

Удинцева Светлана Николаевна



**ВИБРАЦИОННЫЕ ПРОЦЕССЫ ПРИ НАМОТКЕ РУЛОНОВ
БУМАГИ НА ПРОДОЛЬНО-РЕЗАТЕЛЬНЫХ СТАНКАХ**

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

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научная специальность

35.21.03

г. Екатеринбург

Екатеринбург– 2004

Работа выполнена на кафедре машин и оборудования ЦБП Уральского государственного лесотехнического университета.

Научный руководитель:
доктор технических наук,
профессор Саников Александр Александрович

Научный консультант:
кандидат физико-математических
наук, доцент Вдовин Андрей Юрьевич

Официальные оппоненты:
доктор технических наук,
профессор Турыгин Юрий Васильевич

доктор физико-математических наук,
старший научный сотрудник Ким Аркадий Владимирович

Ведущая организация
Научно-производственное
объединение «Бифор» (г.Ижевск)

Защита состоится «24» декабря 2004 г. в 10-00 часов на заседании диссертационного совета Д 212.281.02 в Уральском Государственном лесотехническом университете по адресу 620100, Екатеринбург, Сибирский тракт, 37.

С диссертационной работой можно ознакомиться в библиотеке Уральского государственного лесотехнического университета.

Автореферат разослан «24» ноября 2004 г.

Ученый Секретарь
Диссертационного совета,
кандидат технических наук, доцент

Кузубина Н.В.

Актуальность темы. В бумагоделательном производстве завершающей операцией на продольно-резательных станках (ПРС) является намотка рулона бумаги, картона. ПРС работают, как правило, в едином технологическом потоке с бумагоделательными и картоноделательными машинами. Скоростные режимы последних непрерывно увеличиваются, что приводит к увеличению скоростей ПРС при одновременном снижении их удельной металлоемкости. При этом вибративность станков увеличивается. В то же время в отрасли возрастает доля экспортной продукции. Требования к качеству намотки рулона бумаги увеличиваются. Повышенные колебания станков приводят к обрывности бумаги при намотке и ухудшению качества рулона. Обрывы полотна и ликвидация их последствий значительно снижают производительность станка. Число обрывов полотна растет с увеличением скорости станка, поэтому оптимальная скорость, при которой достигается максимальная производительность, оказывается ниже проектной. При повышенной скорости станка возникают динамические отклонения натяжения бумаги, обусловленные вибрационными процессами, возникающими при намотке бумаги. С другой стороны, дефекты наматываемого рулона являются источником возмущений, которые возбуждают механические колебания элементов конструкций станка, понижая их надежность.

Таким образом, исследование вибрационных процессов при намотке рулона бумаги на ПРС, направленные на повышение качества намотки рулона и повышение показателей надежности станков актуальны.

Цель диссертационной работы – повышение качества намотки рулона и снижение вибрации конструктивных элементов станков, выявление закономерностей возбуждения вибрации различного происхождения при намотке рулона бумаги. Поставленная цель реализуется при решении следующих задач:

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

исследование влияния вибрации на качество намотки рулона бумажного полотна;

выявление факторов, влияющих на вибративность станков и качество намотки рулона;

обоснование режимов управления технологическими процессами намотки рулона;

выявление методов виброзащиты станков.

В качестве методологической основы диссертационной работы использованы положения ряда фундаментальных наук: теории колебаний, динамики машин, теории машин и механизмов. При моделировании вибрационных процессов использовался многократно проверенный математический аппарат, преимущественно теории дифференциальных уравнений.

Теоретические модели проверялись экспериментально на реальных ПРС. При экспериментальных исследованиях анализировались параметры колебательной системы, проводился спектральный анализ. Измерение вибрации и обработка результатов производились в соответствии с требованиями государственных стандартов.

Достоверность полученных результатов исследований обусловлена использованием при моделировании колебаний оборудования результатов из области теорий колебаний; дифференциальных уравнений; основных положений динамики машин и сооружений; теории машин и механизмов. Основные теоретические положения подтверждены экспериментально.

Автор защищает следующие основные положения диссертационной работы:

методика и результаты теоретических и экспериментальных исследований колебаний накатов ПРС;

результаты теоретических и экспериментальных исследований крутильно-вращательных колебаний системы проводки бумажного полотна;

методы управления плотностью намотки рулонов на ПРС, исследование условий, приводящих к потере устойчивости колебаний рулонов;

методы решения обратных задач, позволяющие обеспечить требуемые свойства динамической системы посредством управления ее параметрами.

Научная новизна работы состоит в проведении теоретического анализа основных источников колебаний ПРС, получении аналитических зависимостей для расчета частот и уровней динамических нагрузок, зависящих от параметров колебательной системы, решении задачи управления намоткой рулонов бумаги, с учетом факторов, влияющих на качество намотки рулонов, а также реологических свойств бумаги.

Практическая значимость работы заключается в повышении качества намотки рулонов и предотвращении обрывности бумаги при ее намотке. Главным содержанием диссертационной работы является разработка теоретических положений, направленных на решение проблемы повышения качества и эффективности работы ПРС. Теоретически разработана и экспериментально подтверждена модель вибрационных процессов механизма намотки рулонов бумаги.

Исследования проведены в рамках выполнения госбюджетной научно-исследовательской работы по единому заказ-наряду Министерства образования РФ по теме «Исследование методов виброакустического проектирования машин, оборудования и сооружений отраслей лесопромышленного комплекса».

Апробация работы. Основные положения диссертационной работы докладывались и обсуждались на Всероссийской научной конференции «Алгоритмический анализ некорректных задач», посвященной памяти В.К.Иванова 2–6 февраля 1998 (УРГУ, Екатеринбург); научно-техническом

семинаре «Виброакустические процессы в технологиях, оборудовании и сооружениях отраслей лесопромышленного комплекса» 23–25 ноября 1999 (УГЛТА, Екатеринбург); Всероссийской конференции «Вибрация, шум, вибродиагностика» 21–23 ноября 2000 (УГЛТА, Екатеринбург); международном научно-техническом семинаре «Виброакустическое проектирование и вибрационная диагностика машин, оборудования и сооружений» (УГЛТУ, Екатеринбург, 2002); материалы научно-технической конференции студентов и аспирантов апрель 2003 (УГЛТУ, Екатеринбург); научно-технической конференции «Динамика, виброзащита и борьба с шумом оборудования лесного комплекса», посвященной памяти профессора Н.П.Чижевского (УГЛТУ, Екатеринбург, 2003).

Публикации. По результатам исследований опубликовано 10 печатных работ.

Структура диссертации. Диссертация содержит введение, пять разделов, основные выводы по работе, список литературы. Диссертационная работа состоит из 130 страниц машинописного текста, содержит 35 рисунков. Использовано 138 литературных источников.

Основное содержание работы

В **введении** дано обоснование актуальности темы, определены цели и задачи исследования.

В первом разделе представлены общие сведения о ПРС и о проблемах их динамики, проведен обзор и анализ работ по динамике ПРС и систем, подобных ПРС, в других отраслях промышленности. Наиболее полно вопросами динамики ПРС занимались Ю.Н.Смирнов, А.В.Столяров, И.Ш.Бейлин, В.М.Меркин, А.А.Саников, вопросами качества намотки бумажного полотна А.Д.Шустов, Я.Н.Швецов, Б.И.Люханов, В.Б.Фейгин, а среди иностранных авторов – G.Muller, J.R.Parker.

На основе анализа экспериментальных и теоретических исследований, опубликованных в мире и в России работ, установлено, что динамические явления в бумагопроводящей системе ПРС изучены в достаточной степени, выявлены условия возникновения параметрического резонанса и методы его предотвращения, но не изучены вибрационные процессы, возникающие в процессе намотки рулона. Не выявлены условия потери устойчивости вибрации при намотке рулонов, недостаточно исследованы условия и методы управления качеством намотки рулонов. Нет комплексного решения задач управления качеством намотки с учетом ограничений, накладываемых вибрацией намоточного устройства ПРС. Методы виброзащиты практически не изучены. Поэтому исследования, направленные на выявление основных закономерностей вибрационных процессов при намотке рулонов на ПРС, и управление намоткой с учетом вибрации, а также выявление режимов управления плотностью намотки, предотвращающих потерю устойчивости работы, решаемые в диссертационной работе, актуальны.

Модели и методы исследования аналогичных процессов, происходящих в сходных машинах других отраслей промышленности, в полной мере неприемлемы для ПРС. Необходимо разработать математические модели, которые достаточно точно описывали бы вибрационные процессы, происходящие в ПРС и провести исследование.

Во втором разделе сформулированы требования к качеству намотки рулонов, дано обоснование механической модели для характеристики деформации бумажного полотна. Показано, что модель Максвелла приближенно обладает реологическими свойствами, присущими бумаге, и применима для математического моделирования процессов намотки рулонов с учетом реологических и прочностных характеристик наматываемой бумаги. При разработке математической модели колебаний рулонов на ПРС учтена функциональная зависимость контактной жесткости рулона бумаги и несущих валов от величины площадки контакта в предположении, что радиус рулона и нагрузка на единицу длины рулона изменяются, а поверхности несущих валов не являются абсолютно жесткими. Пример зависимости контактной жесткости рулона картона плотностью $800 \text{ кг}/\text{м}^3$ с несущим валом диаметром 695 мм, имеющим эластичную поверхность, от радиуса рулона при модуле упругости рулона $E=2 \cdot 10^7 \text{ Па}$ и коэффициенте Пуассона рулона $\mu=0,1$ представлен на рис. 1.

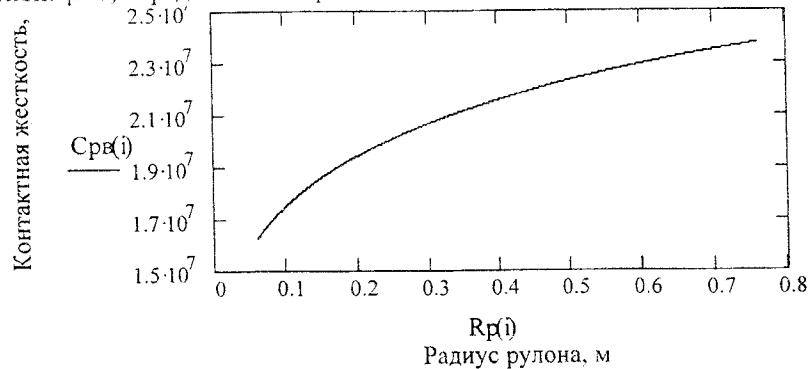


Рис. 1. Зависимость коэффициента контактной жесткости рулона бумаги и обрезиненного несущего вала от величины радиуса рулона при постоянном давлении в контакте.

На рис. 2 приведен пример зависимости коэффициента контактной жесткости рулона бумаги и несущего вала от нагрузки на единицу длины при условиях, что радиус несущего вала 695 мм, модуль упругости рулона $E=2 \cdot 10^7 \text{ Па}$ и коэффициент Пуассона рулона $\mu=0,1$.

Из приведенных зависимостей видно, что коэффициент контактной жесткости имеет нелинейную зависимость от радиуса рулона и нагрузки на

единицу длины.

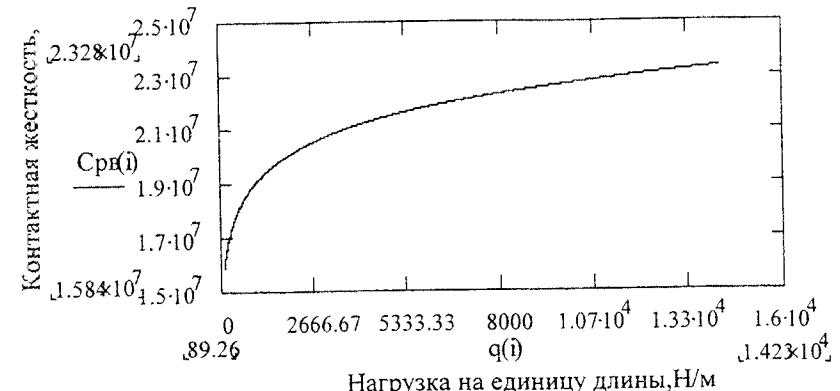


Рис.2. Зависимость коэффициента контактной жесткости рулона бумаги и несущего вала от нагрузки на единицу длины

Плотность рулона характеризуется радиальными и касательными напряжениями в бумаге, распределенными в толще рулона в зависимости от его радиуса. Например, появление малых положительных или отрицательных касательных напряжений в рулоне бумаги вблизи гильзы приводит к «гофрированию» бумаги. Целесообразно режим намотки обеспечивать таким образом, чтобы касательные и нормальные напряжения в толще рулона существенно не изменялись. Для выполнения этих условий необходимо решение задачи распределения радиальных и касательных напряжений по толще рулона.

Радиальные σ_r и касательные σ_t напряжения по толще рулона с учетом влияния всех намотанных выше слоев бумаги определяются по формулам:

$$\sigma_r = \sum_i \frac{q}{(r_f + i\delta)} \left(1 - \frac{r_f^2}{(r_f + i\delta)^2} \right) \left(1 - \frac{r_f^2}{r^2} \right), \quad (1)$$

$$\sigma_t = - \sum_i \frac{q}{(r_f + i\delta)} \left(1 - \frac{r_f^2}{(r_f + i\delta)^2} \right) \left(1 + \frac{r_f^2}{r^2} \right), \quad (2)$$

где r_p , r_f , r – соответственно радиусы рулона, гильзы, текущий радиус;

δ – толщина бумаги;

q – нагрузка на единицу длины вала;

i – количество, намотанных слоев бумаги.

На рис. 3 пример зависимости (1) приведен в виде графика для слоя j.

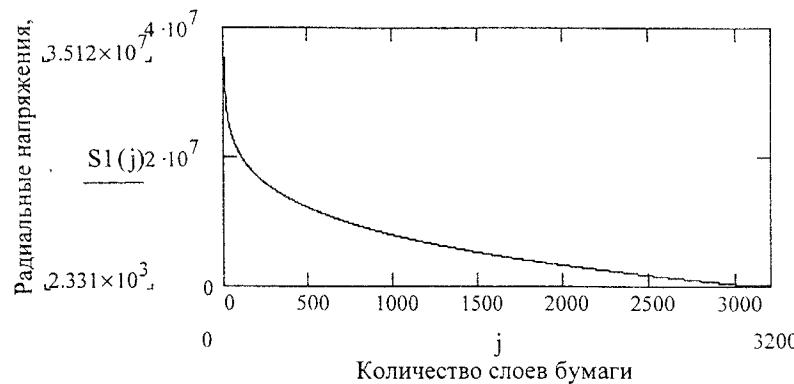


Рис.3. Распределение радиальных напряжений в зависимости от количества намотанных слоев бумаги в рулоне для j -слоя.

Касательное напряжение в бумаге по толще рулона зависит от натяжения, которое формируется в процессе намотки. Суммарное натяжение бумаги q_j в слое j определяется по формуле

$$q_j = \sum_i q_{i+1} \left[1 - \frac{\delta \left[\left(\frac{E_\delta}{E_p} + 1 \right) \left(1 + \frac{r_\Gamma^2}{(r_\Gamma + j\delta)^2} \right) - \frac{E_\delta}{E_p} \sqrt{1 - \frac{r_\Gamma^2}{(r_\Gamma + j\delta)^2}} \right]}{(r_\Gamma + i\delta) \left(1 - \frac{r_\Gamma^2}{(r_\Gamma + i\delta)^2} \right)} \right], \quad (3)$$

где ν – коэффициент Пуассона рулона бумаги; E_δ , E_p – модули упругости бумаги и рулона бумаги.

С учетом формулы (3) для натяжения бумаги q_i определена функциональная зависимость давления p_j между слоями бумаги в рулоне от радиуса рулона и действующего суммарного натяжения бумаги.

$$p_j = \sum_i \frac{q_{i+1}}{(r_\Gamma + i\delta)} \left[1 - \frac{\delta \left[\left(\frac{E_\delta}{E_p} + 1 \right) \left(1 + \frac{r_\Gamma^2}{(r_\Gamma + j\delta)^2} \right) - \frac{E_\delta}{E_p} \sqrt{1 - \frac{r_\Gamma^2}{(r_\Gamma + j\delta)^2}} \right]}{(r_\Gamma + i\delta) \left(1 - \frac{r_\Gamma^2}{(r_\Gamma + i\delta)^2} \right)} \right]. \quad (4)$$

Источником колебаний рулона бумаги является неуравновешенность рулона, неравномерность плотности намотки и неоднородность упругих свойств, которые зависят, в частности, от колебаний массы и толщины бумаги по длине. В работе рассмотрено влияние изменения толщины бумаги по длине и колебаний массы 1m^2 бумажного полотна на геометрические и

упругие свойства рулона. Из-за неоднородности наматываемой бумаги при кратном соотношении длины волны и периметра рулона бумаги возникает непостоянство упругих свойств рулона и отклонение его от цилиндричности. При изменении радиуса рулона, когда устраняется кратность, упругие и геометрические свойства рулона выравниваются.

Третий раздел диссертации посвящен моделированию и исследованию вибрационных процессов механизма намотки рулонов.

Динамическая модель наката ПРС представлена на рис.4.

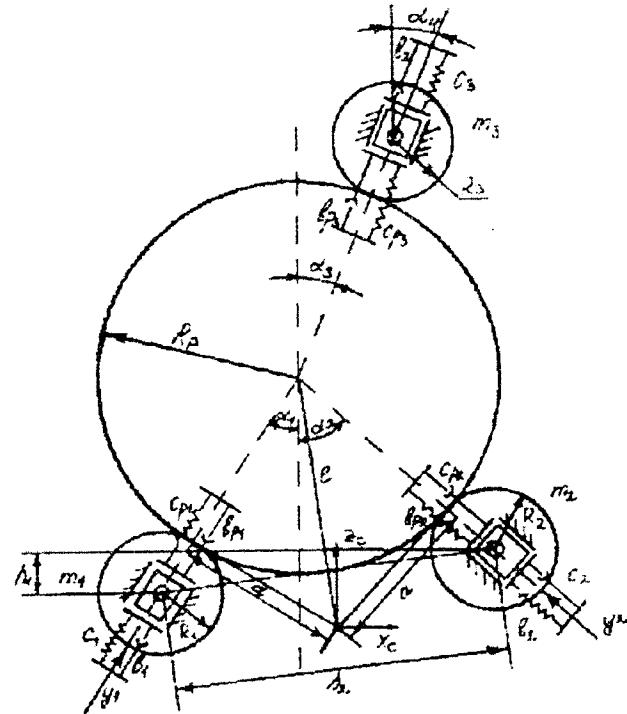


Рис.4. Динамическая модель наката продольно–резательного станка

На ее основе составлена математическая модель системы с учетом силовых динамических воздействий, изменяющихся во времени в зависимости от изменений радиуса рулона бумаги. Из условия равновесия действующих на систему сил, согласно принципу Даламбера, получена математическая модель, представленная следующей системой взаимосвязанных дифференциальных уравнений, описывающих колебания системы и имеющих шесть обобщенных координат.

$$\begin{aligned}
 & m_1 \ddot{y}_1 + b_1 \dot{y}_1 + c_{p1} (y_1 - z_c \cos \alpha_1 - x_c \sin \alpha_1 - a\phi) + \\
 & + b_{p1} (\dot{y}_1 - \dot{z}_c \cos \alpha_1 - \dot{x}_c \sin \alpha_1 - a\dot{\phi}) = m_1 e_1 \omega_1^2 \cos \omega_1 t, \\
 & m_2 \ddot{y}_2 + b_2 \dot{y}_2 + c_{p2} (y_2 - z_c \cos \alpha_2 + x_c \sin \alpha_1 + a\phi) + \\
 & + b_{p2} (\dot{y}_2 - \dot{z}_c \cos \alpha_2 + \dot{x}_c \sin \alpha_2 + a\dot{\phi}) = m_2 e_2 \omega_2^2 \cos \omega_2 t, \\
 & m_3 \ddot{y}_3 + b_3 \dot{y}_3 + c_{p3} (y_3 - z_c \cos \alpha_3 - x_c \sin \alpha_3 - a\phi) + \\
 & + b_{p3} (\dot{y}_3 - \dot{z}_c \cos \alpha_3 - \dot{x}_c \sin \alpha_3 + b\cos \alpha_3 \dot{\phi}) = \\
 & = m_3 e_3 \omega_3^2 \cos \omega_3 t - F_{\pi} \cos(\alpha_3 - \alpha_4), \\
 & m_p \ddot{x}_c + m_p b\dot{\phi} \sin \alpha_1 + b_{p1} (\dot{x}_c \sin \alpha_1 \cos \alpha_1 + \dot{z}_c \cos^2 \alpha_1 + a\dot{\phi} \cos \alpha_1 - \dot{y}_1 \cos \alpha_1) + \\
 & + c_{p1} (\dot{x}_c \sin \alpha_1 \cos \alpha_1 + z_c \cos^2 \alpha_1 + a\phi \cos \alpha_1 - y_1 \cos \alpha_1) + b_{p2} (\dot{z}_c \cos^2 \alpha_2 - \\
 & - \dot{x}_c \cos \alpha_2 \sin \alpha_2 - a\dot{\phi} \cos \alpha_2 - \dot{y}_2 \cos \alpha_2) + c_{p2} (z_c \cos^2 \alpha_2 - x_c \cos \alpha_2 \sin \alpha_2 - \\
 & - a\phi \cos \alpha_2 - y_2 \cos \alpha_2) + b_{p3} (\dot{x}_c \cos \alpha_3 \sin \alpha_3 + \dot{z}_c \cos^2 \alpha_3 + a\dot{\phi} \cos \alpha_3 - \\
 & - \dot{y}_3 \cos \alpha_3) + c_{p3} (x_c \cos \alpha_3 \sin \alpha_3 + z_c \cos^2 \alpha_3 + a\phi \cos \alpha_3 - y_3 \cos \alpha_3) = \\
 & = m_p e_p \omega_p^2 \cos \omega_p t, \quad (5) \\
 & m_p \ddot{x}_c + b\dot{\phi} \cos \alpha_1 + b_{p1} (\dot{z}_c \sin \alpha_1 \cos \alpha_1 + \dot{x}_c \sin^2 \alpha_1 + a\dot{\phi} \sin \alpha_1 - \dot{y}_1 \sin \alpha_1) + \\
 & + c_{p1} (\dot{z}_c \sin \alpha_1 \cos \alpha_1 + x_c \sin^2 \alpha_1 + a\phi \sin \alpha_1 - y_1 \sin \alpha_1) + b_{p2} (\dot{z}_c \cos \alpha_2 \sin \alpha_2 - \\
 & - \dot{x}_c \sin^2 \alpha_2 - a\dot{\phi} \sin \alpha_2 - \dot{y}_2 \sin \alpha_2) + c_{p2} (z_c \cos \alpha_2 \sin \alpha_2 - x_c \sin^2 \alpha_2 - \\
 & - a\phi \sin \alpha_2 - y_2 \sin \alpha_2) + b_{p3} (\dot{x}_c \sin^2 \alpha_3 + \dot{z}_c \cos \alpha_3 \sin \alpha_3 + a\dot{\phi} \sin \alpha_3 - \\
 & - \dot{y}_3 \sin \alpha_3) + c_{p3} (x_c \sin^2 \alpha_3 + z_c \cos \alpha_3 \sin \alpha_3 + a\phi \sin \alpha_3 - y_3 \sin \alpha_3) = \\
 & = m_p e_p \omega_p^2 \sin \omega_p t, \\
 & (\theta_p + m_p b^2) \dot{\phi} + b_{p1} (\dot{z}_c \cos \alpha_1 + \dot{x}_c \sin \alpha_1 + a\dot{\phi} - \dot{y}_1) a + c_{p1} (z_c \cos \alpha_1 + \\
 & + x_c \sin \alpha_1 + a\phi - y_1) a + b_{p2} (\dot{z}_c \cos \alpha_2 - \dot{y}_2 - \dot{x}_c \sin \alpha_2 - a\dot{\phi}) a + \\
 & + c_{p2} (z_c \cos \alpha_2 - y_2 - x_c \sin \alpha_2 - a\phi) a + b_{p3} (\dot{z}_c \cos \alpha_3 + \dot{x}_c \sin \alpha_3) a + \\
 & + b_{p3} (a\dot{\phi} - \dot{y}_3) a + c_{p3} (z_c \cos \alpha_3 + x_c \sin \alpha_3 + a\phi - y_3) a = \\
 & = 2m_p e_p \omega_p^2 \sin \omega_p t \cos(\alpha_2 - \alpha_1) l/r^2 + 2m_p e_p \omega_p^2 \cos \omega_p t \sin(\alpha_2 - \alpha_1) l/r^2,
 \end{aligned}$$

где m_p , m_i и R_p , R_i – массы и радиусы соответственно рулона, несущих ва-

лов и прижимного вала, $i = 1, 2, 3$;
 F_{π} – сила прижима прижимного вала;
 C_{pi} , C_i – коэффициенты жесткости рулона и валов, $i=1, 2, 3$;
 b_{pi} , b_i – коэффициенты неупругих сопротивлений рулона и валов, $i=1, 2, 3$;
 e_p , e_i и ω_p , ω_i – удельные дисбалансы и угловые скорости соответственно рулона и валов, $i = 1, 2, 3$;
 x_p , x_c – горизонтальные перемещения оси рулона бумаги и мгновенного центра вращения;
 z_p , z_c – вертикальные перемещения оси рулона бумаги и мгновенного центра вращения;
 y_1 , y_2 , y_3 – радиальные перемещения первого несущего вала, второго несущего вала и прижимной балки;
 ϕ – угол поворота системы относительно мгновенного центра вращения.
Параметры $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4, a, h_1, h_2, l$ ясны из рисунка.

С целью проверки достоверности расчетной динамической модели ПРС и возможности использования этой модели для расчета произведено расчетное определение собственных частот колебаний ПРС для С5-12 в потоке КДМ-2 на Архангельском ЦБК. Собственные частоты, полученные расчетным путем при максимальном диаметре рулона бумаги 1,5 м, составили 9,5 Гц, 10,4 Гц, 42 Гц. Экспериментальные данные показывают, что преобладают колебания на частотах 10 Гц и 39–41 Гц. Образцы спектров вибрации на корпусе подшипника несущего вала приведены на рис.5 и 6.

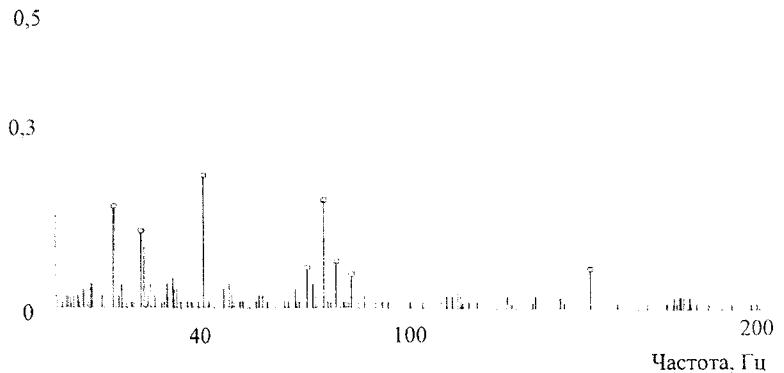


Рис.5. Спектр вибрации на корпусе подшипника несущего вала при радиусе рулона 250 мм.

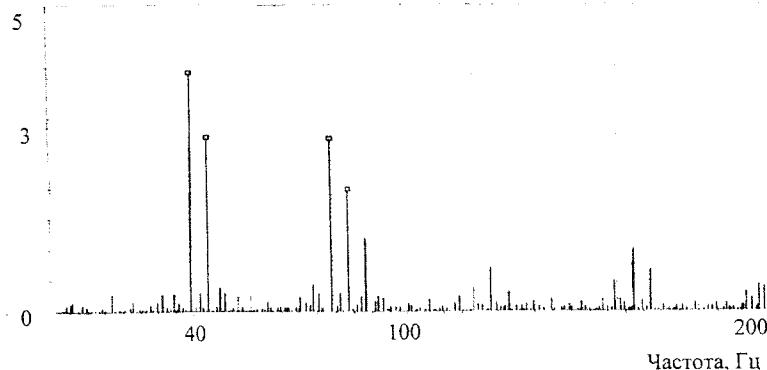


Рис.6. Спектр вибрации на корпусе подшипника несущего вала при радиусе рулона 600 мм.

Амплитуды колебаний составных частей ПРС существенно зависят от соотношения собственных частот колебаний конструкции и частот вынужденных колебаний. Максимальные колебания проявляются при совпадении этих частот. Исследование собственных и вынужденных колебаний конструкций станка по этой модели позволило выявить факторы, влияющие на интенсивность колебаний, обосновать их значения, выявить условия, приводящие к потере устойчивости намотки рулона. Примеры графических зависимостей амплитуды виброперемещений от угловой скорости вращения рулона при единичном дисбалансе (передаточные функции) приведены на рис.7, 8, а для несущего вала — на рис.9.

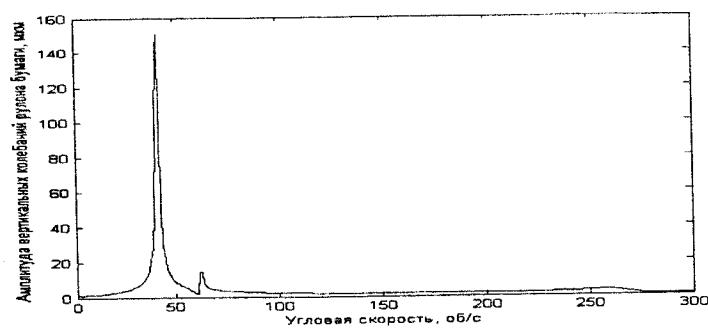


Рис.7. Амплитудно-частотные характеристики вертикальных колебаний рулона бумаги

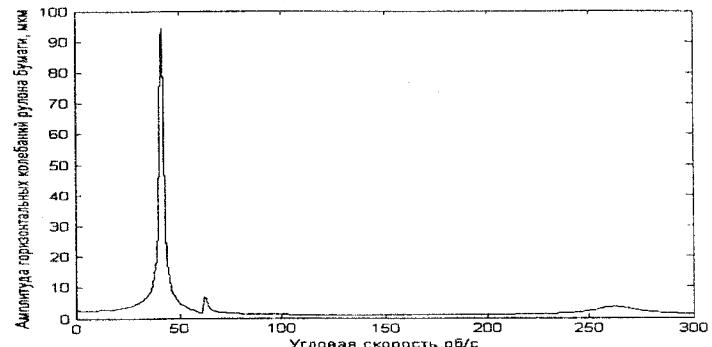


Рис.8. Амплитудно-частотные характеристики горизонтальных колебаний рулона бумаги

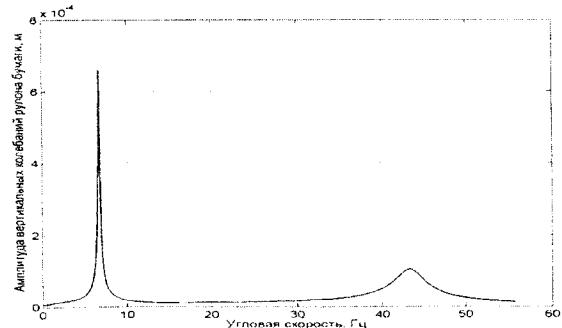


Рис.9. Амплитудно-частотные характеристики вертикальных колебаний рулона

Пиковые значения параметров вибрации на амплитудно-частотных характеристиках совпадают с собственными частотами колебаний рулона.

Предложена динамическая модель для изучения параметрических колебаний системы рис.10.

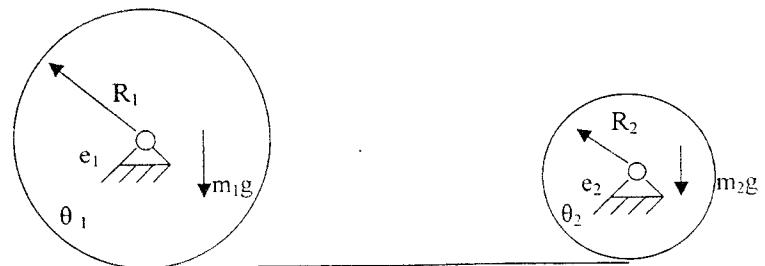


Рис.10. Динамическая модель параметрических колебаний

Математическая модель, описывающая параметрические колебания системы представлена системой двух уравнений. Массы несущих валов, прижимных роликов и бумаговедущего вала приведены к массам рулона на раскате и на накате.

$$\theta_1\dot{\varphi}_1 + b(R_1\dot{\varphi}_1 - R_2\dot{\varphi}_2)R_1 + c(R_1\varphi_1 - R_2\varphi_2)R_1 = m_1ge_1\sin(\omega_1 t), \quad (6)$$

$$\theta_2\dot{\varphi}_2 - b(R_1\dot{\varphi}_1 - R_2\dot{\varphi}_2)R_2 - c(R_1\varphi_1 - R_2\varphi_2)R_2 = m_2ge_2\sin(\omega_2 t),$$

где θ_1, θ_2 – приведенные моменты инерции рулона на накате и на раскате;

φ_1, φ_2 – углы поворота рулона на накате и раскате;

m_1, m_2 – массы рулонов;

e_1, e_2 –

Введем обобщенную координату S

$$S = R_1\varphi_1 - R_2\varphi_2. \quad (7)$$

Для исследования параметрических колебаний системы коэффициент жесткости бумаги представлен как периодическая функция

$$c = c_0(1 + \alpha_c \cos(\omega t)), \quad (8)$$

где c_0 – средний коэффициент жесткости;

$$\alpha_c = \frac{\Delta c}{c_0} \text{ – коэффициент модуляции неоднородности.}$$

Учитывая, формулы (7) и (8) система (6) сводится к уравнению:

$$\ddot{S} + \frac{b}{m_{\text{пр}}} \dot{S} + \omega_0^2(1 + \alpha_c \cos(\omega t))S = \frac{m_1}{\theta_1} ge_1 \sin(\omega_1 t) + \frac{m_2}{\theta_2} ge_2 \sin(\omega_2 t), \quad (9)$$

где $m_{\text{пр}}$ – приведенная масса;

$\omega_{\text{ок}}^2$ – квадрат частоты собственных крутильных колебаний.

$$\omega_{\text{ок}}^2 = \frac{c_0}{m_{\text{пр}}}, \quad m_{\text{пр}} = \frac{\theta_1\theta_2}{\theta_2 R_1^2 + \theta_1 R_2^2}. \quad (10)$$

Уравнение (9) можно привести к уравнению Матье, что позволило определить области устойчивой и неустойчивой работы станка.

Аналогичный подход использован для исследования кинематических воздействий на систему.

Таким образом, в этом разделе установлено, что одной из причин обрывности бумаги на ПРС и возможной причиной неравномерной плотности намотки бумаги является неуравновешенность и нецилиндричность рулона бумаги, неоднородность упругих свойств бумаги. Влияние неуравновешенности несущих валов и прижимных роликов несущественно. Предложен подход для математического описания параметрических и кинематических воздействий и найдены области устойчивой работы станка.

В четвертом разделе диссертационной работы рассмотрено моделирование и исследование крутильно-вращательных колебаний в ПРС.

Одной из возможных причин неравномерной плотности намотки бумаги являются крутильно-вращательные колебания несущих валов и привода, которые вызывают неравномерность натяжения полотна бумаги, поступающего на накат. Для выявления причин этой неравномерности составлена динамическая и математическая модель крутильно-вращательных колебаний системы «разматываемый рулон-валы-наматываемый рулон-привод». Динамическая модель приведена на рисунке 11.

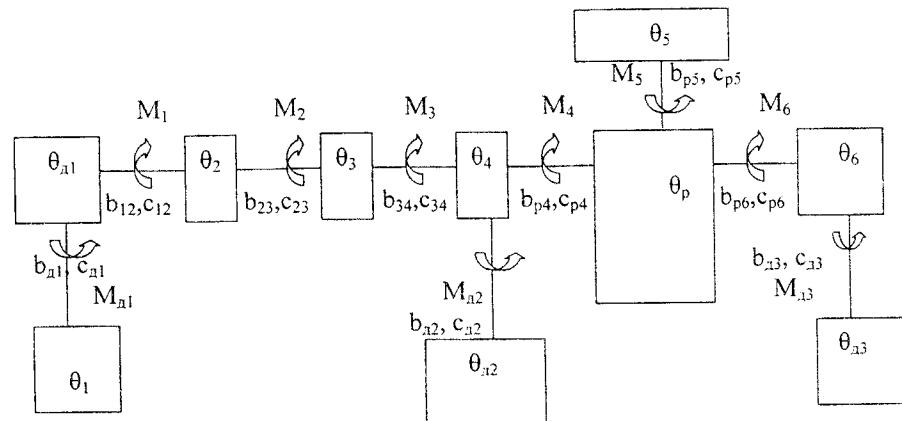


Рис.11. Динамическая модель наката ПРС

При составлении математической модели учтены динамические характеристики элементов привода рулонов бумаги, а также обоснованы характеристики связей между несущими валами, прижимной балкой и рулоном бумаги. Введем обозначения:

θ_{di} – приведенный к ротору электродвигателя момент инерции масс; $L_{\text{в}}$ – взаимная индуктивность обмоток возбуждения и якоря; $J_{\text{в}}, J_{\text{я}}$ – сила тока соответственно в обмотках возбуждения и якоря; $L_{\text{я}}$ – индуктивность обмотки якоря; M_d – приведенный к ротору момент сил; U – напряжение, приложенное к обмотке якоря; T_a – электромагнитная постоянная якоря, $T_a = L_{\text{я}}/R_{\text{я}}$; θ_k – моменты инерции k-ой массы; C_{ki} – коэффициенты жесткости связи между массами θ_k и θ_i ; b_{ki} – коэффициенты неупругих сопротивлений связи между массами θ_k и θ_i ; M_k – моменты внешних сил; Φ_{di} , $\dot{\theta}_i$ – углы поворота массы двигателя θ_{di} и i-ой массы θ_i ; ω_{di} – угловая скорость вращения двигателя $i=1, 2, 3$.

Приведенный к ротору момент сил определяется по формуле

$$M_d = M_0 \cdot \omega_{\text{в}}, \quad \text{где } M_0 = \frac{Uk_{\text{я}}}{R_{\text{я}}}, \quad B = \frac{(k_{\text{я}})^2}{R_{\text{я}}}.$$

Математическая модель имеет следующий вид:

$$\begin{aligned}
 & \theta_{d1}\ddot{\phi}_{d1} + b_{d1}(\dot{\phi}_{d1} - \dot{\phi}_1) + c_{d1}(\phi_{d1} - \phi_1) = M_{01} - b\omega_{d1} - \\
 & - T_a(\theta_{d1}\ddot{\phi}_{d1} + c_{d1}(\phi_{d1} - \phi_1) + b_{d1}(\dot{\phi}_{d1} - \ddot{\phi}_1)), \\
 & \theta_1\ddot{\phi}_1 + b_{12}(\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2) + c_{12}(\phi_1 - \phi_2) + b_{d1}(\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_{d1}) + c_{d1}(\phi_1 - \phi_{d1}) = \\
 & = M_1 - M_{01} + b\omega_{d1} + T_a(\theta_{d1}\ddot{\phi}_{d1} + c_{d1}(\phi_{d1} - \phi_1) + b_{d1}(\dot{\phi}_{d1} - \ddot{\phi}_1)), \\
 & \theta_2\ddot{\phi}_2 + b_{23}(\dot{\phi}_2 - \dot{\phi}_3) + c_{22}(\phi_2 - \phi_3) + b_{21}(\dot{\phi}_2 - \dot{\phi}_1) + c_{21}(\phi_2 - \phi_1) = -M_1 + M_2, \\
 & \theta_3\ddot{\phi}_3 + b_{34}(\dot{\phi}_3 - \dot{\phi}_4) + c_{34}(\phi_3 - \phi_4) + b_{32}(\dot{\phi}_3 - \dot{\phi}_2) + c_{32}(\phi_3 - \phi_2) = -M_2 + M_3, \\
 & \theta_4\ddot{\phi}_4 + b_{4p}(\dot{\phi}_4 - \dot{\phi}_p) + c_{4p}(\phi_4 - \phi_p) + b_{43}(\dot{\phi}_4 - \dot{\phi}_3) + c_{43}(\phi_4 - \phi_3) + \\
 & + b_{d2}(\dot{\phi}_4 - \dot{\phi}_{d2}) + c_{d2}(\phi_4 - \phi_{d2}) = -M_3 + M_4 - M_{01} + b\omega_{d2} + \quad (11) \\
 & + T_a(\theta_{d2}\ddot{\phi}_{d2} + c_{d2}(\phi_{d2} - \phi_4) + b_{d2}(\dot{\phi}_{d2} - \ddot{\phi}_4)), \\
 & \theta_{d2}\ddot{\phi}_{d2} + b_{d2}(\dot{\phi}_{d2} - \dot{\phi}_4) + c_{d2}(\phi_{d2} - \phi_4) = M_{01} - b\omega_{d2} - \\
 & - T_a(\theta_{d2}\ddot{\phi}_{d2} + c_{d2}(\phi_{d2} - \phi_4) + b_{d2}(\dot{\phi}_{d2} - \ddot{\phi}_4)), \\
 & \theta_p\ddot{\phi}_p + b_{p5}(\dot{\phi}_p - \dot{\phi}_5) + c_{p5}(\phi_p - \phi_5) + b_{p6}(\dot{\phi}_p - \dot{\phi}_6) + c_{p6}(\phi_p - \phi_6) + \\
 & + b_{p4}(\dot{\phi}_p - \dot{\phi}_4) + c_{p4}(\phi_p - \phi_4) = -M_4 + M_5 + M_6, \\
 & \theta_6\ddot{\phi}_6 + b_{6p}(\dot{\phi}_6 - \dot{\phi}_p) + c_{6p}(\phi_6 - \phi_p) = -M_6, \\
 & \theta_5\ddot{\phi}_5 + b_{5p}(\dot{\phi}_5 - \dot{\phi}_p) + c_{5p}(\phi_5 - \phi_p) + b_{d3}(\dot{\phi}_5 - \dot{\phi}_{d3}) + c_{d3}(\phi_5 - \phi_{d3}) = \\
 & = -M_5 - M_{01} + b\omega_{d3} + T_a(\theta_{d3}\ddot{\phi}_{d3} + c_{d3}(\phi_{d3} - \phi_5) + b_{d3}(\dot{\phi}_{d3} - \ddot{\phi}_5)), \\
 & \theta_{d3}\ddot{\phi}_{d3} + b_{d3}(\dot{\phi}_{d3} - \dot{\phi}_5) + c_{d3}(\phi_{d3} - \phi_5) = \\
 & = M_{01} - b\omega_{d3} - T_a(\theta_{d3}\ddot{\phi}_{d3} + c_{d3}(\phi_{d3} - \phi_5) + b_{d3}(\dot{\phi}_{d3} - \ddot{\phi}_5)).
 \end{aligned}$$

При составлении математической модели учтены динамические характеристики элементов привода рулона бумаги, а также обоснованы характеристики связей между несущими валами, прижимной балкой и рулоном бумаги.

Для выявления источников и причин колебаний валов и рулона бумаги на накате исследованы свободные и вынужденные колебания системы. Основной причиной потери устойчивости работы ПРС при некоторых режимах его работы являются автофрикционные колебания в зоне контакта несущих валов и рулона, вызываемые неблагоприятным сочетанием технологических нагрузок на рулон бумаги. В четвертом разделе рассмотрен механизм возникновения автофрикционных колебаний в зоне контакта несущих валов и рулона бумаги и указаны способы устранения автофрикционных колебаний.

В пятом разделе рассмотрены вопросы управления намоткой рулона бумаги, разработаны методы решения обратных задач, позволяющие обеспечить требуемые свойства динамической системы посредством управления ее параметрами. При решении задач управления учтены факторы, влияющие на плотность рулона, в частности, натяжение бумажного полотна, подаваемого на накат, усилие прижима рулона к несущим валам, а также разность моментов, прикладываемых к несущим валам, при различных скоростях станка, и радиусах рулона.

Предложены методы численного интегрирования системы дифференциальных уравнений любого порядка при условии сеточного задания ее правой части. Рассмотрены задачи восстановления неизвестного параметра динамической системы на основании неточной информации о ее движении, предложены алгоритмы, устойчивые к влиянию случайных ошибок. С помощью одного из них удалось решить задачу локализации точки разрыва неизвестного возмущения. Особенностями этого метода является возможность его осуществления в темпе реального времени и использование системы модели, копирующей движение изучаемой системы, принятой в теории дифференциальных игр. При этом решение экстремальной задачи в бесконечномерном функциональном пространстве заменяется последовательностью однотипных экстремальных задач в конечномерном векторном пространстве, каждое из которых идентично предыдущей, что просто удобно для создания методов программирования. Суть метода состоит в следующем. Имеется динамическая система, движение которой описывается системой дифференциальных уравнений:

$x' = f(t, x(t), u(t)) = f_1(t, x(t)) + f_2(t, x(t))u(t)$, где $u(t)$ – это неизвестная функция, зависящая от времени, которую мы будем называть возмущением. В начальный момент времени $x(t_0) = x_0$. Система функционирует на ограниченном временном промежутке $t \in [t_0, T]$, на котором можно задать разбиение равноотстоящими узлами $t_0 = \tau_0 < \tau_1 < \dots < \tau_n = T$; $\Delta t = \tau_{i+1} - \tau_i = \text{const}$. Для этой системы рассматривается задача нахождения неизвестного возмущения $u(t)$ по результатам неточных измерений $\xi(t)$ функции времени $x(t)$. Получение информации возможно в дискретные моменты времени τ_i с некоторой ошибкой h , где $\xi(\tau_i)$ – это неточное измерение функции $x(t)$:

$$|\xi(\tau_i) - x(\tau_i)| \leq h.$$

Надо на основании этой информации о приближенном значении за время Δt восстановить приближение неизвестного возмущения $u(t)$ на промежутке $[t_i, t_{i+1}]$ по ходу функционирования системы. Для решения этой задачи строим вспомогательную систему модель. Ее движение описывается дифференциальным уравнением:

$$z' = f(t_i, x(\tau_i), u(\tau_i)) = f_1(\tau_i, x(\tau_i)) + f_2(\tau_i, x(\tau_i))u(\tau_i)$$

$z(t_0) = \xi_0$, $t \in [t_0, T]$; $u(\tau_i)$ – кусочно-постоянное управление вспомогательной системой. Решение такого дифференциального уравнения имеет вид:

$$z(t) = z(\tau_i) + \int_{\tau_i}^t f(\tau_i, \xi(\tau_i), u(\tau_i)) d\tau_i, \quad t \in [\tau_i; \tau_{i+1}].$$

Выбор управления для системы модели предполагается проводить так, чтобы оказались выполнеными следующие условия:

траектория движения вспомогательной системы $z(t)$ должна удерживаться вблизи траектории основной системы $x(t)$;

отличие управления $u(t)$ от неизвестного возмущения $v(t)$, в силу которого функционирует система должно стремиться к нулю вместе с погрешностью измерений. Мерой отличия управления $u(t)$ от возмущения $v(t)$ считается среднеквадратическое отклонение функции $u(t)$ от $v(t)$, т.е. величина:

$$\left(\int_0^T |u(t) - v(t)|^2 dt \right)^{\frac{1}{2}}.$$

Для обеспечения обоих условий достаточно удерживать вблизи нуля функционал:

$$|z(t) - x(t)|^2 + \alpha(h) \int_0^t |u(t) - v(t)|^2 dt.$$

Эта задача может быть решена посредством минимизации квадратичной функции $2(z(t) - \xi(t))f_2(t, \xi(t))u(t) + \alpha(h)u^2(t) \rightarrow \min$

$$\alpha(h) > 0, \quad t \in [\tau_i; \tau_{i+1}].$$

Единственный минимум реализуется управлением $u(t)$, которое может быть найдено по формуле:

$$u(t) = (\xi(\tau_i) - z(\tau_i)f_2(\tau_i; \xi(\tau_i))) / \alpha(h), \quad t \in [\tau_i; \tau_{i+1}].$$

Это значение будет являться приближением на промежутке $[\tau_i; \tau_{i+1}]$ восстанавливаемого возмущения. Проведены численные и модельные эксперименты, подтверждающие справедливость результатов, полученных теоретически.

Заключение

1. В связи с общей тенденцией развития машин увеличиваются рабочие скорости бумагоделательного оборудования, в том числе ПРС. При этом вибрационность станков возрастает. На качество рулонов бумаги, формируемых на ПРС, наряду с технологическими факторами, оказывает отрицательное воздействие вибрация наматываемых рулонов и конструктивных элементов станков.

2. Одной из причин обрывности бумажного полотна на типографских машинах, изменения формы рулона при его хранении и транспортировании является неравномерность натяжения бумаги в рулоне по его радиусу. В работе выявлены зависимости радиальных и касательных напряжений в бумажном листе по радиусу рулона от величины натяжения бумаги в поверхностном слое. Показано, что путем изменения натяжения верхнего слоя бумажного полотна при намотке рулона можно управлять плотностью намотки, зависящей от напряжений в бумажном листе на всех участках по радиусу рулона.

3. Натяжение поверхностного слоя бумажного полотна при намотке рулонов зависит от натяжения бумаги, поступающей на накат путем торможения тамбурного вала с рулоном на раскате, от линейного давления между рулоном и несущими валами, а также от разности моментов, прикладываемых со стороны привода к несущим валам. Выявлены зависимости этого натяжения от совокупности воздействия всех трех технологических факторов.

4. Рулоны бумаги и конструктивные элементы станков имеют вынужденную вибрацию при силовом и кинематическом возмущении, параметрическую вибрацию из-за неоднородности упругих свойств бумаги и контактов рулона с несущими валами и автофрикционные колебания, возникающие в кинематических парах трения качения рулона и несущих валов. Выявлены основные закономерности вибрации рулонов и несущих валов от центробежных сил инерции неуравновешенных масс рулонов, крутильно-вращательных колебаний рулонов и валов при параметрических и кинематических воздействиях из-за неоднородности упругих свойств и нецилиндричности рулонов. Выявлены условия и параметры устойчивой намотки рулонов и зоны потери устойчивости работы при параметрических и фрикционных воздействиях.

5. Разработана математическая модель решения обратных задач теории колебаний с целью идентификации вибрации станков и выявления требуемых свойств динамической системы станков, необходимых для управления параметрами вибрации системы. Даны рекомендации по управлению режимами намотки рулонов.

6. Настоящая работа ориентирована на использование ее результатов в бумагоделательном производстве для повышения эффективности работы ПРС путем улучшения качества рулонов бумаги потребительских размеров, снижения обрывности бумажного полотна, уменьшения вибрации конструктивных элементов станков, что повысит показатели их надежности: долговечность и безотказность.

Основное содержание работы изложено в публикациях

1. Удинцева С.Н. Сингулярный интеграл и задача устойчивой аппроксимации возмущения в динамической системе //Сборник трудов профессорско-

- преподавательского состава и аспирантов лесоинженерного факультета, УГЛТА, – Екатеринбург, 1997, с.134-137.
- 2.Вдовин А.Ю., Удинцева С.Н. О локализации точек разрыва возмущения по неточной информации о траектории системы методами динамической регуляризации //Тезисы докладов Всероссийской научной конференции «Алгоритмический анализ некорректных задач» 2–6 февраля 1998, УРГУ–Екатеринбург,–1998, с.63
- 3.Вдовин А.Ю., Удинцева С.Н. О локализации точек разрыва неизвестного возмущения в динамической системе по результатам неточных измерений траектории //Материалы научно–технического семинара «Виброакустические процессы в технологиях, оборудовании и сооружениях отраслей лесопромышленного комплекса», УГЛТА, – Екатеринбург, 1999, с.22–27.
- 4.Вдовин А.Ю., Удинцева С.Н. О регуляризации разностного отношения // Материалы научно–технического семинара «Виброакустические процессы в технологиях, оборудовании и сооружениях отраслей лесопромышленного комплекса», УГЛТА, – Екатеринбург, 1999, с.22–27.
- 5.Удинцева С.Н., Кузубина Н.В., Шомин И.И. Автофрикционные колебания при периферической намотке рулонов бумаги // Тезисы докладов Все-российской конференции «Вибрация, шум, вибродиагностика» 21–23 ноября 2000, УГЛТА, – Екатеринбург, 2001, с.105.
- 6.Исследование методов виброакустического проектирования машин, оборудования и сооружений отраслей лесопромышленного комплекса. Отчет ОНИР / Уральск. лесотехн. ун-т; руководитель В.Н.Старжинский. – ГР01970002539;Инв.03200205285.– Екатеринбург, 2001, –168 с.
- 7.Удинцева С.Н. Метод решения системы автономных дифференциальных уравнений с правой частью, заданной на сетке //Научные труды, Выпуск 2, УГЛТУ,– Екатеринбург, 2002, с.83–86.
- 8.Удинцева С.Н., Щипанов А.С. Контактная жесткость рулона бумаги на несущих валах //Материалы научно–технической конференции студентов и аспирантов апрель 2003, УГЛТУ,– Екатеринбург, с. 27–28.
- 9.Удинцева С.Н., Санников А.А. Моделирование вибрации рулонов бумаги на контактах отделочного оборудования //Материалы научно–технической конференции студентов и аспирантов апрель 2003, УГЛТУ,– Екатеринбург, с.29.
- 10.Удинцева С.Н. Моделирование вибрационных процессов в продольно–резательных станках // Научные труды, Выпуск 3, УГЛТУ,– Екатеринбург, 2004, с.67–69.