

4  
-50  
На правах рукописи

ТОЙБИЧ СЕРГЕЙ ВЛАДИМИРОВИЧ



**РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ ВИБРАЦИОННОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ  
ВАЛОВ ПРЕССОВЫХ ЧАСТЕЙ БУМАГОДЕЛАТЕЛЬНЫХ МАШИН**

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 машин и оборудования ЦБП  
Уральского государственного лесотехнического университета

Научный руководитель: доктор технических наук,  
профессор Санников Александр  
Александрович

Официальные оппоненты: доктор технических наук,  
профессор Анкудинов Дмитрий  
Тимофеевич

доктор физико-математических наук,  
профессор Короткий Александр  
Илларионович

Ведущая организация: Ижевский государственный технический  
университет.

Защита состоится 2 марта 2006 г. в 12<sup>00</sup> на заседании диссертационного совета Д 212.281.02 в Уральском государственном лесотехническом университете, 620100, г. Екатеринбург, ул. Сибирский тракт, 37, ауд. 401

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Уральского государственного лесотехнического университета.

Автореферат разослан « 1 » февраля 2006 г.

Ученый Секретарь  
Диссертационного совета,  
кандидат технических наук, доцент:



Н.В. Куцубина

### Общая характеристика работы

**Актуальность темы.** Единичные мощности, скорости, производительность и другие параметры современных бумаго – и картоноделательных машин (БМ) достаточно высоки и продолжают увеличиваться, как следствие происходит увеличение параметров вибрации. Наиболее виброактивными в БМ являются прессовые части (ПЧ). Основные конструктивные и функциональные элементы ПЧ – валы имеют уникальное конструктивное исполнение. Вибрация валов ПЧ приводит к снижению долговечности конструктивных элементов валов, обрешивки, сукон, к неравномерности обезвоживания бумажного полотна. Задачи уменьшения вибрации, обеспечения прочности и долговечности прессовых валов важны.

**Целью диссертационной работы** является повышение эффективности работы ПЧ, путем уменьшения вибрации ее конструктивных элементов. Достижение поставленной цели обеспечивается решением следующих задач: анализ различных типов воздействий на элементы ПЧ; моделирование динамических процессов в прессовой батарее валов; выявление частот и форм собственных колебаний валов, нахождение параметров их вынужденных колебаний; определение напряженного состояния конструктивных элементов валов; экспериментальное определение параметров вибрации валов; разработка методов вибрационного расчета и проектирования прессовых валов и их конструктивных элементов, а также систем валов.

**Методы исследования.** Теоретические исследования с привлечением основных положений динамики машин, теории колебаний, метода конечных разностей, метода конечных элементов и теории дифференциальных уравнений. Экспериментальные исследования с использованием многофункционального аналогово-цифрового преобразователя Handyscope3 и персонального компьютера типа Notebook с программным обеспечением. Обработка экспериментальных данных методами математической статистики и цифровой обработки сигналов. Численные и аналитические расчеты в вычислительной среде MatLab и пакете Ansys (в рамках обучающих и студенческих версий программ).

**Предмет исследования:** динамические процессы в батареях валов ПЧ. Объектом исследований являются валы ПЧ.

**Научная новизна работы.** Реализовано численное моделирование вибраций батареи валов ПЧ с распределенными параметрами для изучения их частотного состава при импульсном, случайном и детерминированном воздействии. Определены формы пространственных колебаний отсасывающего вала, а также качественные и количественные зависимости напряжений в его элементах. Разработана расчетно-экспериментальная методика вибрационного расчета валов с учетом вакуум-камеры и перфорации рубашки отсасывающего вала на динамику всей системы. Применены современные методы экспериментального исследования вибрации.

Научная библиотека  
УГЛТУ

**Достоверность** основных положений и рекомендаций подтверждена сходимостью экспериментальных результатов и теоретических положений, в т.ч. хорошим совпадением частот собственных колебаний элементов батареи валов ПЧ с расчетными характеристиками их передаточных функций; использованием разработанного математического аппарата решения дифференциальных уравнений в частных производных, а также многолетним опытом использования научными организациями и ведущими фирмами мира вычислительной среды MatLab и конечно-элементного пакета Ansys.

**Практическая значимость.** Разработанная модель вибрационных процессов применима для проектирования новых и модернизации существующих прессовых валов и их систем. Полученные результаты пригодны для уточнения нормативов на вибрацию валов ПЧ, для обоснования методов виброзащиты и вибродиагностики работающих ПЧ. Решение поставленных задач позволит повысить эффективность работы ПЧ и обеспечить предсказуемый перевод БМ на другие скоростные режимы работы.

**Реализация результатов работы** возможна при использовании разработанной методики вибрационных расчетов прессовых валов на предприятиях ЦБК, заводах бумагоделательного машиностроения, а также реализована в учебном процессе, в курсах «Теория и конструкция машин и оборудования отрасли», «Проектирование и модернизация бумагоделательных и отделочных машин».

**Апробация работы.** Основные положения диссертационной работы доложены на межгосударственном научно-техническом семинаре «Виброакустические процессы в технологиях, оборудовании и сооружениях лесопромышленного комплекса» 23-25.11.1999 г. (УГЛТА, Екатеринбург); международной научно-технической конференции, посвященной 75-летию АЛТИ-АГТУ «Современная наука и образование в решении проблем экономики Европейского Севера» (АГТУ, Архангельск, 2004); международной научно-технической интернет-конференции «Новые материалы и технологии в машиностроении» 15.10-11.2005 г. (БГИТА, Брянск); научно-технической конференции «Автоматизированная подготовка машиностроительного производства, технология и надежность машин, приборов и оборудования» 6-8.12.2005 г. (ВГТУ, Вологда).

**Публикации.** По теме диссертации опубликовано 8 печатных работ. Работа выполнялась в рамках госбюджетной темы по единому наряду-заказу Минобразования РФ.

**На защиту выносятся следующие результаты научной работы:**

расчетные модели трубчатых и отсасывающих валов, а также модель трехвальной прессовой батареи валов для изучения взаимосвязанных поступательных, поворотных и изгибных колебаний и колебания рубашки вала как оболочки;

методика моделирования гармонических, импульсных и случайных воздействий на валы ПЧ;

применение метода конечных разностей при решении поставленной в работе задач;

результаты имитационного моделирования динамических процессов для валов ПЧ, в том числе решение нестационарной задачи анализа колебаний системы валов с распределенными характеристиками;

методы вибрационного расчета валов ПЧ.

**Объем и структура диссертационной работы.** Диссертационная работа состоит из введения, пяти разделов, заключения, списка использованных источников и трех приложений. Она включает 170 стр., 60 ил., 13 табл., 130 наименований использованных источников, в том числе 23 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.

#### 1. Анализ состояния вопроса и постановка задачи

В разделе приведены общие сведения, назначение, конструкция, принцип действия и специфические особенности ПЧ бумагоделательных машин. Рассмотрены технологические и механические факторы, влияющие на динамику прессовых валов и процесс прессования. Проведен анализ работ по динамике и виброактивности валов ПЧ и сходного оборудования в других отраслях промышленности, в том числе рассмотрены работы по прочности, долговечности и вибрации оболочек. Выполнен анализ работ по виброзащите и диагностике ПЧ. Поставлены основные задачи исследования.

Вопросы, связанные со свойствами бумажного полотна, процесса прессования, факторов при обезвоживании бумаги на прессах – достаточно разработанный материал. Наибольших результатов в данных направлениях добились отечественные ученые И.Д. Кугушев, Н.Е. Новиков, Ф.М. Бусыгин, В.Б. Фейгин, Н.Е. Ефимов, Д.М. Фляте, Э.Л. Аким, М.В. Фролов, Н.Н. Кокушин и др., среди зарубежных ученых: J. Bear, W. Best, M. Allen, K. Velten, R. Lewis, M. Kataja, D. Bezanovic, E. Kaasschieter, J. Middendorf, K. D. Wahren's, Hiltunen и др. Интенсивные научные исследования в области процесса обезвоживания проводятся в ряде исследовательских организаций Швеции, Канады и Индии.

По исследованию динамики и виброактивности прессовых валов опубликовано значительное количество диссертационных работ, отчетов, статей, методических указаний и монографий, множество из которых принадлежат ученым УГЛТУ. Наибольших достижений в области изучения динамики различных типов валов БМ, в том числе прессовых валов, их систем и элементов ПЧ добились Н.В. Куцубина, А.А. Санников, Витвинин А.М., С.А. Мишин; ими же рассматривались вопросы виброзащиты и диагностики прессовых валов. Среди зарубежных авторов можно отметить Schiel C., Anema T., Gagnon T., Severn K.

Рубашки прессовых валов по соотношению толщины стенки и радиуса близки к оболочечным конструкциям. Ю.А. Стерхов и В.Н. Стукач провели углубленное изучение прочности и долговечности рубашек трубчатых и отсасывающих валов с привлечением аппарата теории тонкостенных оболочек. В области ЦБП это одни из немногочисленных работ по разработке методов расчета центробежнолитых рубашек на прочность в условиях многоциклового нагружения в агрессивных средах.

Исследованиями свободных и вынужденных колебаний валов занимались В.О. Бауер, В.Е. Крютченко, Е.З. Шнеерсон, А. Тэндл. При этом большинство имеющихся исследований авторов по динамике валов энергетических машин, а также технологического оборудования различных отраслей промышленности не могут быть использованы напрямую для вибрационного расчета прессовых валов без дополнительных исследований, так как прессовое оборудование бумагоделательных машин уникально по сочетанию технологических и конструктивных решений.

Несмотря на значительное количество работ, посвященных исследованию вибрации различных типов валов бумагоделательных машин, остаются нерешенными вопросы вибрации валов прессовой части с учетом распределенных параметров, как единой системы. Для решения поставленной задачи требуется не только разработка динамической и математической модели батареи валов ПЧ с распределенными параметрами как нестационарной задачи, но и численная реализация метода решения систем дифференциальных уравнений в частных производных (ДУЧП) с взаимосвязанными краевыми условиями.

Исходя из анализа литературных источников и поставленной в диссертации цели исследования, в настоящей работе решаются следующие задачи:

- выявление основных динамических воздействий на элементы ПЧ и разработка динамической и математической модели системы валов ПЧ;
- обоснование методики исследования математической модели;
- реализация имитационного моделирования и исследование вибрационных процессов при различных типах воздействий на элементы ПЧ;
- исследование динамики и напряженного состояния сложных валов;
- сопоставление результатов численных и натуральных экспериментов определения вибрации валов и элементов прессовых частей.

## 2. Моделирование вибрационных процессов в валах прессовых частей

В разделе рассматриваются источники вибрации прессовых валов и методы моделирования гармонических, импульсных и случайных воздействий. Описывается методика изучения пространственных колебаний отсасывающего вала; определяются основные упруго-массовые характеристики валов. Моделирование является основой теоретических исследований вибрации валов с целью разработки методов вибрационного расчета на стадии проектирования и технических решений при виброзащите конструктивных элементов БМ.

Основными источниками колебаний прессовых валов являются центробежные силы инерции неуравновешенных масс, несоосность взаимного сопряжения и нецилиндричность рабочих поверхностей валов, неоднородность упругих свойств сукон и облицовки валов, воздействия муфт приводов, непостоянство толщины сукна по длине полотна, влияние гидродинамических процессов в зоне контакта валов, дефекты прессовых сукон и пр.

Конструкции валов колеблются во всех координатных направлениях, но наибольший интерес представляют поступательные, поворотные и поперечно-изгибные колебания валов в плоскости наибольших статических нагрузок, проходящей через центры их вращения. В качестве примера рассматривается трехвальный пресс (рис. 1) в плоскости  $YZ$ , как система взаимосвязанных валов, где  $E_i, \rho_i$  – модули упругости и плотности материалов,  $S_i, J_i$  – площади и моменты инерции поперечных сечений валов пресса,  $C_{o_j}, b_{o_j}$  – коэффициенты упругих и неупругих сопротивлений распределенных элементов,  $C_k, b_k$  – коэффициенты упругих и неупругих сопротивлений опор,  $m_k$  – приведенные массы.

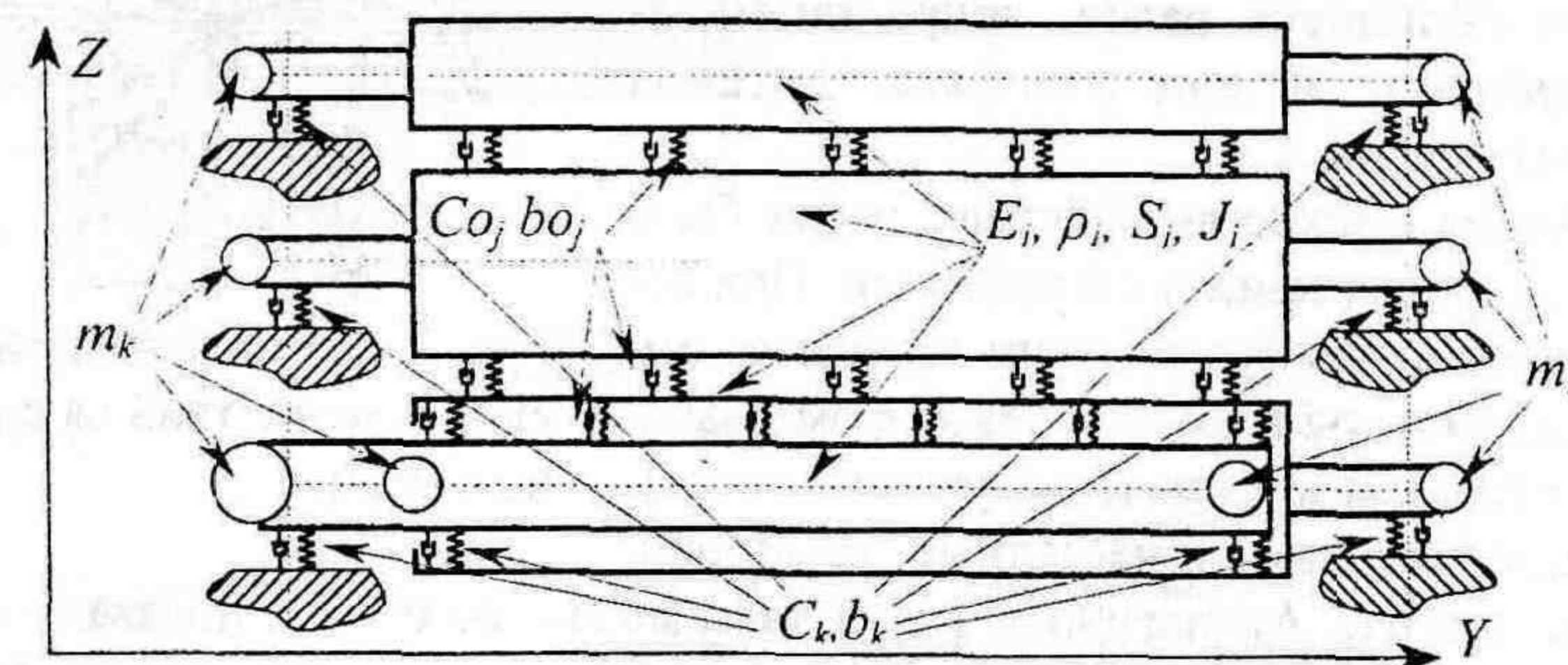


Рис. 1. Принципиальная схема трехвального пресса.

Элементы ПЧ испытывают все виды воздействий, но при различных условиях удельная доля вклада каждого вида может быть различной. Составлению динамической модели предшествует анализ и выделение основных воздействующих факторов: силовых, кинематических и параметрических.

При анализе гармонических процессов силы и моменты центробежных сил инерции масс динамически неуравновешенных валов определяются по формулам:

$$F = 2e(y)\omega_0^2 \cos(\omega_0 t), \quad M = e(y)B\omega_0^2 \cos(\omega_0 t), \quad (1)$$

где  $e(y) = e_0 + e_y \cdot (1 - 2y/B)$ ,  $e_0, e_y$  – параметры статической и моментной неуравновешенности удельного дисбаланса;  $y$  – координата;  $B$  – длина.

Перемещения  $\Delta a$  от кинематического воздействия, например, от неравномерности толщины сукна, представляется в виде гармонического ряда

$$\Delta a = \sum_{k=1}^n \Delta a_k \cos(k \frac{V_c t}{L_c} + \beta_k), \quad k = 1, 2, 3, \dots, n. \quad (2)$$

где  $\Delta a_k$  – амплитуда  $k$ -ой гармонической составляющей отклонения толщины материала от номинального значения;  $V_c$  – скорость движения сукна, м/с;  $L_c$  – длина сукна, м;  $\beta_k$  – угол сдвига фаз  $k$ -ой гармоники.

Сопрягаемые валы, как правило, нецилиндричны, это проявляется в отклонении текущего радиуса вала  $r$  от номинального значения  $r_0$ , соответствующего идеальной поверхности (рис. 2), в виде ряда:

$$r = r_0 + \sum_{k=1}^n \Delta r_{ak} \cos(k\varphi + \beta_k), k = 1, 2, 3 \dots n. \quad (3)$$

где  $k$  – номер гармоники отклонений радиуса вала (при  $k = 1$  имеет место биение вала, при  $k = 2$  – овальность, при  $k \geq 3$  – волнистость поверхности вала);  $\Delta r_{ak}$  – амплитуда отклонений радиуса вала от номинального значения  $k$ -ой гармоники, м;  $\varphi$  – угол поворота радиус-вектора рабочей поверхности вала от произвольной точки отсчета.

К параметрическим воздействиям относятся неоднородность упругих свойств сукна и облицовки валов, гидродинамические процессы в зоне контакта, дефекты прессовых сукон.

Динамические воздействия могут быть детерминированными и случайными. При детерминированном воздействии находятся амплитуды, частоты и фазы в некотором диапазоне исследуемых частот, получают соответствующие фазовые и частотные характеристики на выходе. Аналогичные результаты можно получить, подавая на вход системы случайные или переходные воздействия искусственного происхождения и измеряя при этом реакцию системы, которая несет информацию о частотных характеристиках. Как правило, каждая точка системы имеет несколько максимумов, соответствующих нескольким резонансным частотам. При этом сложные граничные условия валов играют ключевую роль в динамике прессовой батареи. Анализ передаточных функций позволяет выделить элементы конструкций с недостаточным запасом динамической прочности.

Главное отличие переходных процессов от гармонических состоит в том, что их нельзя охарактеризовать дискретным спектром, для этого необходимо использовать непрерывное спектральное представление. При реализации алгоритмов анализа переходных процессов время подвергают дискретизации, интервал  $T$  разбивается на  $N$  равноотстоящих временных отсчетов длительностью  $\Delta t$ . Таким образом, применимо преобразование Фурье последовательности  $x(n)$ , содержащее конечное число  $N$  членов:

$$X_k = \frac{X(f_k)}{\Delta t} = \sum_{n=1}^N x_n \exp\left[-2j \frac{\pi kn}{N}\right], k = 1, 2, 3 \dots N. \quad (4)$$

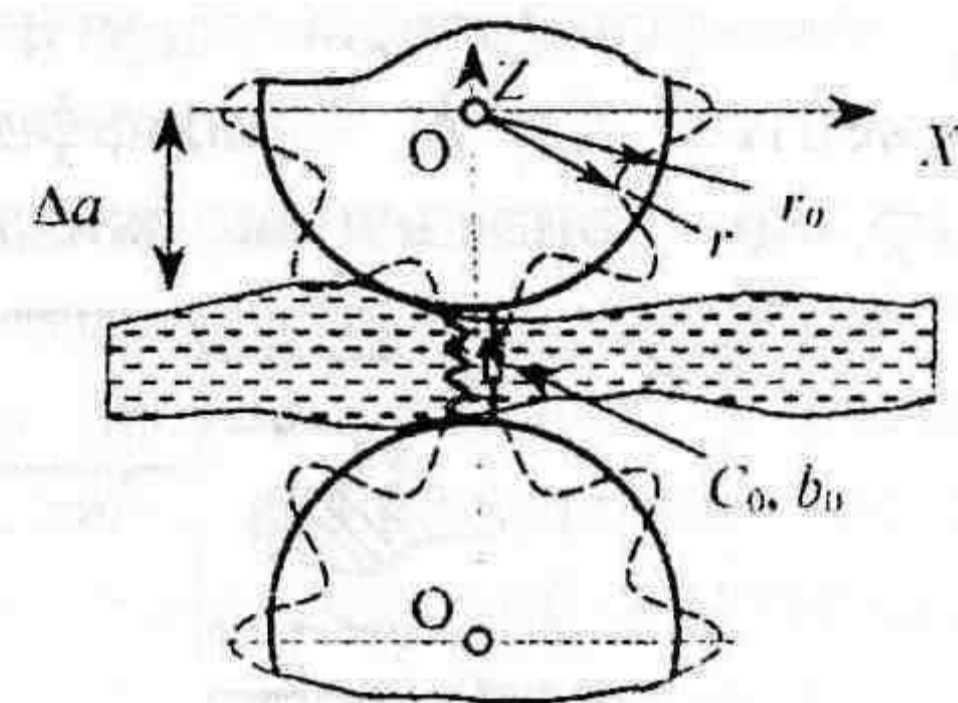


Рис. 2. Схема кинематических воздействий на прессовые валы.

Импульсные воздействия имеют место при нарушении равномерности структуры сукна по длине, их загрязнении и уплотнении. Интенсивность колебаний существенно зависит от соотношения частот импульсов и частот собственных колебаний конструкции. При их моделировании в момент времени  $t_0$  под действием динамических сил каждый из валов получает начальное условие (отклонение), например по синусоиде  $Z(y) = X_a \cdot \sin(s \cdot \pi \cdot y / B)$ , где  $X_a$  – единичный максимальный прогиб, м;  $s$  – форма отклонения (количество полуволн по длине). Поведение системы в последующие моменты времени определяется соответственно начальными условиями и ее свойствами. Элементы откликаются на приложенные к ним силы. Величина отклика зависит от массы, жесткости и демпфирования (рис. 3). Для исследования динамических воздействий принимаем характеристику отклика системы линейной.

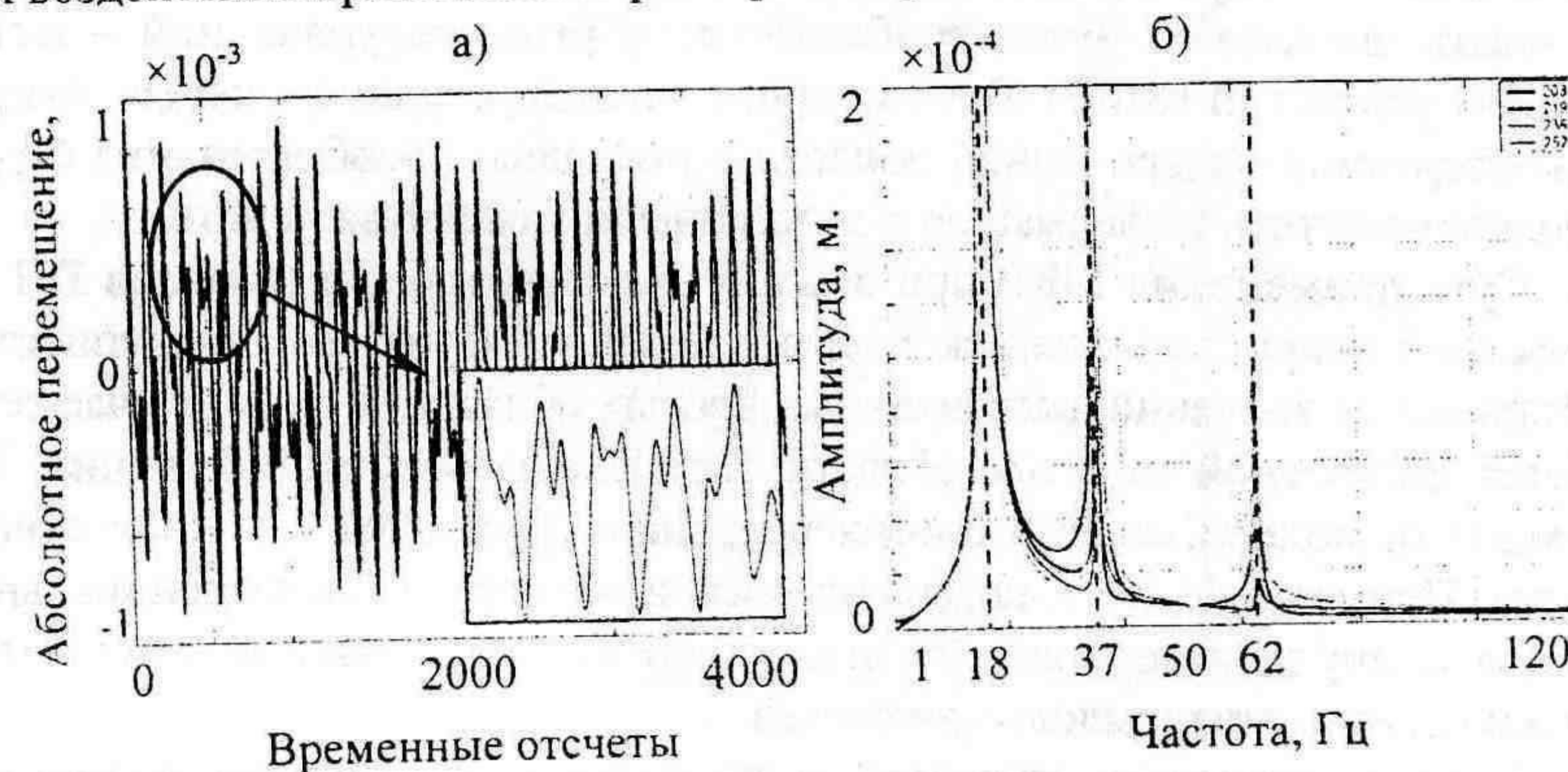


Рис. 3. Моделирование импульсного воздействия на валы ПЧ: а – временная зависимость колебаний одной выбранной точки на валу; б – частотные характеристики группы точек на одном из валов системы.

В процессе работы под действием колебаний на поверхности валов образуются полосы волнистости, которые потом сами становятся источником все возрастающих резонансных параметрических колебаний. При длительной работе машины на постоянной скорости на сукне «набиваются» волны, длина которых соответствует резонансной частоте вибрации элементов ПЧ. С увеличением амплитуд виброперемещений растут и амплитуды волн, т.е. колеблющаяся система идет «вразнос». В этом случае прессовые валы и сукно нужно рассматривать как самонастраивающийся резонансный контур.

Свойства случайных стационарных явлений можно определить по одной наблюдаемой реализации. Подходом при моделировании нестационарного процесса является его представление в виде некоторого случайного процесса  $\{x(t)\}$ , выборочные функции которого имеют вид  $x(t) = a(t, f(t)) \cdot u(t)$ , где  $u(t)$  – выборочная функция случайного стационарного процесса  $\{u(t)\}$ ,  $a(t, f(t))$  – детерминированная функция,  $f(t)$  – функция изменения воздействий;

Пространственные колебания отсасывающего вала, в том числе как оболочечной конструкции, предлагается изучать с помощью метода конечных элементов. Принята аппроксимация геометрии отверстий перфорации рубашки отсасывающего вала – шестигранником в сечении.

Показано, что жесткость подшипников в направлении действия наибольших статических нагрузок соизмерима с жесткостью валов при поперечном изгибе. Суммарные массы опорных конструкций, а также сосредоточенные массы по концам вала сопоставимы с массой рубашки вала, поэтому при изучении динамики прижимных валов учет всех масс необходим.

### 3. Обоснование методики исследования модели

Моделирование вибрационных процессов для сложных механических систем аналитическими методами не всегда возможно, предлагается использовать численный метод приближенного решения уравнений – метод конечных разностей (МКР). В этом случае анализ результирующего движения конструкции во временной области с помощью преобразования Фурье позволяет получить информацию о динамических свойствах системы.

Суть применения МКР при анализе динамики батареи валов ПЧ заключается в аппроксимации искомой непрерывной функции совокупностью приближенных значений, рассчитанных в узлах области. В этом случае сетка является дискретной моделью области определения искомой функции. Так переходят от модели, описываемой непрерывной функцией к ее дискретному аналогу. Применение МКР позволяет свести исходную дифференциальную краевую задачу к системе линейных алгебраических уравнений (ЛАУ) относительно неизвестных узловых значений.

Воспользовавшись теоремой о приближении функции полиномом Тейлора ее можно представить как степенной ряд, ограниченный конечным числом слагаемых. Если  $f \in C^{N+1}[a; b]$  и  $x \in [a; b]$ , то

$$f(x) = P_N(x) + E_N(x),$$

где  $P_N(x)$  – полином, который можно использовать для приближения  $f(x)$ , а  $E_N(x)$  – ошибка округления, которая должна стремиться к нулю при  $N \rightarrow \infty$ :

$$f(x) \approx P_N(x) = \sum_{k=0}^N \frac{f^{(k)}(x_0)}{k!} (x - x_0)^k, \quad E_N(x) = \frac{f^{(N+1)}(c)}{N+1} (x - x_0)^{N+1}, \quad (5)$$

для некоторого  $c = c(x)$ , которое находится между  $x$  и  $x_0$ .

Приближенные значения результирующих перемещений  $Z(y, t)$  для каждого из валов системы, как функции координаты и времени, будем искать методом сеток в выбранном прямоугольнике  $U = [0, l] \times [0, T]$ , где  $l$  – длина пролета,  $T$  – моделируемое время. В систему дифференциальных уравнений входят две независимые переменные, поэтому строим сетку по  $y$  и  $t$  (рис. 4), которые параллельны осям координат  $Y$  и  $T$ . Каждая из сторон сетки разбита с шагом  $h_1$  и  $h_2$  на  $n_1$  и  $n_2$  частей и содержит  $n_1 + 1$  и  $n_2 + 1$  узловых точек. Точные значения функции  $Z(y, t)$  в какой-нибудь точке области решения  $U$  будут приближаться значением  $Z(y, t)$  в ближайшем узле постро-

енной сетки  $U$ . Совокупность значений функции  $Z(y, t)$  в узлах с одинаковым индексом по  $t$  – называется временным слоем, а серия – совокупность слоев, необходимых для получения одной временной реализации на интервале  $T$ .

С учетом того, что каждый из валов имеет распределенные связи ( $C_{o_i}, b_{o_i}, i=1 \dots 3$ ), динамическая модель, представленная на рис. 6 описывается системой из восьми дифференциальных уравнений в частных производных четвертого порядка относительно координаты  $y$ , а также первого и второго – относительно времени  $t$ . Для участков  $AB, CD, EF$  и  $GH$ , соответствующих валам, выпишем граничные условия (8-11), где отразится наличие приведенных сосредоточенных масс и упругодемпфирующих опор ( $m_i, C_i, b_i, i=1 \dots 12$ ).

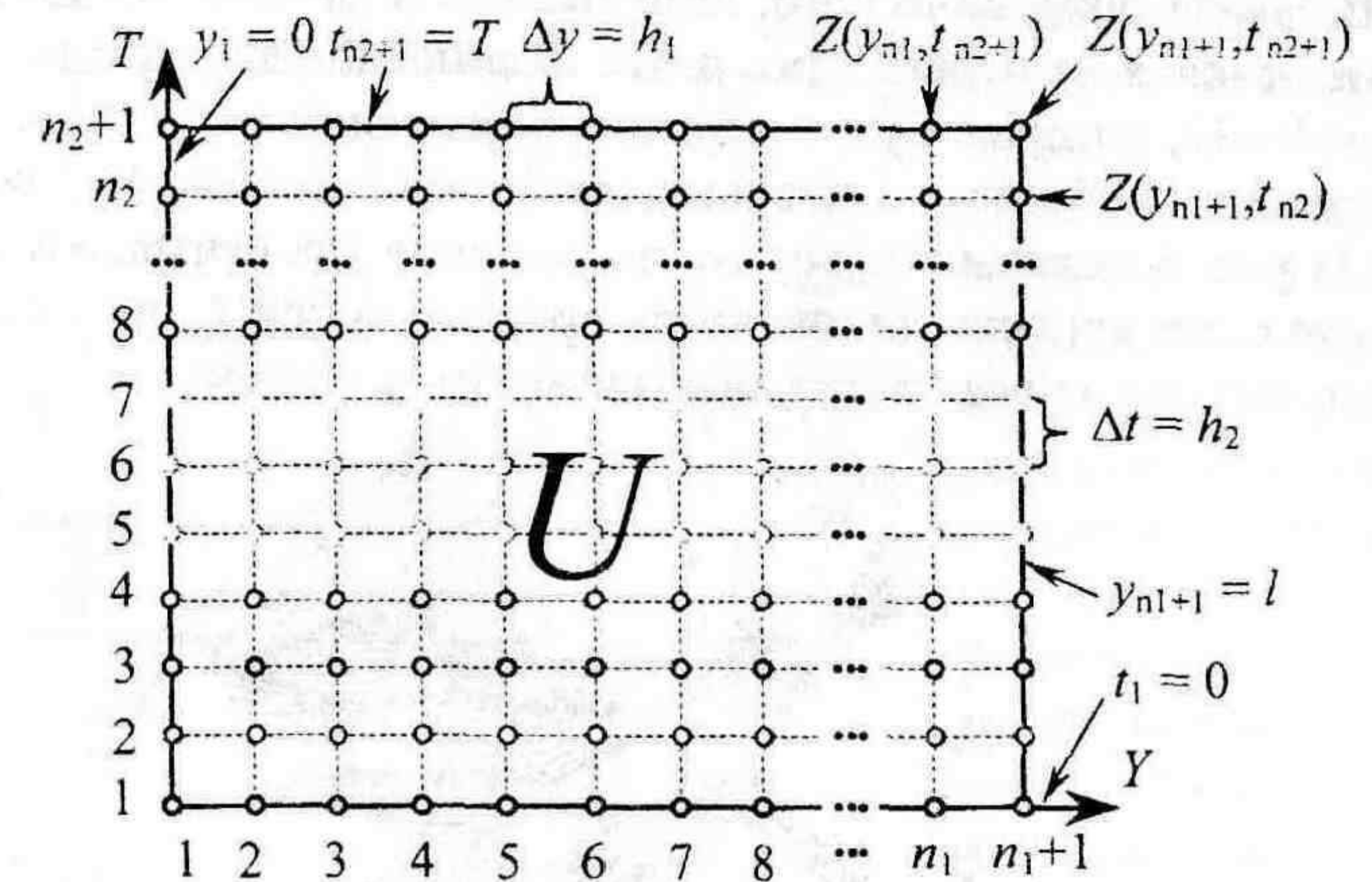


Рис. 4. Область решения  $U$ ;  $n_1$  и  $n_2$  – число дискретизации для переменных  $y$  и  $t$ . Граничные узлы – при  $y = 0$  и  $y = l$ , начальные при  $t = 0$ .

Исходя из критерия устойчивости алгоритма расчет значений  $Z(y, t)$  целесообразно осуществить по неявной схеме. В этом случае, чтобы вычислить приближения  $\{Z_{ij}^k : i=1, \dots, n_1\}$  в рядах  $j = 4, \dots, n_2, k=1 \dots 8$ , используя (5) выведем левые и центрированные разностные формулы с гранями ошибок для приближающих функций  $Z_t^k(y, t), Z_t^{k''}(y, t), Z_y^{k(4)}(y, t)$  в системе уравнений, а также несимметричные разности  $Z_y^k(y, t), Z_y^{k''}(y, t), Z_y^{k(3)}(y, t)$  для граничных условий. Для определенности, используем 3-х и 5-ти точечные шаблоны для аппроксимации производных с точностью  $O(h_{1,2}^2)$ , получим невырожденную матрицу  $A$  системы (т.к.  $|A^{(0)}| > |A^{(\pm 1)}| > |A^{(\pm 2)}|$ ), с диагональным преобладанием, которая будет иметь по 2 узла выходящих за левую и правую границу. Значения в законтурных узлах  $A$  скорректируются при решении ЛАУ, полученных из разностных граничных уравнений, далее матрица  $A$  обращается.

Оптимальные длины шагов по координате и времени достигаются в минимуме функции двух переменных, полученной подстановкой всех конечно-разностных шаблонов в систему уравнений. Подставив полученные центрированные и левосторонние разностные формулы, перейдем к дис-

кретному представлению модели системы в виде набора сеточных функций. Получим четыре системы ЛАУ, в каждую из которых будут входить функции перемещения смежных валов системы —  $Z_k, k = 1 \dots 4$  и четыре алгебраических уравнения для  $Z_k, k = 4 \dots 8$  движения сосредоточенных масс.

Группируя коэффициенты для всех полученных систем ЛАУ при известных членах  $Z[ih_1, (j-1)h_2], Z[ih_1, (j-2)h_2]$  и  $Z[ih_1, (j-3)h_2]$ , получим векторы  $K_1, K_2, K_3$  размерности  $1 \times n_1$ . Решая систему (6)  $n_1-3$  раза:

$$U_{n+1} = A^{-1}(K_1 U_n + K_2 U_{n-1} + K_3 U_{n-2}) \quad (6)$$

получаем каждый раз решение на новом временном слое.

В случае гармонического, импульсного и случайного воздействия начальные условия на первых трех рядах формируются вынуждающими силами  $F_i, i=1 \dots 12$ , которые будут результирующими от различных источников. При изучении свободных колебаний, вынуждающие силы не учитываются.

На рис. 5 показана поверхность решения для центрального вала системы как совокупность линий вдоль временной оси  $T$ , аналогичное решение получается для всех остальных элементов в системе.

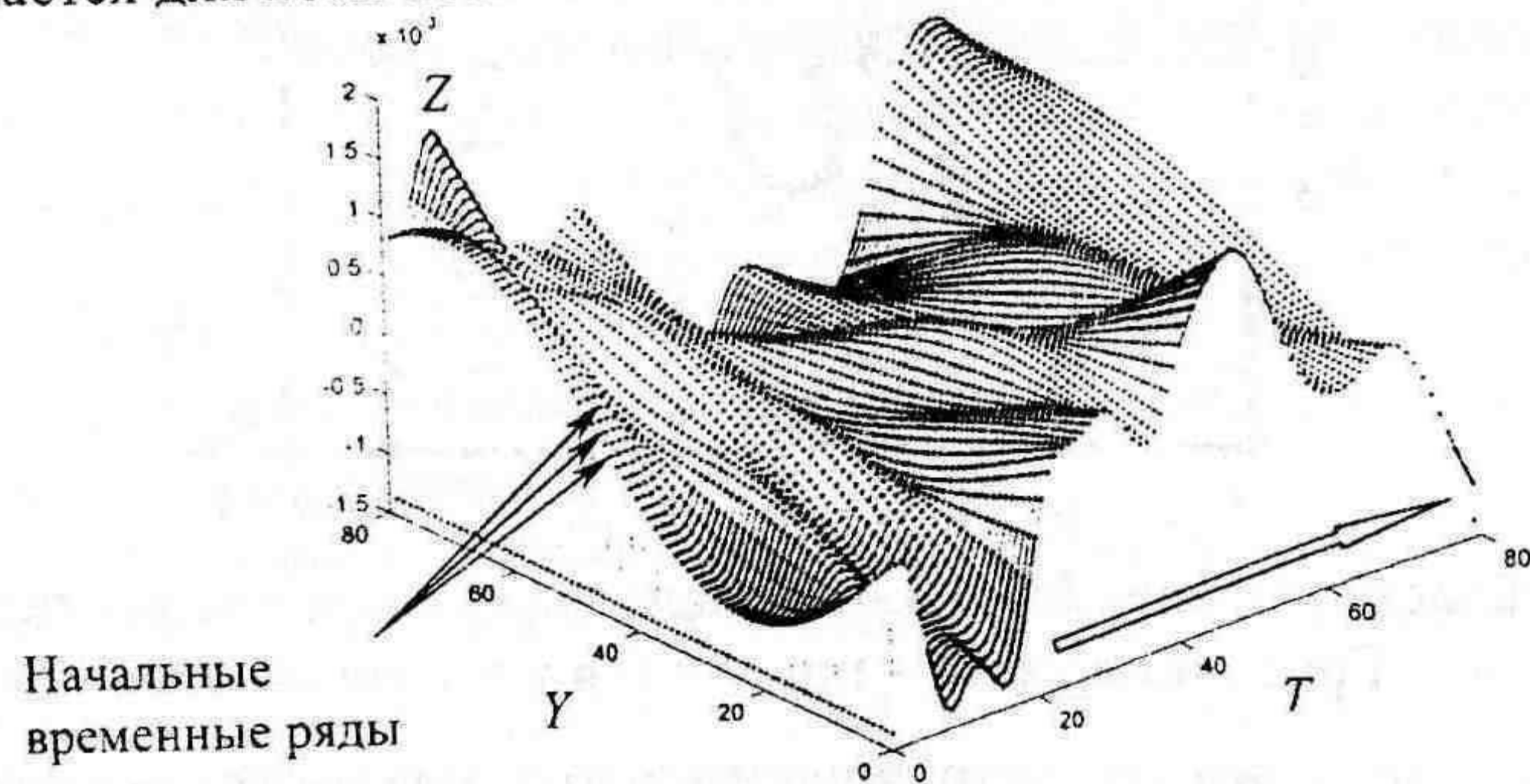


Рис. 5. Результирующие перемещения центрального вала системы на интервале  $0-80\Delta t; f(y) = d \sin(s \cdot \pi \cdot y/L)$ , где  $d=1e-3$  м.,  $s=1.7$ ,  $l=8.5$  м.,  $y=1 \dots n_1$ ,  $n_1=80$ .

#### 4. Имитационное моделирование и исследование динамических процессов в валах прессовых частей

В разделе приведена кинематическая схема, динамическая и математическая модель трехвального пресса установленного на БМ №4 ОАО «Соликамскбумпром», а также результаты имитационного моделирования динамических процессов при гармоническом, импульсном и случайном возбуждении, качественные и количественные результаты исследований динамики и напряженного состояния элементов перфорированных валов.

Подобно экспериментальным исследованиям имитационное моделирование позволяет проанализировать вибрационные процессы в созданной модели, которая наиболее точно отражает характеристики реальной системы. Варьируя входные параметры имитационной модели в диапазоне их изменения, имеем решение задачи на некотором множестве состояний модели.

Перемещения прессовых валов  $Z_i, i=1 \dots 4$  ( $Z_{5-8}$  — центры сосредоточенных масс) происходят вдоль оси  $Z$ , параметры валов  $E_i, \rho_i, S_i, J_i$  распределены на длине  $l$  (рис. 6). Прижимной вал  $AB$ , через распределенную упругодемпфирующую прослойку, по образующей связан с центральным валом  $CD$ , который аналогично связан с перфорированной рубашкой нижнего прижимного вала  $EF$ . Конструкция отсасывающего вала, представленная взаимосвязанными балками  $EF$  и  $GH$ , несимметрична относительно  $l/2$ , так как с одной стороны  $EF$  опирается через упругий элемент на  $GH$ , а с другой — наоборот.

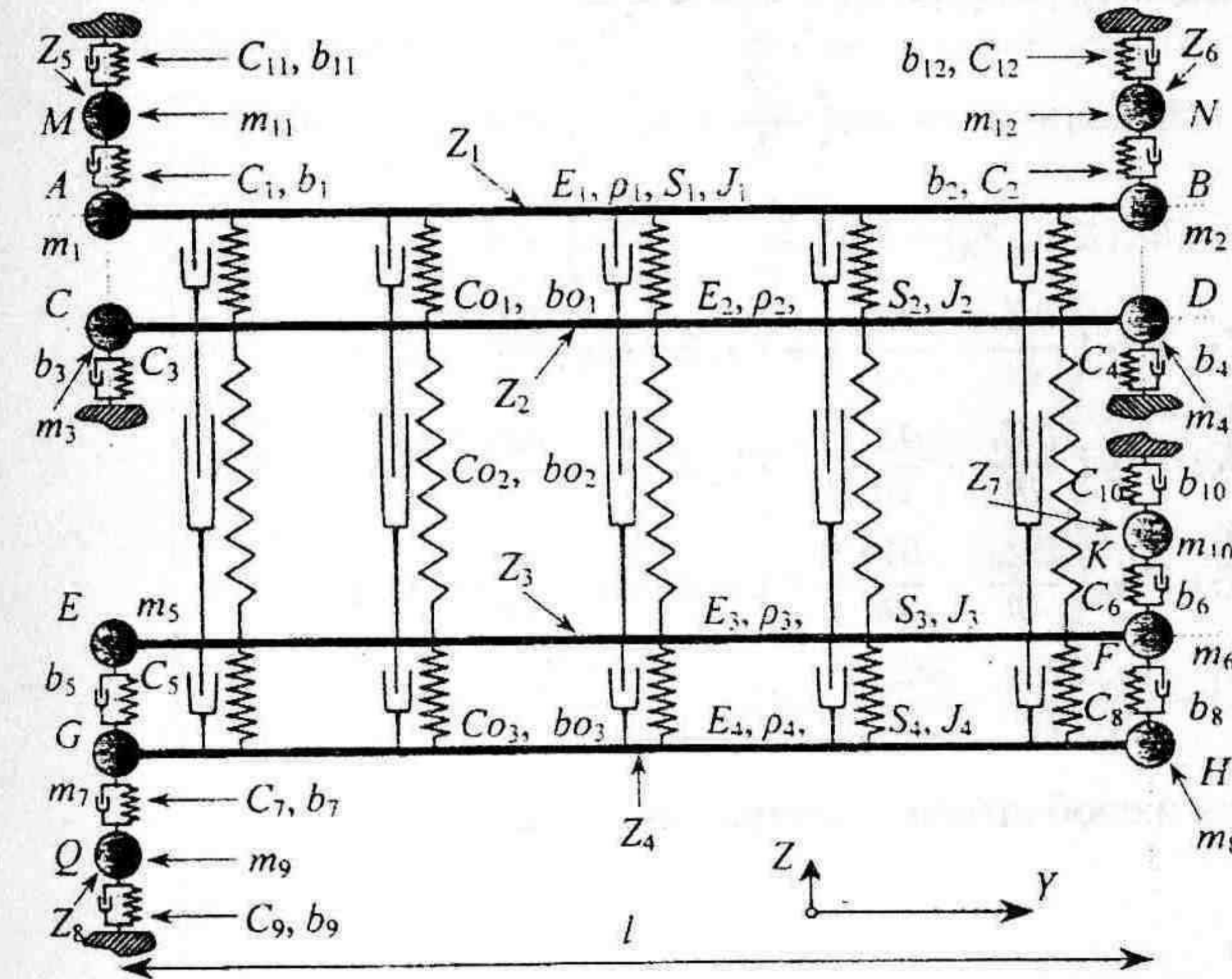


Рис 6. Динамическая модель трехвальной батареи ПЧ.

Кoeffициенты упругих и неупругих сопротивлений  $C_{0i}$  и  $b_{0i}$  соответственно пропорциональны разности перемещений и скоростей смежных валов,  $i=1 \dots 3$ .

Реакции  $F_{1P}$  и  $F_{2P}$  от результирующих сил пневмоприжима отсасывающего и желобчатого валов  $F_1$  и  $F_2$  к гранитному валу соответственно равны:

$$F_{1P} = \frac{O_1 C_1}{O_1 B_1} F_1 \cos(\beta - \alpha) - F_{G1} \cos(90 - \alpha), \quad F_{2P} = \frac{O_2 C_2}{O_2 B_2} F_2 - F_{G2} \cos(90 - \alpha),$$

где  $O_{1,2} C_{1,2} / O_{1,2} B_{1,2}$  — отношение длин плеч рычагов;  $\alpha, \beta$  — угол наклона прессовой батареи и угол наклона рычага соответственно;  $F_{G1}, F_{G2}$  — сила веса отсасывающего и желобчатого валов вместе с их прижимными рычагами.

Для определения передаточной функции на вход каждого элемента системы подается гармонический сигнал единичной амплитуды. При анализе прижимного вылегченного вала выявлены низшие собственные частоты колебаний 4, 6, 53 и 94 Гц, соответствующих поступательным, поворотным, изгибным формам колебаний вала и сосредоточенных опор. Ошибки вычислений по частотному составу при сравнении с аналогичной конечно-элементной моделью составляют: 0,3; 6,5; 3,5 и 2,7% для 1-4 моды соответственно.

С учетом того, что каждый из валов имеет распределенные связи, выпишем систему взаимосвязанных ДУЧП, описывающих динамическую модель трехвальной батареи валов, тогда решение поставленной задачи сводится к решению системы (7) с граничными условиями (8-11) и начальными условиями (12) при воздействии вынуждающих сил различной природы.

$$\begin{cases}
 E_1 J_1 \frac{\partial^4 Z_1}{\partial y^4} + p_1 S_1 \frac{\partial^2 Z_1}{\partial t^2} - C_{01}(Z_1 - Z_2) + b_{01} \left( \frac{\partial Z_1}{\partial t} - \frac{\partial Z_2}{\partial t} \right) = 0 \\
 E_2 J_2 \frac{\partial^4 Z_2}{\partial y^4} + p_2 S_2 \frac{\partial^2 Z_2}{\partial t^2} + C_{01}(Z_2 - Z_1) + b_{01} \left( \frac{\partial Z_2}{\partial t} - \frac{\partial Z_1}{\partial t} \right) + \\
 + C_{02}(Z_2 - Z_3) + b_{02} \left( \frac{\partial Z_2}{\partial t} - \frac{\partial Z_3}{\partial t} \right) = 0 \\
 E_3 J_3 \frac{\partial^4 Z_3}{\partial y^4} + p_3 S_3 \frac{\partial^2 Z_3}{\partial t^2} - C_{02}(Z_3 - Z_2) + b_{02} \left( \frac{\partial Z_3}{\partial t} - \frac{\partial Z_2}{\partial t} \right) + \\
 + C_{03}(Z_3 - Z_4) + b_{03} \left( \frac{\partial Z_3}{\partial t} - \frac{\partial Z_4}{\partial t} \right) = 0 \\
 E_4 J_4 \frac{\partial^4 Z_4}{\partial y^4} + p_4 S_4 \frac{\partial^2 Z_4}{\partial t^2} + C_{03}(Z_4 - Z_3) + b_{03} \left( \frac{\partial Z_4}{\partial t} - \frac{\partial Z_3}{\partial t} \right) = 0 \\
 -m_{11} \frac{\partial^2 Z_5}{\partial t^2} + C_1(Z_1 - Z_5) + b_1 \left( \frac{\partial Z_1}{\partial t} - \frac{\partial Z_5}{\partial t} \right) + C_{11} Z_5 + b_{11} \frac{\partial Z_5}{\partial t} = 0 \\
 m_{12} \frac{\partial^2 Z_6}{\partial t^2} + C_2(Z_1 - Z_6) + b_2 \left( \frac{\partial Z_1}{\partial t} - \frac{\partial Z_6}{\partial t} \right) + C_{12} Z_6 + b_{12} \frac{\partial Z_6}{\partial t} = 0 \\
 -m_{10} \frac{\partial^2 Z_7}{\partial t^2} + C_6(Z_3 - Z_7) + b_6 \left( \frac{\partial Z_3}{\partial t} - \frac{\partial Z_7}{\partial t} \right) + C_{10} Z_7 + b_{10} \frac{\partial Z_7}{\partial t} = 0 \\
 -m_9 \frac{\partial^2 Z_8}{\partial t^2} + C_7(Z_1 - Z_8) + b_7 \left( \frac{\partial Z_1}{\partial t} - \frac{\partial Z_8}{\partial t} \right) + C_9 Z_8 + b_9 \frac{\partial Z_8}{\partial t} = 0
 \end{cases} \quad (7)$$

Граничные условия для желобчатого и центрального вала:

$$\begin{cases}
 \frac{\partial^2 Z_1}{\partial y^2} = \frac{-\Theta_1}{E_1 J_1} \frac{\partial^3 Z_1}{\partial y \partial t^2} \Big|_{y=0} \\
 \frac{\partial^2 Z_1}{\partial y^2} = \frac{\Theta_2}{E_1 J_1} \frac{\partial^3 Z_1}{\partial y \partial t^2} \Big|_{y=l} \\
 \frac{\partial^3 Z_1}{\partial y^3} = \frac{-1}{E_1 J_1} \left( -m_1 \frac{\partial^2 Z_1}{\partial t^2} + C_1(Z_1 - Z_5) + b_1 \left( \frac{\partial Z_1}{\partial t} - \frac{\partial Z_5}{\partial t} \right) \right) \Big|_{y=0} \\
 \frac{\partial^3 Z_1}{\partial y^3} = \frac{1}{E_1 J_1} \left( -m_2 \frac{\partial^2 Z_1}{\partial t^2} + C_2(Z_1 - Z_6) + b_2 \left( \frac{\partial Z_1}{\partial t} - \frac{\partial Z_6}{\partial t} \right) \right) \Big|_{y=l} \\
 \frac{\partial^2 Z_2}{\partial y^2} = \frac{-\Theta_3}{E_2 J_2} \frac{\partial^3 Z_2}{\partial y \partial t^2} \Big|_{y=0} \\
 \frac{\partial^2 Z_2}{\partial y^2} = \frac{\Theta_4}{E_2 J_2} \frac{\partial^3 Z_2}{\partial y \partial t^2} \Big|_{y=l} \\
 \frac{\partial^3 Z_2}{\partial y^3} = \frac{-1}{E_2 J_2} \left( -m_3 \frac{\partial^2 Z_2}{\partial t^2} + C_3 Z_2 + b_3 \frac{\partial Z_2}{\partial t} \right) \Big|_{y=0} \\
 \frac{\partial^3 Z_2}{\partial y^3} = \frac{1}{E_2 J_2} \left( -m_4 \frac{\partial^2 Z_2}{\partial t^2} + C_4 Z_2 + b_4 \frac{\partial Z_2}{\partial t} \right) \Big|_{y=l}
 \end{cases} \quad (8)$$

(9)

Принятая модель Кельвина-Фойта для модели контакта является наиболее целесообразной с точки зрения сложности математической модели и изучения вибрационных характеристик системы. В первом приближении принят расчетный коэффициент упругих сопротивлений в контакте для

прессовых валов  $C_0 \approx 1 \cdot 10^7$  Н/м<sup>2</sup>. Коэффициент распределенных неупругих сопротивлений для модели контакта определим, зная коэффициент усиления при резонансе  $\kappa = 16$ ,  $b_0 \approx 7,5 \cdot 10^3$  Н·с/м<sup>2</sup>. Изменение упругих и неупругих сопротивлений в зоне прессования значительно меняет частотный состав и характер передаточной функции прижимных валов. В рабочем состоянии, увеличение частоты поворотных колебаний происходит в два раза (12Гц), а поступательных более трех раз (14Гц). Диссипативные силы влияют незначительно на частоты собственных колебаний. Рассеивание энергии в подшипниковых опорах на порядок меньше, чем в контакте, примем  $b_i = b_0/10$ ,  $i = 1 \dots 8$ .

Граничные условия для рубашки и вакуум-камеры отсасывающего вала:

$$\begin{cases}
 \frac{\partial^2 Z_3}{\partial y^2} = \frac{-\Theta_5}{E_3 J_3} \frac{\partial^3 Z_3}{\partial y \partial t^2} \Big|_{y=0} \\
 \frac{\partial^2 Z_3}{\partial y^2} = \frac{\Theta_6}{E_3 J_3} \frac{\partial^3 Z_3}{\partial y \partial t^2} \Big|_{y=l} \\
 \frac{\partial^3 Z_3}{\partial y^3} = \frac{-1}{E_3 J_3} \left( -m_5 \frac{\partial^2 Z_3}{\partial t^2} + C_5(Z_3 - Z_1) + b_5 \left( \frac{\partial Z_3}{\partial t} - \frac{\partial Z_1}{\partial t} \right) \right) \Big|_{y=0} \\
 \frac{\partial^3 Z_3}{\partial y^3} = \frac{1}{E_3 J_3} \left( -m_6 \frac{\partial^2 Z_3}{\partial t^2} + C_6(Z_3 - Z_7) + b_6 \left( \frac{\partial Z_3}{\partial t} - \frac{\partial Z_7}{\partial t} \right) + \right. \\
 \left. + C_8(Z_3 - Z_4) + b_8 \left( \frac{\partial Z_3}{\partial t} - \frac{\partial Z_4}{\partial t} \right) \right) \Big|_{y=l}
 \end{cases} \quad (10)$$

$$\begin{cases}
 \frac{\partial^2 Z_4}{\partial y^2} = \frac{-\Theta_7}{E_4 J_4} \frac{\partial^3 Z_4}{\partial y \partial t^2} \Big|_{y=0} \\
 \frac{\partial^2 Z_4}{\partial y^2} = \frac{\Theta_8}{E_4 J_4} \frac{\partial^3 Z_4}{\partial y \partial t^2} \Big|_{y=l} \\
 \frac{\partial^3 Z_4}{\partial y^3} = \frac{-1}{E_4 J_4} \left( -m_7 \frac{\partial^2 Z_4}{\partial t^2} + C_7(Z_4 - Z_3) + b_7 \left( \frac{\partial Z_4}{\partial t} - \frac{\partial Z_3}{\partial t} \right) + \right. \\
 \left. + C_9(Z_4 - Z_8) + b_9 \left( \frac{\partial Z_4}{\partial t} - \frac{\partial Z_8}{\partial t} \right) \right) \Big|_{y=0} \\
 \frac{\partial^3 Z_4}{\partial y^3} = \frac{1}{E_4 J_4} \left( -m_8 \frac{\partial^2 Z_4}{\partial t^2} + C_8(Z_4 - Z_3) + b_8 \left( \frac{\partial Z_4}{\partial t} - \frac{\partial Z_3}{\partial t} \right) \right) \Big|_{y=l}
 \end{cases} \quad (11)$$

Начальные функции отклонения и скорости для валов и масс:

$$Z_i|_{t=0} = f_i(y), \frac{\partial Z_i}{\partial y} \Big|_{t=0} = g_i(y), Z_j|_{t=0} = f_j, \frac{\partial Z_j}{\partial y} \Big|_{t=0} = g_j, i = 1 \dots 4, j = 5 \dots 8, 0 \leq y \leq l. \quad (12)$$

По результатам расчета определено, что податливость вала, подшипниковых опор и пневмоприжима соотносится как числа 1,0:0,064:4,87, при этом расхождение значений по перемещениям методом конечных элементов и методом конечных разностей составляет: 12,5; 3,0 и 4,5 % соответственно.

Применение метода импульсного возбуждения колебаний позволило получить передаточные функции (рис. 8б) и фазочастотные характеристики элементов системы трехвального пресса непосредственно из анализа временных зависимостей взаимосвязанных поступательных, поворотных и из-



гибных колебаний элементов прессовой батареи с учетом взаимного влияния валов. Оценка абсолютных перемещений валов при переходном процессе является актуальным вопросом, но его проработка в данной работе не представляется возможной. В этом случае надо выполнить анализ ошибок самой численной модели, в которой на уровне результата не различимо влияние структурных параметров модели, например, диссипативных сил. Однако полученные результаты в первом приближении можно считать достоверными.

Показано, что при любом случайном воздействии происходит возбуждение колебаний валов в широком диапазоне частот, из которых значительно по амплитуде выделяются собственные частоты колебаний, так к концу срока эксплуатации сукна происходит значительное увеличение виброперемещений вала на резонансных частотах. Аналогичный подход можно использовать для моделирования процесса набивания волн на сукне, а также в составе более сложных моделей, учитывающих реологические свойства сукна.

Анализ пространственных колебаний конечно-элементной модели прижимного отсасывающего вала (рис. 7,8а) показал, что преимущественными будут совместные поступательные и изгибные формы колебаний рубашки и вакуум-камеры, которые проявляются на частотах 14 – 65 Гц (11, 14, 18 Гц – частоты осевых, поворотных и поступательных колебаний всего вала; 26, 32, 34, 65 Гц – частоты изгибных колебаний вакуум-камеры; 34, 48 – частоты изгибных колебаний рубашки вала). С повышением жесткости прижима поворотная частота увеличивается на 57%, а поступательная на 14%. Повышение жесткости прижима отсасывающего вала эффективно только в случае конструктивного увеличения его жесткости в поперечном сечении.

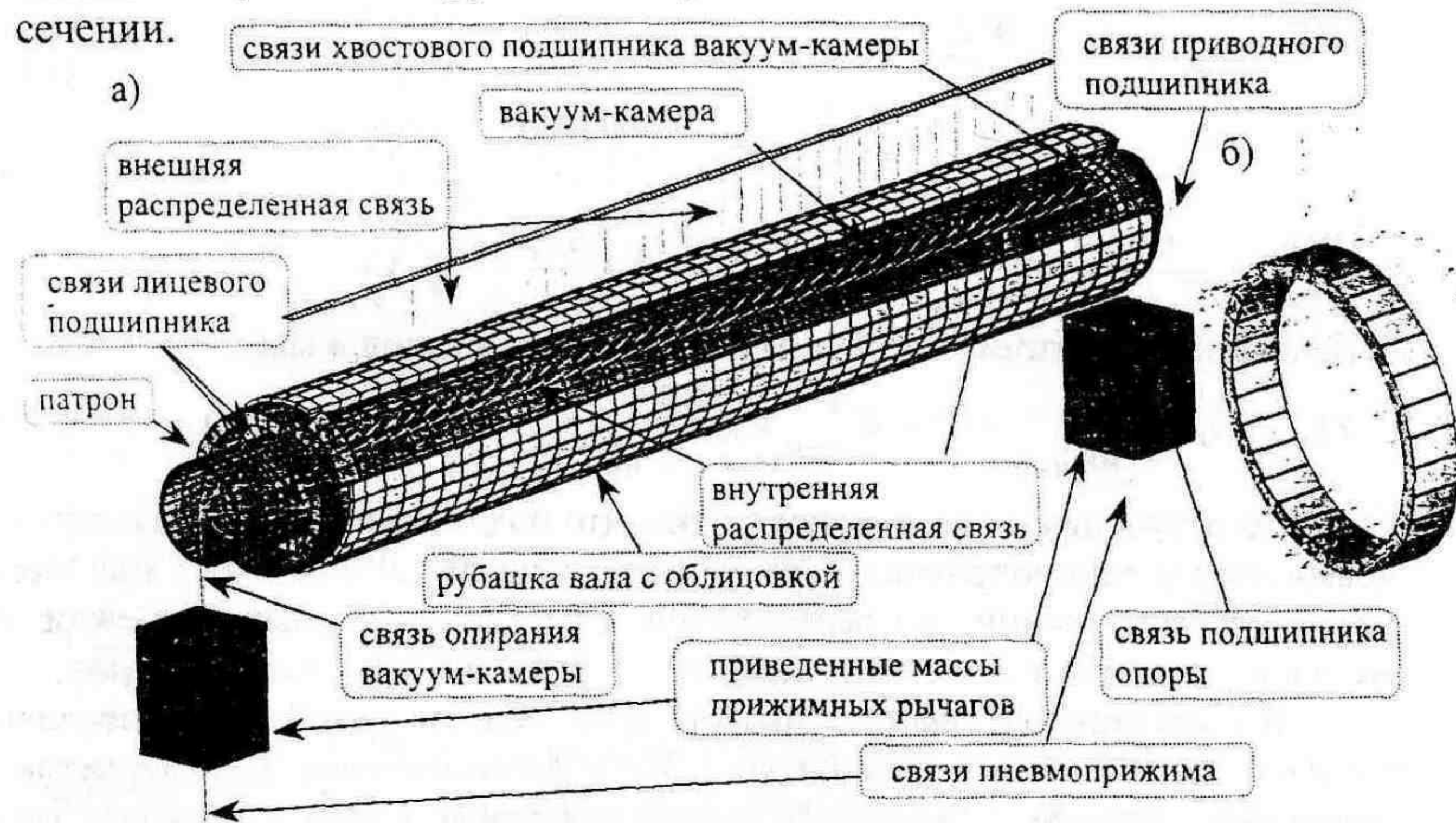


Рис. 7. Конечно-элементные модели: а – модель прессового отсасывающего вала; б – распределение нормальных сил в модели вырезанного кольца. Связи – упругодемпфирующие элементы.

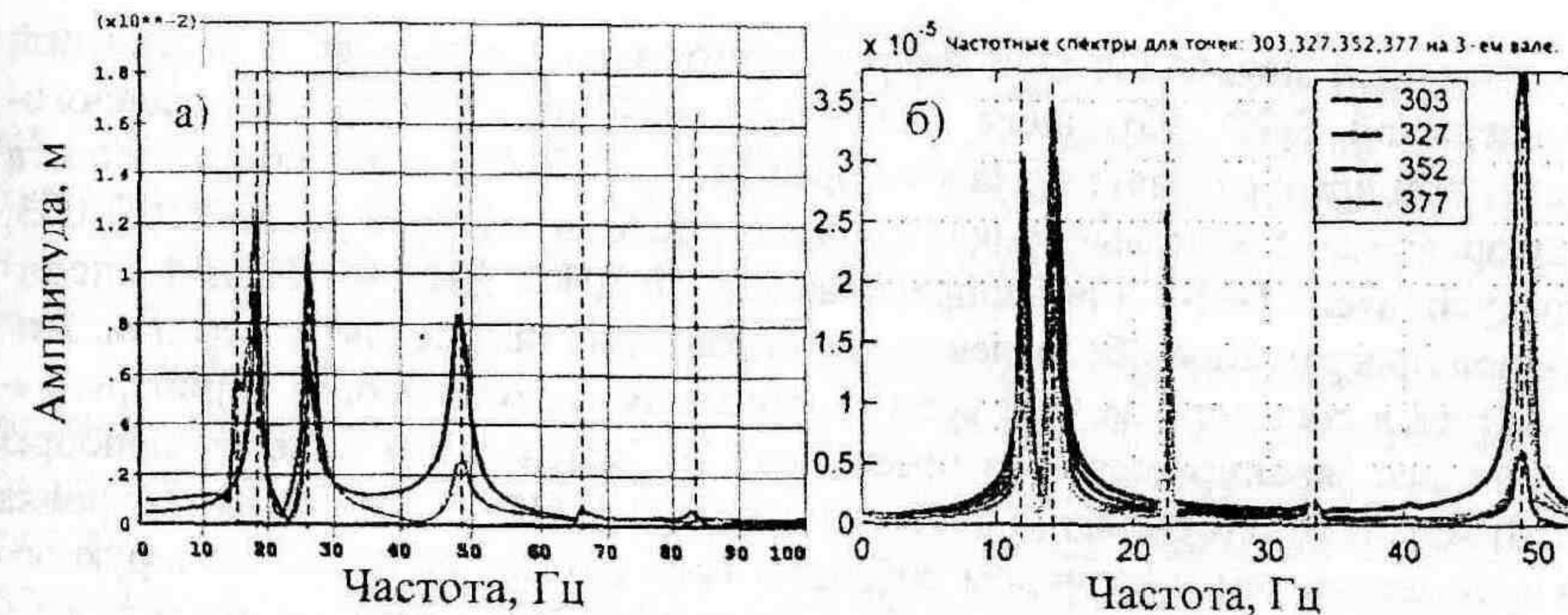


Рис. 8. Частотные характеристики: а– АЧХ вакуум-камеры МКЭ; б– передаточные функции рубашки вала МКР.

Наибольшие напряжения в конструкции отсасывающего вала возникают в центре рубашки (8,5 МПа) и на вакуум-камере в плоскости установки лицевого подшипника (15 МПа). Однако, как показали расчеты, вследствие высокой плотности перфорации ( $\approx 300000$  отв.), наибольшие напряжения будут возникать на кромках перфорации в сечении, перпендикулярном оси вращения вала, а также по винтовой линии соединяющей центра отверстий.

Величина напряжений на кромках будет примерно в два раза больше общего уровня напряжений по модели неперфорированного кольца (рис. 7б); с уменьшением толщины

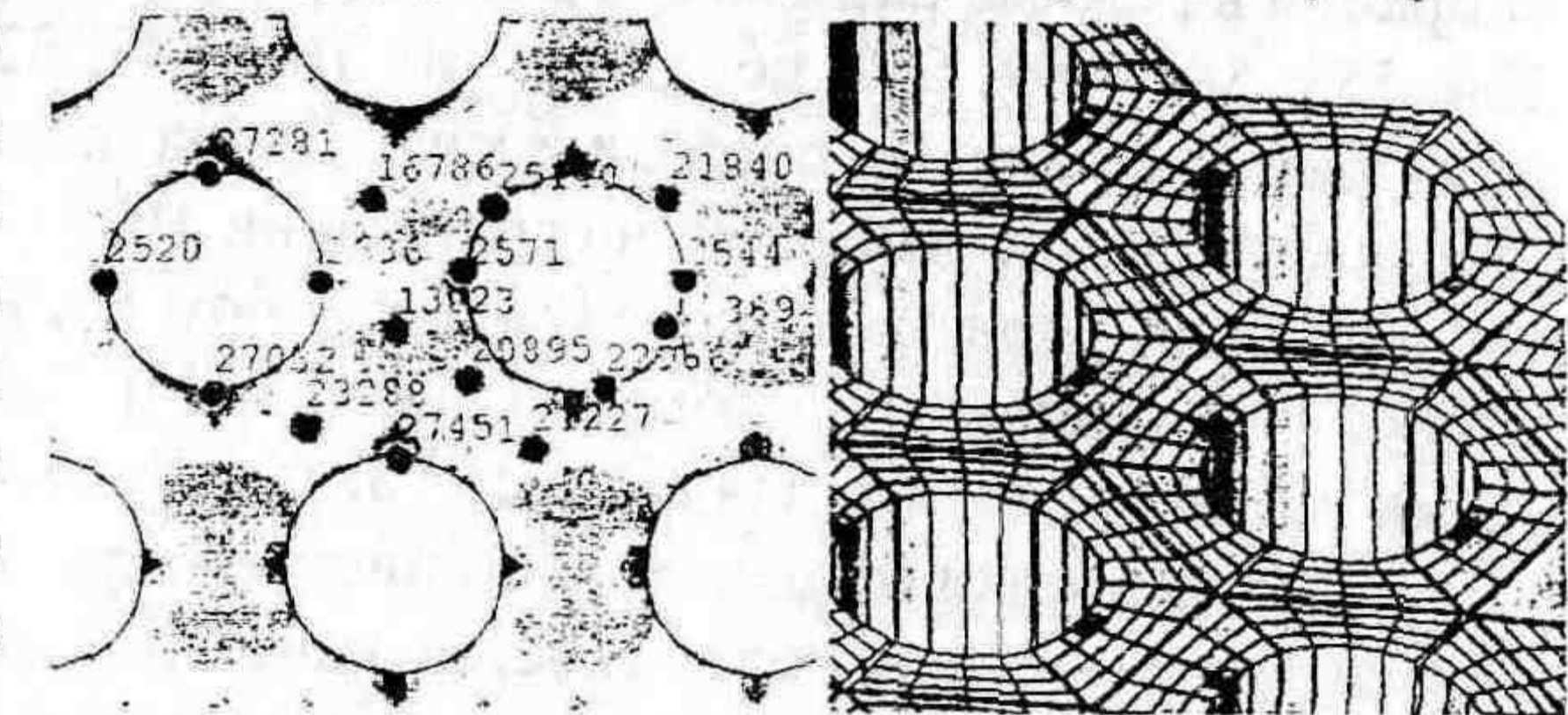


Рис. 9. Аппроксимация геометрии перфорации многогранником и эквивалентные напряжения на кромках по Фон Мизесу от силы 1Н.

стенки это значение будет увеличиваться, величина напряжений 35-40 МПа. Влияние перфорации на частоты колебаний рубашки как оболочки – 10-15%.

### 5. Экспериментальное исследование вибрации валов прессовых частей

Экспериментальные исследования проводились с целью определения источников возбуждения вибрации валов ПЧ, подтверждения достоверности модели и основных положений настоящей работы. Параметры колебаний исследовались в производственных условиях предприятия ОАО «Соликамскбумпром» на валах прессовой части БМ №3 и №4. Для измерения и анализа вибрации предложен и использован

(рис.10) высокопроиз-

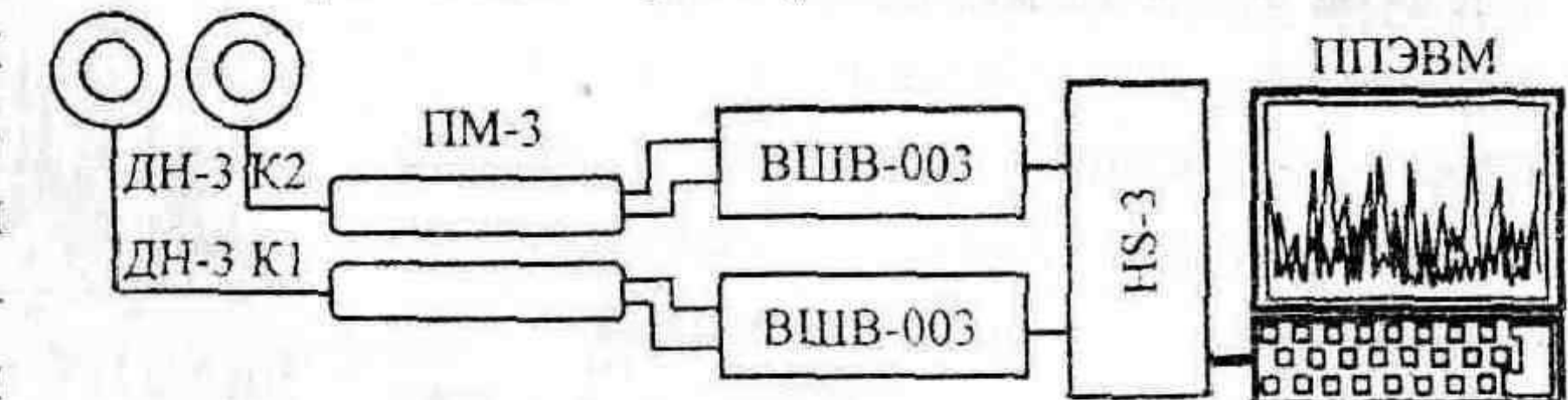


Рис.10. Схема виброизмерительного комплекса

водительный двухканальный виброизмерительный комплекс с аппаратной поддержкой БПФ. Комплекс включает следующую аппаратуру: аналого-цифровой преобразователь Handyscope3 фирмы «TiePie engineering» (частота оцифровки до 5 млн. выборок/сек.); измерители шума и вибрации ВШВ-003, предусилители ПМ-3 и вибропреобразователи ДН-3, ДН-13; ППЭВМ; специальное программное обеспечение для управления процессом измерений. Аппаратура в системе отвечала всем требованиям совместимости. Приборы соединялись экранированными проводами. По результатам поверки приборы ВШВ-003 соответствовали I классу точности по ГОСТ 8.553-88, их тарировка с предусилителем и датчиком вибрации проводилась по методике в руководстве; Handyscope3 имеет заводскую тарировку. Вибропреобразователи крепились в соответствии ГОСТ Р ИСО 5348-99, точки для измерения вибрации выбирались в соответствии с рекомендациями ГОСТ ИСО 10816-1-97.

Измерения усредненного спектра виброускорения проводились при стационарном режиме работы БМ по два раза в измерительных точках с усреднением равным 4 и одного спектра без усреднения. На отсасывающем валу был снят динамический спектр, состоящий из 14 мгновенных спектров вибрации в режиме разгона ПЧ для ряда значений скорости БМ: 39; 472; 504; 524; 555; 584; 609; 639; 669; 700; 730; 760; 787; 820, м/мин., при общем времени разгона машины порядка 8 мин. Длина записи временной области составляла  $\approx 2$  сек. с частотой дискретизации 16384 линии, шаг дискретизации – 0,00013 сек., при минимальном требуемом шаге 0,004 сек. Спектры измерялись в частотном диапазоне от 0,5 до 250 Гц. Экспериментально и теоретически установлено, что для валов ПЧ этот диапазон наиболее информативен.

Для проверки процесса на стационарность проводилась статистическая обработка временных зависимостей колебаний валов ПЧ в измерительных точках. Анализ показал, что плотности распределения вероятности сигнала одинаковы для одних и тех же точек в различные моменты времени (близки к нормальному закону), что является свидетельством стационарности процессов в прессовых валах. Задача подтверждения достоверности динамической и математической модели сводится к определению в спектрах (рис.11) резонансных частот, совпадающих с расчетными частотами собственных колебаний элементов конструкции трехвального пресса, при наличии в спектре подшипниковых частот и их гармоник, воздействия со стороны сукна, облицовки и других факторов полигармонического и импульсного характера, проявляющихся на частотах, кратных оборотной, а также случайной шумовой компоненты.

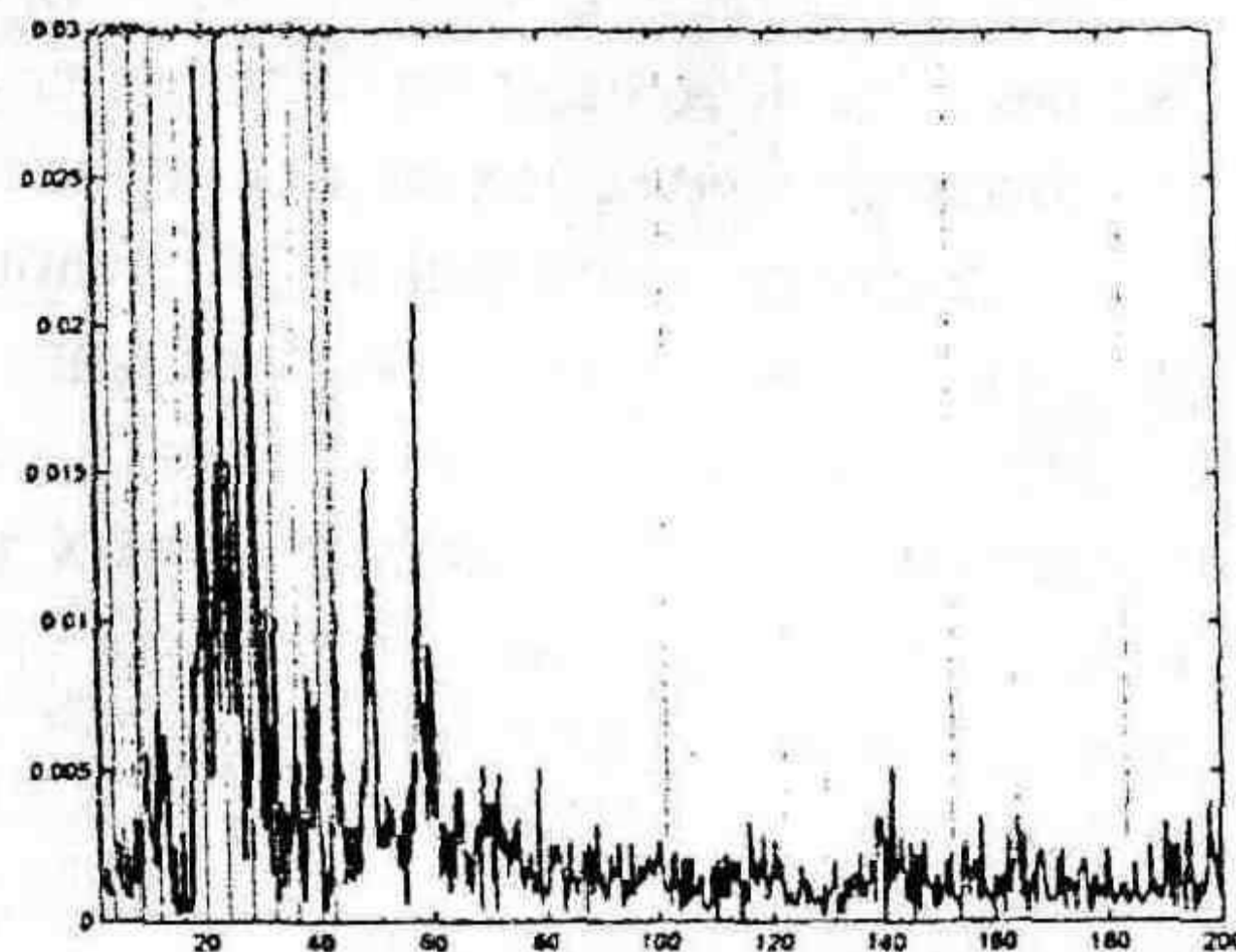


Рис.11. Спектр вибрации на корпусе подшипника отсасывающего вала.

## Заключение

1. Предложена динамическая и математическая модель многовальных прессов бумагоделательных машин и ее решение на основе методов конечных элементов и конечных разностей. Численный анализ по обоим методам показал идентичность результатов и совпадение их с результатами экспериментальных исследований;
2. Применение неявного метода конечных разностей позволяет изучить динамику распределенных механических систем со сложными граничными условиями при всех типах вынуждающих колебаний в нестационарной постановке, описываемых системой дифференциальных уравнений в частных производных четвертого порядка с правой частью, в том числе нелинейных;
3. Получены передаточные функции и фазочастотные характеристики элементов прессовых частей методом импульсного возбуждения вибрации с учетом взаимосвязанных поступательных, поворотных и изгибных колебаний валов и их конструктивных элементов;
4. Доведен до программной реализации расчет критических скоростей и параметров вынужденных колебаний прессовых валов с учетом сил инерции неуравновешенных масс, влияния жесткости подшипников качения, неоднородности упругих свойств материала в контакте валов;
5. Исследованы напряженное состояние перфорированной рубашки и совместные колебания рубашки и вакуум-камеры отсасывающего вала. Максимальный уровень напряжений на кромках перфорации отсасывающих валов существенно превышает общий уровень напряжений по модели неперфорированного кольца; разница достигает более двух раз, при повышении рабочей скорости это соотношение увеличивается;
6. Показано, что на параметры вибрации валов прессовой части существенно влияет податливость подшипников качения. Повышение жесткости прижима отсасывающего вала для уменьшения его колебаний не эффективно.
7. Выявлены путем численного моделирования закономерности набивания волн на сукне на частотах собственных колебаний прижимных валов;
8. Предложен и использован высокопроизводительный двухканальный виброизмерительный комплекс на основе многофункционального аналого-цифрового преобразователя Handyscope3 с поддержкой быстрого преобразования Фурье, двух измерителей вибрации ВШВ-003, ПЭВМ и специального программного обеспечения для управления процессом измерений. Разработана методика экспериментального определения собственных частот и вынужденных колебаний конструктивных элементов валов прессовых частей.
9. Разработанный метод вибрационного расчета рекомендуется для использования при проектировании новых и модернизации существующих прессовых частей бумагоделательных машин, а выявленные закономерности вибрации – при диагностировании технического состояния прессов в процессе эксплуатации.

**Основное содержание диссертации изложено публикациях:**

1. Куцубина Н.В. Методика вибрационной оптимизации параметров трубчатых валов бумагоделательных и отделочных машин / Н.В. Куцубина, А.А. Санников, С.В. Тойбич // Вибрация. Шум. Вибродиагностика: Материалы межгосударственного научно-технического семинара «Виброакустические процессы в технологиях, оборудовании и сооружениях лесопромышленного комплекса». 23-25 ноября 1999 г. / Уральская гос. лесотехн. акад.– Екатеринбург, 2000. –С.42-48.

2. Тойбич С.В. Исследование эффективности виброизоляции роторов // Материалы научно-технической конференции студентов и аспирантов: Материалы научн.-техн. конференции / Уральская государственная лесотехническая академия.– Екатеринбург, 2000. с.31-32.

3. Куцубина Н.В. Динамическое и диагностическое моделирование валов на гидроподдержке / Н.В. Куцубина, А.Г. Чимде, С.В. Тойбич // Социально-экономические и экологические проблемы лесного комплекса: Тезисы докладов международной научно-технической конференции / Уральская государственная лесотехническая академия.– Екатеринбург, 2001. – С. 105-106.

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

5. Тойбич С.В. Моделирование вибрации валов прессовой части бумагоделательных машин с помощью МКЭ // Материалы международной научно-технической конференции, посвященной 75-летию АЛТИ-АГТУ, том I «Современная наука и образование в решении проблем экономики Европейского Севера» / Издательство АГТУ.– Архангельск, 2004. – С. 267-268.

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

7. Тойбич С.В. Использование конечно-разностных алгоритмов при моделировании вибрационных процессов в системе прессовых валов // Материалы научно-технической конференции «Автоматизированная подготовка машиностроительного производства, технология и надежность машин, приборов и оборудования (МК-1511-18)». 6-8 декабря 2005 г. / Издательство ВГТУ.– Вологда, 2005. – С.59-65.

8. Тойбич С.В. Конечно-элементное моделирование динамики сложных валов бумагоделательных машин // Материалы 4-ой международной научно-технической Интернет-конференции, посвященной 75-летию БГИТА «Новые материалы и технологии в машиностроении». 15 октября – 15 ноября 2005 г. / Издательство БГИТА.– Брянск, 2005. – С.142-148.

Ваши отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью организации, просим направлять по адресу: 620100, г. Екатеринбург, ул. Сибирский тракт, 37, УГЛТУ, ученому секретарю диссертационного совета. Тел.: (343) 262-96-18, 261-67-05, e-mail: bsovet@usfeu.ru