

На правах рукописи

Миронова Татьяна Борисовна

**РАЗРАБОТКА МЕТОДИК ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ
ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТРУБОПРОВОДОВ С
ПУЛЬСИРУЮЩИМ ПОТОКОМ ЖИДКОСТИ**

Специальность

01.02.06 – Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Самара – 2010

Работа выполнена в Государственном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королева (национальный исследовательский университет)» на кафедре автоматических систем энергетических установок.

Научный руководитель:

доктор технических наук, профессор Шахматов Евгений Владимирович.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор Фалалеев Сергей Викторович;

доктор физико-математических наук, профессор Радченко Владимир Павлович.

Ведущая организация: ОАО «КУЗНЕЦОВ» (г. Самара)

Защита состоится «10» декабря 2010 г. в 12⁰⁰ часов на заседании диссертационного совета Д 212.215.02 при Государственном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королева (национальный исследовательский университет) (СГАУ) по адресу: 443086, Самара, Московское шоссе, 34.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке СГАУ

Автореферат разослан «8» ноября 2010 г.

Ученый секретарь диссертационного совета

д.т.н., доцент

Головин А.Н.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы.

Развитие современной техники связано с ростом мощности и энергонасыщенности всех систем, в том числе и пневмогидромеханических. Важным элементом этих систем являются трубопроводы. Одним из основных факторов, значительно снижающих надежность и работоспособность трубопроводов, являются виброакустические нагрузки (вибрационные нагрузки, колебания давления и расхода рабочей жидкости). Они служат причиной усталостных разрушений, повреждений агрегатов и арматуры, нарушения герметичности уплотнений.

Максимальные уровни вибрации, регистрируемые на входных и выходных трубопроводах компрессоров, могут превышать 90 мм/с, что приводит к динамическим напряжениям 25 МПа и выше. В спектрах вибрации доминируют составляющие на лопаточных частотах нагнетателей в диапазоне 150—2000 Гц и кратных им частотах. При колебаниях давления в нагнетательной сети поршневых компрессоров в межступенчатых коммуникациях теряется до 40% индикаторной мощности, повышается температура нагнетания, ухудшаются условия работы клапанов, нарушается их герметичность, искажаются показания расходомеров и манометров. Пульсации давления, генерируемые насосами, вызывают вибрацию трубопроводов, которая ведет к образованию шумов, повреждению агрегатов и арматуры, нарушению герметичности уплотнений, самих трубопроводов.

Одной из важных технических задач в настоящее время является прогнозирование виброакустической нагруженности трубопроводных систем с пульсирующим потоком жидкости на стадии проектирования. Известные методики расчета обладают значительными упрощениями и допущениями: заменой воздействия от пульсирующего потока сосредоточенной силой, отсутствием учета волновых свойств рабочей жидкости, резонансных свойств механической подсистемы трубопроводов и др. Это приводит к погрешности расчета относительно эксперимента до 100%.

Таким образом, разработка методик математического моделирования виброакустических характеристик трубопроводных систем, и создание на их основе средств снижения виброакустических нагрузок является актуальной научно-технической задачей.

Цель исследования. Повышение работоспособности трубопроводных систем на основе использования созданных методик конечноэлементного моделирования виброакустических процессов в трубопроводных системах сложной пространственной конфигурации, учитывающих одновременное воздействие на них силового возбуждения со стороны рабочей жидкости и кинематического возбуждения от присоединенных агрегатов.

Задачи исследования.

1. Разработка новых конечных элементов и программного обеспечения, предоставляющих возможность расчета виброакустических характеристик трубопроводных систем сложной пространственной конфигурации при их силовом нагружении пульсирующим потоком жидкости и кинематическом возбуждении со стороны присоединенных агрегатов.
2. Разработка методик конечноэлементного моделирования виброакустических характеристик трубопроводных систем сложной пространственной конфигурации при их силовом нагружении пульсирующим потоком жидкости и кинематическом возбуждении со стороны присоединенных агрегатов.

3. Анализ влияния параметров нагружения и геометрии трубопроводной системы, характеристик опор и присоединенных агрегатов на виброакустические характеристики трубопроводной системы с использованием разработанных методик конечно-элементного моделирования.

4. Экспериментальные исследования виброакустических процессов в трубопроводных системах и оценка на базе анализа их результатов адекватности предложенных математических моделей.

Методы исследований.

Методы исследований включают анализ источников научно-технической информации, постановку и проведение теоретических и экспериментальных исследований. Теоретические исследования базируются на применении методов вычислительной математики, метода конечных элементов с аппроксимацией в форме Бубнова-Галеркина со схемой частичной дискретизации и метода базисных функций. Экспериментальные исследования базируются на применении основных положений теории математической статистики, теории планирования эксперимента и обработки результатов экспериментальных исследований.

Научная новизна работы заключается в том, что впервые получены следующие результаты:

1. Разработана математическая модель виброакустических процессов в трубопроводных системах, отличающаяся учетом сопротивления при малых колебаниях по модели Фохта.

2. Разработан семиузловой конечный элемент, позволяющий рассчитывать пространственно криволинейные трубопроводы при нагружении их пульсирующим потоком рабочей жидкости.

3. Разработан линейный конечный элемент, позволяющий рассчитывать виброакустические характеристики трубопроводных систем сложной пространственной конфигурации при их силовом нагружении пульсирующим потоком жидкости и кинематическом возбуждении со стороны присоединенных агрегатов.

4. Разработаны методики конечноэлементного моделирования виброакустических характеристик трубопроводных систем сложной пространственной конфигурации при их силовом нагружении пульсирующим потоком жидкости и кинематическом возбуждении со стороны присоединенных агрегатов.

5. Разработаны и реализованы алгоритмы расчета и анализа виброакустических характеристик трубопроводных систем при их силовом нагружении пульсирующим потоком жидкости и кинематическом возбуждении со стороны присоединенных агрегатов.

Практическая ценность.

Разработанные методики конечноэлементного моделирования виброакустических характеристик трубопроводных систем позволяют проводить анализ влияния параметров трубопроводной системы на ее вибрационное состояние, в том числе, на стадии проектирования, оценивать работоспособность и обосновывать рекомендации по ее повышению.

Апробация работы. Основные положения диссертационной работы доложены и обсуждены на Всероссийской молодежной научной конференции «Королевские Чтения» (Самара, 2005, 2007, 2009 гг.); международной молодежной научной конференции «Туполевские Чтения» (Казань, 2005, 2006 гг.); международной научно-практической конференции «Людина і Космос» (Днепропетровск, Украина, 2006,

2007, 2008, 2009, 2010 гг.), международной научно-технической конференции «Проблемы и перспективы развития двигателестроения» (Самара, 2006 г.); X международной научной конференции «Решетневские Чтения» (Красноярск, 2006 г.); 5 международной научной конференции «Авиация и космонавтика - 2006» (Москва, 2006 г.), всероссийской научной конференции студентов, аспирантов и молодых ученых «Наука. Технологии. Инновации» (Новосибирск, 2006 г.).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 23 работы, из них 5 статей, в том числе 3 - в журналах, рекомендуемых ВАК.

Структура диссертации. Диссертационная работа состоит из введения, 4-х глав, заключения, списка использованных источников из 112 наименований. Общий объем диссертации 202 страницы, 87 рисунков и 10 таблиц.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы и выбранного направления исследований, дана краткая характеристика диссертационной работы, сформулированы основные положения, выносимые на защиту.

В первой главе проведен анализ источников и механизмов возникновения виброакустических процессов в гидромеханических системах. Определен частотный диапазон рассматриваемых динамических процессов.

Проведен анализ существующих методов и средств снижения виброакустических нагрузок гидромеханических систем. Одним из таких методов является устранение колебаний в источнике. Эти вопросы рассмотрены в работах Задонцева В.А., Юдина Е.М., Орлова Ю.М., Пилипенко В.В., Шахматова Е.В., Шорина В.П., Гимадиева А.Г., Крючкова А.Н. и др. Несмотря на значительные достижения, проблема снижения колебаний в источнике до сих пор не решена, т.к. методы воздействия на механизм колебаний не являются универсальными.

Частотная отстройка от резонансов требует значительных конструктивных переделок гидромеханической системы, изменения ее схемы и невозможна без комплексного анализа динамических свойств гидромеханических систем. Данный метод используется на стадии доводки систем. Частотная отстройка применяется в случаях, когда динамические нагрузки имеют стационарный узкополосный спектр колебаний и неэффективна при широкополосных спектрах.

Широко используемым методом снижения виброакустической нагруженности гидрогазовых систем является использование активных и пассивных средств коррекции. Пассивные средства подавления колебаний (гасители колебаний рабочей жидкости, вибродемпферы, динамические виброгасители, звукопоглощающие и вибропоглощающие покрытия и материалы, глушители и т.п.) широко применяются в диапазоне высоких частот (свыше 200 Гц). В диапазоне низких частот (от 20 до 200 Гц), где классические пассивные средства малоэффективны, используются активные средства коррекции. Реализацию и массовое внедрение таких систем и устройств затрудняет отсутствие эффективных алгоритмов работы, их программной и аппаратной реализации.

Проведен анализ методов моделирования виброакустических характеристик трубопроводных систем. Моделированию динамических характеристик трубопроводных цепей посвящено большое число работ. Вопросами математического описания виброакустических процессов в трубопроводах занимались такие исследователи как Ганиев Р.Ф., Гладких П.А., Хачатурян С.А., Владиславлев А.С., Колесников

К.С., Гликман Б.Ф., Гуляев В.И., Шахматов Е.В., Прокофьев А.Б, Lafon P., Caillaud S., Devos J.P., Lambert C. Известны методы расчета виброакустических характеристик участков трубопроводных систем достаточно простых геометрических конфигураций с пульсирующим потоком жидкости, а также методы, позволяющие рассчитывать динамические характеристики какой-либо одной из подсистем – механической или гидравлической. Данные методы не в полной мере учитывают взаимодействие акустических процессов в рабочей среде и вибрации механической подсистемы трубопроводной цепи. Для расчета трубопроводов, имеющих сложную пространственную конфигурацию, в основном, используются численные методики, т.к. решение данной задачи с помощью аналитических методов обладает высокой трудоемкостью и не всегда возможно. Расчет динамических характеристик трубопроводных систем с помощью известных численных методов обладает высокой трудоемкостью, значительными временными и машинными затратами и может занимать больше времени, чем расчет динамической нагруженности остальных элементов и агрегатов рассматриваемой технической системы.

На основании проведённого анализа известных работ в первой главе диссертации сформулированы цель и задачи исследований.

Во второй главе рассмотрены вопросы моделирования и анализа виброакустических характеристик трубопроводных систем. Разработана методика конечноэлементного моделирования виброакустических характеристик трубопроводных систем сложной пространственной конфигурации при их силовом нагружении пульсирующим потоком жидкости.

Методом конечных элементов была решена система дифференциальных уравнений, описывающая динамику пространственно сложных разветвленных трубопроводных систем:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial^2 u_k}{\partial \tau^2} + \varepsilon_{kij} (\Delta \chi_i Q'_{j0} + \chi_{i0} \Delta Q_j) - \frac{\partial \Delta Q_k}{\partial \varepsilon} - \Delta q_k - \Delta f_k - \Delta \gamma_{1k} = 0, \\ & n \left(\frac{\partial^2 u_k}{\partial \tau^2} + (w_0 + \Delta w) \varepsilon_{kij} \chi_{i0} \frac{\partial u_j}{\partial \tau} + (w_0 + \Delta w) \frac{\partial^2 u_k}{\partial \tau \partial \varepsilon} + \left(\frac{\partial \Delta w}{\partial \tau} + (w_0 + \Delta w) \frac{\partial \Delta w}{\partial \varepsilon} \right) \left(\delta_{1k} + \left(\frac{\partial u_k}{\partial \varepsilon} + \varepsilon_{ij2} u_j \chi_{i0} \right) \delta_{2k} + \right. \right. \\ & \left. \left. + \left(\frac{\partial u_k}{\partial \varepsilon} + \varepsilon_{ij3} u_j \chi_{i0} \right) \delta_{3k} \right) \right) = - \frac{\partial \Delta p}{\partial \varepsilon} \delta_{1k} - (\Delta p \chi_{30} + p \Delta \chi_3) \delta_{2k} + (\Delta p \chi_{20} + p \Delta \chi_2) \delta_{3k} + \Delta \gamma_{2k} - \Delta f_k, \\ & \frac{\partial \Delta p}{\partial \tau} = -B_{mp} \frac{\partial \Delta w}{\partial \varepsilon} \tag{1} \\ & \Delta f_k = \left[\frac{4n'\tau_{mnp}}{d-2\delta} + n(w_0 + \Delta w)^2 \left(\frac{\partial u_3}{\partial \varepsilon} \chi_{20} - \frac{\partial u_2}{\partial \varepsilon} \chi_{30} - \chi_{30}^2 u_1 - \chi_{10} \chi_{30} u_3 - \chi_{20}^2 u_1 - \chi_{10} \chi_{20} u_2 \right) \right] \delta_{1k} + \\ & + n(w_0 + \Delta w)^2 \left[\chi_{30} + \frac{\partial^2 u_2}{\partial \varepsilon^2} + \frac{\partial \chi_{30}}{\partial \varepsilon} u_1 + \chi_{30} \frac{\partial u_1}{\partial \varepsilon} - \frac{\partial \chi_{10}}{\partial \varepsilon} u_3 - 2\chi_{10} \frac{\partial u_3}{\partial \varepsilon} + \chi_{10} \chi_{20} u_1 - \chi_{10}^2 u_2 \right] \delta_{2k} + \\ & + n(w_0 + \Delta w)^2 \left[-\chi_{20} + \frac{\partial^2 u_3}{\partial \varepsilon^2} - \frac{\partial \chi_{20}}{\partial \varepsilon} u_1 - \chi_{20} \frac{\partial u_1}{\partial \varepsilon} + \frac{\partial \chi_{10}}{\partial \varepsilon} u_2 + 2\chi_{10} \frac{\partial u_2}{\partial \varepsilon} + \chi_{10} \chi_{30} u_1 - \chi_{10}^2 u_3 \right] \delta_{3k}, \\ & \Delta M_k = A_{kk} \Delta \chi_k, \quad \frac{\partial \omega_k}{\partial \varepsilon} - \frac{\partial \Delta \chi_k}{\partial \tau} = \varepsilon_{ijk} \chi_{j0} \omega_i, \quad \frac{\partial u_k}{\partial \varepsilon} + \varepsilon_{ijk} u_j \chi_{i0} = \varepsilon_{ki1} \varphi_i, \\ & \frac{\partial \Delta M_k}{\partial \varepsilon} + \varepsilon_{ijk} (M_{j0} \Delta \chi_i + \Delta M_j \chi_{i0}) + \varepsilon_{ik1} \Delta Q_i + \Delta \mu_k + \sum_{i=1}^m \Delta M_{cki} \delta(\varepsilon - \varepsilon_i) = 0, \end{aligned}$$

где ε_{kij} - символы Леви – Чивита; w_0 и Δw – постоянная и пульсационная составляющая скорости жидкости соответственно; p и Δp – постоянная и переменная составляющая давления соответственно; τ_{mnp} – нестационарное касательное напряже-

ние на стенке трубы; ε – координата, отсчитываемая вдоль линии центров тяжести сечения трубопровода от начала отсчёта до некоторого произвольного поперечного сечения; τ – время; $\bar{e}_1(\varepsilon, \tau)$ – единичный вектор, направленный по касательной к осевой линии трубопровода; $\bar{e}_2(\varepsilon, \tau)$ – единичный вектор, направленный по нормали к осевой линии трубопровода; $\bar{e}_3(\varepsilon, \tau)$ – единичный вектор, направленный по бинормали к осевой линии трубопровода; u_1 – виброперемещение в направлении $\bar{e}_1(\varepsilon, \tau)$; u_i – виброперемещение в направлении $\bar{e}_i(\varepsilon, \tau)$; χ – вектор кривизны пространственной осевой линии трубопровода. Все величины представлены в безразмерных параметрах.

В автореферате в качестве примера решение данной задачи более подробно рассмотрено для случая малых колебаний криволинейных трубопроводов с осевой линией, лежащей в одной плоскости, при их силовом нагружении пульсирующим потоком рабочей жидкости:

$$\left. \begin{aligned} u_2 &= \frac{1}{\chi_3} \frac{\partial u_1}{\partial \varepsilon}, \\ \chi_{30}^2 \frac{\partial^2 u_1}{\partial \tau^2} - \frac{\partial^4 u_1}{\partial \varepsilon^2 \partial \tau^2} - n\omega \frac{\partial^4 u_1}{\partial \varepsilon^3 \partial \tau} - n\omega \chi_3^2 \frac{\partial^2 u_1}{\partial \varepsilon \partial \tau} - H \chi_3^2 \frac{\partial^5 u_1}{\partial \tau^4 \partial \varepsilon} &= \frac{\partial^6 u_1}{\partial \varepsilon^6} + ((p + n\omega^2) + 2\chi_3^2) \frac{\partial^4 u_1}{\partial \varepsilon^4} + \\ + \frac{\partial^2 u_1}{\partial \varepsilon^2} ((p + n\omega^2) + \chi_{30}^2) \chi_{30}^2 + n\omega \chi_{30}^2 \frac{\partial \omega}{\partial \varepsilon} - n \chi_{30}^2 \frac{\partial \omega}{\partial \tau}, \\ \varphi_3 &= \frac{1}{\chi_3} \frac{\partial^2 u_1}{\partial \varepsilon^2} + \chi_3 u_1, \end{aligned} \right\} (2)$$

где χ_3 – кривизна осевой линии в плоскости, перпендикулярной \bar{e}_3 ; H – параметр трения.

Для описания внешних проявлений трения в материале трубопровода в системе дифференциальных уравнений (2) была использована формула Фохта.

Краевые условия для механической подсистемы трубопровода представлены в виде двух соотношений, первое из которых описывает краевые условия для левого конца трубопровода, а второе – краевые условия для правого конца трубопровода:

$$\begin{aligned} M_k u_1(0, \tau) + r &= 0, \quad k = 1, 2, 3 \\ M_k u_1(l, \tau) + r &= 0, \quad k = 4, 5, 6. \end{aligned} \quad (3)$$

где M_k – оператор дифференцирования, соответствующий заданному типу краевых условий, r – постоянная величина не зависящая от u_1 .

Краевые условия для гидравлической подсистемы трубопровода задаются в виде любой комбинации двух параметров: комплексной амплитуды колебаний давления во входном сечении трубопровода; комплексной амплитуды колебаний давления в выходном сечении трубопровода; комплексной амплитуды скорости во входном сечении трубопровода; комплексной амплитуды скорости в выходном сечении трубопровода; импеданса нагрузки Z_n и входного импеданса $Z_{вх}$.

Начальные условия задаются в виде распределения функции u_i по пространству в начальный момент времени и ее первой производной по времени:

$$u_i(\tau = 0) = u_i^0, \quad \frac{du_i}{d\tau}(\tau = 0) = b. \quad (4)$$

Система уравнений (2) была решена с помощью метода конечных элементов в представлении Бубнова-Галеркина. Методом взвешанных невязок с помощью частичной дискретизации по пространственной и временной координате была получена аппроксимация второго уравнения системы (2).

$$u_1 \approx \mathbf{u}_1 = \sum_{m=1}^{Mp+1} u_{1m}(\tau) N_m(\varepsilon) \quad (5)$$

где u_{1m} - значение функции u_1 в узле m (см. рис 1), M – число элементов на которые разбивается пространственная область, $N_m(\varepsilon)$ - базисные (весовые) функции, зависящие от пространственной переменной, s - порядок высшей производной по пространству, второго уравнения системы (2). При этом $N_m(\varepsilon)$ не обязательно удовлетворяет всем краевым условиям.

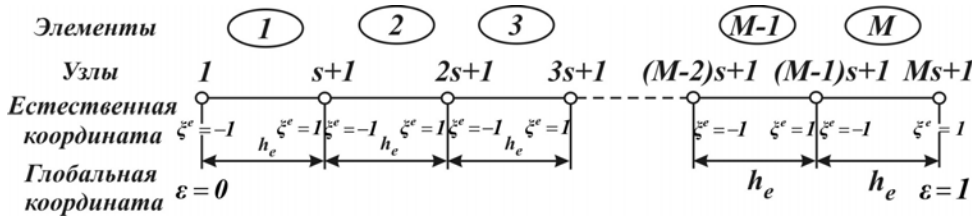


Рис.1. Переход от глобальной системы координат к локальной при разбиении пространственной области на конечные элементы

Выбор базисных функций и количества узлов конечного элемента определялся порядком высшей производной по пространственной координате ε входящей в уравнение

аппроксимации. В связи с этим выбран семиузловой пространственный конечный элемент. Для каждого узла получена соответствующая ему базисная функция, равная единице в данном узле элемента и нулю - во всех остальных узлах. В качестве базисных функций выбран многочлен Лагранжа, обеспечивающий выполнение требования полноты системы базисных функций, позволяющий им с любой степенью точности аппроксимировать неизвестную функцию. Для получения точного решения базисные функции, входящие в аппроксимацию имели 6 порядок

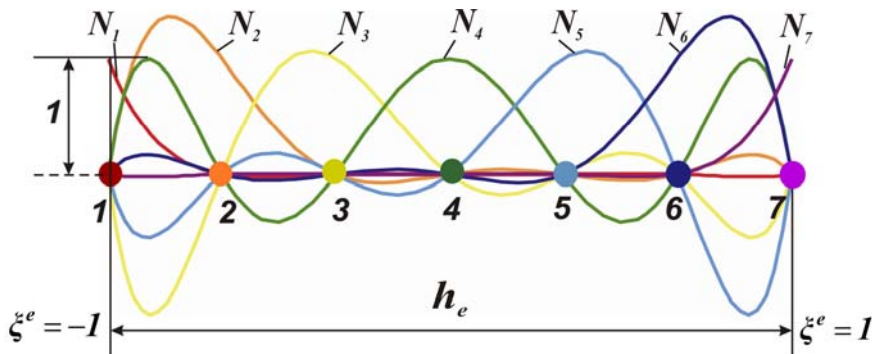


Рис. 2. Одномерный элемент и соответствующие им лагранжевы базисные функции шестой степени

базисных функций, позволяющий им с любой степенью точности аппроксимировать неизвестную функцию. Для получения точного решения базисные функции, входящие в аппроксимацию имели 6 порядок (рис.2). Введена локальная система координат

элемента ξ , экстремальные значения узловых координат которой принимали значения -1 и 1 (см. рис.1), позволяющая проводить интегрирование по элементу в аппроксимирующем уравнении в стандартном аналитическом виде, что исключает пересчет базисных функций.

Получена система дифференциальных уравнений для пространственного семиузлового элемента в векторной форме:

$$[M_{lm}^e] \left[\frac{d^2(u_1)_m}{d\tau^2} \right] + [C_{lm}^e] \left[\frac{d(u_1)_m}{d\tau} \right] + [K_{lm}^e] [(u_1)_m] = [f_l]$$

где

$$M_{lm}^e = \int_{-1}^1 \left(\frac{2}{h^e} \frac{d^2 N_m}{d\xi^2} - \chi_{30}^2 \frac{h^e}{2} N_m \right) N_l d\xi, \quad C_{lm}^e = \int_{-1}^1 n w \left(\left(\frac{2}{h^e} \right)^2 \frac{d^3 N_m}{d\xi^3} + \chi_{30}^2 \frac{dN_m}{d\xi} \right) N_l d\xi,$$

$$K_{lm}^e = \int_{-1}^1 \left(\left(\frac{2}{h^e} \right)^5 \frac{d^6 N_m}{d\xi^6} + (2\chi_{30}^2 + p + nw^2) \left(\frac{2}{h^e} \right)^3 \frac{d^4 N_m}{d\xi^4} + (\chi_{30}^2 + p + nw^2) \chi_{30}^2 \left(\frac{2}{h^e} \right) \frac{d^2 N_m}{d\xi^2} \right) N_l d\xi, \quad (6)$$

$$f_l^e = \int_{-1}^1 n \chi_{30}^2 \left(\frac{\partial w}{\partial \tau} - w \frac{\partial w}{\partial \varepsilon} \right) \frac{h^e}{2} N_l d\xi, \text{ при } 0 < l, m < 7.$$

Ансамблированная система уравнений для M элементов была получена суммированием компонент матриц элементов $M_{lm}^e, C_{lm}^e, K_{lm}^e$ и f_l^e без учета граничных условий. В векторной форме ансамблированное уравнение имеет вид

$$M \frac{d^2 \mathbf{u}_1}{d\tau^2} + C \frac{d\mathbf{u}_1}{d\tau} + K \mathbf{u}_1 = \mathbf{f}.$$

$$M = \begin{bmatrix} M_{11}^{1e} & M_{12}^{1e} & \dots & M_{17}^{1e} & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 \\ M_{21}^{1e} & M_{22}^{1e} & \dots & M_{27}^{1e} & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ M_{71}^{1e} & M_{72}^{1e} & \dots & M_{77}^{1e} + M_{11}^{2e} & M_{12}^{2e} & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & \dots & M_{21}^{2e} & M_{22}^{2e} & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & M_{77}^{(M-1)e} + M_{11}^{Me} & M_{12}^{Me} & \dots & M_{17}^{Me} \\ 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & M_{71}^{Me} & M_{72}^{Me} & \dots & M_{77}^{Me} \end{bmatrix},$$

$$C = \begin{bmatrix} C_{11}^{1e} & C_{12}^{1e} & \dots & C_{17}^{1e} & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 \\ C_{21}^{1e} & C_{22}^{1e} & \dots & C_{27}^{1e} & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ C_{71}^{1e} & C_{72}^{1e} & \dots & C_{77}^{1e} + C_{11}^{2e} & C_{12}^{2e} & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & \dots & C_{21}^{2e} & C_{22}^{2e} & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & C_{77}^{(M-1)e} + C_{11}^{Me} & C_{12}^{Me} & \dots & C_{17}^{Me} \\ 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & C_{71}^{Me} & C_{72}^{Me} & \dots & C_{77}^{Me} \end{bmatrix} \quad (7)$$

$$K = \begin{bmatrix} K_{11}^{1e} & K_{12}^{1e} & \dots & K_{17}^{1e} & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 \\ K_{21}^{1e} & K_{22}^{1e} & \dots & K_{27}^{1e} & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & 0 \\ K_{71}^{1e} & K_{72}^{1e} & \dots & K_{77}^{1e} + K_{11}^{2e} & K_{12}^{2e} & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & \dots & K_{21}^{2e} & K_{22}^{2e} & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & K_{77}^{(M-1)e} + K_{11}^{Me} & K_{12}^{Me} & \dots & K_{17}^{Me} \\ 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & K_{71}^{Me} & K_{72}^{Me} & \dots & K_{77}^{Me} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{f} = \begin{bmatrix} f_1^{1e} \\ f_2^{1e} \\ \dots \\ f_7^{1e} + f_1^{2e} \\ f_2^{2e} \\ \dots \\ f_7^{(M-1)e} + f_1^{Me} \\ \dots \\ f_7^{Me} \end{bmatrix},$$

где $M_{lm}^{1e} = M_{lm}^{2e} = \dots = M_{lm}^{Me}$, $C_{lm}^{1e} = C_{lm}^{2e} = \dots = C_{lm}^{Me}$, $K_{lm}^{1e} = K_{lm}^{2e} = \dots = K_{lm}^{Me}$, $f_l^{1e} = f_l^{2e} = \dots = f_l^{Me}$, $1 \leq l, m \leq 7$.

Учет граничных условий проведен следующим образом. Аппроксимация (5) подставлена в соотношения (3). В связи с тем, что выбранная система локальных базисных функций существует только в пределах соответствующего элемента, выражения, описывающие граничные условия, приведены к виду:

$$M_k \mathbf{u}_1(0, \tau) + r = M_k((u_1)_1(\tau)N_1(0) + (u_1)_2(\tau)N_2(0) + (u_1)_3(\tau)N_3(0) + (u_1)_4(\tau)N_4(0) + (u_1)_5(\tau)N_5(0) + (u_1)_6(\tau)N_6(0) + (u_1)_7(\tau)N_7(0)) + r = 0, \quad k = 1, 2, 3,$$

$$M_k \mathbf{u}_1(l, \tau) + r = M((u_1)_{Ms-5}(\tau)N_1(l) + (u_1)_{Ms-4}(\tau)N_2(l) + (u_1)_{Ms-3}(\tau)N_3(l) + (u_1)_{Ms-2}(\tau)N_4(l) + (u_1)_{Ms-1}(\tau)N_5(l) + (u_1)_{Ms}(\tau)N_6(l) + (u_1)_{Ms+1}(\tau)N_7(l)) + r = 0, \quad k = 4, 5, 6. \quad (8)$$

Данные соотношения подставлены в ансамблированную систему уравнений (7) вместо трех первых и трех последних уравнений системы. Затем из выражений, описывающих граничные условия (8) выражены параметры $(u_1)_1, (u_1)_2, (u_1)_3, (u_1)_{Ms-1}, (u_1)_{Ms}$ и $(u_1)_{Ms+1}$ и также подставлены в ансамблированную систему уравнений (7). Учет данных преобразований привел к пересчету коэффициентов приведенных матриц для первого $M_{lm}^{1e}, C_{lm}^{1e}, K_{lm}^{1e}, f_l^{1e}$ и последнего элементов $M_{lm}^{Me}, C_{lm}^{Me}, K_{lm}^{Me}, f_l^{Me}$ в ансамблированной системе уравнений (7). Ансамблированная система уравнений с учетом преобразований записана в виде

$$M' \frac{d^2 u_1}{d\tau^2} + C' \frac{du_1}{d\tau} + K' u_1 = f', \quad (9)$$

где M', C', K', f' - матрицы ансамблированной системы уравнений, полученные при учете граничных условий.

Полученная ансамблированная система уравнений (9) с учетом граничных условий решена методом конечных элементов во временной области с помощью трехслойной схемы интегрирования по времени.

$$\begin{aligned} & [M' + \gamma \Delta_n C'^{n-1} + \beta \Delta_n^2 K'^{n-1}] u_1^{2n+2} + [-2M'^{n-1} + (1-2\gamma) \Delta_n C'^{n-1} + (1/2 - 2\beta + \gamma) \Delta_n^2 K'^{n-1}] u_1^{2n+1} + \\ & + [M - (1-\gamma) \Delta_n C'^{n-1}(\tau) + (1/2 + \beta - \gamma) \Delta_n^2 K'^{n-1}] u_1^{2n} = f'^n \Delta_n^2, \end{aligned} \quad (10)$$

где

$$\bar{f}'^n = \beta f'^{2n+2} + (1/2 - 2\beta + \gamma) f'^{2n+1} + (1/2 + \beta - \gamma) f'^{2n}, \quad n - \text{номер узла во временной области.}$$

Для определения параметра u_1^2 на втором временном слое на первом этапе вычислений использовались стартовые конечно-разностные схемы. Значения весовых функций $\beta = \frac{1}{4}$ и $\gamma = \frac{1}{2}$ были выбраны исходя из условий обеспечения безусловной устойчивости расчетной схемы и отсутствия искусственного числового затухания.

Результаты расчета временных реализаций безразмерного нормального вибросмещения для рассмотренного модельного трубопровода, вибрирующего под действием пульсирующего потока жидкости из положения покоя, представлены на рис. 3. Отсутствие учета сил трения в материале трубопровода приводит к наличию в расчетных временных реализациях и спектрах кроме основной частоты вынужденных колебаний, незатухающих составляющих, соответствующих собственным колебаниям трубопровода. На рис. 4 представлена амплитудная частотная характеристика

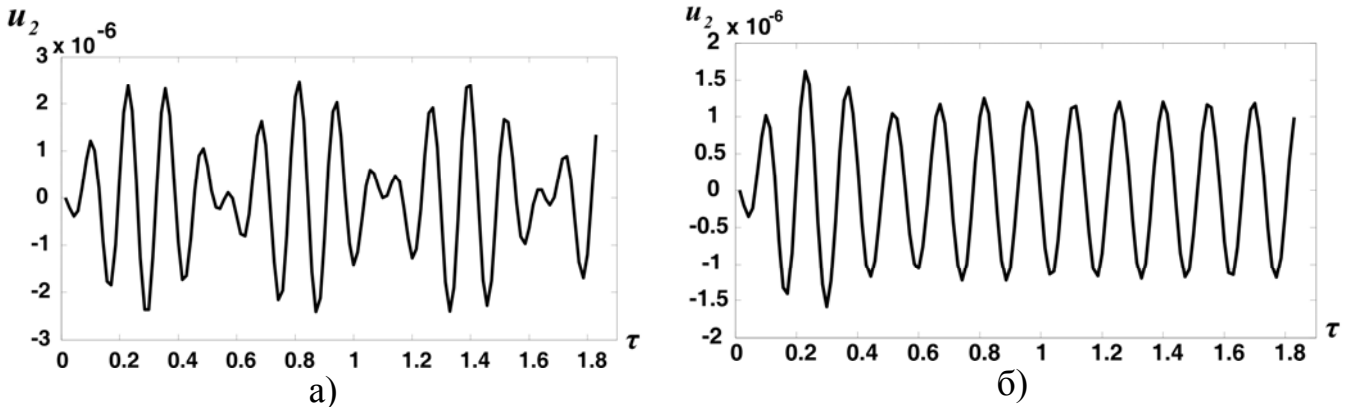


Рис. 3. Временные реализации безразмерного нормального вибросмещения в 3-ем узле ($\varepsilon = 0,33$), при вынужденных колебаниях трубопровода под действием пульсирующего потока жидкости при различных величинах параметра трения:

а) $H=0$; б) $H=0,03$

ка виброперемещения сечения трубопровода, колеблющегося под действием пульсирующего потока рабочей жидкости с амплитудой 10^5 Па во входном сечении, полученная в результате расчетов с помощью разработанной методики. Сравнение результатов расчетов по предложенной методике с имеющимися данными расчетов по другим известным методикам подтвердили адекватность предложенной модели.

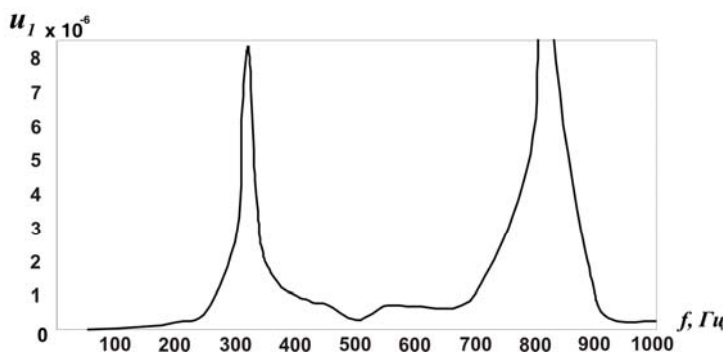


Рис. 4. Амплитудная частотная характеристика виброперемещения сечения трубопровода, колеблющегося под действием пульсирующего потока рабочей жидкости

Разработанная методика конечноэлементного моделирования позволяет проводить расчеты виброакустических характеристик трубопроводных систем со значительно меньшими, чем в известных работах временными затратами (затратами машинных ресурсов). Разработанный конечный элемент может быть внедрен в современные универсальные САЕ-системы, что обеспечивает существенное преимущество

данной методики перед известными методиками моделирования.

В третьей главе описывается разработанная методика конечноэлементного моделирования виброакустических характеристик трубопроводных систем сложной пространственной конфигурации при их нагружении пульсирующим потоком рабочей жидкости и кинематическом возбуждении со стороны присоединенных агрегатов на базе использования одномерных линейных конечных элементов.

При применении метода конечных элементов в смешанной формулировке для решения системы дифференциальных уравнений (1), данная система была преобразована таким образом, что число уравнений стало равно числу неизвестных параметров. Была введена обобщенная функция Φ , удовлетворяющая дифференциальным уравнениям (1):

$$\Phi^T = [u_1, u_2, u_3, \omega_1, \omega_2, \omega_3, \chi_1, \chi_2, \chi_3, Q_1, Q_2, Q_3, p, w], \quad (11)$$

где $u_1, u_2, u_3, \omega_1, \omega_2, \omega_3, \chi_1, \chi_2, \chi_3, Q_1, Q_2, Q_3$ - искомые параметры механической подсистемы, p, w - искомые параметры гидравлической подсистемы.

В общем виде преобразованная система уравнений, описывающая динамику трубопроводных систем, имеет вид:

$$A(\Phi) = \begin{bmatrix} A_1(\Phi) \\ A_2(\Phi) \\ \dots \\ A_{14}(\Phi) \end{bmatrix}, \quad (12)$$

где $A_i(\Phi) = L_i \Phi + D_{1i} \dot{\Phi} + D_{2i} \ddot{\Phi} + a$, $i = 1, 2, \dots, 14$; L_i - соответствующий i -му дифференциальному уравнению линейный оператор, включающий дифференцирование только по пространственным переменным; D_{1i} , D_{2i} - соответствующие i -му дифференциальному уравнению операторы, включающие дифференцирование по времени; a - составляющая не зависящая от Φ .

Система уравнений (1) имеет 12 краевых условий для механической подсистемы (по шесть на каждом конце трубопровода) и два – для гидравлической (акустической) подсистемы, которые записываются в виде

$$B(\Phi) = \begin{bmatrix} B_1(\Phi) \\ B_2(\Phi) \\ \dots \\ B_{14}(\Phi) \end{bmatrix}, \quad (13)$$

где $B_k(\Phi) = M_k \Phi(\theta, \tau) + r$, $k = 1, 2, \dots, 6$; $B_k(\Phi) = M_k \Phi(l, \tau) + r$, $k = 6, 7, \dots, 12$; M_k - оператор дифференцирования, соответствующий заданному типу краевых условий; r - постоянная величина, не зависящая от Φ .

Начальные условия представлены в виде распределения обобщенной функции Φ и ее производной по времени во всех точках пространственной области Ω в начальный момент времени

$$\Phi(\tau = 0) = \Phi^0, \quad \frac{d\Phi}{d\tau}(\tau = 0) = b. \quad (14)$$

Уравнения, входящие в систему (1) являются нестационарными, поэтому аппроксимация Φ для решения Φ с помощью метода взвешенных невязок получена в виде

$$\Phi \approx \Phi = \sum_{m=1}^M \Phi_m(\tau) N_{m,n}(\varepsilon), \quad n = 1, 2, \dots, 14 \quad (15)$$

$N_{m,n}(\varepsilon)$ - линейные базисные функции, зависящие от пространственной переменной, которые могут не удовлетворять всем краевым условиям.

Общий вид обобщенных уравнений метода взвешенных невязок для каждого из уравнений системы (12) можно записать

$$\int_{\Omega} W_l A(\Phi) d\Omega = 0, \quad (16)$$

где W_l - линейно независимые весовые функции,

Векторная форма системы уравнений (16) имеет вид

$$M_{lm} \frac{d^2 \Phi_m}{d\tau^2} + C_{lm} \frac{d\Phi_m}{d\tau} + K_{lm} \Phi_m = f_l. \quad (17)$$

Для решения системы уравнений (17) был использован метод простых итераций

$$M(\Phi^{g-1}) \frac{d^2 \Phi^g}{d\tau^2} + C(\Phi^{g-1}) \frac{d\Phi^g}{d\tau} + K(\Phi^{g-1}) \Phi^g = f^{g-1}, \quad (18)$$

где g - номер итерации.

Полученная система уравнений (18) решена с помощью трехслойной схемы (10), в которой функция u_1 заменена на обобщенную функцию Φ .

С помощью разработанной методики, в частности, решена система уравнений (2), описывающая малые колебания пространственно криволинейных трубопроводов с осевой линией, лежащей в одной плоскости, при их силовом нагружении пульсирующим потоком рабочей жидкости.

Для построения линейного конечного элемента, исходя из условий полноты системы базисных функций, второе уравнение системы (2), описывающей малые колебания пространственно криволинейных трубопроводов с высшей частной производной по пространству 6 порядка, преобразовано в систему шести уравнений с высшей производной по пространству первого порядка. Для этого введены следующие переменные

$$\frac{\partial u_1}{\partial \varepsilon} = \varphi, \quad \frac{\partial^2 u_1}{\partial \varepsilon^2} = \frac{\partial \varphi}{\partial \varepsilon} = q, \quad \frac{\partial^3 u_1}{\partial \varepsilon^3} = \frac{\partial q}{\partial \varepsilon} = \theta, \quad \frac{\partial^4 u_1}{\partial \varepsilon^4} = \frac{\partial \theta}{\partial \varepsilon} = \mu, \quad \frac{\partial^5 u_1}{\partial \varepsilon^5} = \frac{\partial \mu}{\partial \varepsilon} = g; \quad (19)$$

С учетом выражения (19) второе уравнение системы (2) примет вид:

$$\begin{aligned} \frac{\partial g}{\partial \varepsilon} + (p + nw^2 + 2\chi_3^2)\mu + nw \frac{\partial \theta}{\partial \tau} + \frac{\partial^2 q}{\partial \tau^2} + ((p + nw^2) + \chi_{30}^2)\chi_{30}^2 \cdot q + nw\chi_3^2 \frac{\partial \varphi}{\partial \tau} - \chi_{30}^2 \frac{\partial^2 u_1}{\partial \tau^2} = \\ = n\chi_{30}^2 \left(\frac{\partial w}{\partial \tau} - w \frac{\partial w}{\partial \varepsilon} \right). \end{aligned} \quad (20)$$

Неизвестная функция u_1 , удовлетворяющая дифференциальным уравнениям (19), (20) в пространственной области Ω , представлена в виде $U^T = (g_m, \mu_m, \theta_m, q_m, \varphi_m, u_{1m})$.

Краевые условия для механической подсистемы для системы дифференциальных уравнений (19), (20) имеют вид:

$$B(U) = \begin{bmatrix} B_1(U) \\ B_2(U) \\ \dots \\ B_6(U) \end{bmatrix} = \theta \text{ на } \Gamma, \quad (21)$$

где $B_k(U) = M_k u_1(\theta, \tau) + r$, $k = 1, 2, 3$; $B_k(U) = M_k u_1(l, \tau) + r$, $k = 4, 5, 6$; M_k - оператор дифференцирования, соответствующий заданному типу краевых условий; r - постоянная величина, не зависящая от u_1 , l - длина трубопровода. Выражения для начальных условий имеют вид (14).

Выражения (19) и (20) сведены в систему и решены методом конечных элементов в смешанной формулировке. Аппроксимация $\mathcal{N}_1, \mathcal{F}, \mathcal{G}, \mathcal{H}, \mathcal{L}, \mathcal{S}$ для решения $u_1, \varphi, q, \theta, \mu, g$ соответственно, получена с помощью метода частичной дискретизации в общем виде:

$$U \approx \mathcal{U} = \sum_{m=1}^M U_m(\tau) N_m(\varepsilon), \quad (22)$$

К уравнениям (19), (20) применен метод взвешанных невязок с аппроксимацией Бубнова-Галеркина $\int_{\Omega} N_l R_{\Omega} d\Omega = 0$. Причем весовые функции при аппроксимации

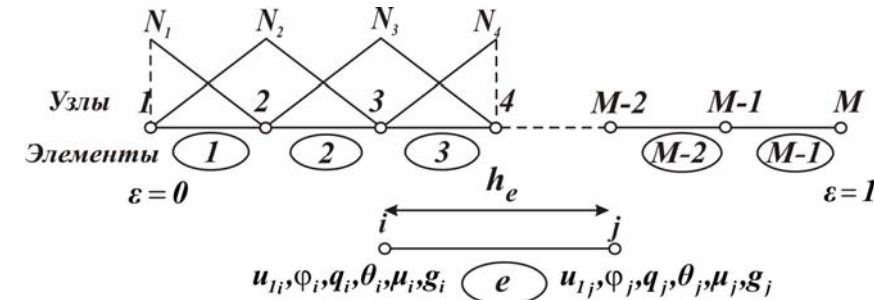


Рис. 5. Система узлов и элементов, принятая для кусочно-линейных функций $u_1, \varphi, q, \theta, \mu, g$

каждого уравнения предполагались равными друг другу. Уравнение метода взвешенных невязок составлялось без учета граничных условий. Эти условия учитывались при расчете коэффициентов для граничных элементов пространственной области Ω , и вводились в конечную систему уравнений для заданного количества элементов.

Выбор базисных функций и количества узлов конечного элемента определялся порядком высшей производной, входящей в уравнение аппроксимации. Для достижения требуемой точности в соответствии с требованием гладкости, класс гладкости необходимых базисных функций должен быть C^0 . В соответствии с данными условиями выбраны кусочно-линейные функции (см. рис. 5), которые для типичного пространственного конечного элемента имеют вид:

$$N_j = N_j^e = \frac{\xi}{h^e}, \quad N_i = N_i^e = \frac{h^e - \xi}{h^e}, \quad (23)$$

где $\xi = \varepsilon - \varepsilon_i$ - нормированная локальная координата элемента, $h^e = \varepsilon_j - \varepsilon_i$ - длина элемента.

Типичному кусочно-линейному элементу соответствуют узлы i и j . Единственными отличными от нуля глобальными базисными функциями на элементе являются N_i и N_j . С учетом всех преобразований, система уравнений для общего пространственного элемента имеет вид:

$$\begin{aligned}
\mu_m \int_0^{h^e} \frac{\partial N_m}{\partial \varepsilon} N_i d\varepsilon - g_m \int_0^{h^e} N_m N_i d\varepsilon &= 0, \\
\theta_m \int_0^{h^e} \frac{\partial N_m}{\partial \varepsilon} N_i d\varepsilon - \mu_m \int_0^{h^e} N_m N_i d\varepsilon &= 0, \\
q_m \int_0^{h^e} \frac{\partial N_m}{\partial \varepsilon} N_i d\varepsilon - \theta_m \int_0^{h^e} N_m N_i d\varepsilon &= 0, \\
\varphi_m \int_0^{h^e} \frac{\partial N_m}{\partial \varepsilon} N_i d\varepsilon - q_m \int_0^{h^e} N_m N_i d\varepsilon &= 0, \\
u_{1m} \int_0^{h^e} \frac{\partial N_m}{\partial \varepsilon} N_i d\varepsilon - \varphi_m \int_0^{h^e} N_m N_i d\varepsilon &= 0, \\
g_m \int_0^{h^e} \frac{\partial N_m}{\partial \varepsilon} N_i d\varepsilon + \mu_m \int_0^{h^e} (p + nw^2 + 2\chi_{30}^2) N_m N_i d\varepsilon + \frac{\partial \theta_m}{\partial \tau} \int_0^{h^e} nw N_m N_i d\varepsilon + \frac{\partial^2 q_m}{\partial \tau^2} \int_0^{h^e} N_m N_i d\varepsilon + \\
+ q_m \int_0^{h^e} ((p + nw^2) + \chi_{30}^2) \chi_{30}^2 N_m N_i d\varepsilon + \frac{\partial \varphi_m}{\partial \tau} \int_0^{h^e} nw \chi_{30}^2 N_m N_i d\varepsilon - \frac{\partial^2 u_{1m}}{\partial \tau^2} \int_0^{h^e} N_m N_i d\varepsilon = \\
= \int_0^{h^e} n \chi_{30}^2 \left(\frac{\partial w}{\partial \tau} - w \frac{\partial w}{\partial \varepsilon} \right) N_i d\varepsilon.
\end{aligned} \tag{24}$$

Система уравнений (24) в векторной форме имеет вид:

$$M_{lm} \frac{d^2 U_m}{d\tau^2} + C_{lm} \frac{dU_m}{d\tau} + K_{lm} U_m = f_l. \tag{25}$$

Для учета граничных условий система уравнений (21) аппроксимирована с помощью метода частичной дискретизации. Из полученной системы уравнений определены значения искомой функции, ее первая и вторая производные в граничных узлах пространственной области $\varepsilon = 0$ и $\varepsilon = 1$: u_{11} , φ_1 , q_1 , $u_{1M_{p+1}}$, $\varphi_{M_{p+1}}$, $q_{M_{p+1}}$ (рис. 6). Затем данные параметры подставлены в систему уравнений (25), описывающую общий пространственный элемент. Таким образом, получена система уравнений, описывающая граничные элементы. С помощью данной системы уравнений определены коэффициенты M_{lm}^1 , C_{lm}^1 , K_{lm}^1 , f_l^1 , M_{lm}^M , C_{lm}^M , K_{lm}^M и f_l^M .

Ансамблированная система уравнений метода конечных элементов для всей области решения в векторной записи имеет вид:

$$M \frac{d^2 U}{d\tau^2} + C \frac{dU}{d\tau} + KU = f, \tag{26}$$

где

$$M = \sum_{e=1}^E M_{lm}^e(\varepsilon), \quad C = \sum_{e=1}^E C_{lm}^e(\tau, \varepsilon), \quad K = \sum_{e=1}^E K_{lm}^e(\tau, \varepsilon), \quad f = \sum_{e=1}^E f_l^e(\tau, \varepsilon).$$

Ансамблированная система уравнений решена с помощью алгоритма Ньюмарка,

использующего трехслойную схему интегрирования по времени (10).

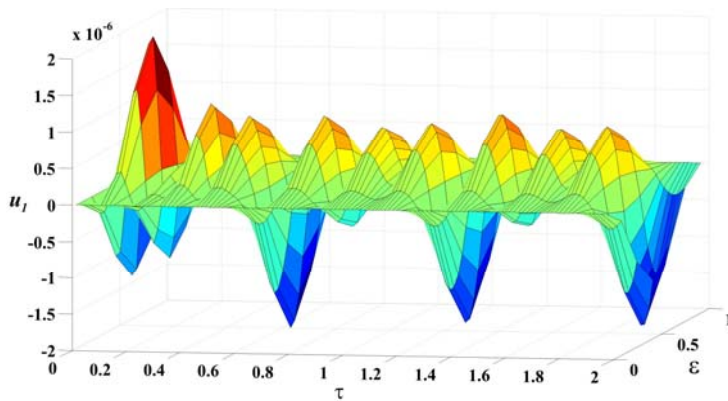


Рис.6. Распределение виброперемещения u_1 по длине трубопровода во времени

На рис. 6 представлено распределение виброперемещения u_1 по длине трубопровода во времени при возбуждении трубопроводной системы полигармоническими колебаниями. На рис. 7 представлены временные реализации, полученные при моделировании виброакустических характеристик трубопровода по двум разработанным

методикам при равном количестве узлов. Расхождение результатов моделирования по разработанным методикам составляет не более 2%.

Разработанная методика конечноэлементного моделирования, основанная на использовании одномерных линейных конечных элементов, в отличие от методики, основанной на использовании семиузловых конечных элементов, позволяет непосредственно решать обобщенную систему уравнений, описывающих динамику пространственно сложных разветвленных трубопроводных систем; не требует сведения данной системы в одно уравнение и построения базисных функций высшего порядка. Разработанная методика конечноэлементного моделирования виброакустических характеристик трубопроводов с помощью одномерных линейных конечных элементов по сравнению с методикой, использующей семиузловые конечные элементы, при равном количестве элементов обладает меньшей точностью, однако является более простой и менее трудоемкой. Повышение точности данной методики можно добиться путем измельчения сетки.

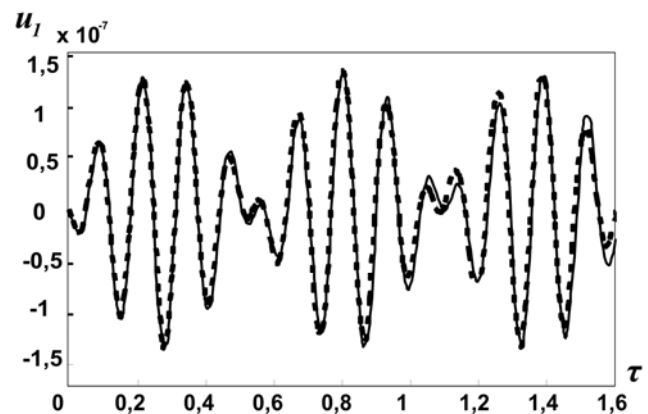


Рис.7. Расчетные временные реализации виброперемещения u_1 при колебаниях трубопровода в узле $\varepsilon = 0,17$, полученные с помощью разработанных методик

В четвёртой главе представлены результаты экспериментального исследования виброакустических характеристик элементов трубопроводных систем.

Для подтверждения адекватности разработанных методик конечноэлементного моделирования виброакустических характеристик трубопроводных систем проведены экспериментальные исследования трубопровода при его силовом нагружении пульсирующим потоком жидкости. Полученные экспериментальные данные хорошо согласуются с результатами моделирования по разработанным методикам (см. рис. 8, где $A_{p_{вх}}$ и $A_{p_{вых}}$ - амплитуда пульсаций давления на входе и на выходе трубопровода соответственно, A_v - амплитуда виброскорости в сечении трубопровода). Проведен расчет прочностных характеристик трубопровода, исходными данными для

которого являлись результаты расчета, полученные с помощью разработанных методик конечноэлементного моделирования.

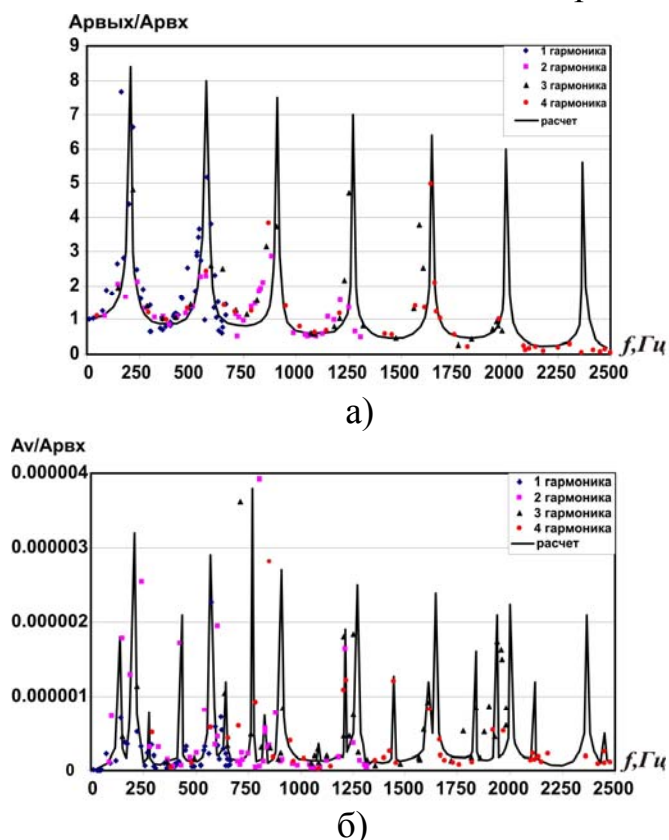


Рис.8. Амплитудные частотные характеристики трубопровода

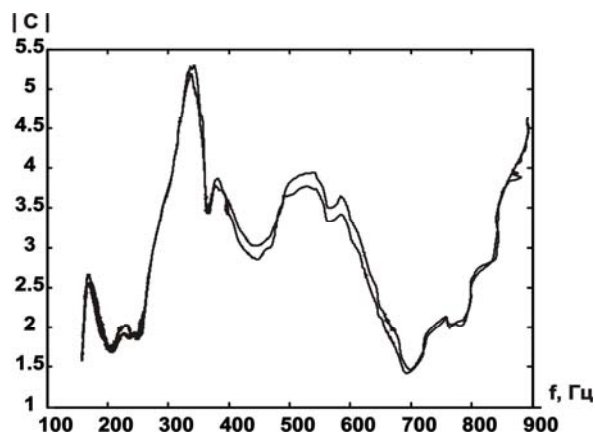


Рис.9. Зависимость модуля вейвлет-коэффициентов на скелете первой гармоники от мгновенного значения соответствующих частот

Разработана методика экспериментального определения собственных частот гидромеханических систем, основанная на базе использования вейвлет-анализа данных теста с вариацией скорости. Разработанная методика по сравнению с традиционным Фурье-анализом позволяет решать задачу определения собственных частот гидравлической системы с большей точностью в частотной области и достоверностью при незначительном увеличении трудоемкости. На рис.9 показаны очищенные от шумовой компоненты скелеты, соответствующие первым двум гармоникам зубцовой частоты насосного агрегата.

Проведены экспериментальные исследования виброакустических характеристик элементов топливорегулирующей системы двигателя НК-14СТ. Вследствие совершенствования топливорегулирующей системы двигателя путем внедрения электронной системы управления, в системе уменьшилось количество потребителей. Это привело к возрастанию давления масла на золотник редукционного клапана, что явилось причиной изменения режима работы клапана при поддержании давления масла в топливорегулирующей системе. На рабочих режимах двигателя были отмечены случаи разрыва трубопровода в месте его крепления к маслонуасосу системы регулирования. На натурном двигателе были проведены экспериментальные исследования виброакустических характеристик элементов и агрегатов данной системы.

Анализ результатов показал, что причиной повышенных виброакустических нагрузок в топливорегулирующей системе являлись автоколебания клапана с частотами 541...598 Гц, возникающие вследствие изменения баланса действующих на него сил. При совпадении частоты автоколебаний клапана с одной из собственных частот системы возникали резонансные явления, приводящие к разрыву трубопровода. Предложены мероприятия по снижению виброакустической нагруженности топливорегулирующей системы: изменение конфигурации трубопровода на выходе из маслонуасоса и

изменение акустической нагрузки системы путем установки жиклеров различных диаметров в сливную магистраль. С помощью разработанных методик проведены исследования виброакустической нагруженности трубопроводов различной конфигурации для различных вариантов акустической нагрузки. Эффективность предложенных мероприятий подтверждена с помощью экспериментальных исследований на стендовом комплексе на базе ОАО «СКБМ». Среднеквадратическое значение пульсаций давления снижено более чем в 20 раз.

РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

В диссертационной работе решена актуальная научно-практическая задача, обеспечивающая повышение работоспособности трубопроводных систем на основе использования созданных методик конечноэлементного моделирования виброакустических процессов в трубопроводных системах. Получены следующие основные результаты:

1. Проведён анализ методов моделирования виброакустических характеристик трубопроводных систем при их силовом возбуждении пульсациями давления рабочей жидкости. Обоснована необходимость использования численных методов моделирования и разработки конечных элементов, учитывающих взаимодействие динамических процессов на границе жидкость - твердое тело.

2. Разработаны конечные элементы, учитывающие взаимодействие динамических процессов в трубопроводных системах сложной пространственной конфигурации на границе жидкость - твердое тело:

- семиузловой конечный элемент, позволяющий рассчитывать пространственно криволинейные трубопроводы при нагружении их пульсирующим потоком рабочей жидкости, основанный на использовании лагранжевых базисных функций 6 порядка;

- линейный конечный элемент, позволяющий рассчитывать виброакустические характеристики трубопроводных систем сложной пространственной конфигурации при их силовом нагружении пульсирующим потоком жидкости и кинематическом возбуждении со стороны присоединенных агрегатов, основанный на использовании кусочно-линейных базисных функций.

3. Разработаны методики конечноэлементного моделирования виброакустических характеристик трубопроводных систем:

- методика конечноэлементного моделирования виброакустических характеристик криволинейных трубопроводов с осевой линией, лежащей в одной плоскости при их силовом нагружении пульсирующим потоком жидкости, основанная на использовании семиузловых конечных элементов, позволяющая проводить расчеты с меньшими затратами временных и машинных ресурсов по сравнению с существующими методиками конечноэлементного моделирования;

- методика конечноэлементного моделирования виброакустических характеристик трубопроводных систем сложной пространственной конфигурации при их силовом нагружении пульсирующим потоком жидкости и кинематическом возбуждении со стороны присоединенных агрегатов, основанная на использовании линейных конечных элементов, позволяющая решать обобщенную систему уравнений, описывающих динамику пространственно сложных разветвленных трубопроводных систем. Данная методика при равном количестве элементов обладает меньшей точностью,

по сравнению с методикой, использующей семиузловые конечные элементы, однако является более простой и менее трудоемкой.

4. Разработанные методики дают возможность внедрения созданных конечных элементов в современные универсальные САЕ-системы. Это позволяет расширить их элементную базу, а также решать задачи моделирования виброакустических характеристик трубопроводных систем с пульсирующим потоком рабочей жидкости в комплексе с анализом динамической нагруженности присоединенных агрегатов и систем, анализом технического объекта в целом.

5. Разработана методика экспериментального определения собственных частот гидромеханических систем, для которых характерны быстропеременные неустановившиеся процессы. Данная методика по сравнению с традиционным Фурье-анализом позволяет решать задачу определения собственных частот гидравлической системы с большей точностью в частотной области до 0,1 Гц и достоверностью.

6. Определены причины разрыва трубопровода системы топливотрегулирования двигателя НК-14СТ. Предложены и расчетным путем обоснованы мероприятия по снижению виброакустической нагруженности топливотрегулирующей системы: изменение конфигурации трубопровода на выходе из маслососа и изменение акустических характеристик сливной магистрали. Эффективность предложенных мероприятий подтверждена экспериментально. Среднеквадратическое значение пульсаций давления снижено более чем в 20 раз.

Результаты работы внедрены на ОАО «СКБМ», в Институте акустики машин при СГАУ, а также используются в учебном процессе кафедры автоматических систем энергетических установок СГАУ.

Основное содержание работы изложено в следующих публикациях:

в ведущих рецензируемых научных изданиях, определенных ВАК России

1. Миронова Т.Б. Возбуждение пульсаций давления в рабочей жидкости при вибрации трубопровода [Текст] / Т.Б. Миронова, А.Б. Прокофьев, Е.В. Шахматов // Вестник СГАУ. – Самара: СГАУ. - 2006. - Ч.2. - №2 (10). - С. 161-164.

2. Миронова Т.Б. Разработка конечноэлементной модели виброакустических процессов в трубопроводе с пульсирующим потоком рабочей жидкости [Текст] / Т.Б. Миронова, А.Б. Прокофьев, Е.В. Шахматов // Вестник СГАУ. - Самара: СГАУ. - 2008. - №3(16). - С. 157-162.

3. Миронова Т.Б. Конечноэлементная математическая модель динамики криволинейного трубопровода с пульсирующим потоком рабочей жидкости [Текст] / Т.Б. Миронова // Известия СЦ РАН т.11 (30), - 2009. - С. 131-137

в других изданиях

4. Миронова Т.Б. Моделирование характеристик гасителей колебаний давления рабочей жидкости [Текст] / Т.Б. Миронова, Е.В. Шахматов // Вісник Дніпропетровського Університету– Дніпропетровськ: НЦАОМУ, 2007 - №9/2. – С. 91-100

5. Прокофьев А.Б. Математическая модель динамики криволинейного трубопровода с пульсирующим потоком рабочей жидкости [Текст] / А.Б.Прокофьев, Т.Б. Миронова, Е.В. Шахматов // Вісник Дніпропетровського Університету– Дніпропетровськ: НЦАОМУ, 2007 - №9/2. – С. 116-124

6. Миронова Т.Б. Численное моделирование пульсационных процессов в трубопроводе с емкостной динамической нагрузкой [Текст] / Т.Б. Миронова // Тезисы докладов XXXI Самарской областной студенческой научной конференции. Самара, 2005. - Ч1. – С.148-149.
7. Миронова Т.Б. Расчет собственных характеристик гасителей колебаний давления с учетом распределенности их параметров [Текст]/ Т.Б. Миронова, А.Б. Прокофьев // Тезисы докладов VIII Всероссийской молодежной научной конференции «Королевские Чтения». – Самара, 2005. – С.130.
8. Миронова Т.Б. Математическая модель гасителя колебаний обобщенной структуры [Текст]/ Т.Б. Миронова, А.Б. Прокофьев // Тезисы докладов международной молодежной научной конференции «Туполевские Чтения». - Казань, 2005. – С.203-204.
9. Миронова Т.Б.. Использование вейвлет-анализа при экспериментальном исследовании собственных частот колебаний гидравлической системы [Текст]/ Т.Б. Миронова, А.Б. Прокофьев //VIII Міжнародна молодіжна науково-практична конференція «Людина і Космос»: Збірник тез. – Дніпропетровськ, Україна: НЦАОМУ, 2006. – С. 18.
10. Миронова Т.Б. Возбуждение пульсаций давления в рабочей жидкости при вибрации трубопровода [Текст]/ Т.Б. Миронова, А.Б. Прокофьев, Е.В. Шахматов // Тезисы докладов международной научно-технической конференции «Проблемы и перспективы развития двигателестроения». – Самара: СГАУ, 2006. – Ч.2 – С.123
11. Миронова Т.Б. Обеспечение работоспособности трубопроводной обвязки стенда для наземных испытаний рулевых машин [Текст]/ Т.Б. Миронова, А.Б. Прокофьев // Тезисы докладов международной молодежной научной конференции «Туполевские Чтения». – Казань, 2006. – С. 152.
12. Миронова Т.Б. Разработка математической модели для расчета собственных частот и форм колебаний рабочей среды в прямоугольной области в двухмерной постановке [Текст] / Т.Б. Миронова, Е. В. Шахматов // Тезисы докладов Всероссийской научной конференции студентов, аспирантов и молодых ученых «Наука. Технологии. Инновации». – Новосибирск: НГТУ, 2006. – С.108-110.
13. Миронова Т.Б. Анализ собственных частот и форм колебаний рабочей среды в прямоугольной области в двухмерной постановке [Текст] / Т.Б. Миронова, Е.В. Шахматов // Тезисы докладов Всероссийской молодежной научной конференции «Королевские Чтения». – Самара: СГАУ, 2007. – С. 301.
14. Миронова Т. Б. Исследование виброакустических характеристик акустического канала [Текст] / Т.Б. Миронова, Е.В. Шахматов // X Міжнародна молодіжна науково-практична конференція «Людина і Космос»: Збірник тез. – Дніпропетровськ, Україна: НЦАОМУ, 2008. – С.19
15. Миронова Т. Б. Численное моделирование взаимодействия вибрационных и акустических возмущений в пространственно распределенных объектах [Текст] / Т.Б. Миронова, А.Б. Прокофьев // XI Міжнародна молодіжна науково-практична конференція «Людина і Космос»: Збірник тез. – Дніпропетровськ, Україна: НЦАОМУ, 2009. – С.15
16. Миронова Т.Б. Особенности активного управления виброакустическими процессами [Текст] / Т.Б. Миронова, Е.В. Шахматов // Тезисы докладов Всероссийской молодежной научной конференции «X Королевские чтения». – Самара: СГАУ, 2009. – С. 153

17. Миронова Т. Б. Конечноэлементное описание динамических характеристик трубопровода с пульсирующим потоком рабочей жидкости [Текст] / Т.Б. Миронова, А.Б. Прокофьев // XI Міжнародна молодіжна науково-практична конференція «Людина і Космос»: Збірник тез. – Дніпропетровськ, Україна: НЦАОМУ, 2010. – С.306