гарнитуры, и получена формула для определения частоты перекрытия ножей ротора по ножам статора

$$f_\Gamma = f_{\Gamma 1} \cdot z_p \cdot z_c, \quad (3)$$

где  $f_{\Gamma 1} = \frac{n}{60} \cdot \arcsin \frac{l_p \cdot \sin \beta \cdot \sin \gamma}{r_g \cdot \sin \alpha}$ .

Для исследования собственных частот колебаний ножей гарнитуры, динамическая модель ножа представлена в виде балки на упругом основании (рисунок 4). Исследование колебаний проводилось в линейной постановке, не учитывалась инерция сечения ножа и центробежная сила, действующая на нож гарнитуры ротора, жёсткость крепления ножа к основанию гарнитуры принималась постоянной.

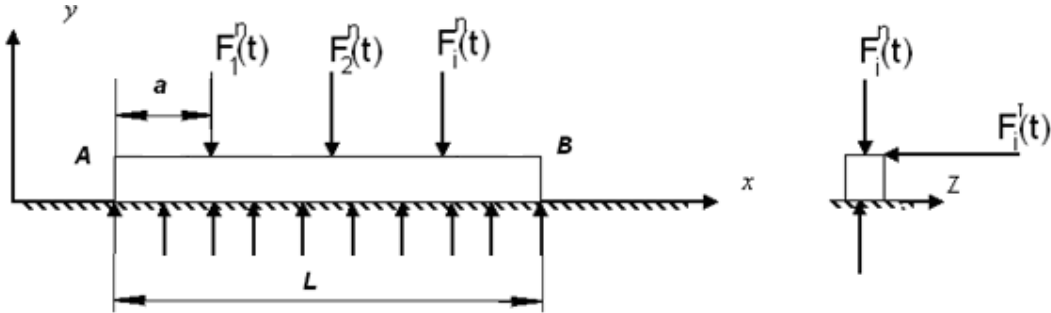


Рисунок 4 – Динамическая модель ножа гарнитуры

При исследовании колебаний ножа гарнитуры воспользовались уравнением Лагранжа. Получили выражения для кинетической и потенциальной энергии

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

$$V = V_1 + V_2 = \frac{EI}{2} \int_0^L \left( \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \right)^2 dx + \frac{C_k}{2} \int_0^L y^2 dx = \frac{EI\pi^4}{4L^3} \sum_{n=1}^{\infty} n^4 \varphi_n^2 + \frac{C_k L}{4} \sum_{n=1}^{\infty} \varphi_n^2, \quad (5)$$



Подставив выражения (4) и (5) в уравнение Лагранжа и преобразовав, получили частоту собственных изгибных колебаний ножа, которая учитывает жёсткость крепления ножа к основанию гарнитуры.

$$\omega_{Г0} = \sqrt{\frac{n^4 EI\pi^4 g}{mL^4} + \frac{C_k g}{m}}. \quad (6)$$

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

**В третьем разделе** описана методика проведения экспериментальных исследований вибрации МД на производствах термомеханической и дефибрёрной массы АО «Соликамскбумпром». Для измерения и анализа параметров вибрации использовался виброанализатор СД-12М с вибропреобразователем АР-40 фирмы «ВАСТ». Составление маршрутов, обмен данными и анализ спектров проводились на персональном компьютере, с использованием программы «Vibro 12». Качество древесной массы определялось по стандартным методикам в лабораториях предприятия АО «Соликамскбумпром».

Измерение параметров вибрации проводились в трёх взаимноперпендикулярных направлениях: вертикальном; горизонтальном и аксиальном. Точки для измерения вибрации выбирались в соответствии с рекомендациями ГОСТ ИСО 10816-1-97. Вибропреобразователи устанавливались в соответствии с требованиями ГОСТ ИСО 5348-99. При проведении экспериментов также регистрировались технологические и режимные параметры размола.

Проведено экспериментальное исследование мельницы TF-52 на АО «Соликамскбумпром». Точки измерения вибрации представлены на рисунке 5. Результаты измерений представлены в таблице 1.

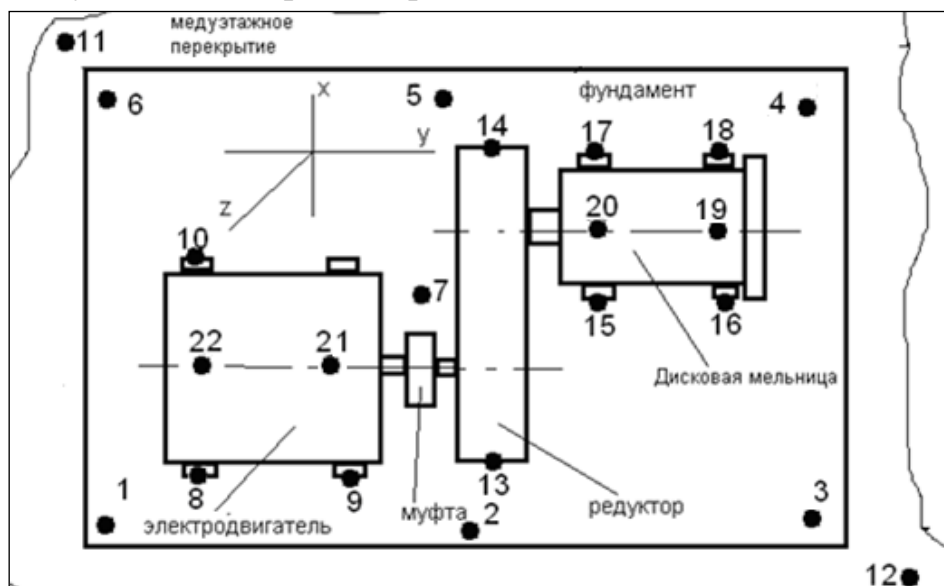


Рисунок 5 – Точки установки вибропреобразователей на сдвоенную МД фирмы «ANDRITZ» TF-52 и поддерживающую конструкцию

Таблица 1 – Параметры вибрации мельницы TF-52

Направление измерения	Амплитуда виброскорости на частоте 7 Гц, мм/с										
	Точки измерения										
	1	2	3	4	5	6	7	11-12	19	20	21
Вертикальное Z	1,13	1,43	4,3	1,43	2,5	5,23	1,13	0,1	-	-	-
Аксиальное Y	0,78	0,98	0,8	1,11	1,13	0,85	0,78	0,1	-	-	-
Горизонтальное X	0,5	0,44	0,67	0,2	0,6	0,51	0,5	0,1	3,9	3,5	2,8

Получены спектры собственных частот колебаний фундамента мельницы TF-52 на виброизоляторах, по которым выявлена низшая собственная частота равная 7 Гц (рисунок 6).

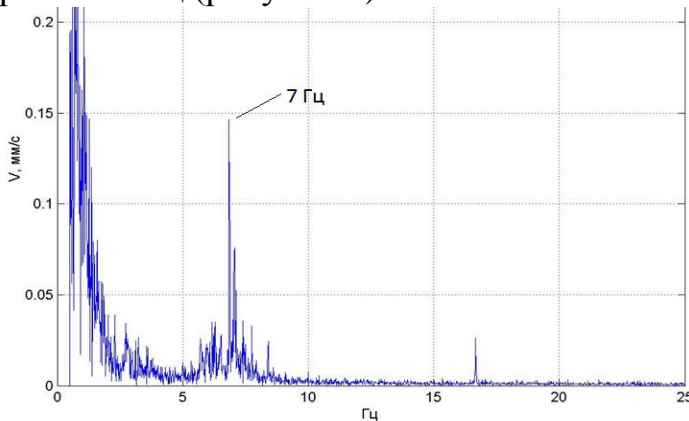


Рисунок 6 – Спектр собственных частот виброизолированного фундамента дисковой мельницы TF-52 в вертикальном направлении

Исследовано влияние режимных факторов размола на виброактивность дисковых мельниц. Эксперименты проводились при изменении расхода и концентрации массы. При каждом измерении отбирались пробы массы с целью определения их характеристик. При экспериментах измерялись параметры вибрации статора в продольном направлении, а именно: среднеквадратическое значение (СКЗ) виброскорости; прямой спектр виброускорения. Даны рекомендации по выбору режима работы для АО «Соликамскбумпром».

Для определения собственных частот колебаний ножей проведены ударные испытания ножей гарнитуры. Вибропреобразователь устанавливался на сегмент гарнитуры в направлении, параллельном рабочей плоскости гарнитуры. Виброанализатор настраивался на специальную функцию «удар».

При обработке результатов проведена оценка воспроизводимости экспериментальных измерений.

**В четвертом разделе** проведено сопоставление теоретических и экспериментальных исследований. Разработаны методики вибрационного расчета МД.

Вибрационное исследование МД совместно с поддерживающей конструкцией проводилось на сдвоенной дисковой мельнице TF-52 на АО «Соликамскбумпром». Проверка адекватности математической модели проводилась по низшей частоте свободных колебаний МД. Собственные частоты колебаний системы определяются из системы однородных дифференциальных уравнений (1), без учета неупругих сопротивлений в системе и при эксцентриситете  $e=0$ .

В результате решения системы уравнений (1) была получена низшая собственная частота колебаний системы  $\omega_{01}^2 = 37,8$  Рад/с. Экспериментальная низшая собственная частота колебаний мельницы TF-52 совместно с фундаментным блоком равна 7 Гц (рисунок 6), что соответствует 43,7 Рад/с. Отклонение низшей собственной расчетной частоты колебаний от частоты полученной экспериментально составляет 13,5%, что подтверждает адекватность предложенной модели.

При экспериментальном исследовании мельницы TF-52 было выявлено, что среднеквадратические значения амплитуды виброскорости (таблица. 1) в вертикальном направлении превышают нормативные значения по ГОСТ 26493-85. Руководством АО «Соликамскбумпром» была поставлена задача - снизить колебания данной МД. Проведен вибрационный расчет вышеназванной мель-

ницы при помощи математической модели (1), разработанной во втором разделе работы. Результаты расчета представлены на рисунке 7.

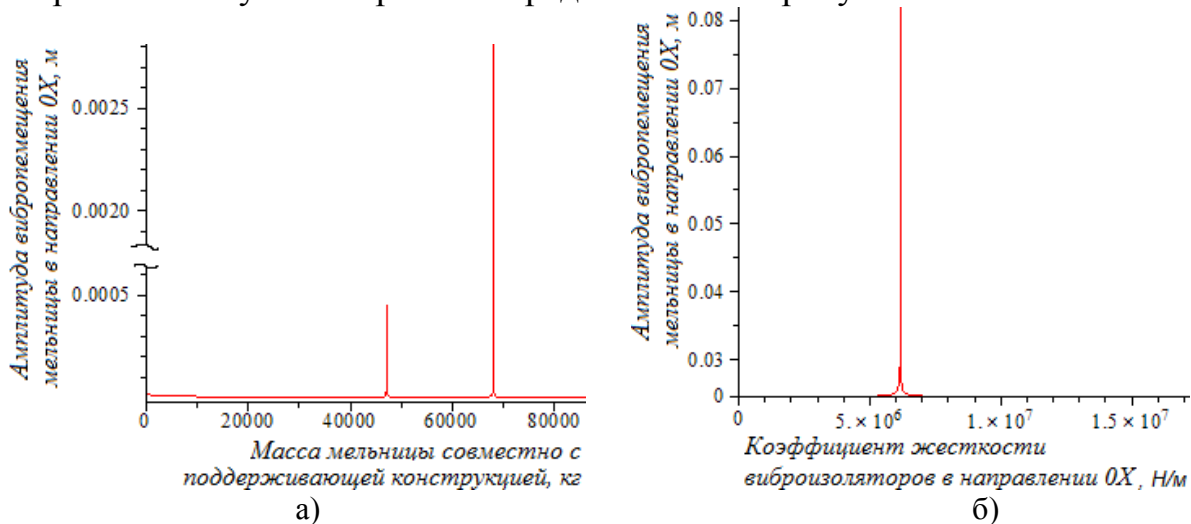


Рисунок 7 – Графики зависимости амплитуды виброперемещения мельницы TF-52 в направлении X от: а) – массы мельницы совместно с поддерживающей конструкцией; б) - коэффициента жесткости виброизоляторов в направлении X.

По результатам проведенного вибрационного расчета мельницы TF-52, для уменьшения колебаний было предложено выполнить одну из следующих рекомендаций:

- установить виброизоляторы с жесткостью:  $C_x \leq 5 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$  (рисунок 7 в);
- увеличить массу МД совместно с фундаментом до 80000 кг (рисунок 7 а);
- выявить источник колебаний МД и устранить его.

Для выявления источника колебаний были проведены измерения вибрации корпуса в местах расположения передней и задней подшипниковых опор мельницы (точках 19, 20, 21 (рисунок 5)).

Значение амплитуды колебаний полученное на первой опоре выше чем на других опорах (таблица 1). Это свидетельствует о повышенном дисбалансе ротора. Отчет о проведении исследования был представлен на АО «Соликамскбумпром» и рекомендован к внедрению, что подтверждается актом внедрения. После замены ротора, амплитуды вибрации на корпусе мельницы составили 1,6...1,8 мм/с, что не превышает допускаемых значений по ГОСТ 26493-85.

При разработке методики вибрационного расчета МД в аксиальном направлении исследованы напряжения в волокнистой прослойке между ротором и статором при её относительном сжатии в МД различных типоразмеров. Обобщённый график представлен на рисунке 8.

Изменения деформации волокнистой прослойки запаздывают по отношению к изменению напряжения при перекрещивании ножей (рисунок 8, б). После снятия напряжения деформация будет уменьшаться по экспоненциальному закону

$$\varepsilon = \varepsilon_0 e^{-\frac{t}{\tau}}. \quad (7)$$

Анализируя рисунок 8, можно сделать вывод, что для повышения эффективности размола необходимо увеличить число циклов нагружения и продолжительность действия нагрузок, уменьшить время восстановления прослойки,

снизить значение вязко-упругих свойств полуфабриката и увеличить напряжения в цикле.

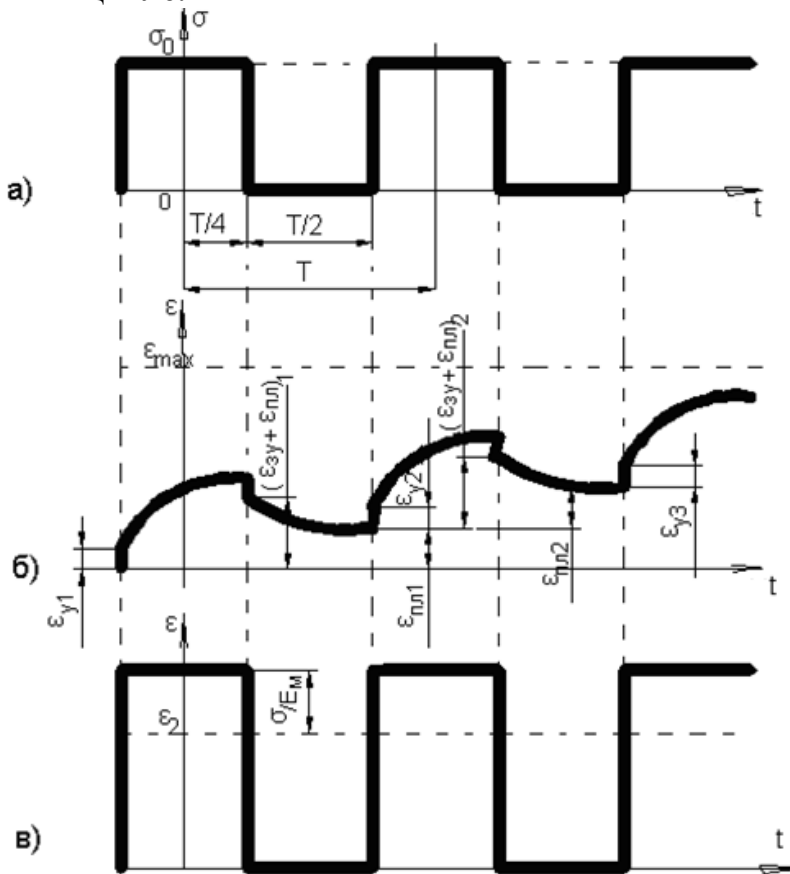


Рисунок 8 – Циклические воздействия на волокнистую прослойку между ротором и статором: а) – импульсы напряжения; б) – импульсы деформации при жидкостном трении; в) – импульсы деформации при граничном трении

Используя результаты исследования, разработано Устройство регулирования процесса размола бумажной массы в дисковой мельнице, которое защищено патентом на полезную модель № 53677 РФ, D 21 В 1/14. Целью изобретения является снижение энергоемкости размола при помощи соотношения уровня виброускорения статора и расхода массы при минимальном расходе электроэнергии.

Основной задачей вибрационного расчёта ножей размалывающих гарнитур является выявление резонансных зон их колебаний, то есть совпадения вынужденных гарнитурных частот с собственными частотами колебаний ножей.

Сопоставление результатов исследований частот собственных колебаний ножа, полученных экспериментально, аналитически и методом конечных элементов, представлено в таблице 2.

Таблица 2 – Собственные частоты колебаний ножа гарнитуры

№ формы колебаний	Частота полученная аналитически по формуле (6), Гц	Частота полученная методом конечных элементов, Гц	Частота полученная экспериментально Гц	Отклонение частоты полученной аналитически от экспериментального значения, %	Отклонение частоты полученной методом конечных элементов от экспериментального значения, %
1-я форма	14516	14556	15890	8,7	8,4
2-я форма	14820	14891	15990	7,3	6,8
3-я форма	16084	15794	17360	7,3	9,0
4-я форма	19057	17041	21300	10,5	20,0

Ошибка при аналитическом определении частот не превышает 10,5%.

Исследованы факторы, влияющие на собственные изгибные колебания ножей, и сделаны следующие выводы: собственные частоты колебаний ножей

повышаются в процессе износа; уменьшение жесткости крепления ножа к основанию гарнитуры позволяет снизить частоту собственных колебаний.

Проведен расчет вынужденных гарнитурных частот по формуле (3). Сопоставление результатов исследований гарнитурных частот, полученных экспериментально и аналитически, представлено в таблице 3.

Таблица 3 – Результаты исследования гарнитурных частот

Ножевые пояса	Гарнитурные частоты, определённые аналитически по формуле (3), Гц		Гарнитурные частоты определённые экспериментально, Гц		Отклонение от экспериментального значения, %	
	$F_{ГС}, F_{ГР}$	$2F_{ГС}, 2F_{ГР}$	$F_{ГС}, F_{ГР}$	$2F_{ГС}, 2F_{ГР}$	$F_{ГС}, F_{ГР}$	$2F_{ГС}, 2F_{ГР}$
1-й	5700	11400	6240	-	8,7	-
2-й	5985	11970	6540	13090	8,5	8,6
3-й	6270	12539	6860	13710	8,5	8,5
4-й	6551	13102	7170	14340	8,7	8,6

Ошибка, полученная при сопоставлении расчётных и экспериментальных значений гарнитурных частот не превышает 8,7%. Предложенная в работе методика рекомендуется для проведения вибрационного расчета ножей.

Ввиду большого числа возмущающих гармоник и частот собственных колебаний, определение резонансных режимов работы ножей производится с помощью резонансной диаграммы (рисунок 9).

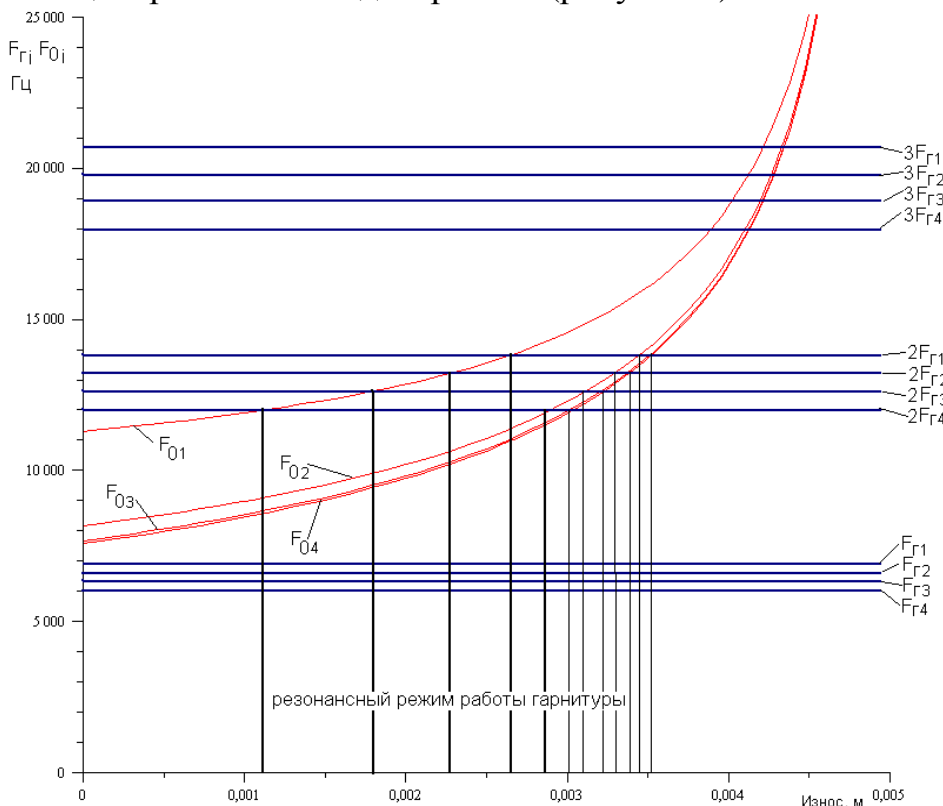


Рисунок 9 – График определения резонансных режимов работы ножей гарнитуры 62200 фирмы «DURAMETAL»

Возможно три вида мероприятий по устранению опасных колебаний ножей гарнитуры: изменить гарнитурные частоты, изменить собственные частоты колебаний ножей, применить в конструкциях гарнитуры демпфирующие устройства. Для реализации третьего вида мероприятий разработаны и защищены патентами на полезные модели следующие устройства, позволяющие понизить колебания ножей и повысить надёжность гарнитуры:

Патент № 58125 U1 «Гарнитура дисковых мельниц». Гарнитура выполнена со сменными режущими органами (рисунок 10), которые установлены при

помощи планок (5), закреплённых кольцами и винтами в матрице, а ударное давление ножей воспринимают демпфирующие элементы (3), расположенные под ножами.

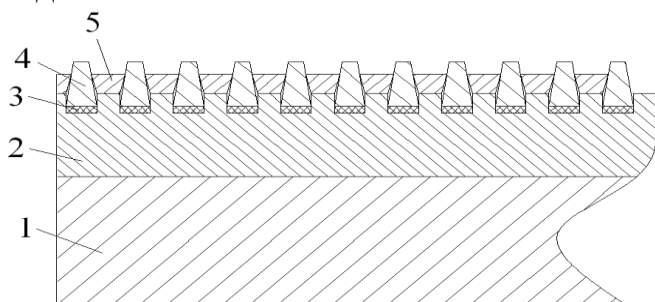


Рисунок 10 – Схема гарнитуры с наборными ножами: 1–диск; 2–матрица; 3 – виброизолятор; 4 –нож; 5 –планка

Патент № 58547 U1 «Дисковая мельница». Целью изобретения является повышение надежности гарнитуры и эффективности размола за счет обеспечения равномерного давления по длине ножа.

Для регулирования процесса размола на неподвижном диске находятся камеры, в которые подается жидкость (рисунок 11). В камерах неподвижного диска находятся плунжеры 2, плотно прилегающие к ножам 1. Жидкость, попадая в камеры, давит на плунжер 2, который передает давление на нож 1.

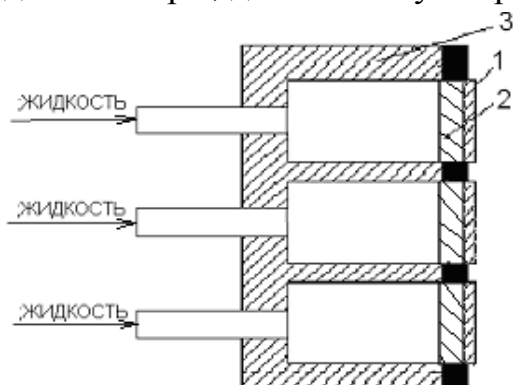


Рисунок 11 – Схема гидравлической присадки ножей гарнитуры: 1 – нож; 2 – плунжер; 3 – диск с камерами

Преимуществами данных изобретений являются: малый износ ножей; замена не всей гарнитуры, а небольшого количества ножей; распределение давления не по всей размалывающей поверхности, а по тем ножам, где необходимо; повышение ремонтпригодности гарнитуры.

### Выводы

1. Разработана методика вибрационного расчета дисковой мельницы совместно с поддерживающей конструкцией как единой n-массной пространственной динамической системы. Обоснована неуравновешенность ротора мельницы TF-52 древесномассного производства АО «Соликамскбумпром».

2. Установлено, что колебания дисковых мельниц в аксиальном направлении параметрические. По качественным зависимостям, полученным экспериментально, обосновано использование модели Кельвина-Фойгта для описания свойств волокнистой прослойки при жидкостном трении и модели Гука при граничном трении гарнитур.

3. Показаны пути повышения эффективности размола увеличением числа циклов нагружения, увеличением продолжительности действия нагрузок; уменьшением времени восстановления прослойки; снижением вязкоупругих свойств полуфабриката и увеличением напряжений в цикле.



4. Разработана методика вибрационного расчёта гарнитуры. Определены резонансные режимы работы ножей графическим методом. Ошибка между теоретическими и экспериментальными исследованиями не превышает 10,5%.

5. Разработанные методики расчетов апробированы с положительным результатом на производствах АО «Соликамскбумпром». Подтверждено актом внедрения.

6. Разработаны устройства, защищенные патентами на полезные модели: наборная гарнитура дисковой мельницы с применением демпфирующих устройств, гарнитура с гидравлической присадкой ножей и устройство регулирования процесса размола бумажной массы в дисковой мельнице.

### **Основное содержание диссертации изложено в публикациях:**

#### *Публикации в изданиях рекомендованных ВАК РФ*

1. Душинина\* С.А. Виброзащита рафинёров производства химико-термомеханической массы / С.А. Душинина\*, С.Н. Вихарев, В.П. Сиваков, А.Н.Федотов // Целлюлоза. Бумага. Картон. – 2006. - №1 – С. 66-67.

2. Душинина\* С.А. Исследование колебаний ножей гарнитуры мельниц при размоле волокнистых полуфабрикатов / С.А. Душинина\*, С.Н. Вихарев // Вестник Московск. государ. универ. леса. Лесной вестник. – 2007-№8- С. 180-183.

3. Душинина\* С.А. Модель волокнистой прослойки при размоле в мельницах / С.А. Душинина\*, С.Н. Вихарев // Лесной журнал. – Архангельск: САФУ, 2014. - №2 – С. 116-122.

#### *Патенты*

4. Пат. 53677 РФ, D 21 В 1/14. Устройство регулирования процесса размола бумажной массы в дисковых мельницах/ С.Н. Вихарев, С.А. Душинина\*, Н.А. Воинкова (Россия). - № 2005110195/22; Заявлено 07.04.2005; Опубл. 27.05.2006, Бюл. №15.

5. Пат. 58125 РФ, D 21 D 1/30. Гарнитура дисковых мельниц/ С.Н. Вихарев, С.А. Душинина\*, С.Н. Янковская (Россия). - № 2006116905/22; Заявлено 16.05.2006; Опубл. 10.11.2006, Бюл. № 31.

6. Пат. 58547 РФ, D 21 D 1/38. Дисковая мельница/ С.Н. Вихарев, С.А. Душинина\*, А.С. Душинин (Россия). - № 2006123207/22; Заявлено 29.06.2006; Опубл. 27.11.2006, Бюл. № 33.

#### *Материалы и тезисы докладов*

7. Душинина\* С.А. Диагностика технического состояния дисковых мельниц / С.А. Душинина\*, С.Н. Вихарев // Материалы II всероссийской научно-технической конференции студентов и аспирантов / Матер. науч.-техн. конф. Ч1. - Урал. гос. лесотехн. ун-т.-Екатеринбург, 2006. – С. 159-161.

8. Душинина\* С.А. Исследование виброакустических характеристик дисковых мельниц / С.А. Душинина\*, С.Н. Вихарев // Материалы III всероссийской научн.-техн. конф. Ч2 «Научное творчество молодежи – лесному комплексу России» - Урал. гос. лесотехн. ун-т.- Екатеринбург, 2007. - С. 189-190.

9. Душинина\* С.А. Собственные частоты колебаний дисков мельницы / С.А. Душинина\*, С.Н. Вихарев // Вибродиагностика, триботехника, вибрация и шум: монографический сборник/ Под ред. А.А. Санникова, Н.В. Куцубиной. – Екатеринбург: Уральск. гос. лесотехн. ун-т, 2009. – С. 191-193.

10. Душинина\* С.А. Вибрационное проектирование размалывающей гарнитуры дисковой мельницы / С.А. Душинина\*, А.М. Морозов // *Материалы V Международного Евразийского симпозиума «Деревообработка: технологии, оборудование, менеджмент XXI века»* 25-28 мая 2010 г. Урал. гос. лесотехн. ун-т.– Екатеринбург, 2010. – С. 226-228.

11. Душинина\* С.А., Вихарев С.Н. Исследование собственных частот колебаний ножей гарнитуры дисковой мельницы в зависимости от их износа и жесткости крепления // *Материалы VII всероссийской научн.-техн. конф. Ч2 «Научное творчество молодежи – лесному комплексу России»* - Урал. гос. лесотехн. ун-т.- Екатеринбург, 2012. - С. 288-289.

12. Душинина\* С.А., Вихарев С.Н. Исследование влияния факторов на колебания мельниц совместно с поддерживающей конструкцией // *Материалы VII всероссийской научн.-техн. конф. Ч2 «Научное творчество молодежи – лесному комплексу России»* - Урал. гос. лесотехн. ун-т.- Екатеринбург, 2012. - С. 286-287.

13. Душинина\* С.А. Скорость перемещения нагрузок по ножу размалывающей гарнитуры дисковой мельницы // *Материалы IX международной научно-технической конференции «Лесные технопарки – дорожная карта инновационного лесного комплекса: социально-экономические и экологические проблемы лесного комплекса»* - Урал. гос. лесотехн. ун-т.- Екатеринбург, 2013. - №1 - С. 67-70.

14. Душинина\*, С.А. Динамическая и математическая модели дисковой мельницы (МД) / С.А. Душинина\*, С.Н. Вихарев // *Научное творчество молодежи – лесному комплексу России : материалы X Всерос. науч.-техн. конф. студентов и аспирантов и конкурса по программе «Умник» / М-во образования и науки РФ, Урал. гос. лесотехн. ун-т, Урал. отд-ние секции наук о лесе Рос. Акад. естеств. наук, Урал. лесной технопарк ; ред. С. В. Залесов [и др.]. – Екатеринбург : УГЛТУ, 2014. – Ч. 1. – С. 228–229.*

15. Душинина\* С.А. Вынужденные колебания ножей дисковой мельницы / С.А. Душинина\*, С.Н. Вихарев // *Труды XI Международного Евразийского симпозиума «Деревообработка: технологии, оборудование, менеджмент XXI века»* Урал. гос. лесотехн. ун-т.– Екатеринбург, 2016. – С. 196-198.

---

\*-изменение фамилии в связи с регистрацией брака, свидетельство № П-АИ 899425, от 17.06.2017 г.

**Отзывы на автореферат в двух экземплярах с указанием фамилии, имени, отчества, почтового адреса, адреса электронной почты, наименования организации, должности лица, составившего отзыв, подписанные и заверенные печатью, просим направлять по адресу: 198095, г. Санкт-Петербург, ул. Ивана Черных, д.4, СПбГУПТД, диссертационный совет Д 212.236.08**