

V А  
Ш 78

На правах рукописи

Шомин Игорь Иванович



РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ ВИБРОЗАЩИТЫ И ВИБРОДИАГНОСТИКИ  
КОРООБДИРОЧНЫХ БАРАБАНОВ

05.21.03 Технология и оборудование химической переработки биомассы  
дерева; химия древесины

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук

Екатеринбург–2004

Работа выполнена в Уральском государственном лесотехническом университете

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор  
Санников Александр Александрович.

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор  
Силуков Юрий Дмитриевич,  
кандидат технических наук, доцент  
Крюков Сергей Викторович.

Ведущая организация: Уральский научно-исследовательский  
институт переработки древесины  
ФГУП «УралНИИПДрев», г. Екатеринбург

Защита состоится «26» февраля 2004 г. в 10-00 на заседании диссертационного совета Д 212.281.02 Уральского государственного лесотехнического университета по адресу: 620100, г. Екатеринбург, ул. Сибирский тракт, 37, ауд. 401.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Уральского государственного лесотехнического университета

Автореферат разослан «17» января 2004 г.

Ученый секретарь диссертационного совета  
кандидат технических наук, доцент

Куцубина Н.В.

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность темы.** В целлюлозно-бумажном производстве (ЦБП) выпуск волокнистых полуфабрикатов непрерывно увеличивается. Для подготовки древесного сырья наибольшее распространение получили корообдирочные барабаны (КБ) непрерывного действия с беспорядочной укладкой сырья. Широкому распространению КБ способствует то, что на них возможна окорка балансов любой формы, в том числе с большой кривизной и сучками, а также различной длины. КБ, основанные на принципе удаления коры с помощью трения, обеспечивают за счет групповой окорки бревен высокую производительность при сравнительно невысоких потерях древесины. На КБ обрабатывается практически все поступающее на предприятия ЦБП сырье.

Наиболее перспективным направлением является создание окорочного оборудования большой единичной мощности с увеличением диаметра барабана и автоматизацией технологического процесса. С увеличением единичной мощности КБ и одновременным снижением их удельной металлоемкости возрастает виброактивность барабанов. Вибрация снижает выносливость и долговечность составных частей КБ и их фундаментов, отрицательно влияет на работу привода барабана. Поэтому решение проблемы виброзащиты, разработки методов вибрационного проектирования КБ, актуальны.

Внедрение вибрационной диагностики позволит повысить эффективность работы КБ путем сокращения плановых и неплановых простоев, снижения затрат на техническое обслуживание и ремонт.

Работа выполнялась в рамках госбюджетной темы по единому наряд-заказу Минобразования РФ № ГР 01.9.70002539.

**Цель диссертационной работы.** Повышение эффективности работы КБ путем их виброзащиты и вибродиагностики на основе исследований его вибрации.

**Объект исследования.** Корообдирочные барабаны, их привод и фундаменты.

**Предмет исследования.** Закономерности работы корообдирочных барабанов на основе анализа их виброактивности для определения конструктивных параметров на стадии проектирования, а также методов виброзащиты и вибродиагностики при эксплуатации.

**Методика исследований.** Моделирование и исследование колебаний КБ на основе дифференциальных уравнений, теории колебаний, основных положений динамики машин и сооружений. Обработка результатов исследований и расчеты выполнены на ЭВМ с использованием стандартных программ.

**Научная новизна работы.** Выявлены основные закономерности и получены зависимости для расчета свободных и вынужденных колебаний КБ и их фундаментов; разработаны методы виброзащиты, вибрационного проектирования и диагностики фундаментов и привода КБ.

На защиту выносятся следующие научные результаты:  
методы вибрационного проектирования привода и фундамента КБ;  
методы диагностирования привода КБ;  
методы виброзащиты КБ.

**Достоверность** основных положений и рекомендаций подтверждена сходимостью экспериментальных результатов и теоретических положений; хорошим совпадением результатов расчета собственных частот колебаний конструкции КБ и фундаментов с характеристиками передаточных функций; использованием разработанного математического аппарата.

**Практическая ценность работы** заключается в том, что разработанные методы вибрационного проектирования, виброзащиты и вибродиагностики позволяют решить научно-техническую проблему повышения эффективности работы КБ.

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

**Апробация работы.** Основные положения диссертационной работы доложены на Международной научно-технической конференции «Социально-экономические и экологические проблемы лесного комплекса» (Екатеринбург, 1999); Межгосударственном научно-техническом семинаре «Виброакустические процессы в технологиях, оборудовании и сооружениях отраслей лесопромышленного комплекса» (Екатеринбург, 2000); Международной научно-технической конференции «Социально-экономические и экологические проблемы лесного комплекса» (Екатеринбург, 2001); Международном научно-техническом семинаре «Виброакустическое проектирование и вибродиагностика машин, оборудования и сооружений» (Екатеринбург, 2002).

**Публикации.** По теме диссертации опубликовано десять печатных работ.

**Объем и структура диссертации.** Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, общих выводов и рекомендаций, списка использованных источников и приложений. Она включает 158 стр., из них 120 стр. основного текста, 45 ил., 3 табл., 121 наименование использованных источников, в том числе 6 иностранных, и приложений на 3 стр.

## СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

**Во введении** обоснована актуальность, цель и задачи исследований, изложены основные положения, выносимые на защиту.

**В первом разделе** проведен обзорный анализ работ по вибрации КБ и барабанов, схожих по конструкции и принципу работы КБ, поставлены задачи исследования.

Первые исследования виброактивности КБ были выполнены в УЛТИ-УГЛТУ А.А. Санниковым и А.Б. Зыряновой. Ими установлены основные закономерности вибрации фундаментов КБ и рассмотрены некоторые методы виброзащиты.

Исследованием вибрации и виброзащитой барабанных агрегатов схожих с КБ, занималась большая группа исследователей. Наибольшее внимание виброактивности этих агрегатов уделено в работах М.М. Афанасьева, В.М. Барзукова, Б.В. Виноградова, С.В. Крюкова, А.А. Кычмы, В.М. Лободы, Д.П. Притыкина, В.М. Пятецкого, Ю.Б. Рахлина, О.С. Харченко, Н.С. Шкуренько (Швец).

В этих работах определены динамические нагрузки в барабанных мельницах, смесителях и окомкователях, передаваемые на фундамент, которые представляются в виде суммы широкополосной случайной нагрузки, выражаемой интенсивностью и регулярных периодических нагрузок, имеющих также случайный характер. Уровень виброактивности определяется резонансами в приводе и техническим состоянием открытой зубчатой передачи.

Приведенный в работе обзорный анализ показал, что многие проблемы виброзащиты и пути их решения имеют для различных барабанных агрегатов общий характер. Однако реализация некоторых решений применительно к КБ либо принципиально невозможна, либо требует дополнительных исследований с учетом специфики обрабатываемого материала и конструкции КБ.

Исходя из приведенного анализа в диссертации ставятся следующие задачи исследований:

обосновать динамическую модель системы «барабан-опорная станция-фундамент», на основании которой получить и проанализировать передаточные функции с учетом особенностей динамического воздействия;

обосновать динамическую модель привода КБ, в том числе фрикционного;

доказать адекватность моделей путем сравнения расчетных характеристик с экспериментальными значениями;

оценить влияние отдельных параметров на величину вибрации: конструктивных (коэффициенты жесткости опор и привода); режимных (частота вращения барабана); структурных (износ зубчатого зацепления, износ поверхностей качения барабана и опорных роликов);

оценить источники вибраций и определить возможности конструктивного усовершенствования существующих КБ с точки зрения снижения его виброактивности и динамических нагрузок;

оценить эффективность применения виброзащиты привода при различных режимах его работы и разработать технические предложения по совершенствованию этого привода;

обосновать применения методов диагностирования и рациональных методов виброизоляции КБ.

**Во втором разделе** произведено моделирование и исследование свободных и вынужденных колебаний привода и фундамента КБ, выявлены динамические воздействия и динамические характеристики КБ и фундамента.

Источниками колебаний КБ являются ударные нагрузки при отрыве от стенки барабана и падении бревен, кинематические воздействия от нецилиндричности бандажей и роликов, динамические воздействия подшипников качения опорных роликов, удары зубьев в зубчатой передаче привода барабана, изменение центра масс барабана с балансом (автоколебания баланса), реактивные моменты от привода.

Динамическая модель привода представлена в виде четырехмассовой системы с упругодемпфирующими связями (рис. 1), где обозначено:

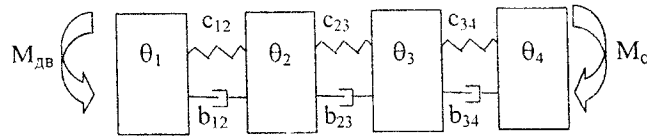


Рис. 1 Динамическая модель привода корабельных барабанов

$\theta_1, \theta_2, \theta_3$ —моменты инерции масс ротора электродвигателя с приведенным к нему моментом инерции полумуфты быстроходной части привода, быстроходных полумуфты и вращающихся частей вала редуктора, вращающихся частей промежуточного вала и тихоходных вала редуктора и полумуфты;  $\theta_4$ —моменты инерции масс тихоходной полумуфты, подвешенной шестерни и секции барабана, приведенные к ротору электродвигателя;  $c_{12}, b_{12}; c_{23}, b_{23}; c_{34}, b_{34}$ —приведенные коэффициенты жесткости и неупругих сопротивлений передаточных механизмов и устройств между массами.

Колебания привода описываются системой дифференциальных уравнений:

$$\begin{aligned} \theta_1 \ddot{\varphi}_1 + b_{12}(\dot{\varphi}_1 - u_{12}\dot{\varphi}_2) + c_{12}(\varphi_1 - u_{12}\varphi_2) &= M_{дв}; \\ \theta_2 \ddot{\varphi}_2 + b_{12}u_{12}(\dot{u}_{12}\varphi_2 - \dot{\varphi}_1) + c_{12}u_{12}(\varphi_2 - \varphi_1) + b_{23}u_{12}(\dot{u}_{12}\varphi_2 - \dot{u}_{13}\varphi_3) + \\ c_{23}u_{12}(u_{12}\varphi_2 - u_{13}\varphi_3) &= 0; \\ \theta_3 \ddot{\varphi}_3 + b_{23}u_{13}(\dot{u}_{13}\varphi_3 - \dot{u}_{12}\varphi_2) + c_{23}u_{13}(\varphi_3 - u_{12}\varphi_2) + b_{34}u_{13}(\dot{u}_{13}\varphi_3 - \dot{u}_{пр}\varphi_4) + \\ c_{34}u_{13}(u_{13}\varphi_3 - u_{пр}\varphi_4) &= 0; \\ \theta_4 \ddot{\varphi}_4 + b_{34}u_{пр}(\dot{u}_{пр}\varphi_4 - \dot{u}_{13}\varphi_3) + c_{34}u_{пр}(\varphi_4 - u_{13}\varphi_3) &= M_c, \end{aligned} \quad (1)$$

где  $\varphi_{1,2,3,4}$ —обобщенные координаты соответствующих масс привода;  $u_{12}, u_{23}, u_{13}, u_{оп}, u_{пр}$ —передаточные отношения соответственно быстроходной и тихоходной ступени редуктора, всего редуктора, открытой зубчатой передачи, всего привода;  $M_{дв}$ —момент, развиваемый двигателем;  $M_c$ —момент сил сопротивления.

Для исследования колебаний привода составляющие момента представлены одной гармонической составляющей с переменной частотой

$$M_c = M_{с0} + \Delta M \cos \omega t + M(t), \quad (2)$$

где  $M_{с0}, \Delta M, M(t)$ —соответственно постоянная, периодическая и случайная составляющие момента.

Динамическая характеристика асинхронного электродвигателя принята упрощенной

$$S_1 = \nu \left( M_{дв} + T_3 \frac{dM_{дв}}{dt} \right), \quad (3)$$

где  $S_1$ —скольжение ротора электродвигателя

$$S_1 = \left( \omega_{с1} - \frac{d\varphi_1}{dt} \right) / \omega_{с1}, \quad (4)$$

где  $\omega_{с1}$ —синхронная частота вращения электродвигателя;  $T_3$ —электромагнитная постоянная времени;  $\nu$ —величина, характеризующая жесткость характеристики двигателя в статическом режиме.

Относительные параметры для угловых скоростей ступеней редуктора  $S_2, S_3$  и секции барабана  $S_4$  определяются формулами:

$$\begin{aligned} S_2 &= \left( \omega_{с2} - \frac{d\varphi_2}{dt} \right) / \omega_{с2}; \quad S_3 = \left( \omega_{с3} - \frac{d\varphi_3}{dt} \right) / \omega_{с3}; \\ S_4 &= \left( \omega_{с4} - \frac{d\varphi_4}{dt} \right) / \omega_{с4}, \end{aligned} \quad (5)$$

где  $\omega_{с2}, \omega_{с3}, \omega_{с4}$ —условные угловые скорости быстроходной и тихоходной ступеней редуктора и барабана, определенные при синхронной угловой скорости ротора электродвигателя  $\omega_{с1}$ .

Зависимость отклонения передаточного отношения  $u$  от средней величины угла поворота шестерни для зубчатых передач вследствие износа

зубьев близка к гармонической. Поэтому взаимосвязь обобщенных координат  $\varphi_{1,2,3,4}$  представляется в виде:

$$\varphi_1 = u_{12}\varphi_2 + \Delta\varphi_{12}\sin z_2\omega_{2cp}t; \varphi_2 = u_{13}\varphi_3 + \Delta\varphi_{23}\sin z_3\omega_{3cp}t;$$

$$\varphi_3 = u_{пр}\varphi_4 + \Delta\varphi_{45}\sin z_k\omega_{4cp}t,$$

где  $\Delta\varphi_{12}$ ,  $\Delta\varphi_{23}$ ,  $\Delta\varphi_{45}$ —отклонения углов поворота соответственно быст­роходной и тихоходной ступеней редуктора, открытой зубчатой передачи барабана от положения, занимаемого при идеальном эвольвентном про­филе зубьев;  $z_2$ ,  $z_3$ ,  $z_4$ ,  $z_k$ —числа зубьев колес.

Решение уравнений (1) ищем в виде:

$$M_{дв} = M_{дво} + M_{дв1}\cos\omega t + M_{дв2}\sin\omega t; S_2 = S_{20} + S_{21}\cos\omega t + S_{22}\sin\omega t;$$

$$S_3 = S_{30} + S_{31}\cos\omega t + S_{32}\sin\omega t; S_4 = S_{40} + S_{41}\cos\omega t + S_{42}\sin\omega t. \quad (6)$$

После подстановки (6) в уравнения (1) получается система алгебраических уравнений, из которых определяются значения угловых скоростей и ускорений. Например, угловая скорость  $\omega_{c4}$ , ускорения  $\varepsilon_c$  и периодическая составляющая момента  $\Delta M_{дв}$  будут равны:

$$\omega_{c4} = \omega_{c40} + \Delta\omega_6\cos(\omega t + \beta_1); \quad (7)$$

$$\varepsilon_c = \varepsilon_{ca}\sin(\omega t + \beta_1); \quad (8)$$

$$\Delta M_{дв} = \sqrt{M_{дв1}^2 + M_{дв2}^2}, \quad (9)$$

где  $\omega_{c40}$ —постоянная составляющая угловой скорости барабана;  $\Delta\omega_6$ —амплитуда переменной составляющей угловой скорости барабана;  $\varepsilon_{ca}$ —амплитуда углового ускорения барабана;  $\beta$ —угол сдвига фаз гармонической составляющей угловой скорости;  $\omega$ —частота вращения барабана.

Неравномерность вращения барабана вызывает появление момента сил инерции  $M_u$ , действующего на фундамент.

Собственные частоты крутильно-вращательных колебаний определялись по однородной части уравнений (1) из равенства нулю главного определителя системы алгебраических уравнений на ЭВМ с помощью программы MCAD 2000. Низшая собственная частота крутильно-вращательных колебаний КБ-425 составила 10,4 Гц.

По результатам исследования вынужденных колебаний получены передаточные функции:

$$\alpha_{м1}(f) = \frac{\Delta M_{дв}(f)}{\Delta M}; \alpha_{м2}(f) = \frac{\Delta M_{дв}(f)}{\Delta\varphi_a}; \alpha_{\omega1}(f) = \frac{\Delta\omega(f)}{\Delta M}; \alpha_{\omega2}(f) = \frac{\Delta\omega(f)}{\Delta\varphi_a};$$

$$\alpha_{u1}(f) = \frac{M_u(f)}{\Delta M}; \alpha_{u2}(f) = \frac{M_u(f)}{\Delta\varphi_a}.$$

На всех передаточных функциях отчетливо проявляется резонансный пик на низшей собственной частоте крутильно-вращательных коле-

баний привода. Следовательно, при совпадении одной из гармоник или супергармоник возмущающих воздействий с собственной частотой крутильно-вращательных колебаний привода параметры  $\Delta M_{дв}$ ,  $\Delta\omega_6$  и  $\Delta M_u$  резко возрастают.

На рис. 2 приведен образец амплитудно – частотной характеристики (АЧХ) переменных составляющих момента  $\alpha_{м1}(f) = \frac{\Delta M_{дв}(f)}{\Delta M}$ .

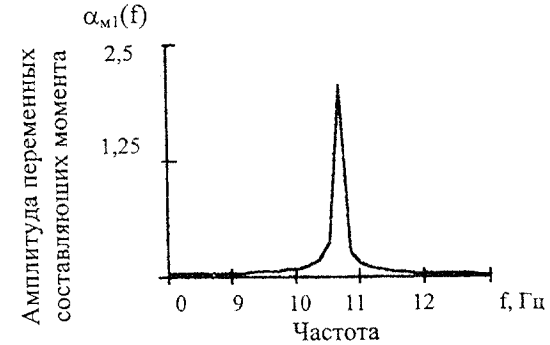


Рис. 2 Амплитудно-частотная характеристика крутильно-вращательных колебаний привода корообдирочного барабана КБ-425 от переменных составляющих момента

В работе исследованы собственные парциальные частоты колебаний барабана в предположении абсолютной жесткости фундамента и опорных конструкций. В качестве расчетной модели барабан принят как оболочка вращения, подкрепленная кольцевыми упругими элементами бандажей. Собственные частоты колебаний этой парциальной системы составили 29-32 Гц, что более, чем в два раза превышает низшие собственные частоты колебаний фундамента. Поэтому динамическая модель секции КБ принята в виде жесткой конструкции, опирающейся на фундамент через упруго-демпфирующие опоры (рис. 3). Фундамент по этой модели рассматривается как абсолютно твердое тело, опирающееся на упруго-демпфирующее грунтовое основание.

Система дифференциальных уравнений, описывающая колебания системы «барабан-фундамент», имеет вид:

$$m_6\ddot{z}_6 + b_{z6}(\dot{z}_6 - \dot{z}_\phi) + k_{z6}(z_6 - z_\phi) = S_{FZ}(\omega); \quad (10)$$

$$m_\phi\ddot{z}_\phi + b_{z\phi}(\dot{z}_\phi - \dot{z}_6) + k_{z6}(z_\phi - z_6) + b_{z\phi}\dot{z}_\phi + k_{z\phi}z_\phi = 0; \quad (11)$$

$$m_\phi\ddot{x}_\phi + b_{x\phi}\dot{x}_\phi + k_{x\phi}(x_\phi - h_0\psi_\phi) + m_6H\ddot{\psi}_6 = S_{FX}(\omega); \quad (12)$$

$$\theta_{\phi} \ddot{\psi}_{\phi} + (b_{\psi\phi} + b_{x\phi} h_0^2) \dot{\psi}_{\phi} + (k_{\psi\phi} - m_{\phi} g h_c) \psi_{\phi} + (\theta_{\phi} + m_{\phi} h_c H) \dot{\psi}_{\phi} - m_{\phi} g H \psi_{\phi} - b_{x\phi} h_0 \dot{x}_{\phi} - k_{x\phi} h_0 x_{\phi} = S_{FX} h_c + \sum_{i=1}^n M_{ai} \sin(i\omega t + \beta_{Mi}); \quad (13)$$

$$(\theta_{\phi} + m_{\phi} H^2) \ddot{\psi}_{\phi} + b_{\psi\phi} \dot{\psi}_{\phi} + (k_{\psi\phi} - m_{\phi} g H) \psi_{\phi} + m_{\phi} H h_c \dot{\psi}_{\phi} - m_{\phi} g H \psi_{\phi} + m_{\phi} H \ddot{x} = S_{FX} H + \sum_{i=1}^n M_{ai} \sin(i\omega t + \beta_{Mi}), \quad (14)$$

где  $m_{\phi}$ ,  $m_{\sigma}$  массы фундамента и барабана;  $\theta_{\phi}$ ,  $\theta_{\sigma}$ —моменты инерции масс фундамента и барабана относительно центра масс системы;  $k_{z\phi}$ ,  $k_{x\phi}$ ,  $k_{\psi\phi}$ ,  $b_{z\phi}$ ,  $b_{x\phi}$ ,  $b_{\psi\phi}$ —коэффициенты жесткости и неупругих сопротивлений грунта при вертикальных, горизонтальных и поворотных смещениях фундамента;  $k_{z\sigma}$ ,  $k_{\psi\sigma}$ ,  $b_{z\sigma}$ ,  $b_{\psi\sigma}$ —коэффициенты жесткости и неупругих сопротивлений опор барабана при вертикальных и горизонтально-вращательных смещениях барабана;  $h_0$ —расстояние от центра масс установки до центра жесткости основания по вертикали;  $h_c$ —расстояние от центра масс установки до центра масс барабана;  $H$ —расстояние от верхнего обреза фундамента до центра масс барабана;  $M_{ai}$ —амплитуды  $i$ -х гармонических составляющих возмущающего момента;  $\beta_{zi}$ ,  $\beta_{xi}$ ,  $\beta_{Mi}$ —углы сдвига фаз гармонических составляющих сил и момента.

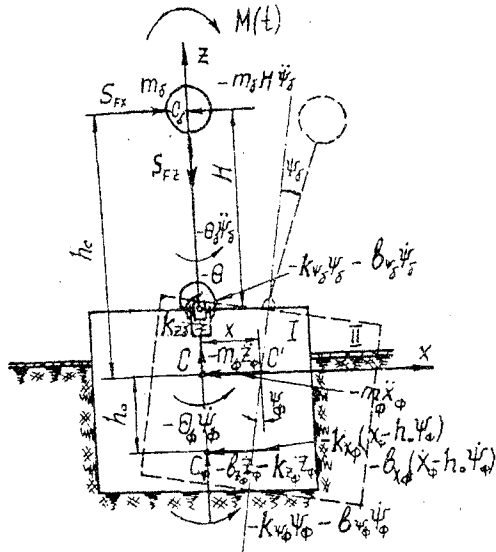


Рис. 3. Динамическая модель колебаний коробдирочного барабана на фундаменте

Собственные частоты вертикальных и горизонтально-вращательных колебаний системы «фундамент–барабан» определялись по однородной части уравнений (10–14) из равенства нулю главного определителя этой системы уравнений на ЭВМ с помощью программы MCAD 2000.

Низшие собственные частоты этой системы близки к собственным частотам крутильно-вращательных колебаний привода и субгармонике открытой зубчатой передачи. При совпадении этих частот амплитуда колебаний на низшей собственной частоте системы «КБ–фундамент» возрастает. Упругая податливость опор КБ понижает низшие собственные частоты колебаний системы.

Амплитуда горизонтально-вращательных колебаний фундамента КБ-425 на уровне корпусов подшипников опорных роликов  $A_{пд}$  складывается из горизонтально-вращательных колебаний фундамента  $A_{x\phi}$  и вращательных  $A_{\psi\phi}$  колебаний барабана на этом же уровне и выражается зависимостью

$$A_{пд} = A_{x\phi} h_{п1} + A_{\psi\phi} h_{п2},$$

где  $h_{п1}$ ,  $h_{п2}$ —расстояния от центра масс фундамента и барабана соответственно до корпусов подшипников опорных роликов.

Амплитудно-частотные характеристики вертикальных колебаний фундамента  $A_{z\phi}$  и барабана  $A_{z\sigma}$  и горизонтально-вращательных колебаний фундамента  $A_{пд}$  на уровне корпусов подшипников опорных роликов показаны на рис. 3 и 4, из которых следует, что собственные частоты колебаний фундамента и частоты, на которых проявляются пики, совпадают. Это является одним из подтверждений достоверности принятой модели.

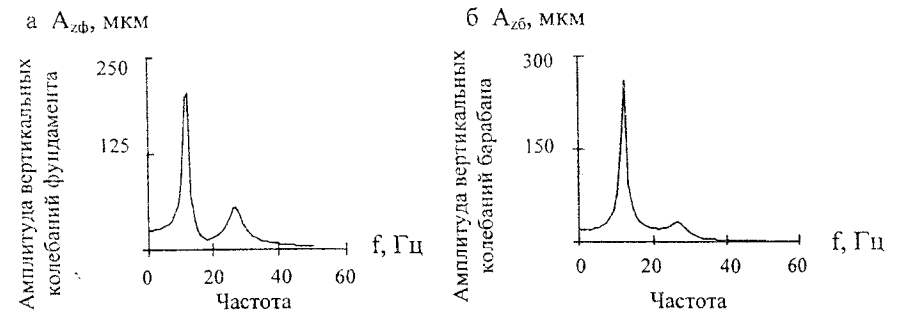


Рис. 3. Амплитудно-частотные характеристики вертикальных колебаний системы «барабан–фундамент»: а–фундамента, б–барабана

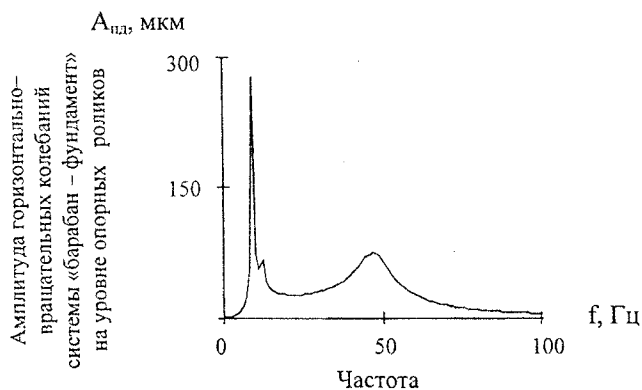


Рис. 4. Амплитудно-частотная характеристика горизонтально-вращательных колебаний системы «барабан-фундамент» на уровне подшипниковых опор

В третьем разделе приведены результаты экспериментальных исследований временных реализаций вибрационных процессов и спектрального анализа вибрации при установившемся режиме работы КБ и отражены методы и средства диагностирования его привода.

При экспериментальных исследованиях анализировались временные реализации и спектры вибрационных процессов.

Параметры вибрации измерялись в месте расположения привода, на подшипниковых опорах бандажа, шестерни, на редукторе. Измерялись также колебания силы тока электродвигателя привода. Для измерения вибрации использовался анализатор вибрации «Кварц» фирмы «Диамех» (Москва), позволяющий производить запись колебаний агрегата в частотном диапазоне от 0,3 Гц до 40 кГц, а для анализа вибрации – программное обеспечение «Диамант 2» этой же фирмы. Параметры колебания тока выводились с записью сигнала самописцем НЗ38-1П и самопишущимся амперметром НЗ093.

Фундамент и привод колеблются в вертикальном и горизонтальном, перпендикулярном оси КБ, направлениях. По интенсивности преобладают горизонтально-вращательные колебания. В спектре частот колебаний обнаруживаются частоты вращения двигателя, опорных роликов и барабана, частоты чередования ударов зубьев открытой зубчатой передачи и зубцовые частоты редуктора (рис. 5). Комбинационные частоты образуются при различном сочетании оборотных, зубцовых и подшипниковых частот, а также модулируются выше перечисленными частотами. К спектру шумовых характеристик относятся удары бревен о стенки барабана.

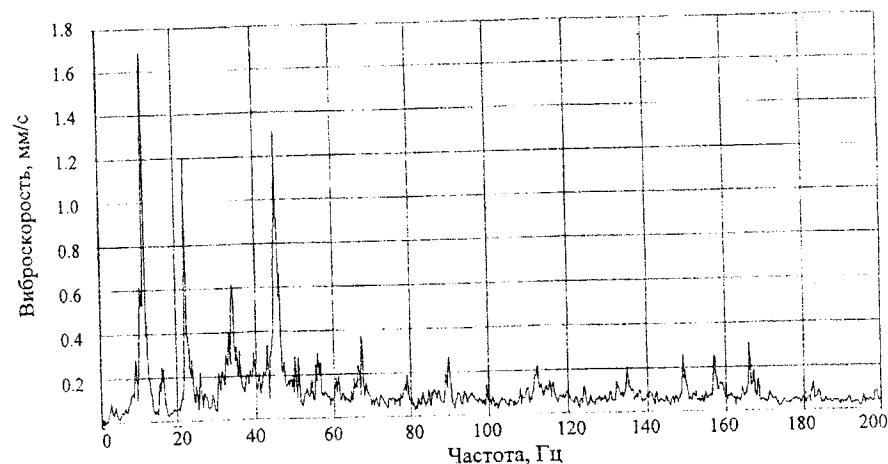


Рис. 5. Спектр виброскорости

Удары в зацеплении открытой зубчатой передачи приводят к крутильно-вращательным колебаниям привода, которые хорошо диагностируются по изменению силы тока. Частота изменения силы тока соответствует собственной частоте крутильно-вращательных колебаний привода 10,8 Гц и зубцовой частоте открытой зубчатой передачи 22,4 Гц. Размах колебаний силы тока за один оборот КБ изменяется в пределах соответственно от 5...10 А для крутильно-вращательных колебаний, от 10...20 А открытой зубчатой передачи привода, для автоколебаний сегмента балансов – до 60 А при среднем значении силы тока 240 А. Коэффициент неравномерности силы тока в приводе находится в пределах  $\delta_A=0,04...0,25$ . Фрагменты записи колебаний силы тока показаны на рис. 6.

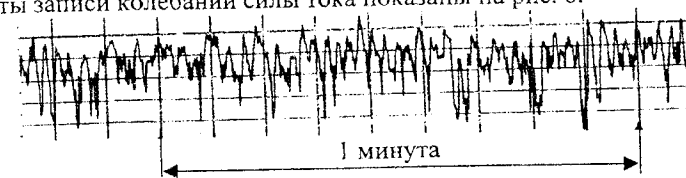


Рис. 6. Записи колебаний силы тока от колебания сегмента

При периодически изменяющемся внешнем моменте происходит изменение силы тока ротора, по величине и частоте которой можно судить о техническом состоянии привода КБ. На рис. 7 приведена зависимость изменения силы тока на электродвигателе от износа открытой зубчатой передачи. Эта зависимость носит нелинейный характер.

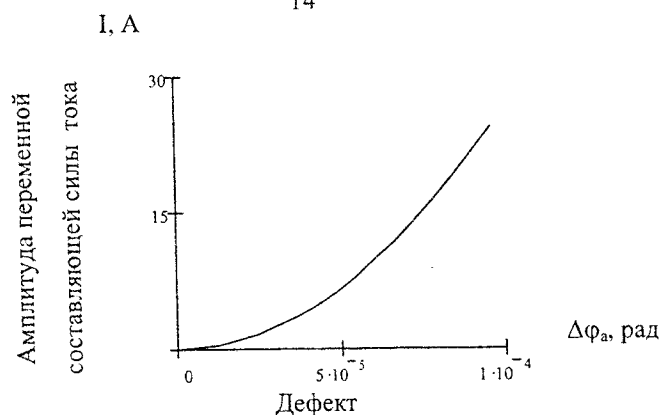


Рис. 7. Зависимость силы тока на электродвигателе от дефекта открытой зубчатой передачи

**Четвертый раздел** посвящен виброзащите фундаментов и привода КБ.

В разделе уточнены нормы колебаний фундаментов КБ. Рекомендуется среднеквадратические значения виброскорости в октавных полосах частот в диапазоне от 0 до 90 Гц принять равными 4,5 мм/с при проектировании и сдаче КБ в эксплуатацию и 7,1 мм/с при диагностировании.

Лучшим методом виброзащиты фундаментов и привода КБ является правильный выбор их параметров. При проектировании привода и фундамента собственная угловая частота колебаний системы «барабан–фундамент» и низшая собственная частота крутильно–вращательных колебаний привода должны отличаться не менее, чем на 30%. Кроме того, зубцовые частоты  $\omega$  должны отличаться от собственных частот колебаний  $\omega_0$

$$|\omega_0 - \omega| \geq 0,3\omega_0. \quad (15)$$

Одним из методов виброзащиты фундамента КБ является его виброизоляция. Рекомендуется виброизоляцию КБ осуществлять двумя способами: путем установки упругих элементов в зону контакта бандажа и роликов и путем установки виброизоляторов под фундаментную плиту, жестко связанную с барабаном. При установке упругих элементов в зону контакта бандажа и роликов коэффициент контактной жесткости при данном виде виброизоляции для КБ–425 должен быть  $2,8 \cdot 10^7$  Н/м. Для реализации второго вида виброизоляции необходимо подобрать массу надфундаментного блока  $m_{фн}$  и коэффициенты жесткости виброизоляторов  $c_{об}$ . При установке виброизоляторов под фундаментную плиту, жестко связанную с барабаном, коэффициент жесткости виброизоляторов должен быть  $1,7 \cdot 10^8$  Н/м, а масса надфундаментного блока  $m_{фн} = 5 \cdot 10^5$  кг. На рис. 8

показана АЧХ этого же барабана с виброизоляцией (сплошной линией) и без нее (штриховой линией).

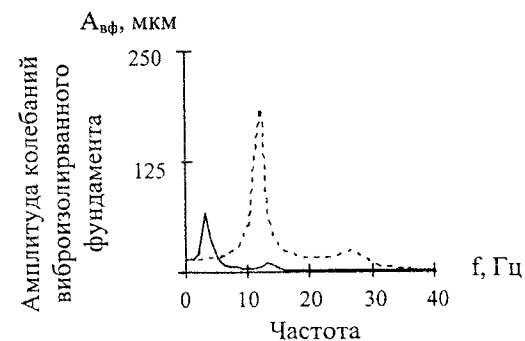


Рис. 8. Амплитудно–частотная характеристика виброизолированного фундамента

При малой жесткости контакта амплитуды колебаний, нагрузка в зоне контакта и подшипниковых узлах, равная произведению коэффициента жесткости на амплитуду виброперемещений барабана, уменьшаются. Поэтому целесообразно применение обрешиненных роликов и других мер, направленных на уменьшение контактной жесткости. Чем меньше жесткость контакта опорных роликов КБ  $c_{прз}$ , тем больше допустимое значение отклонения профиля бандажа  $\Delta z_{аб}$  (рис. 9).

Для виброзащиты фундамента КБ является возможным и целесообразным применение динамических гасителей горизонтально–вращательных колебаний на его собственных частотах.

Экспериментально получено, что коэффициент неравномерности привода КБ–425 составляет 0,04...0,25 при допустимом значении 0,08. Значение коэффициента неравномерности на электродвигателе, равное 0,25, связано с автоколебаниями сегмента баланса. На зубцовой частоте открытой зубчатой передачи значение коэффициента неравномерности составляет 0,05...0,06.

Для виброзащиты привода рекомендуется использовать устройство с регулируемой жесткостью и демпфированием крутильно–вращательных колебаний, динамический гаситель крутильно–вращательных колебаний, нелинейную муфту, дополнительные маховые массы и привод КБ через обрешиненные опорные ролики.



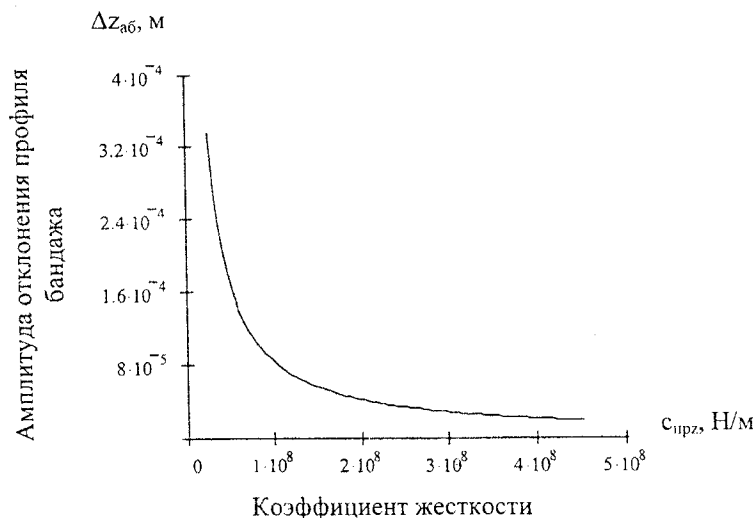


Рис. 9. Зависимость амплитуды отклонения профиля бандажа от приведенной жесткости опорного ролика КБ-425

### Основные результаты и выводы

1. Разработана теория колебаний привода и фундаментов корообдирочных барабанов. Решения доведены до инженерных формул, подтвержденных экспериментально.

2. На основе исследования колебаний привода разработана диагностическая модель зубчатых передач, которая позволяет выявлять их техническое состояние.

3. На основе теоретических и экспериментальных исследований рекомендовано применение спектрального анализа и временной записи вибрации для диагностики технического состояния привода и опорных конструкций корообдирочных барабанов.

4. На основе статистического анализа параметров вибрации рекомендовано уточнение среднеквадратических значений виброскорости в частотном диапазоне от 0 до 90 Гц. При проектировании корообдирочных барабанов и сдаче их в эксплуатацию установлено нормативное среднеквадратическое значение виброскорости, равное 4,5 мм/с; при диагностировании в процессе эксплуатации – 7,1 мм/с.

5. Обосновано допустимое амплитудное значение нецилиндричности металлических бандажей и роликов исходя из ограничений динамической нагрузки – 40 мкм.

6. В результате теоретических и экспериментальных исследований разработаны следующие методы вибрационного проектирования фундаментов и привода корообдирочных барабанов:

- динамическое виброгашение, применение которого снизит динамические нагрузки на фундамент не менее, чем в 2 раза от существующих;
- виброизоляция путем установки виброизоляторов между фундаментом и подфундаментной плитой, связанную с барабаном, и установки виброизоляторов между бандажом и опорными роликами. Последнее решение закреплено полезной моделью Роспатента РФ;
- устройство с регулируемой жесткостью и демпфированием крутильных колебаний, применение которого снизит амплитудные значения колебаний в приводе не менее, чем в 1,5 раза и позволит избежать резонансных колебаний при различных частотах вращения корообдирочных барабанов. Устройство закреплено полезной моделью Роспатента РФ;
- применение упругих муфт с нелинейной характеристикой, позволяющее избежать резонансных колебаний привода;
- применение дополнительных маховых масс, снижающих параметры крутильно-вращательных колебаний привода на 20–30%;
- применение привода через обрезиненные опорные ролики, позволяющее исключить применение источника интенсивных колебаний корообдирочных барабанов в виде открытой зубчатой передачи. Устройство закреплено полезной моделью Роспатента РФ;
- динамическое виброгашение, применение которого снизит динамические нагрузки на привод не менее, чем в 1,5 раза.

Использование результатов исследований при проектировании и модернизации корообдирочных барабанов позволит повысить эффективность их работы.

7. Результаты теоретических и экспериментальных исследований внедрены на ОАО «Соликамскбумпром» и используются в учебном процессе для подготовки инженеров лесного комплекса по специальностям 170400 и 230100.

### Основные положения диссертации опубликованы в следующих печатных работах:

1. Шомин И.И. Влияние нелинейности упругодемпфирующих муфт на крутильно-вращательные колебания однороторного оборудования/ Социально-экономические и экологические проблемы лесного ком-

плекса: Тез. докл. междунар. науч.–техн. конф. / Урал. гос. лесотехн. акад. Екатеринбург, 1999.–С. 116.

2. Шомин И.И. Устройство с регулируемой жесткостью для отстройки от резонанса машин / Вибрация. Шум. Вибродиагностика: Матер. межгос. науч.–техн. семинара «Виброакустические процессы в технологиях, оборудовании и сооружениях лесопромышленного комплекса». 23–25 ноября 1999 г. / Урал. гос. лесотехн. акад. Екатеринбург, 2000–С. 95–98.

3. Свидетельство на полезную модель 15373. Устройство для регулирования жесткости и демпфирования крутильных колебаний/А.А. Санников, И.И. Шомин.–2000106799; Заяв. 20.03.2000; Оpubл. 10.10.2000. Бюл. № 28.

4. Шомин И.И. Методы виброизоляции корообдирочных барабанов / Социально–экономические и экологические проблемы лесного комплекса: Тез. докл. междунар. науч.–техн. конф. / Урал. гос. лесотехн. акад. Екатеринбург, 2001–С. 114–115.

5. Шомин И.И. Вибрационное проектирование корообдирочных барабанов. // В рук. исследование методов виброакустического проектирования машин, оборудования и сооружений лесопромышленного комплекса. Отчет о НИР. / Уральск. гос. лесотехн. ун–т (УГЛТУ), Руководитель Старжинский В.Н., Отв. исп. Санников А.А. № ГР 01.9.70002539 инв. № 03.200.205285 Екатеринбург, 2001–С. 134–143.

6. Шомин И.И. Привод корообдирочного барабана с регулируемой жесткостью / Межвуз. сб. науч. тр. «Машины и аппараты целлюлозно–бумажного производства» Санкт–Петербургского государственного технологического университета растительных полимеров, Санкт–Петербург, 2002–С. 107–110.

7. Свидетельство на полезную модель 23589. Корообдирочный барабан/ А.А. Санников, И.И. Шомин.–2001130545; Заяв. 12.11.2001; Оpubл. 27.06.2002. Бюл. № 18.

8. Шомин И.И., Труфакин А.В. Спектральный анализ вибрации привода корообдирочных барабанов. / Социально–экономические и экологические проблемы лесного комплекса: Тез. докл. матер. междунар. науч.–техн. конф. / Урал. гос. лесотехн. ун–т.–Екатеринбург, 2003–С. 177–178.

9. Шомин И.И. Вибрационное моделирование и исследование вибрации корообдирочных барабанов и их фундаментов. Там же, С. 178.

10. Патент на полезную модель 34114. Корообдирочный барабан/ А.А. Санников, И.И. Шомин, Е.А. Галышев.–2003121194; Заяв. 14.07.2003; Оpubл. 27.11.2003. Бюл. № 33.