

На правах рукописи



Прокофьев Андрей Брониславович

**РАЗРАБОТКА МЕТОДА КОМПЛЕКСНОГО АНАЛИЗА ДИНАМИКИ
И ПРОЧНОСТИ ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМ С ГАСИТЕЛЯМИ
КОЛЕБАНИЙ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ**

Специальность 01.02.06 – «Динамика, прочность машин, приборов и
аппаратуры»

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Самара 2008 г.

Работа выполнена в ГОУ ВПО «Самарский государственный аэрокосмический университет» на кафедре автоматических систем энергетических установок

Научный консультант: доктор технических наук, профессор
Шахматов Евгений Владимирович

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
Балякин Валерий Борисович,
доктор технических наук, профессор
Кулаков Геннадий Алексеевич,
доктор физико-математических наук, профессор
Радченко Владимир Павлович

Ведущая организация: ФГУП «ГНП РКЦ «ЦСКБ-Прогресс»

Защита состоится 14 ноября 2008 г. в 10⁰⁰ часов на заседании диссертационного совета Д212.215.02 при Государственном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Самарский государственный аэрокосмический университет им. акад. С.П. Королева» по адресу: 443086, г. Самара, Московское шоссе, 34.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Государственного образовательного учреждения высшего профессионального образования «Самарский государственный аэрокосмический университет им. акад. С.П. Королева».

Автореферат разослан _____ 2008 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета Д212.215.02
доктор технических наук, профессор

Д.Л. Скуратов

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Современный гидропривод различных технических объектов характеризуется высокой энергонасыщенностью его узлов и элементов. Трубопроводы, являющиеся важным элементом гидропривода, работают в условиях воздействий как статического, так и динамического характера. При этом требования к надежности и работоспособности трубопроводов непрерывно растут. Одним из основных факторов, снижающих работоспособность трубопроводных систем, являются виброакустические нагрузки. К ним относятся вибрационные нагрузки, колебания давления и расхода рабочей жидкости, приводящие к разгерметизации трубопроводных соединений, появлению усталостных трещин. Виброакустические процессы в трубопроводных системах характеризуются широким спектром частот (20 Гц – 5 кГц) и амплитуд колебаний (размах колебаний давления рабочей жидкости – до 20 МПа, виброускорение – до 1000 м/с²). Причем именно колебания давления, амплитуда которых может достигать 50% от среднего значения, являются одной из причин, приводящих к вибрации, усталостным поломкам трубопроводов.

Эффективным средством снижения пульсаций давления является применение специальных устройств – гасителей колебаний рабочей жидкости. К

настоящему времени создан ряд конструкций гасителей, обеспечивающих эффективное уменьшение амплитуд колебаний рабочей жидкости. При этом результаты применения гасителей не ограничиваются снижением колебаний рабочей жидкости, они приводят к уменьшению уровня вибрации и шума, излучаемого гидромеханическими системами (рис. 1). Более того, во многих случаях конечной целью применения гасителей колебаний является вовсе не снижение амплитуд колебаний давления, а уменьшение переменных напряжений в трубопроводных системах, вызываемых пульсирующим потоком рабочей среды.

Однако вопросы влияния гасителей колебаний давления на вибрационные и прочностные характеристики трубопроводных систем до настоящего времени

изучены недостаточно. Одной из причин этого является отсутствие математиче-

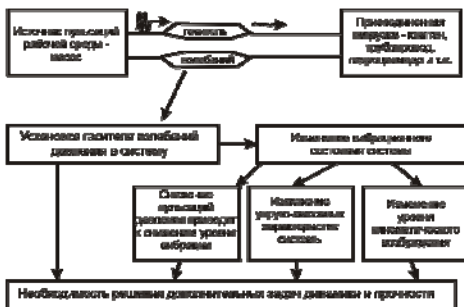


Рис. 1. Схема воздействия гасителя на виброакустические характеристики трубопроводной системы

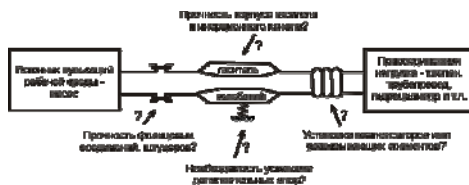


Рис. 2. Схема решения задач динамики и прочности при проектировании гасителя колебаний

ского описания взаимодействия пульсационных и вибрационных процессов в трубопроводных системах сложной пространственной конфигурации. Установка в трубопроводную систему гасителя колебаний не только снижает уровень пульсаций давления, но и приводит к необходимости решения ряда дополнительных задач, которые прежде рассматривались недостаточно тщательно: прочность элементов самого гасителя, необходимость установки дополнительных опор, установка компенсаторов или развязывающих элементов (рис. 2). Таким образом, всестороннее исследование процессов виброакустического взаимодействия в трубопроводных системах, основанное на адекватном математическом описании, разработка методик применения гасителей колебаний рабочей жидкости для решения задач снижения виброакустических нагрузок и повышения усталостной прочности трубопроводных систем определяет актуальность данной работы.

Цель работы. Повышение работоспособности гидромеханических систем за счет снижения виброакустических нагрузок путем применения гасителей колебаний рабочей жидкости, разработанных на базе комплексного метода моделирования и анализа динамических и прочностных характеристик трубопроводных систем.

Основные задачи диссертационной работы состоят в следующем:

1. Разработать методы оценки динамических и прочностных характеристик трубопроводных систем с гасителями колебаний при их комплексном (статическом и динамическом) нагружении, в том числе пульсациями рабочей жидкости.
2. Разработать методы численного моделирования виброакустических характеристик трубопроводных систем при их силовом возбуждении пульсациями рабочей жидкости, сочетающие высокую точность и малую трудоемкость расчета. Разработать алгоритмы моделирования и программные комплексы, их реализующие.
3. Разработать методику снижения динамической нагруженности трубопроводной системы с учетом процессов виброакустического взаимодействия механической и гидравлической подсистем.
4. Разработать методику расчета конструктивных параметров гасителей колебаний с учетом прочностных характеристик их элементов на основе создания методов численного моделирования характеристик гасителей колебаний рабочей жидкости.
5. На базе экспериментальных исследований получить полуэмпирические модели элементов трубопроводных систем. Разработать методики анализа данных экспериментального исследования динамических процессов в трубопроводных системах.

Методы исследований включают анализ источников научно-технической информации, постановку задач и проведение теоретических и экспериментальных исследований. Теоретические исследования базируются на применении основных положений теории колебаний, теоретической и вычислительной гидродинамики и акустики, механики стержней, включая методы элек-

тродинамической аналогии, метод четырехполюсников, импедансный метод, метод конечных разностей, метод конечных элементов. Экспериментальные исследования базируются на применении основных положений теории математической статистики, теории планирования эксперимента и обработки результатов экспериментальных исследований.

Достоверность полученных результатов обеспечивается корректной физической и математической постановкой задач, строгостью используемого в работе математического аппарата, сопоставлением полученных результатов с теоретическими и экспериментальными результатами других исследователей, опубликованными в научных изданиях, а также сопоставлением результатов теоретических расчетов с экспериментальными данными, полученными лично автором.

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

1. Разработан метод комплексного исследования виброакустического состояния трубопроводных систем, позволяющий анализировать влияние гасителей колебаний рабочей жидкости как на пульсационную, так и на вибрационную нагруженность систем.
2. Разработана математическая модель виброакустических процессов в трубопроводных системах сложной пространственной конфигурации, учитывающая одновременное воздействие на систему силового возбуждения со стороны рабочей жидкости и кинематического возбуждения от присоединенных опор и агрегатов и позволяющая оценивать прочностные характеристики таких трубопроводных систем.
3. Разработан комплексный метод проектирования трубопроводных систем, обеспечивающий требуемые виброакустические и прочностные характеристики в условиях одновременного воздействия на трубопроводы статического нагружения давлением и динамического нагружения пульсациями рабочей жидкости, кинематического возбуждения со стороны опор и присоединенных агрегатов, температурных и внешних силовых нагрузок.
4. На основе развития теоретического описания процессов виброакустического взаимодействия в гидромеханических системах разработана математическая модель динамики и прочности трубопроводных систем с гасителями колебаний.
5. Разработаны конечно-элементные модели гасителей колебаний жидкости, позволяющие определять комплекс собственных характеристик гасителей с учетом распределенности параметров их элементов, а также их прочностные характеристики в условиях пульсирующего потока рабочей жидкости.
6. Разработан алгоритм выбора схемы и конструктивных характеристик гасителей колебаний жидкости, мест их установки в систему, обеспечивающий требуемое снижение вибрационных и пульсационных нагрузок при выполнении условий технического задания по гидравлическому сопротивлению, габаритам и массе.

7. Разработаны методы определения интегральных виброакустических характеристик пневмогидромеханических систем на основе вейвлет-анализа экспериментальных данных.

Практическая ценность и реализация результатов работы.

Практическая ценность проведенных исследований заключается в следующем:

1. Разработанная методика моделирования динамических характеристик трубопроводных систем позволяет определять их виброакустические и прочностные характеристики и оценивать на этой базе работоспособность систем, а также необходимость проведения мероприятий по ее повышению.
2. Разработанный метод проектирования гасителей колебаний рабочей жидкости позволяет создавать эффективные конструкции устройств, обеспечивающих снижение как пульсационных, так и вибрационных нагрузок в гидромеханических системах.
3. Предложенный метод численного моделирования динамических характеристик гасителей колебаний в распределенных параметрах расширяет частотный диапазон получения достоверных результатов, что сокращает затраты на доводку гасителей.
4. Разработанные методы и программные средства определения виброакустических характеристик на базе вейвлет-анализа позволяют сократить сроки и повысить точность обработки экспериментальных данных при динамических испытаниях элементов гидромеханических систем.

Результаты, полученные в работе, использованы:

- в ФГУП «ГНП РКЦ «ЦСКБ-Прогресс» при разработке мероприятий по исключению усталостных разрушений трубопроводов агрегата привода для наземных испытаний рулевых машин ракетносителя;
- в ОАО «Самарское конструкторское бюро машиностроения» при расчете виброакустических характеристик трубопроводных систем с пульсирующим потоком рабочей жидкости, для планирования экспериментов и математической обработки полученных результатов при определении резонансных частот гидромеханических систем;
- на Сызранской ТЭЦ при разработке мероприятий по исключению разрушений маслососа турбогенератора;
- в Институте акустики машин при проектировании гасителей колебаний рабочей жидкости;
- в Самарском государственном аэрокосмическом университете при совершенствовании учебных курсов «Динамические измерения и обработка экспериментальных данных» и «Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем».

Апробация работы. Основные результаты работы докладывались на Международной научно-технической конференции «Проблемы и перспективы развития двигателестроения» (Самара, 1997, 2001, 2006 г.), 139-ой конференции Акустического общества Америки (Атланта, США, 2000 г.), IV Всероссийской научно-практической конференции «Решетневские чтения» (Красноярск, 2000 г.), 140-ой конференции Акустического общества Америки (Ньюпорт Бич,

США, 2000 г.), Международной научной конференции «XXVIII Гагаринские чтения» (Москва, 2002 г.), III конференции пользователей программного обеспечения CAD-FEM GmbH (Москва, 2003 г.), Международной научно-технической конференции «Современное состояние и перспективы развития гидромашиностроения в XXI веке» (Санкт-Петербург, 2003 г.), IV конференции пользователей программного обеспечения CAD-FEM GmbH (Москва, 2004 г.), VII Международном симпозиуме «Transport Noise and Vibration» (Санкт-Петербург, 2004 г.), IV Школе-семинаре молодых ученых и специалистов «Проблемы теплообмена и гидродинамики в энергомашиностроении» (Казань, 2004 г.), V конференции пользователей программного обеспечения CAD-FEM GmbH (Москва, 2005 г.), XIV Международном научно-техническом семинаре «Современные технологии в задачах управления, автоматизации и обработки информации» (Алушта, Украина, 2005 г.), VI Международной научно-практической конференции «Людина і Космос» (Днепропетровск, Украина, 2005 г.), III Международной научно-технической конференции «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика» (Санкт-Петербург, 2005 г.), 5-ой международной научно-технической конференции «Обеспечение и повышение качества машин на этапах их жизненного цикла» (Брянск, 2005 г.), XIII международном конгрессе «Sound and Vibration (ICSV13)» (Вена, Австрия, 2006 г.), VII Международной научно-практической конференции «Людина і Космос» (Днепропетровск, Украина, 2006 г.), 5-ой международной конференции «Авиация и космонавтика – 2006» (Москва, 2006 г.), X международной научной конференции «Решетневские Чтения» (Красноярск, 2006 г.), VIII Международной научно-практической конференции «Людина і Космос» (Днепропетровск, Украина, 2007 г.), Международной конференции «Power Transmission and Motion Control 2007» (Бас, Великобритания, 2007 г.).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 72 научные работы, в том числе 2 монографии, 1 патент на изобретение, 1 патент на полезную модель. При этом 16 работ опубликовано в изданиях, определенных Высшей аттестационной комиссией РФ.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, шести глав, заключения и списка использованных источников. Содержит 353 страницы текста, включая 160 рисунков, 8 таблиц, список использованных источников из 138 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обосновывается актуальность работы, рассматриваются основные проблемы в области исследований, дается краткое содержание глав диссертации.

В первой главе проведен анализ состояния исследований в области виброакустики гидромеханических систем, рассмотрен частотный диапазон динамических процессов, характерные уровни пульсаций давления рабочих сред, вибрации элементов гидромеханических систем. Проведены анализ и классификация источников и механизмов возникновения виброакустической нагруженности. Показано, что одним из основных источников виброакустиче-

ских процессов является неравномерность подачи насосных агрегатов. Рассмотрены характерные временные реализации и амплитудные спектры колебаний давления на выходе насосных агрегатов различных типов. Проведен анализ влияния конструктивных параметров насосов на неравномерность их подачи.

Проведен анализ методов снижения виброакустических нагрузок. Показано, что одним из методов снижения интенсивности динамических процессов является подавление колебаний в источнике. Этому направлению посвящены работы Башты Т.М., Орлова Ю.М., Шахматова Е.В., Юдина Е.М., Шорина В.П., Задонцева В.А., Овсянникова Б.В., Пилипенко В.В., Крючкова А.Н. и др. Однако устранение колебаний в источнике часто связано с необходимостью значительных изменений в конструкции отдельных агрегатов, а в некоторых случаях сам характер организации рабочего процесса предопределяет генерирование колебаний. Кроме того, эффективность мероприятий, связанных с уменьшением генерируемых источником колебаний, зачастую имеет противоречивый характер. Например, увеличение зазора между рабочим колесом и статором центробежного насоса способствует уменьшению амплитуды колебаний давления, но приводит к снижению производительности и КПД насоса. Развитие рассматриваемого пути снижения виброакустической нагруженности сдерживает отсутствие адекватных методов моделирования и научно-обоснованных методов проектирования устройств, рабочий процесс которых сопровождается генерированием колебаний рабочей среды. Оценивая возможности устранения колебаний в источнике, следует отметить, что задача далека от разрешения.

Рассмотрены мероприятия по частотной отстройке пневмогидромеханических систем от резонансов. Частотная отстройка осуществляется путем рационального размещения агрегатов и правильного выбора соответствующих длин и диаметров трубопроводов. Во многих случаях таким путем удается добиться снижения колебаний без значительной переделки систем. Однако более характерной является обратная ситуация, когда частотная отстройка влечёт за собой не только переделку систем, но и изменение ее схемы. Поэтому на этапе доводки и в эксплуатации частотную отстройку осуществить очень трудно, так как компоновка всех систем взаимосвязана и жестко регламентирована. Кроме того, этот путь становится неэффективным для широкополосных спектров колебаний.

Эффективным методом снижения виброакустических нагрузок является применение устройств коррекции динамических характеристик. Под устройством коррекции здесь понимается любое специально устанавливаемое в систему устройство, целью которого является снижение уровня либо какого одного динамического параметра, либо всего комплекса динамических параметров системы в целом. Вопросы применения устройств коррекции динамических характеристик гидромеханических систем рассмотрены в работах Фролова К.В., Ганиева Р.Ф., Колесникова К.С., Владиславлева А.П., Шорина В.П., Чегодаева Д.Е., Шахматова Е.В., Клюкина И.И., Белоусова А.И., Гимадиева А.Г., Головина А.Н.

Таким образом, к устройствам коррекции динамических характеристик следует относить вибродемпферы, динамические виброгасители, виброизолято-

ры, гасители колебаний рабочей жидкости и ряд др. Задачи диссертации связаны именно с последним из перечисленных типов устройств. Отличающиеся в большинстве своем конструктивной простотой и надежностью гасители колебаний не требуют существенных перекомпоновок систем. При этом они обеспечивают гашение колебаний в широком частотном диапазоне. Уменьшая интенсивность пульсационных процессов в гидросистеме, гасители колебаний снижают уровень силового воздействия на механическую подсистему и ее вибрацию.

Проведен анализ методов математического моделирования виброакустических характеристик элементов гидромеханических систем. Вопросы математического описания виброакустических процессов рассмотрены в работах Колесникова К.С., Светлицкого В.А., Попова Д.Н., Шорина В.П., Шахматова Е.В., Крючкова А.Н., Гликмана Б.Ф., Кондрашова Н.С. Однако до настоящего времени задачи моделирования процессов виброакустического взаимодействия гидравлической и механической подсистем решены не полностью. Связано это с тем, что традиционно различные научные школы делали акцент на детальном математическом описании какой-либо одной из подсистем, принимая достаточно серьезные упрощения при моделировании другой и упуская некоторые особенности их взаимодействия.

На основании проведенного анализа известных работ сформулированы задачи исследования, направленные на решение проблемы повышения работоспособности трубопроводных систем за счет применения гасителей колебаний рабочей жидкости.

Вторая глава посвящена математическому моделированию гасителей колебаний рабочей жидкости. Гаситель колебаний в ней рассматривается как отдельный агрегат, обладающий комплексом внутренних параметров, определяющих его собственные характеристики, и внешних параметров, связывающих его с внешней системой (рис. 3). Рассмотрены и классифицированы конструктивные решения элементов гасителей (рис. 4).

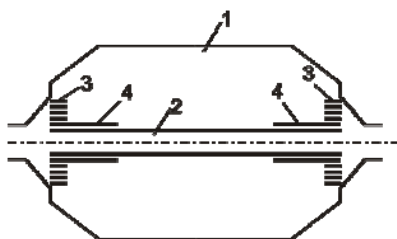


Рис. 3. Обобщенная структура однозвенного гасителя колебаний: 1 – расширительная полость; 2 – проточный канал; 3 – активные сопротивления; 4 – резонансные трубки

Проведен анализ динамических характеристик гасителей колебаний давления. В работах Шорина В.П., Головина А.Н. показано, что акустические свойства гасителя однозначно описываются матрицей передачи:

$$\begin{vmatrix} P_1 \\ Q_1 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} A(\omega) & B(\omega) \\ C(\omega) & D(\omega) \end{vmatrix} \begin{vmatrix} P_2 \\ Q_2 \end{vmatrix},$$

определяющей взаимосвязь комплексных амплитуд давления P_i и расхода Q_i на входе ($i=1$) и выходе ($i=2$) устройства и имеющей комплексные частотнозависимые коэффициенты. Коэффициенты матрицы передачи определяют комплекс собственных характеристик гасителя:

волновые сопротивления со стороны входа Z_{c1} и выхода Z_{c2} и коэффициент собственного затухания K_c . Это – внутренние параметры. Внешними параметрами гасителя, характеризующими его эффективность по снижению пульсаций давления являются коэффициент вносимого затухания $K_{вн}$ и коэффициент бегущей волны K_b . Они определяются как комплексом собственных характеристик гасителя, так и параметрами присоединенной системы.

На базе использования обобщенной структуры однозвенного гасителя колебаний в предположении о сосредоточенности параметров, когда характерные размеры элементов гасителя значительно меньше длины волны в рабочей жидкости, Шориным В.П. и Головиным А.Н. получены выражения для коэффициентов матрицы передачи и комплекса собственных характеристик.

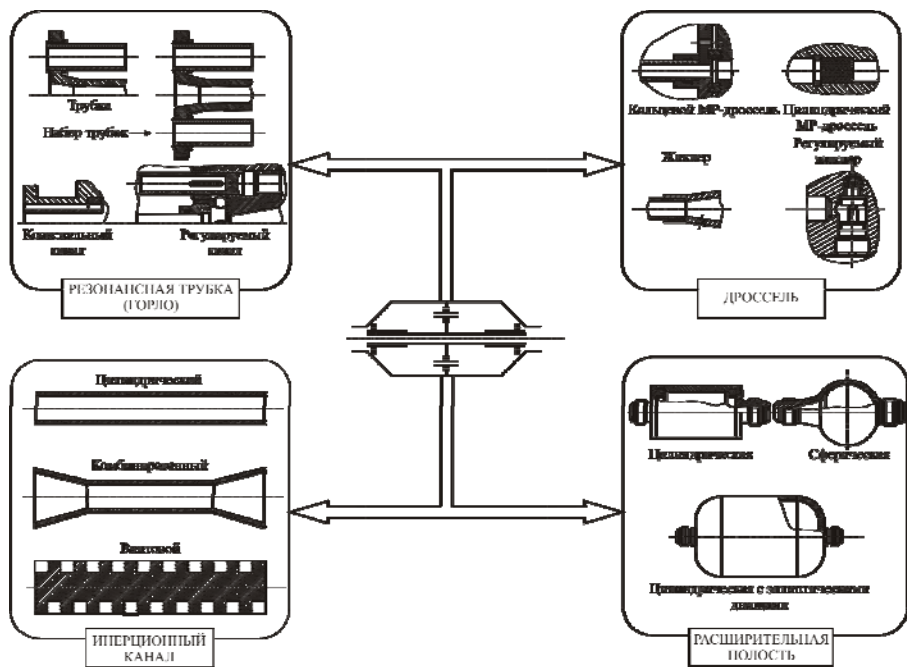


Рис. 4. Конструктивные решения элементов гасителей колебаний

Однако с увеличением частоты колебаний гипотеза о сосредоточенности параметров становится неадекватной, прежде всего для проточного (инерционного) канала и расширительной полости. Известные математические модели гасителей при этом приводят к значительным погрешностям в определении комплекса собственных характеристик. Разработана методика конечно-элементного моделирования динамических характеристик гасителей колебаний рабочей жидкости, учитывающая распределенность как параметров инерционного канала, так и расширительной полости. Для определения коэффициентов

матрицы передачи устройства и комплекса собственных характеристик методика предусматривает проведение трех вычислительных экспериментов.

Рассмотрены вопросы моделирования прочностных характеристик элементов гасителей колебаний. Вопросам прочности гасителей до настоящего времени уделялось недостаточно внимания. Однако они весьма актуальны, особенно при решении задач минимизации массы этих устройств. Проведенный анализ показывает, что в конструкции гасителей вопросы прочности встают в первую очередь для корпуса расширительной камеры, фланцев корпуса, разделительной перегородки между камерами (в случае многозвенных схем), инерционного канала.

Разработаны аналитические методики прочностных расчетов корпусов гасителей колебаний цилиндрической и сферической форм, нагруженных статическим и пульсирующим давлением рабочей жидкости. Также для таких форм корпусов и корпусов более сложных форм (грушевидной, чечевицеобразной и т.п.) разработана база данных параметрических моделей, позволяющая производить конечно-элементный анализ их прочностных характеристик. Вопросы прочности фланцев актуальны в первую очередь для соединений фланцев с корпусом, а также стенок фланцев (в случаях их малых толщин, высоких давлений и больших диаметрах гасителей). Разработаны методики расчета прочностных характеристик сварных, болтовых и резьбовых (рис. 5) соединений фланцев с корпусом и стенок фланцев.

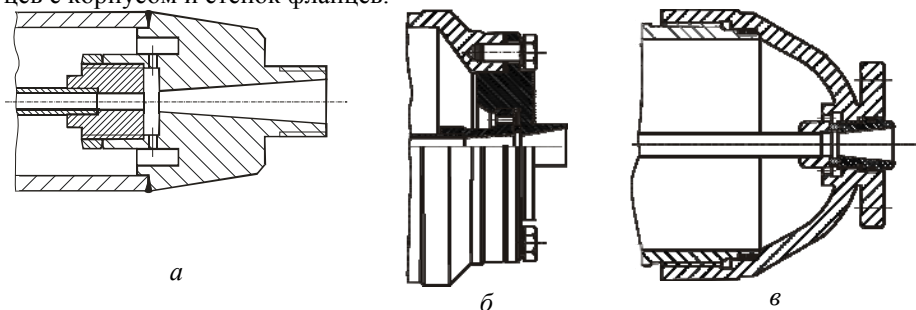


Рис. 5. Варианты конструктивных соединений фланцев с корпусом гасителя колебаний жидкости: а - сварное; б - болтовое; в – резьбовое

При работе гасителя разделительные перегородки и проточный канал испытывают относительно небольшое статическое и динамическое нагружение. Однако, перегородки и инерционные канал, рассчитанные на статическую и динамическую нагруженность при работе на установившихся режимах гидросистем могут разрушиться при переходных режимах, например, при заполнении гидросистемы жидкостью от насоса высокой производительности, при гидроударах и т.п. Разработаны методики расчета прочности этих элементов гасителей колебаний по малоциклового усталости.

В третьей главе рассмотрены вопросы анализа и моделирования виброакустических и прочностных характеристик трубопроводных систем. Разра-

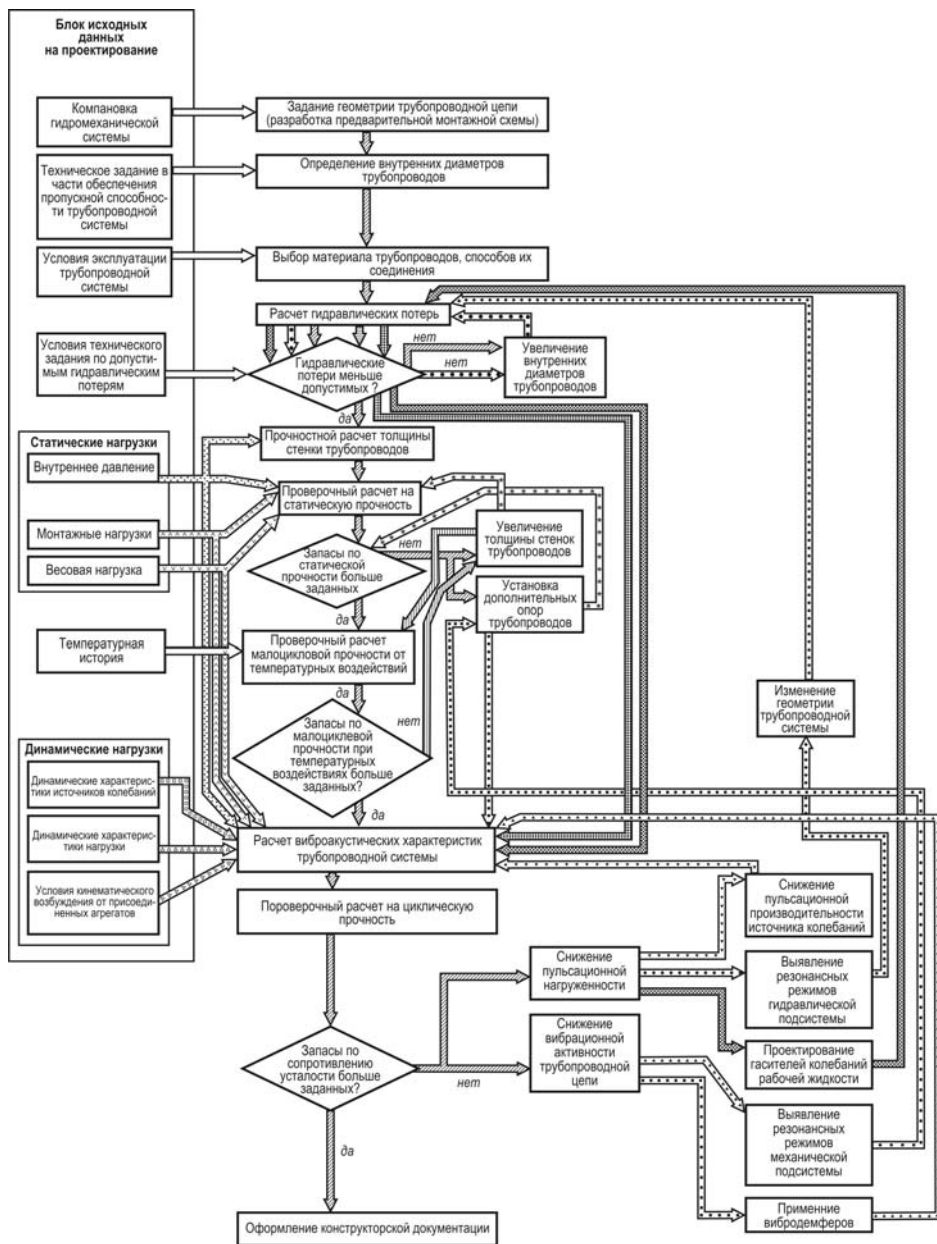


Рис. 6. Алгоритм проектирования трубопроводной системы, учитывающий комплексную взаимосвязь статических, динамических и прочностных характеристик

ботана методика проектирования трубопроводных систем с учетом комплексной взаимосвязи статических и динамических процессов различной природы (рис. 6). Рассматривается воздействие на трубопроводную систему статических сил (внутреннее давление рабочей жидкости, монтажные и весовые нагрузки), динамических сил (пульсации давления рабочей жидкости, кинематическое возбуждение со стороны присоединенных агрегатов и опор), температурных нагрузок. Методика предусматривает блок коррекции виброакустических характеристик путем реализации комплекса мероприятий по снижению пульсационной нагруженности за счет снижения пульсационной производительности источника, выявления и устранения резонансных режимов гидравлической подсистемы, введения в систему гасителя колебаний. Блок коррекции виброакустических характеристик также включает комплекс мероприятий по снижению вибрационной активности трубопроводной системы за счет выявления и исключения резонансных режимов механической подсистемы, применения вибродемпферов. Важным блоком данной методики является блок расчета виброакустических характеристик трубопроводной системы.

В диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук автором разработана математическая модель виброакустических характеристик прямолинейного участка трубопровода с пульсирующим потоком рабочей жидкости. Однако на практике трубопроводные цепи имеют сложную пространственную конфигурацию. Поэтому необходимо формирование математической модели виброакустики трубопроводов с осевой линией произвольной формы.

Разработана методика конечно-элементного моделирования виброакустических характеристик трубопроводных систем с пульсирующим потоком рабочей жидкости в программном комплексе ANSYS. Основные допущения к модели: отсутствие вязкости жидкости, малый средний расход жидкости, постоянство среднего уровня давления и плотности, гармонический закон изменения давления во времени, адиабатичность волновых процессов. Как показали расчетные и экспериментальные исследования, учет вязких свойств жидкости не влияет на точность определения резонансных областей на АЧХ трубопровода, а также на значения виброакустических параметров в межрезонансной области.

При этом наблюдается некоторое завышение расчетных значений вибрации и пульсаций давления на частотах, близких к собственным. Обоснован выбор типов конечных элементов, позволяющих проводить процесс моделирования виброакустических характеристик в трубопроводных системах с учетом принятых допущений. Даны рекомендации по выполнению процедуры генерации конечно-элементной сетки. Показано, что наибольшая точность и наименьшая трудоемкость расчетов обеспечивается при использовании регулярной сетки конечных элементов (рис. 7). Разработан способ задания граничных условий механи-

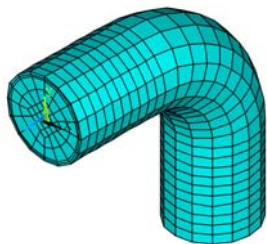


Рис. 7. Пример наложения сетки конечных элементов

ческой и гидравлической подсистем. С помощью разработанной методики численного моделирования проведено исследование виброакустических характеристик элементов трубопроводных систем при их силовом нагружении пульсациями давления рабочей жидкости и кинематическом возбуждении. Проведен анализ сходимости результатов моделирования по разработанной и известным методикам. Показана высокая степень сходимости в области низких частот (до частот в 1.5 – 2 раза ниже частот первого резонанса по гидравлической или механической подсистеме трубопровода – рис. 8).

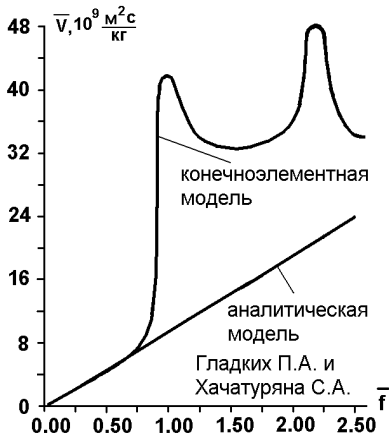


Рис. 8. Зависимость относительной виброраскорости трубопровода $\bar{v} = \frac{A_v}{A_p}$ от относительной частоты $\bar{f} = \frac{f}{f_{рез1}}$

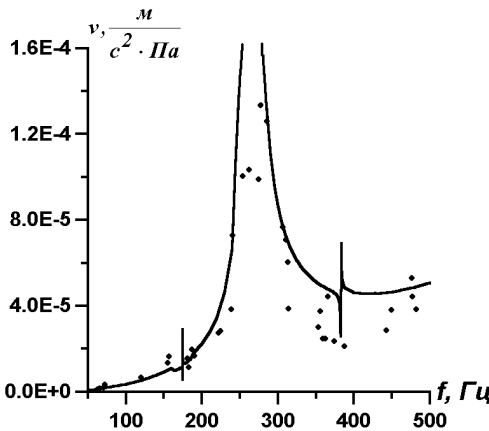


Рис. 9. Амплитудная частотная характеристика трубопровода при его силовом возбуждении, определяемая относительным виброускорением ν :

● – эксперимент; — – расчёт

исследования виброакустических характеристик элементов трубопроводных систем при их силовом нагружении пульсациями давления рабочей жидкости и кинематическом возбуждении. Проведен анализ сходимости результатов моделирования по разработанной и известным методикам. Показана высокая степень сходимости в области низких частот (до частот в 1.5 – 2 раза ниже частот первого резонанса по гидравлической или механической подсистеме трубопровода – рис. 8). В области высоких частот адекватность разработанной конечно-элементной модели доказана экспериментально (рис. 9).

К сложностям использования такого метода моделирования следует отнести его высокую трудоёмкость. Для адекватного описания поведения трубопровода необходимо использовать регулярную сетку конечных элементов. При этом в поперечном сечении (см. рис. 7) видно 32 конечных элемента, описывающих стенку трубопровода, и 48 конечных элементов, моделирующих рабочую жидкость. Таким образом, полная конечно-элементная модель трубопровода содержит сотни тысяч конечных элементов и является довольно громоздкой при проведении расчётов. Расчёт амплитудной частотной характеристики вибропараметров трубопровода на персональном

компьютере Pentium IV занимает несколько часов. Большую сложность пред-

ставляет также создание сетки конечных элементов в местах разветвления трубопроводов. В ряде случаев это приводит к ситуациям, когда размерность системы уравнений решаемой задачи превышает возможности программного комплекса и используемых персональных компьютеров. Особенно актуально это для сложных и разветвлённых трубопроводных систем.

Для устранения указанных недостатков разработанной конечноэлементной модели предлагается подход, согласно которому вся трубопроводная система разбивается на участки конечной длины, в пределах которых сохраняются постоянными такие геометрические параметры, как внутренний и наружный радиус трубопровода, радиусы его нормальной и бинормальной кривизны. Для каждого участка составляется система дифференциальных уравнений, описывающая его виброакустические свойства.

В разработанной математической модели трубопровод рассматривается с точки зрения механики стержней. При этом преобладающими считаются поперечные колебания, радиальными деформациями поперечного сечения пренебрегаем. Допущение является адекватным при относительно малых диаметрах трубопровода и частотах колебаний, когда длина волны рабочей жидкости на порядок больше диаметра поперечного сечения. Если это условие не выполняется, то необходимо использовать конечно-элементную модель, рассмотренную выше.

Для случая двухсвязности колебаний, когда не только пульсации рабочей жидкости вызывают вибрацию трубопроводной системы, но и колебания механической подсистемы воздействуют на волновые процессы в жидкости, разработана обобщенная математическая модель динамики криволинейного трубопровода. Закрытая система векторных дифференциальных уравнений в безразмерной форме, описывающих динамику трубопроводов сложной пространственной конфигурации с пульсирующим потоком жидкости, записывается в виде:

$$\frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial \tau^2} = \frac{\partial \bar{Q}'}{\partial \varepsilon} + \bar{q} + \bar{f} + \bar{\gamma}_1, \\ n \left(\frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial \tau^2} + w \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial \varphi \partial \varepsilon} + \frac{\partial w}{\partial \tau} \left(\bar{e}_1 + \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial \varepsilon} \right)_2 \bar{e}_2 + \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial \varepsilon} \right)_3 \bar{e}_3 \right) + w \frac{\partial w}{\partial \varepsilon} \left(\bar{e}_1 + \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial \varepsilon} \right)_2 \bar{e}_2 + \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial \varepsilon} \right)_3 \bar{e}_3 \right) \right) = \quad (1) \\ = - \frac{\partial (p \bar{e}_1)}{\partial \varepsilon} + \bar{\gamma}_2 - \bar{f},$$

$$\frac{\partial p}{\partial \tau} = -B_{mp} \frac{\partial w}{\partial \varepsilon}, \quad \bar{f} = f_1 \bar{e}_1 + f_2 \bar{e}_2 + f_3 \bar{e}_3, \quad \bar{M} = A(\bar{\chi} - \bar{\chi}_0) + \bar{M}_0, \quad \frac{\partial \bar{\omega}}{\partial \varepsilon} - \frac{\partial \bar{\chi}}{\partial \tau} = \bar{\omega} \times \bar{\chi},$$

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial \varepsilon} = \bar{e}_1 - \bar{e}_{10}, \quad \frac{\partial \bar{M}}{\partial \varepsilon} + \bar{e}_1 \times \bar{Q}'_0 + \bar{\mu} + \sum_{i=1}^m \bar{M}_{ci} \delta(\varepsilon - \varepsilon_i) = 0,$$

где \bar{u} - вектор перемещения точек осевой линии трубопровода; \bar{Q}' - вектор внутренних сил; w - относительная скорость рабочей жидкости; p - давление жидкости; \bar{f} - вектор сил взаимодействия между трубопроводом и рабочей жидкостью; τ - время; ε - координата, отсчитываемая вдоль осевой линии; n - безразмерный коэффициент, равный отношению погонной массы трубопровода в каком-либо сечении к погонной массе трубопровода в начальном сечении (для однородного трубопровода $n=1$); \bar{e}_i - единичные векторы, направленные по касательной ($i=1$), нормали ($i=2$) и бинормали ($i=3$) к осевой линии трубопровода; $\bar{\omega}$ - вектор угловой скорости вращения связанной системы координат; $\bar{\chi}$ - вектор кривизны осевой линии.

При выводе системы уравнений (1) впервые было учтено воздействие волновых процессов в рабочей жидкости на динамику трубопровода. Первое уравнение системы (1) представляет собой уравнение движения трубопровода с пульсирующим потоком рабочей жидкости. Второе уравнение - уравнение движения жидкости, перемещающейся не только относительно трубопровода, но и совместно с ним в процессе его колебаний. Взаимодействие трубопровода и жидкости описывается вектором \bar{f} , величина составляющих которого зависит от координаты вдоль осевой линии, времени, вязкости среды, параметров колебаний трубопровода и рабочей жидкости. Впервые получено совместное решение уравнений виброакустики трубопровода в такой постановке задачи.

Система (1) в проекциях на координатные оси представляет собой систему 22 уравнений. Однако при расчете используется только 20 уравнений. В связи с принятой идеализацией движения рабочей жидкости (гипотеза одномерности движения) проекции уравнения движения жидкости на оси нормальной и бинормальной кривизны не учитываются. Разработана методика задания краевых условий. Для решения рассматриваемой задачи необходимо 14 краевых условий: 12 - для механической подсистемы (по 6 на каждом конце трубопровода) и два - для гидравлической (акустической) подсистемы.

Из системы уравнений (1) как частный случай получена математическая модель малых колебаний пространственно криволинейных трубопроводов при их силовом нагружении пульсирующим потоком рабочей жидкости и кинематическом возбуждении со стороны присоединенных агрегатов и систем:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial^2 u_k}{\partial \tau^2} + \varepsilon_{kij} (\Delta \chi_i Q'_{j0} + \chi_{i0} \Delta Q_j) - \frac{\partial \Delta Q_k}{\partial \varepsilon} - \Delta q_k - \Delta f_k - \Delta \gamma_{1k} = 0, \\ & n \left(\frac{\partial^2 u_k}{\partial \tau^2} + (w_0 + \Delta w) \varepsilon_{kij} \chi_{i0} \frac{\partial u_j}{\partial \tau} + (w_0 + \Delta w) \frac{\partial^2 u_k}{\partial \tau \partial \varepsilon} + \left(\frac{\partial \Delta w}{\partial \tau} + (w_0 + \Delta w) \frac{\partial \Delta w}{\partial \varepsilon} \right) \left(\delta_{1k} + \left(\frac{\partial u_k}{\partial \varepsilon} + \varepsilon_{ij2} u_j \chi_{i0} \right) \delta_{2k} + \right. \right. \\ & \left. \left. + \left(\frac{\partial u_k}{\partial \varepsilon} + \varepsilon_{ij3} u_j \chi_{i0} \right) \delta_{3k} \right) \right) = - \frac{\partial \Delta p}{\partial \varepsilon} \delta_{1k} - (\Delta p \chi_{30} + p \Delta \chi_3) \delta_{2k} + (\Delta p \chi_{20} + p \Delta \chi_2) \delta_{3k} + \Delta \gamma_{2k} - \Delta f_k, \\ & \frac{\partial \Delta p}{\partial \tau} = -B_{mp} \frac{\partial \Delta w}{\partial \varepsilon}, \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned}
\Delta f_k = & \left[\frac{4n' \tau_{mрп}}{d - 2\delta} + n(w_0 + \Delta w)^2 \left(\frac{\partial u_3}{\partial \varepsilon} \chi_{20} - \frac{\partial u_2}{\partial \varepsilon} \chi_{30} - \chi_{30}^2 u_1 - \chi_{10} \chi_{30} u_3 - \chi_{20}^2 u_1 - \chi_{10} \chi_{20} u_2 \right) \right] \delta_{1k} + \\
& + n(w_0 + \Delta w)^2 \left[\chi_{30} + \frac{\partial^2 u_2}{\partial \varepsilon^2} + \frac{\partial \chi_{30}}{\partial \varepsilon} u_1 + \chi_{30} \frac{\partial u_1}{\partial \varepsilon} - \frac{\partial \chi_{10}}{\partial \varepsilon} u_3 - 2\chi_{10} \frac{\partial u_3}{\partial \varepsilon} + \chi_{10} \chi_{20} u_1 - \chi_{10}^2 u_2 \right] \delta_{2k} + \\
& + n(w_0 + \Delta w)^2 \left[-\chi_{20} + \frac{\partial^2 u_3}{\partial \varepsilon^2} - \frac{\partial \chi_{20}}{\partial \varepsilon} u_1 - \chi_{20} \frac{\partial u_1}{\partial \varepsilon} + \frac{\partial \chi_{10}}{\partial \varepsilon} u_2 + 2\chi_{10} \frac{\partial u_2}{\partial \varepsilon} + \chi_{10} \chi_{30} u_1 - \chi_{10}^2 u_3 \right] \delta_{3k}, \\
\Delta M_k = & A_{kk} \Delta \chi_k, \quad \frac{\partial \omega_k}{\partial \varepsilon} - \frac{\partial \Delta \chi_k}{\partial \tau} = \varepsilon_{ijk} \chi_{j0} \omega_i, \quad \frac{\partial u_k}{\partial \varepsilon} + \varepsilon_{ijk} u_j \chi_{i0} = \varepsilon_{ki1} \varphi_i, \\
\frac{\partial \Delta M_k}{\partial \varepsilon} + & \varepsilon_{ijk} (M_{j0} \Delta \chi_i + \Delta M_j \chi_{i0}) + \varepsilon_{ikl} \Delta Q_l + \Delta \mu_k + \sum_{i=1}^m \Delta M_{cki} \delta(\varepsilon - \varepsilon_i) = 0, \quad (2)
\end{aligned}$$

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; $\bar{Q}' = \bar{Q}_0 + \Delta \bar{Q}$, $\bar{M} = \bar{M}_0 + \Delta \bar{M}$, $\bar{\chi} = \bar{\chi}_0 + \Delta \bar{\chi}$ и т.д., где $\Delta \bar{Q}$, $\Delta \bar{M}$, $\Delta \bar{\chi}$ - динамические составляющие соответствующих векторов; векторы \bar{Q}_0 , \bar{M}_0 , $\bar{\chi}_0$ имеют компоненты в базисе $\{\bar{e}_i\}$, равные статическим значениям; φ_1 , φ_2 , φ_3 - углы поворота подвижных координатных осей, $\tau_{mрп}$ - нестационарное касательное напряжение на стенке трубы.

При выводе системы уравнений (2) учитывалось, что пульсационные составляющие давления и скорости рабочей жидкости могут быть одного порядка или даже больше, чем соответствующие статические составляющие. Особенность системы (2) заключается в зависимости ее соотношений от членов Q_{i0} и M_{i0} , которые определяются из условий равновесия трубопровода, заполненного стационарным потоком жидкости, с действующими на него статическими силами \bar{q} , $\bar{\gamma}$, $\bar{\mu}$. Для жестких трубопроводов приближенно можно считать, что статические силы и стационарный поток практически не изменяют форму осевой линии, т.е. вектор кривизны

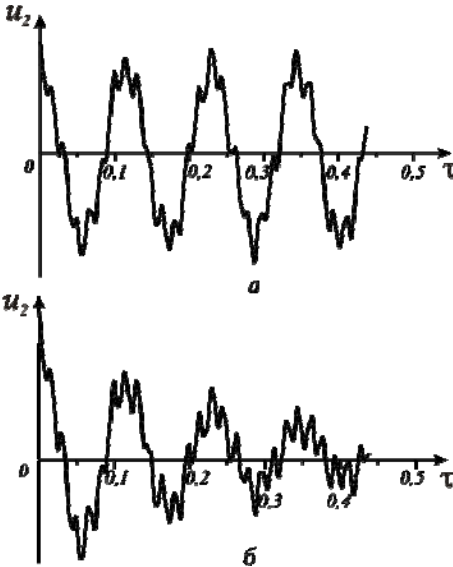


Рис. 10. Расчетные временные реализации безразмерного нормального вибро смещения при свободных колебаниях трубопровода: а - без учета трения; б - с учетом трения

$\bar{\chi}_0$ для нагруженного трубопровода равен вектору $\bar{\chi}_0$ для трубопровода в естественном состоянии.

Разработана схема конечно-разностной аппроксимации для решения системы дифференциальных уравнений полученной обобщенной математической модели виброакустики трубопроводных систем. Показано, что вычислительная трудоемкость по разработанной математической модели на 3 порядка ниже, чем по конечно-элементной методике в программном комплексе ANSYS.

Как частный случай из системы (2) получается система уравнений малых свободных колебаний криволинейного трубопровода, известная из работ других авторов. В частности, для криволинейного трубопровода, осевая линия которого лежит в одной плоскости, система уравнений, описывающая малые свободные колебания в плоскости осевой линии с учетом сил трения, записывается в виде:

$$\left. \begin{aligned} u_2 &= \frac{1}{\chi_{30}} \frac{\partial u_1}{\partial \varepsilon}, \\ \varphi_3 &= \frac{1}{\chi_{30}} \frac{\partial^2 u_1}{\partial \varepsilon^2} + \chi_{30} u_1, \\ \frac{1}{\chi_{30}} \frac{\partial^4 u_1}{\partial \varepsilon^2 \partial \tau^2} - \frac{\partial^2 u_1}{\partial \tau^2} - H \frac{\partial u_1}{\partial \tau} &= -\frac{1}{\chi_{30}} \frac{\partial^4 \varphi_3}{\partial \varepsilon^4} - \chi_{30} \frac{\partial^2 \varphi_3}{\partial \varepsilon^2}. \end{aligned} \right\}$$

где H – коэффициент, характеризующий работу сил трения.

Разработана конечно-разностная схема решения системы дифференциальных уравнений, описывающих малые свободные колебания трубопроводов. Проведенный анализ показал, что разработанная схема является условно устойчивой, то есть устойчивой при определенных соотношениях шагов дискретизации по пространству и по времени. Разработаны рекомендации по выбору этих шагов дискретизации. Результаты расчета временных реализаций безразмерного нормального вибросмещения для рассмотренного модельного случая

трубопровода, ось которого лежит в одной плоскости, представлены на рис. 10. Рис. 10,а соответствуют незатухающие свободные колебания

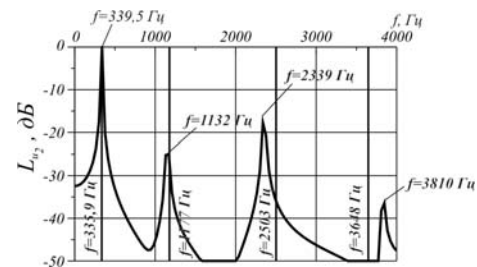


Рис. 11. Амплитудные спектры вибро смещения при свободных колебаниях трубопровода

трубопровода без учета трения, рис. 10,б – затухающие свободные колебания с учетом трения. На рис. 11 представлен амплитудный спектр свободных колебаний модельного трубопровода. Пики амплитудного спектра соответствуют собственным частотам. Вертикальными линиями на рис. 11 обозначены собственные частоты, полученные в результате моделирования того же трубопровода в ANSYS. Сходимость результатов расчета позволяет судить об адекватности модели.

В качестве еще одного частного случая разработанной обобщенной математической модели виброакустики криволинейного трубопровода с пульсирующим потоком рабочей жидкости рассмотрена задача односвязанных колебаний, когда движение трубопровода не вызывает в жидкости никаких дополнительных волновых явлений. Основные изменения в разработанной обобщенной математической модели, связанные с этим допущением, касаются уравнения движения жидкости. Система уравнений, описывающая динамику трубопровода с пульсирующим потоком жидкости в односвязанной постановке, в скалярной форме записывается в виде:

$$\left. \begin{aligned} & \frac{\partial^2 u_k}{\partial \tau^2} + \varepsilon_{kij} \left(\frac{\partial \omega_i}{\partial \tau} u_j + 2\omega_i \frac{\partial u_j}{\partial \tau} \right) + \varepsilon_{mlk} (\varepsilon_{ij} \omega_i u_j) \omega_m + n\varepsilon_{k23} \frac{\partial w}{\partial \tau} + nw\varepsilon_{ki} \omega_i - \frac{\partial}{\partial \varepsilon} [Q'_k - p\varepsilon_{k23}] - \\ & - \varepsilon_{kij} \chi_i Q'_j + p\varepsilon_{ki1} \chi_i + nw\varepsilon_{k23} \frac{\partial w}{\partial \varepsilon} + nw^2 \chi_3 \varepsilon_{k31} - nw^2 \chi_2 \varepsilon_{k12} = 0, \\ & \frac{\partial M_k}{\partial \varepsilon} + \varepsilon_{kij} \chi_i M_j - \varepsilon_{ki1} Q'_i + \mu_k + \sum_{i=1}^m M_{cki} \delta(\varepsilon - \varepsilon_i) = 0, \quad M_k = A_{kk} (\chi_k - \chi_{0k}) + M_{0k}, \\ & \frac{\partial u_k}{\partial \varepsilon} + \varepsilon_{ijk} u_j \chi_i = \delta_{ik} - k_{k1}, \quad \frac{\partial \omega_k}{\partial \varepsilon} - \frac{\partial \chi_k}{\partial \tau} - \varepsilon_{kij} \omega_i \chi_j = 0. \end{aligned} \right\} (3)$$

Распределение параметров пульсаций давления и скорости в пространстве и во времени при этом рассчитывается отдельно по известным формулам. Разработана конечно-разностная схема решения системы (3). Показано, что разработанная схема является условно устойчивой. Разработаны рекомендации по выбору шагов дискретизации в пространстве и во времени, обеспечивающие устойчивость схемы. Результаты расчета временных реализаций безразмерного нормального виброремещения для рассмотренного модельного случая трубопровода, вибрирующего под действием пульсирующего потока жидкости из положения покоя, представлены на рис. 12. Рис. 12,а соответствует системе без трения, в которой наряду с установившимися вынужденными колебаниями реализуются незатухающие свободные колебания. Введение в систему трения приводит к быстрому затуханию свободных колебаний (рис. 12,б). Частота вынужденных колебаний на временных реализациях виброремещения соответствует частоте пульсаций жидкости. На рис. 13 представлена амплитудная частотная характеристика виброускорения трубопровода, колеблющегося под действием пульсирующего потока жидкости с амплитудой 10^5 Па во входном сечении, полученная в результате расчетов по разработанной модели. Для проверки адекватности расчетов по разработанной математической модели было проведено моделирование рассматриваемого трубопровода в программном комплексе ANSYS на базе указанной выше методики. Результаты расчетов в программном комплексе ANSYS и по разработанной математической модели совпали полностью. Однако вычислительные затраты при моделировании виброакустических характеристик трубопровода в программном комплексе ANSYS были на три порядка выше, чем по разработанной математической модели, что позволяет судить об ее высокой эффективности.

Разработана методика расчета прочностных характеристик трубопроводных систем, использующая в качестве исходных данных внутреннее давление рабочей жидкости, результаты расчета виброакустических характеристик. Проведен анализ влияния различных факторов (концентрации напряжений, качества обработки поверхностей трубопровода, способа присоединения арматуры, искажения поперечного сечения при гнбе и др.) на снижение предела выносливости трубопроводных систем. Предложены рекомендации по введению в разработанную методику расчета прочностных характеристик трубопроводных систем эмпирических коэффициентов, учитывающих влияние этих факторов на выносливость.

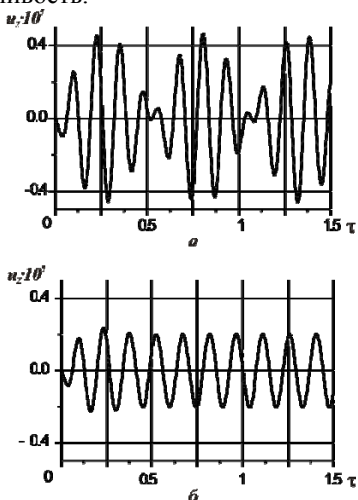


Рис. 12. Временные реализации безразмерного вибросмещения при вынужденных колебаниях трубопровода под действием пульсирующего потока из положения покоя: а - без учета трения; б - с учетом трения

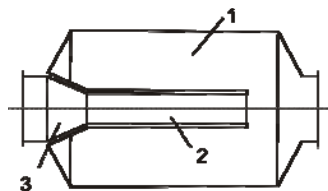


Рис. 14. Схема исследуемого гасителя колебаний:

1 – расширительная полость; 2 – инерционный канал; 3 – входной конус

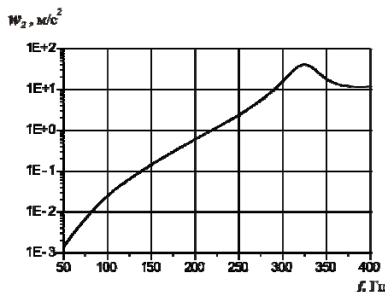


Рис. 13. Амплитудная частотная характеристика виброускорения сечения трубопровода, колеблющегося под действием пульсирующего потока рабочей жидкости

В четвертой главе представлены результаты математического моделирования динамических характеристик элементов гидромеханических систем.

Представлено описание программного модуля, реализующего блок расчета виброакустических характеристик методики проектирования трубопроводной системы (см. главу 3). В основе программного модуля лежит математическая модель виброакустики криволинейного трубопровода с пуль-

сирующим потоком рабочей жидкости в односвязанной постановке, представленная выше.

Проведено моделирование динамических характеристик ряда схем гасителей колебаний давления, позволившее установить особенности применения разработанных аналитических и конечно-элементных моделей. На рис. 15 представлены расчетные зависимости комплекса собственных характеристик гасителя, схема которого изображена на рис. 14.

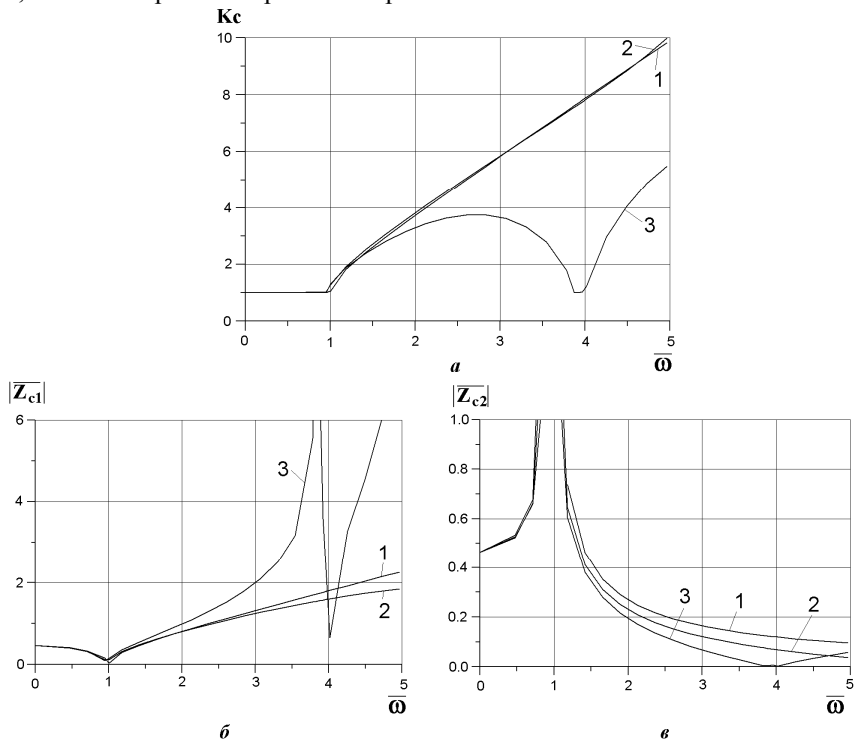


Рис. 15. Частотные зависимости комплекса собственных характеристик гасителя: а - $K_c = f(\bar{\omega})$; б - $|Z_{c1}| = f(\bar{\omega})$; в - $|Z_{c2}| = f(\bar{\omega})$;

1 – аналитическая модель в сосредоточенных параметрах; 2 – аналитическая модель, учитывающая распределенность параметров центрального канала; 3 – численная модель

Сравнение результатов расчета по аналитическим моделям в сосредоточенных параметрах и с учетом распределенности проточного канала показывает их некоторое количественное различие. Однако качественно почти все характеристики этих двух моделей схожи друг с другом. Если же сравнивать результаты расчетов по аналитической и численной моделям, то можно сделать вывод, что при $\bar{\omega} < 2$ различие результатов по всем моделям незначительное. Однако при $\bar{\omega} > 2$ появляется их качественное расхождение. Такое различие результатов

объясняется отсутствием учета в аналитических моделях распределенности параметров расширительной полости. Проведенные расчеты позволяют сделать вывод, что в области низких частот $\omega l/a \leq 0,6$ (или $l/\lambda \leq 0,1$), где l – характерный размер гасителя, λ – длина волны, a – скорость звука, наиболее целесообразно использование аналитической модели, позволяющей достаточно легко анализировать зависимости собственных характеристик гасителей от свойств входящих в их структуру элементов, реализовать процедуру оптимизации структуры. Однако в высокочастотной области трудности учета распределенности параметров в аналитической модели приводят к некоторому завышению расчетной эффективности гасителя колебаний. Поэтому для расчета собственных характеристик гасителя и выбора оптимальной его конструкции здесь более целесообразно применение конечно-элементной модели.

Разработана методика конечно-элементного моделирования динамических характеристик емкостей с податливыми стенками. Целью расчетов является определение коэффициента k , представляющего собой отношение приведенного и геометрического объемов полости. На рис. 16 представлены расчетные частотные характеристики этого коэффициента для ряда сферических емкостей с внутренним радиусом $R_{вн}$ и толщиной стенки δ . Анализ результатов моделирования показывает, что во всех случаях $k > 1$, т.е. приведенный объем полости больше, чем геометрический. При этом в исследованном диапазоне частот до 400 Гц для различных емкостей значения этого коэффициента составляют от 1.1 до 1.25. Большие значения коэффициента k соответствуют емкостям с большими

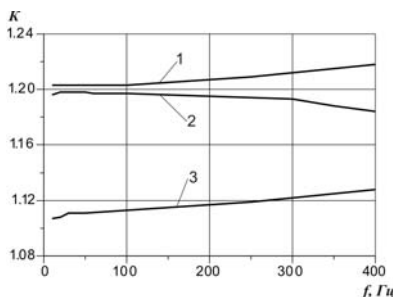


Рис. 16. Частотные зависимости коэффициента k :

1 – $R_{вн}=3$ см, $\delta=1,5$ мм; 2 – $R_{вн}=6$ см, $\delta=3$ мм; 3 – $R_{вн}=3$ см, $\delta=3$ мм

отношения между приведенным и геометрическим объемами. Использование разработанной методики целесообразно при проверочном расчете собственных характеристик гасителей колебаний рабочей жидкости с учетом податливости корпуса расширительной полости.

Разработанная методика автоматически учитывает распределенность параметров емкости. Это позволяет воспользоваться при расчете характеристик

и меньшими величинами отношения $R_{вн}/\delta$ и меньшими толщинами стенки. Коэффициент k является частотнозависимым, однако эта зависимость выражена слабо. Разработанная методика моделирования динамических свойств емкостей и полученные на основе ее использования результаты позволяют сделать вывод, что аналитическое соотношение, описывающее динамические свойства емкостей:

$$Z_n = -j \frac{\rho a^2}{\omega V_{np}},$$

справедливо в широком частотном диапазоне при соответствующем учете со-

гасителей колебаний аналитическими соотношениями, представленными в главе 2, с учетом коррекции величины емкости расширительной полости вследствие распределенности параметров и податливости корпуса гасителя.

Рассмотрено математическое описание процессов виброакустического взаимодействия в гидромеханических системах для случая плоской поверхности раздела сред. Разработана математическая модель колебаний среды, ограниченной каналом прямоугольного поперечного сечения с податливыми стенками. Задача собственных колебаний решена в двухмерной (плоскости поперечного сечения канала) и в трехмерной постановке. В двухмерной постановке собственные частоты и формы колебаний в поперечном сечении определяются из решения системы трех нелинейных уравнений с неизвестными N, M и Ω ;

$$\left. \begin{aligned} \operatorname{tg} 2M &= \frac{2\varepsilon_0 \aleph^4 \Omega^2 (kN^4 - \aleph^4 \Omega^2) M}{(\varepsilon_0 \aleph^4 \Omega^2)^2 - (kN^4 - \aleph^4 \Omega^2)^2 M^2}, \\ \operatorname{tg} 2N &= \frac{2\varepsilon_0 \aleph^4 \Omega^2 (kM^4 - \Omega^2) N}{(\varepsilon_0 \aleph^4 \Omega^2)^2 - (kM^4 - \Omega^2)^2 N^2}, \\ \aleph^2 M^2 + N^2 &= \aleph^2 \left(\frac{c_0}{c}\right)^2 \Omega^2. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

где Ω - безразмерная частота колебаний, $M = \alpha a$; $N = \beta b$; a и b - размеры поперечного сечения; α и β - параметры, определяющие длину волны колебаний в направлениях x и y соответственно; $\varepsilon_0 = \frac{\rho a}{\rho_0 h}$

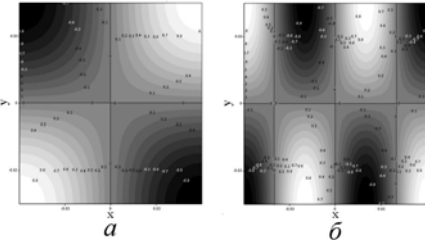


Рис. 17. Собственные формы колебаний в поперечном сечении исследуемой области с абсолютно жесткими стенками: а - $n=m=1$; б - $n=3, m=1$;

— узловые линии

канала. Система (4) может быть решена методом простых итераций. В качестве начального приближения для первой итерации целесообразно брать результаты, полученные для случая с абсолютно жесткими стенками (рис. 17):

$$\Omega_{nm} = \frac{\pi c}{2 c_0} \sqrt{n^2 + \frac{m^2}{\aleph^2}},$$

где c - скорость звука в среде; c_0 - скорость звука в материале ограничивающей поверхности; n и m - число узловых линий в направлениях y и x соответственно; $\aleph = b/a$.

Решение быстро сходится. Получены аналитические выражения для собственных форм колебаний $\varphi_0(x, y) = X(x)Y(y)$. Полученные результаты обобщены для трехмерного случая.

В пятой главе рассмотрены вопросы динамики трубопроводных систем с гасителями колебаний, математического моделирования виброакустических и прочностных характеристик таких систем.

Снижение надежности трубопроводных систем проявляется в отказах, связанных с разрушением трубопроводов. И хотя появление этих отказов в большинстве случаев обусловлено действием пульсационных процессов в рабочей среде, конструкторов и эксплуатационников трубопроводных систем в первую очередь волнует прочность трубопроводов и присоединенных к ним агрегатов. Если заданные запасы прочности обеспечиваются при больших амплитудах колебаний рабочей жидкости, то вопросы снижения этих амплитуд, как правило, и не ставятся. В противном случае, возникает задача снижения амплитуд пульсаций, определяются необходимые уровни их уменьшения, что и формирует техническое задание на проектирование гасителя колебаний рабочей жидкости.

Исходя из такого технического задания, проектируется гаситель колебаний на заданную эффективность снижения пульсационных нагрузок. Однако при этом «за бортом» оказываются вопросы прочности трубопроводной системы, т.е. те задачи, ради решения которых гаситель собственно и создается. Действительно, при проектировании гасителя

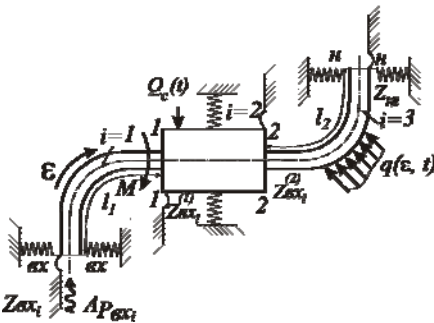


Рис. 18. Схема моделируемой трубопроводной системы с гасителем колебаний

для колебаний не устанавливается никаких связей между переменными напряжениями в трубопроводе, запасами прочности и вносимым гасителем затуханием. Более того, не учитывается и тот факт, что введение гасителя колебаний в систему приводит к изменению ее упруго-массовых характеристик, появлению дополнительных соединений, формированию совершенно нового виброакустического «портрета» трубопроводной системы. Недостаточно детально рассматриваются и вопросы прочности элементов самого гасителя колебаний. Все это требует разработки комплексного подхода при проектировании гасителей колебаний рабочей жидкости, учитывающего виброакустические характеристики присоединенных цепей, вопросы прочности и многие другие вопросы. Основой такого подхода является формирование математической модели динамики трубопроводной системы с гасителем колебаний рабочей жидкости.

Математическая модель динамики трубопроводной системы с гасителем сформирована в предположении об односвязности колебаний. В такой постановке установка гасителя колебаний в систему вместо участка трубопровода (рис. 18) с точки зрения математической модели представляет собой введение в трубопроводную систему участка со специфическими свойствами. Отличия заключаются в первую очередь в том, что погонная масса и момент инерции по-

перечного сечения гасителя колебаний существенно (на один - два порядка) больше соответствующих параметров трубопровода. Это приводит к следующим особенностям динамики этого участка: 1) изменение кривизны осевой линии гасителя существенно меньше изменения кривизны осевой линии присоединенных трубопроводов; 2) пульсации давления и скорости рабочей жидкости в полостях гасителя практически не вызывают вибрации его корпуса, или, по меньшей мере, она на порядок меньше, чем вибрация присоединенных трубопроводов.

В разработанную математическую модель динамики трубопроводной системы с гасителем колебаний входят:

- 1) соотношения (3), описывающие виброакустические характеристики входного и выходного участков;
- 2) соотношения, описывающие динамику механической подсистемы гасителя:

$$m' \frac{\partial^2 u_k}{\partial \tau^2} - \varepsilon_{kij} (\Delta \chi_i Q_{j0} + \chi_{i0} \Delta Q_j) - \frac{\partial \Delta Q_k}{\partial \varepsilon} = 0, \quad \Delta M_k = A_{kk} \Delta \chi_k, \quad \frac{\partial \omega_k}{\partial \varepsilon} - \frac{\partial \Delta \chi_k}{\partial \tau} = \varepsilon_{ijk} \chi_{j0} \omega_i,$$

$$\frac{\partial u_k}{\partial \varepsilon} + \varepsilon_{ijk} u_j \chi_{i0} = \varepsilon_{kii} \varphi_i,$$

$$\frac{\partial \Delta M_k}{\partial \varepsilon} + \varepsilon_{ijk} (M_{j0} \Delta \chi_i + \Delta M_j \chi_{i0}) + \varepsilon_{ikl} \Delta Q_l + \Delta \mu_k + \sum_{i=1}^m \Delta M_{cki} \delta(\varepsilon - \varepsilon_i) = 0,$$

где $m' = \frac{m_1(\varepsilon) + m_2(\varepsilon)}{m_1(0) + m_2(0)}$.

- 3) условия стыковки рассматриваемых участков трубопровода с гасителем колебаний:

$$\bar{U}_{l-1}^{(1)} = \bar{U}_{l-1}^{(2)}, \quad \bar{U}_{2-2}^{(2)} = \bar{U}_{2-2}^{(3)},$$

где $\bar{U} = |u_1, u_2, u_3, \varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \Delta M_1, \Delta M_2, \Delta M_3, \Delta Q_1, \Delta Q_2, \Delta Q_3|^T$;

- 4) соотношения, описывающие распределение пульсирующего потока рабочей жидкости в пространстве и во времени. В предложении об установившемся характере пульсаций можно записать:

$$A_{pi}^{(1)} = \frac{A_{pi}}{\frac{Z_B}{Z_{ax_i}} \cdot sh(\gamma \varepsilon_1) + ch(\gamma \varepsilon_1)}, \quad A_{Qi}^{(1)} = A_{wi}^{(1)} = \frac{A_{pi}^{(1)}}{Z_{ax_i}^{(1)}}, \quad A_{pi}^{(2)} = D_z A_{pi}^{(1)} - B_z A_{wi}^{(1)};$$

$$A_{wi}^{(2)} = A_{Qi}^{(2)} = C_z A_{pi}^{(1)} - A_z A_{wi}^{(1)}; \quad A_{pi}^{(n)} = \frac{A_{pi}^{(2)}}{\frac{z_B}{z_{ni}} \cdot sh(\gamma \varepsilon_3) + ch(\gamma \varepsilon_3)}; \quad A_{Qi}^{(n)} = A_{wi}^{(n)} = \frac{A_{pi}^{(n)}}{z_{ni}};$$

$$A_{pi}(\varepsilon^{(1)}) = A_{pi}^{(1)} \left(\frac{Z_B}{Z_{ax_i}^{(1)}} \cdot sh(\gamma(\varepsilon_1 - \varepsilon^{(1)})) + ch(\gamma(\varepsilon_1 - \varepsilon^{(1)})) \right);$$

$$A_{wi}(\varepsilon^{(1)}) = A_{pi}^{(1)} \left(\frac{sh(\gamma(\varepsilon_1 - \varepsilon^{(1)}))}{Z_a} + \frac{ch(\gamma(\varepsilon_1 - \varepsilon^{(1)}))}{Z_{ax_i}^{(1)}} \right);$$

$$A_{p_i}(\varepsilon^{(3)}) = A_{p_i}^{(3)} \left(\frac{Z_g}{Z_{n_i}} \cdot \text{sh}(\gamma(\varepsilon_3 - \varepsilon^{(3)})) + \text{ch}(\gamma(\varepsilon_3 - \varepsilon^{(3)})) \right);$$

$$A_{w_i}(\varepsilon^{(3)}) = A_{p_i}^{(3)} \left(\frac{\text{sh}(\gamma(\varepsilon_3 - \varepsilon^{(3)}))}{Z_g} + \frac{\text{ch}(\gamma(\varepsilon_3 - \varepsilon^{(3)}))}{Z_{n_i}} \right);$$

$$\Delta p_i(\varepsilon^{(1)}, \tau) = \left| A_{p_i}^{(1)}(\varepsilon^{(1)}) \right| \cos(\omega\tau + \arg A_{p_i}(\varepsilon^{(1)}));$$

$$\Delta p(\varepsilon^{(1)}, \tau) = \sum_{i=1}^n \Delta p_i(\varepsilon^{(1)}, \tau);$$

$$\Delta w_i(\varepsilon^{(1)}, \tau) = \left| A_{w_i}^{(1)}(\varepsilon^{(1)}) \right| \cos(\omega\tau + \arg A_{w_i}(\varepsilon^{(1)}));$$

$$\Delta w(\varepsilon^{(1)}, \tau) = \sum_{i=1}^n \Delta w_i(\varepsilon^{(1)}, \tau);$$

$$\Delta p_i(\varepsilon^{(3)}, \tau) = \left| A_{p_i}(\varepsilon^{(3)}) \right| \cos(\omega\tau + \arg A_{p_i}(\varepsilon^{(3)}));$$

$$\Delta p(\varepsilon^{(3)}, \tau) = \sum_{i=1}^n \Delta p_i(\varepsilon^{(3)}, \tau);$$

$$\Delta w_i(\varepsilon^{(3)}, \tau) = \left| A_{w_i}(\varepsilon^{(3)}) \right| \cos(\omega\tau + \arg A_{w_i}(\varepsilon^{(3)})); \quad \Delta w(\varepsilon^{(3)}, \tau) = \sum_{i=1}^n \Delta w_i(\varepsilon^{(3)}, \tau);$$

где γ - постоянная распространения волнового процесса; A_z, B_z, C_z, D_z - частотно-независимые коэффициенты матрицы передачи гасителя; Z_g - волновое сопротивление трубопровода; n - число энергетически значимых гармоник в спектре пульсационного процесса.

Разработанная математическая модель позволяет рассчитать величины действующих внутренних силовых факторов в трубопроводной системе с гасителем колебаний при ее возбуждении пульсирующим потоком рабочей среды. Оценка прочностных характеристик осуществляется для трубопроводных участков в соответствии с методикой, изложенной в главе 3, и для гасителей колебаний в соответствии с методикой, изложенной в главе 2.

Выделено три группы критериев оценки изменения характеристик трубопроводной системы после установки в нее гасителя колебаний давления:

- критерии эффективности снижения пульсационных нагрузок - коэффициент вносимого затухания, коэффициент бегущей волны;
- критерии эффективности снижения вибрационных нагрузок - коэффициент изменения вибрации;
- критерии повышения прочностных характеристик - коэффициент увеличения прочности.

Коэффициент вносимого затухания оценивает изменение пульсационного состояния на выходном участке трубопроводной системы (за гасителем). Он численно равен отношению амплитуды пульсаций давления в каком-либо сечении выходного участка до установки гасителя к амплитуде пульсаций в том же сечении после установки гасителя. Коэффициент бегущей волны оценивает изменение пульсационного состояния входного участка трубопроводной системы (до гасителя). Он численно равен отношению максимальной амплитуды давления во входном участке к амплитуде в бегущей волне, формируемой при данном источнике колебаний.

В ряде трубопроводных систем оценка вибрационного состояния осуществляется по амплитудным или среднеквадратичным значениям какого-либо вибрационного параметра. В таких случаях эффективность гасителя колебаний

рабочей жидкости оценивается по степени снижения вибрационных нагрузок коэффициентом изменения вибрации:

$$K_{ув} = \frac{X_1}{X_2};$$

где X_1 - максимальное амплитудное значение какого-либо вибропараметра (виброперемещения, виброскорости и виброускорения) на длине рассматриваемого участка системы до установки гасителя колебаний;

X_2 - максимальное амплитудное значение вибропараметра, соответствующего X_1 , на длине рассматриваемого участка после установки гасителя колебаний.

В качестве критерия, оценивающего изменение прочностных характеристик трубопроводной системы после установки в нее гасителя колебаний, предлагается коэффициент увеличения прочности $K_{уп}$, представляющий собой отношение минимального запаса прочности n_{2min} в каком-либо сечении после установки гасителя к минимальному запасу прочности в каком-либо (возможно другом) сечении до установки n_{1min} . Минимальный запас прочности трубопроводной системы после установки гасителя определяется как наименьшее значение запасов прочности собственно для трубопровода и для самого гасителя колебаний. Следует отметить, что введение гасителя, снижающего уровень и пульсационных, и вибрационных нагрузок, может сопровождаться значениями $K_{уп} < 1$. Это может быть обусловлено либо низкой прочностью элементов самого гасителя, либо внесением дополнительных концентраторов напряжений в местах соединений гасителя и трубопроводов. Разработана методика расчета коэффициента увеличения прочности, основанная на использовании математических моделей и расчетных соотношений глав 2 и 3.

Разработана методика выбора схемы, конструктивных параметров и места установки гасителя для решения задачи заданного снижения вибрационной нагруженности (рис. 19), являющаяся одним из этапов алгоритма проектирования трубопроводной системы, учитывающего комплексную взаимосвязь статических, динамических процессов и прочностных характеристик (см. главу 3). Исходными данными являются свойства материала трубопровода и рабочей жидкости, геометрия трубопроводной системы, динамические характеристики гидромеханической системы и ограничения на параметры проектируемого устройства. Алгоритм (см. рис. 19) состоит из трех основных блоков: блока предварительного расчета виброакустических характеристик системы, в результате работы которого определяются потребные уровни снижения виброакустической нагруженности; блока выбора места установки, схемы, расчета оптимального соотношения акустических характеристик, конструктивных параметров гасителя; блока проверочных расчетов виброакустических и прочностных характеристик.

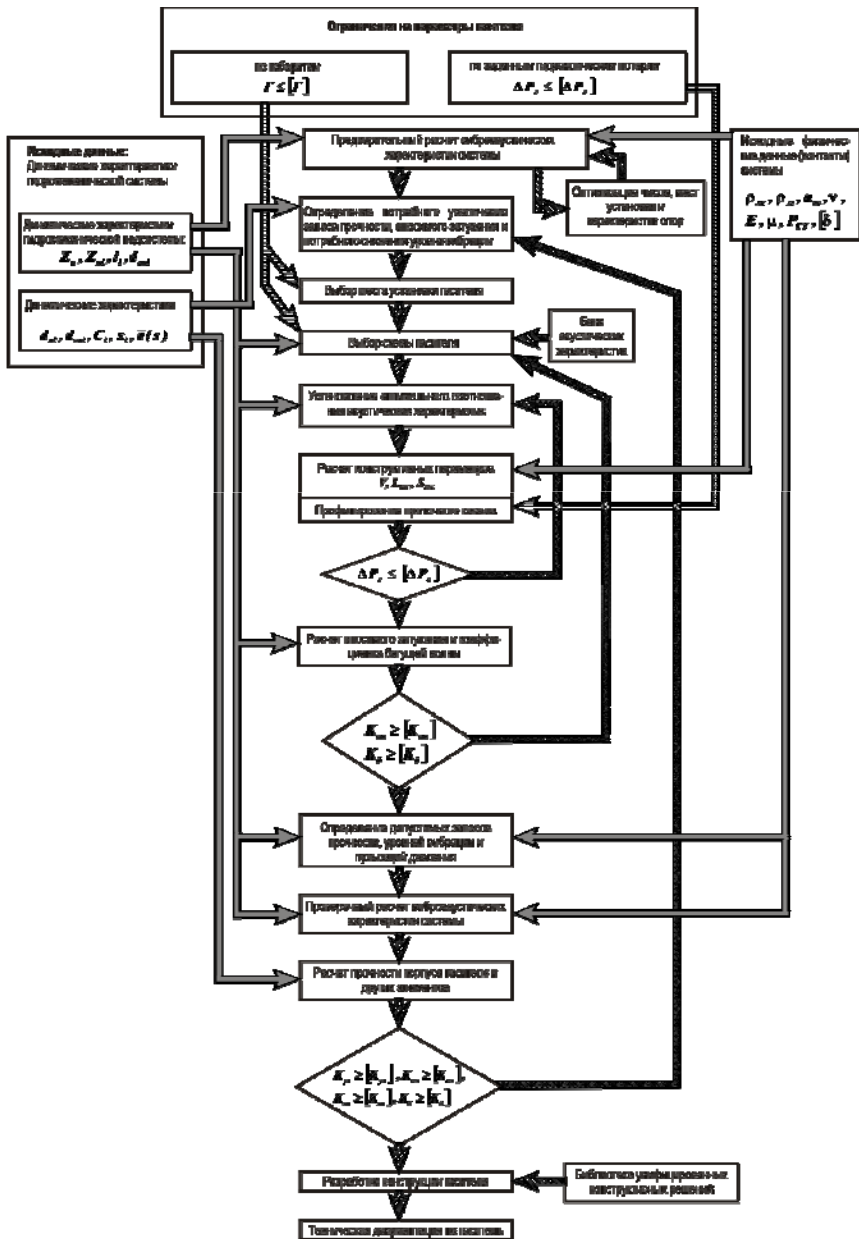


Рис. 19. Алгоритм проектирования гасителя колебаний при решении задачи заданного снижения виброакустической нагруженности трубопроводной системы

В шестой главе представлены результаты экспериментальных исследований динамических характеристик гидромеханических систем, выполненных с помощью созданного под руководством и при участии автора стендового оборудования, позволяющего исследовать широкий спектр динамических процессов.

Разработаны методики анализа данных исследований быстропеременных, в том числе неустановившихся, процессов в элементах гидромеханических систем, основанные на применении цифрового (дискретного) вейвлет-анализа. В частности, разработана экспериментальная методика определения собственных частот гидромеханической системы на базе вейвлет-анализа данных теста с вариацией скорости. По сравнению с традиционными процедурами оконного преобразования Фурье она позволяет решать задачу определения собственных частот с большей точностью в частотной области и достоверностью, при высокой степени автоматизации вычислительных алгоритмов и незначительном увеличении вычислительных затрат. Расчетные соотношения разработанной методики построены на базе использования вейвлета Морлета. Однако после некоторой доработки методику можно адаптировать и к другим типам вейвлетов. Разработаны рекомендации к выбору параметров вейвлет-преобразования. Методика предусматривает выполнение следующих вычислительных процедур: расчет коэффициентов вейвлет-преобразования; выделение гребней на поверхности амплитуд вейвлет-коэффициентов; построение скелетных кривых; определение зависимостей амплитуд вейвлет-коэффициентов на выделенных скелетных кривых от мгновенного значения соответствующей частоты колебательной компоненты; выделение из этих зависимостей собственных частот. Зависимость амплитуды вейвлет-коэффициентов на одной из выделенных скелетных кривых от мгновенного значения частоты пульсаций давления в топливной системе авиационного двигателя представлена на рис. 20. На рисунке наложено две кривые, одна из которых соответствует

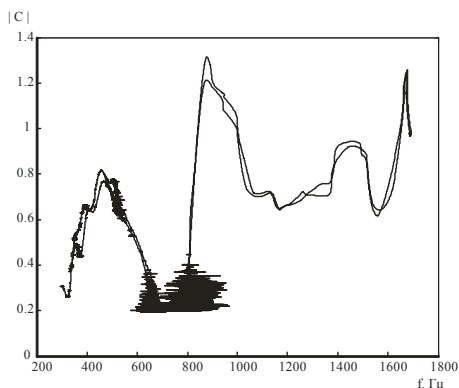


Рис. 20. Зависимость модуля вейвлет-коэффициентов от мгновенного значения частоты

разгону, другая – снижению частоты вращения привода насоса. Анализ данной зависимости позволяет выделить собственные частоты – 470, 873 и 1680 Гц.

Разработана методика экспериментального определения демпфирующих характеристик элементов механических систем на базе вейвлет-анализа функции импульсного отклика. Она предусматривает построение проекции поверхности амплитуд коэффициентов вейвлет-преобразования импульсного отклика системы, расчет скелетной кривой и аппроксимацию ее убываю-

шей части экспонентой, модуль показателя которой пропорционален логарифмическому декременту затухания. Эти этапы выполнения методики для натурального трубопровода проиллюстрированы на рис. 21.

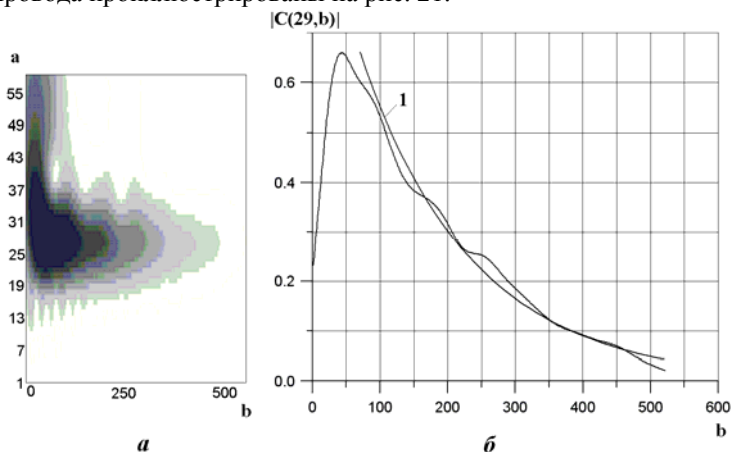


Рис. 21. Вейвлет-преобразование собственных затухающих колебаний трубопровода: a - проекция поверхности амплитуды вейвлет-коэффициентов; b - сечение поверхности амплитуды вейвлет-коэффициентов плоскостью $a = a_0 = 29$; 1 - аппроксимация сечения при $b > b_0$

Разработана полуэмпирическая модель распространения волновых процессов в рабочей жидкости в металлических рукавах (шлангах). Их особенностью является существенная частотная зависимость приведенной скорости звука в жидкости, а также заметное увеличение демпфирования колебаний жидкости по длине шланга.

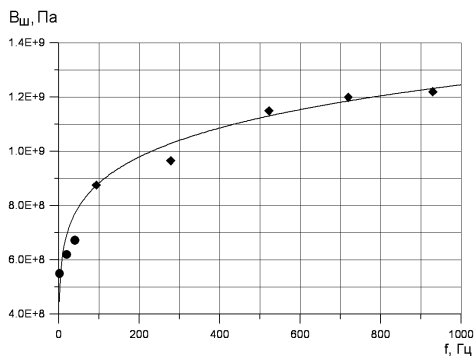


Рис. 22. Частотная зависимость модуля объемной упругости металлического рукава.

На рис. 22 представлен график полуэмпирической зависимости модуля объемной упругости металлического рукава от частоты колебаний, экспериментальные данные, полученные лично автором (\blacklozenge) и другими исследователями (\bullet). На рис. 23,а изображена полученная экспериментально амплитудная частотная характеристика $A_{P_{вх}P_{вх}}$ металлического рукава, нагруженного на акустически закрытый конец. Максимальные зарегистрированные величины относительных ам-

плитуд $A_{P_{\text{вх}}P_{\text{вх}}}$ на резонансах не превышают 3...4. В то же время их максимальные значения, полученные автором при исследовании АЧХ металлических трубопроводов аналогичной длины, на резонансах доходят до 20...30. Это свидетельствует о существенном демпфировании колебаний рабочей жидкости по длине металлического рукава, которое может быть объяснено потерями энергии на трение в оплетке. Получены полуэмпирические зависимости для амплитудно-фазовых частотных характеристик пульсаций жидкости. В частности, для случая нагрузки на акустически закрытый конец можно записать следующие выражения для амплитудной и фазовой частотных характеристик:

$$A_{P_{\text{вх}}P_{\text{вх}}} = \frac{2}{\sqrt{e^{\delta l} + 2k \cos(2\epsilon l) + e^{-\delta l}}}, \quad \varphi_{P_{\text{вх}}P_{\text{вх}}} = \arctg \left[\frac{e^{\delta l} - e^{-\delta l}}{e^{\delta l} + e^{-\delta l}} \operatorname{tg} \epsilon l \right],$$

где ϵ - коэффициент фазы; l - длина металлического рукава.

Для рукава, амплитудная и фазовая частотные характеристики которого представлены на рис. 23 для δ' и k получены следующие эмпирические формулы:

$$\delta' = (10 + 0,0011f)\delta, \quad k = 1 + 0,0011f + 8 \cdot 10^{-7} f^2,$$

где δ - коэффициент затухания для металлического трубопровода таких же размеров; f - частота колебаний.

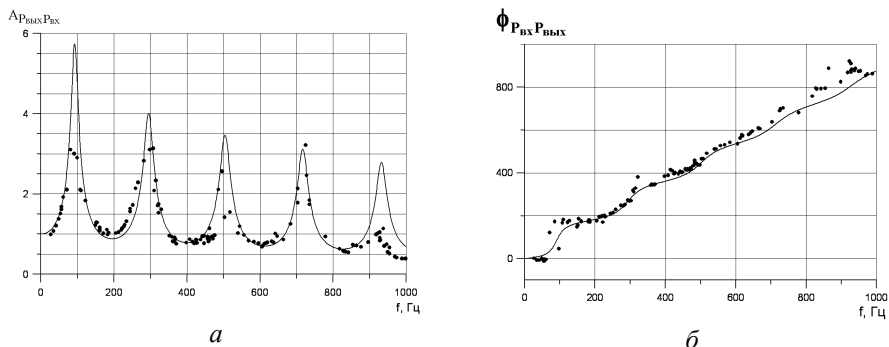


Рис. 23. Амплитудная (а) и фазовая (б) частотные характеристики тупикового металлического рукава:

● - эксперимент;

— - расчет

Разработана расчетно-экспериментальная методика исследования динамических характеристик присоединенной гидравлической цепи (нагрузки) с использованием двух датчиков давления и элемента цепи с известными характеристиками.

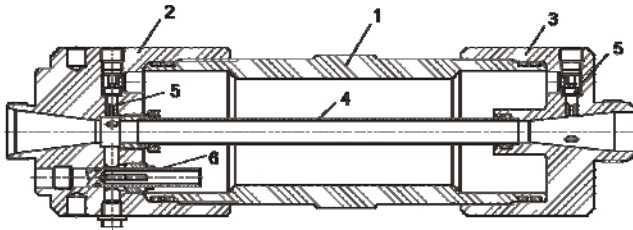


Рис. 24. Схема настраиваемого гасителя колебаний: 1 – корпус; 2 – передняя крышка; 3 – задняя крышка; 4 – инерционный канал; 5 – настраиваемый дроссель; 6 – настраиваемая резонансная трубка

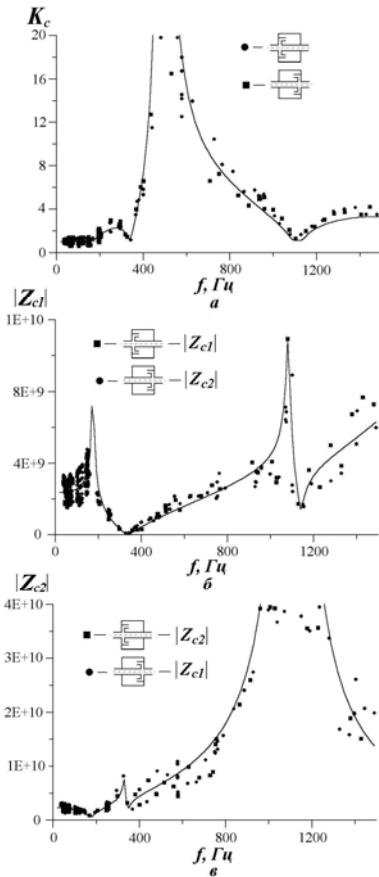


Рис. 25. Расчетные и экспериментальные зависимости собственных характеристик гасителя колебаний

Проведены экспериментальные исследования комплекса собственных характеристик гасителей колебаний давления на базе метода, предусматривающего три опыта, использующих элемент трубопроводной цепи с известными частотными характеристиками и трех датчиков давления. Результаты экспериментов для одного из исследованных гасителей (см. рис. 24) представлены на рис. 25.

Проведены экспериментальные исследования динамических процессов в гидросистеме пресса Erfurt. При работе пресса происходило разрушение трубопроводов сливной магистрали (рис. 26), приводящее к сбою работы конвейера сборки автомобилей и потере нескольких тонн гидравлического масла. Было установлено, что причиной поломок являются гидроударные процессы в трубопроводной системе и вызываемая ими вибрация трубопроводов (рис. 27). На основе разработанного метода анализа виброакустических характеристик трубопроводных систем был предложен комплекс мероприятий по уменьшению динамической нагруженности - введение в систему гидроаккумуляторов, снижающих интен-

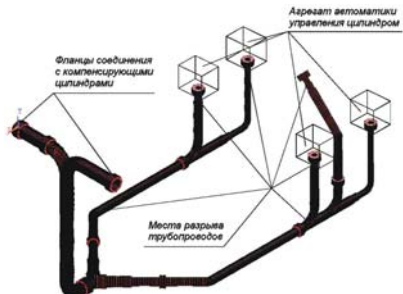


Рис. 26. Трубопроводная система сливной магистрали прессы

сивность гидроударных процессов, и установка дополнительных опор трубопроводов, исключающих их резонансы. Реализация указанного комплекса мероприятий позволила достичь величины коэффициента изменения вибрации $K_{ив}=3$. (рис. 28).

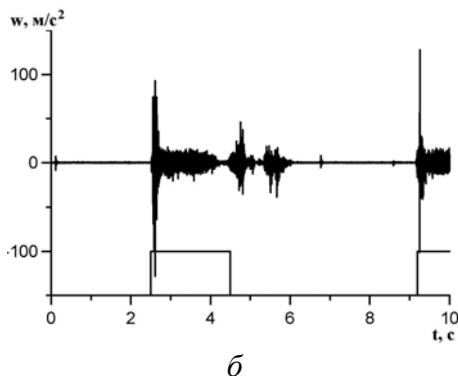
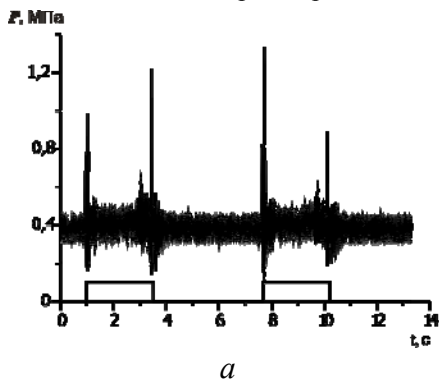


Рис. 27. Временные реализации давления (а) и виброускорения (б). Коллектор сливной магистрали

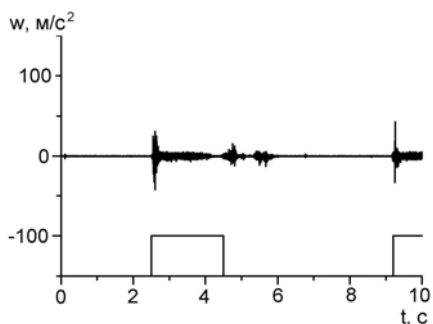


Рис. 28. Временная реализация виброускорения после внедрения комплекса мероприятий по снижению виброакустической нагруженности

Проведены экспериментальные исследования динамических процессов в стенде для наземных испытаний рулевых машин ракетносителя. При проведении штатных испытаний наблюдалась повышенная вибрация стенда. Через 20-40 мин работы происходило образование продольных трещин на трубопроводах напорной магистрали и нарушение работоспособности.

Исследования показали высокий уровень пульсаций давления в напорной магистрали и подтвердили гипотезу, что причиной повышенной вибрации элементов трубопроводной системы является высокая пульсаци-

онная производительность плунжерного насоса. Для эффективного снижения интенсивности всех колебательных компонент в спектре давления на выходе из насоса был установлен гаситель колебаний жидкости. Его применение позволило достичь коэффициента вносимого затухания по среднеквадратичному значению пульсаций $K_{ин} > 30$. При этом коэффициент изменения вибрации по виброскорости составил $K_{ув} = 6$ (рис. 29). Введение в гидросистему гасителя колебаний позволило обеспечить работоспособность и заданный ресурс испытательного стенда.

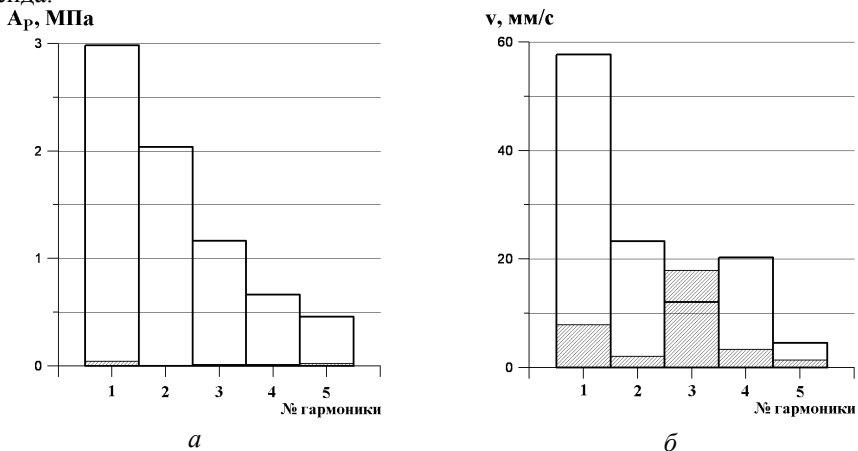


Рис. 29. Амплитуды гармоник пульсаций давления (а) и виброскорости (б) до и после установки гасителя колебаний:

□ - до установки; ▨ - после установки гасителя

РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

В диссертационной работе решена крупная научно-техническая проблема обеспечения работоспособности трубопроводных систем машин и оборудования в условиях действия динамических нагрузок в виде пульсирующего потока рабочей жидкости и вибрации с учетом их взаимодействия, имеющая важное хозяйственное значение.

Проведенные теоретические и экспериментальные исследования позволили получить следующие основные результаты:

1. Разработан метод оценки динамических и прочностных характеристик трубопроводных систем с гасителями колебаний рабочей жидкости в условиях воздействия на них статического и динамического нагружения.
2. Разработана математическая модель трубопроводной системы с гасителем колебаний жидкости, обеспечивающая расчет ее акустических, вибрационных и прочностных характеристик с учетом динамики взаимодействия пульсаций рабочей среды и вибрации трубопровода.

3. Разработана методика проектирования гасителя колебаний для решения задачи заданного снижения виброакустической нагруженности трубопроводной системы с учетом его прочностных характеристик.

4. Разработан комплекс методов численного моделирования виброакустических и прочностных характеристик трубопроводных систем сложной пространственной конфигурации при их одновременном силовом возбуждении пульсирующим потоком рабочей жидкости и кинематическом возбуждении со стороны присоединенных агрегатов и опор:

- метод конечно-элементного моделирования, основанный на использовании программного комплекса ANSYS; метод характеризуется высокой точностью расчетов при больших вычислительных затратах; его использование рекомендуется при проверочных расчетах виброакустических и прочностных характеристик наиболее ответственных трубопроводных участков в случаях высоких частот колебаний, когда нельзя пренебречь деформациями поперечного сечения трубопровода;

- метод конечно-разностного моделирования, основанный на разработанной обобщенной математической модели трубопроводной системы, позволяющей рассчитывать виброакустические характеристики для случая двухсвязности колебаний, когда не только пульсации рабочей жидкости вызывают вибрацию трубопровода, но и колебания механической подсистемы воздействуют на волновые процессы в рабочей жидкости; вычислительная трудоемкость по данному методу на два-три порядка ниже, чем по конечно-элементному;

- метод конечно-разностного моделирования, основанный на разработанной математической модели односвязанных колебаний трубопроводной системы; метод имеет наименьшую вычислительную трудоемкость; его использование рекомендуется в случаях, когда вибрация трубопровода не вызывает в жидкости никаких дополнительных волновых процессов.

5. Предложен комплексный метод проектирования трубопроводных систем, обеспечивающий требуемые виброакустические и прочностные характеристики в условиях одновременного воздействия на трубопроводы статического нагружения давлением и динамического нагружения пульсациями рабочей жидкости, кинематического возбуждения со стороны опор и присоединенных агрегатов, температурных и внешних силовых нагрузок.

6. Разработана методика конечно-элементного моделирования динамических характеристик гасителей колебаний, учитывающая распределенность параметров гасителя, которая может применяться при частотах $\omega l/a > 1$, где известные

аналитические методики не обеспечивают требуемой точности. Использование методики целесообразно при проверочных расчетах акустических характеристик гасителей колебаний рабочей жидкости.

7. Разработанные методы анализа и моделирования, средства коррекции динамических характеристик гидромеханических систем и гасители колебаний жидкости внедрены в ФГУП ГНП РКЦ «ЦСКБ-Прогрес», в ОАО «Самарское конструкторское бюро машиностроения», на Сызранской ТЭЦ. Они позволили сни-

зять амплитуды пульсаций давления рабочей среды до 30 раз, амплитуды вибрации – до 6 раз.

Основные публикации по теме диссертации

Монографии:

1. Прокофьев А.Б. Снижение виброакустических нагрузок в гидромеханических системах / Гимадиев А.Г. [и др.]. – Самара, СГАУ, 1998. – 270 с.
2. Прокофьев А.Б. Снижение колебаний и шума в пневмогидромеханических системах / Иголкин А.А. [и др.]. – Самара: Изд-во СНЦ РАН, 2005. – 314 с.

Статьи в изданиях, рекомендуемых ВАК РФ:

3. Прокофьев А.Б. Расчет собственных частот и форм колебаний трубопроводов с помощью программного комплекса ANSYS. / Прокофьев А.Б. // Изв. СНЦ РАН. – Самара, СНЦ РАН. – 1999. - №2. – С. 335-342.
4. Прокофьев А.Б. Оптимизация профиля инерционного элемента гасителей колебаний / Прокофьев А.Б., Шестаков Г.В. // Вестник СГАУ. Серия: Проблемы и перспективы развития двигателестроения. – Самара, СГАУ. - 1999. - Вып. 3. - Ч.2. – С. 60-68.
5. Прокофьев А.Б. Виброакустическая модель прямолинейного неоднородного трубопровода при его силовом возбуждении пульсациями рабочей жидкости / Прокофьев А.Б., Шахматов Е.В. // Изв. СНЦ РАН. – Самара, СНЦ РАН. – 2000. - Т.2. - №1. – С.135-140.
6. Прокофьев А.Б. Оценка погрешности расчета коэффициента вносимого затухания при неучете распределенности параметров гасителя колебаний / Прокофьев А.Б., Шестаков Г.В. // Вестник СГАУ. Серия: Проблемы и перспективы развития двигателестроения. – Самара, СГАУ. – 2000. - Вып. 4. - Ч. 2. – С. 86-90.
7. Прокофьев А.Б. Разработка автоматизированного метода исследования вибрационных характеристик энергоустановок / Прокофьев А.Б. [и др.]. // Компьютерная оптика. – Самара, ИСОИ РАН. - 2001. - №21. – С. 7-11.
8. Прокофьев А.Б. Исследование колебаний трубопровода методом цифровой спекл-интерферометрии / Прокофьев А.Б. [и др.] // Известия СНЦ РАН. – Самара, СНЦ РАН. – 2002. - Т.4. - №1(7). – С. 87-90.
9. Прокофьев А.Б. Исследование влияния подачи воздуха во всасывающую магистраль центробежного насоса на его виброакустические характеристики / Прокофьев А.Б. [и др.] // Вестник СГАУ. – Самара, СГАУ. – 2002. - №1. – С.78-83.
10. Прокофьев А.Б. Моделирование виброакустических характеристик трубопровода с использованием метода конечных элементов / Макарьянц Г.М., Прокофьев А.Б., Шахматов Е.В. // Изв. СНЦ РАН. – Самара, СНЦ РАН. – 2002. - Т.4. - №2(8). – С. 327-323.
11. Прокофьев А.Б. Выбор конструктивно-режимных критериев, наибольшим образом влияющих на работоспособность насосов ГТД / Прокофьев А.Б. [и др.] // Вестник СГАУ. Спец. выпуск. – Самара, СГАУ. - 2003. - Ч.2. – С. 66-75.
12. Прокофьев А.Б. Анализ методик расчета виброакустических характеристик криволинейного трубопровода при его силовом возбуждении / Макарьянц Г.М.,

Прокофьев А.Б., Шахматов Е.В. // Вестник СГАУ. Спец. выпуск.– Самара, СГАУ. - 2003. - Ч.2. – С. 342-345.

13. Прокофьев А.Б. Влияние динамических характеристик присоединенных гидравлических цепей на вибрационные характеристики трубопроводов / Макарьянц Г.М., Прокофьев А.Б., Шахматов Е.В. // Вестник СГАУ. – Самара, СГАУ. – 2004. - №1. – С. 96-101.

14. Прокофьев А.Б. Использование вейвлет-анализа свободных колебаний трубопроводной системы при оценке характеристик демпфирования / Прокофьев А.Б., Шахматов Е.В. // Изв. СНЦ РАН. – Самара, СНЦ РАН. – 2004. - Т.6. - №2(12). – С. 354-363.

15. Прокофьев А.Б. Определение собственных частот системы на базе вейвлет-анализа данных теста с вариацией скорости / Прокофьев А.Б. // Изв. СНЦ РАН. – Самара, СНЦ РАН. – 2006. - Т.7. - №2. – С. 405-414.

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

17. Прокофьев А.Б. Разработка принципиальной схемы экспериментального комплекса исследования виброакустических характеристик амортизаторов транспортных средств / Макарьянц Г.М., Прокофьев А.Б. // Изв. СНЦ РАН. Спец. выпуск «Безопасность. Технологии. Управление». – Самара: Изд-во СНЦ РАН. - 2007. - Т.2. – С. 135-138.

18. Прокофьев А.Б. Анализ собственных частот и форм колебаний жидкости в прямоугольной области в двухмерной задаче / Астафьев В.И., Прокофьев А.Б., Шахматов Е.В. // Изв. СНЦ РАН. – Самара, СНЦ РАН. – 2007. - Т.9. - №3. – С. 657-663.

Статьи и материалы конференций:

19. Прокофьев А.Б. Некоторые результаты экспериментальных исследований виброакустических характеристик элементов гидромеханических систем / Макарьянц Г.М., Прокофьев А.Б., Шахматов Е.В. // Научно-технический сборник Ракетно-космическая техника. Расчет, проектирование, конструирование и испытания космических систем. Серия XII. Вып. 1. – Самара, ВКБ РКК Энергия. - 1999. – С. 191-201.

20. Прокофьев А.Б. The investigation of vibroacoustical activity of the combined fuel pump / Prokofiev A. [et al.]. // The Journal of the Acoustical Society of America. 139th Meeting Acoustical Soc. of America. – Atlanta, USA. – 2000. - Vol. 107. - №5. – Pt.2. – P.2877.

21. Прокофьев А.Б. Diagnostics of vibration excitation mechanisms for complex hydromechanical systems / Prokofiev A. [et al.]. // The Journal of the Acoustical Society of America. 140th Meeting Acoustical Soc. of America. – Newport Beach, USA. – 2000. - Vol. 108. - №5. – P.2500.

22. Прокофьев А.Б. Виброакустическая модель прямолинейного участка трубопроводной системы с гасителем колебаний в условиях силового возбуждения пульсациями рабочей жидкости / Прокофьев А.Б., Шахматов Е.В. // Научно-технический сборник «Ракетно-космическая техника. Расчет, проектирование,

- конструирование и испытания космических систем».– Самара, ВКБ РКК Энергия. - 2000. - Серия XII. - Вып. 1. – С. 120-131.
23. Прокофьев А.Б. Моделирование акустических процессов в трубопроводных системах с использованием программного комплекса ANSYS / Прокофьев А.Б. // Сборник докладов международной научно-технической конференции, посвященной памяти генерального конструктора аэрокосмической техники Н.Д. Кузнецова. – Самара, СГАУ. – 2001. - Ч.2. – С. 89-96.
24. Прокофьев А.Б. Использование численных методов при моделировании собственных колебаний трубопроводных систем / Макарьянц Г.М., Прокофьев А.Б., Шахматов Е.В. // Сборник трудов третьей конференции пользователей программного обеспечения CAD-FEM GmbH. – М.: Полигон-пресс. - 2003. – С. 401-408.
25. Прокофьев А.Б. Исследование влияния особенностей пусковых операций на работоспособность и виброакустические характеристики насосного агрегата турбогенератора / Иголкин А.А., Крючков А.Н., Прокофьев А.Б. // Труды международной научно-технической конференции «Современное состояние и перспективы развития гидромашиностроения в XXI веке» – СПбг: СПбГПУ. - 2003. – С. 238-246.
26. Прокофьев А.Б. Исследование виброакустических характеристик трубопровода при его силовом нагружении с использованием программного комплекса ANSYS / Прокофьев А.Б. [и др.]. // Сборник трудов четвертой конференции пользователей программного обеспечения CAD-FEM GmbH. – М.: Полигон-пресс. - 2004. – С. 280-287.
27. Прокофьев А.Б. Application of soundproof structures on the basis of Z-gofer panels to reduce transport noise / Prokofiev A. [et al.]. / Proceedings of the 7-th International Symposium "Transport Noise and Vibration" [электронный ресурс]. - St.Petersburg. - 2004. - s2-4.
28. Прокофьев А.Б. Исследование пульсаций рабочей жидкости в резиновом шланге с металлическими оплетками / Макарьянц Г.М., Прокофьев А.Б., Шахматов Е.В. // Проблемы тепломассообмена и гидродинамики в энергомашиностроении: Труды IV Школы-семинара молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН В.Е. Алемасова. – Казань, КГУ. - 2004. – С. 480-489.
29. Прокофьев А.Б. Численное исследование динамических характеристик участка трубопроводной системы с четвертьволновым резонатором / Макарьянц Г.М., Прокофьев А.Б., Шахматов Е.В. // Сборник трудов пятой конференции пользователей программного обеспечения CAD-FEM GmbH. – М.: Полигон-пресс. - 2005. – С. 411-416.
30. Прокофьев А.Б. Обеспечение работоспособности трубопроводной обвязки стенда для наземных испытаний рулевых машин / Макарьянц Г.М., Прокофьев А.Б., Шахматов Е.В. // Труды III Международной научно-технической конференции «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика». – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та. - 2005. – С. 268-272.
31. Прокофьев А.Б. Особенности применения четвертьволнового резонатора в качестве средства снижения виброакустических нагрузок в трубопроводных

системах / Макарьянц Г.М., Прокофьев А.Б., Шахматов Е.В. // Обеспечение и повышение качества машин на этапах их жизненного цикла. Материалы 5-ой междунар. науч.-техн. конф. – Брянск: БГТУ. - 2005. – С. 19-21.

32. Прокофьев А.Б. Использование вейвлет-анализа при экспериментальном исследовании собственных частот колебаний гидравлической системы / Миронова Т.Б., Прокофьев А.Б. //VIII Міжнародна молодіжна науково-практична конференція «Людина і Космос»: Збірник тез. – Дніпропетровськ, Україна, НЦАОМУ. - 2006. – С. 18.

33. Прокофьев А.Б. Calculation of logarithmic decrement by morlet wavelet of a decay curve / Prokofiev A., Lenchine V., Shakhmatov E. // CD-ROM Proceedings of the Thirteenth International Congress on Sound and Vibration (ICSV13) [электронный ресурс], July 2-6, 2006, Vienna, Austria, Eds.: Eberhardsteiner, J.; Mang, H.A.; Waubke, H., Publisher: Vienna University of Technology, Austria, ISBN: 3-9501554-5-7.

34. Прокофьев А.Б. Использование вейвлет-преобразования для определения характеристик демпфирования элементов гидромеханической системы / Миронова Т.Б., Прокофьев А.Б. // Тезисы докладов X международной научной конференции «Решетневские Чтения», Красноярск. - 2006. – с. 22-23.

35. Прокофьев А.Б. Vibroacoustic load reduction in hydro mechanical systems by use of flow oscillation dampers / Prokofiev A. [et al.]. // Power Transmission and Motion Control 2007. – Bath, UK: Hadleys Ltd. - 2007. – 351-365 pp.

36. Прокофьев А.Б. Математическая модель динамики криволинейного трубопровода с пульсирующим потоком рабочей жидкости / Миронова Т.Б., Прокофьев А.Б. //VIII Міжнародна молодіжна науково-практична конференція «Людина і Космос»: Збірник тез. – Дніпропетровськ, Україна, НЦАОМУ. - 2007. – С. 15.

37. Прокофьев А.Б. Математическая модель динамики системы с дозирующим предохранительным клапаном / Макарьянц Г.М., Прокофьев А.Б. //VIII Міжнародна молодіжна науково-практична конференція «Людина і Космос»: Збірник тез. – Дніпропетровськ, Україна, НЦАОМУ. - 2007. – С. 19.

Патенты:

38. Прокофьев А.Б. Пат. 59247 Российская Федерация. Прибор для анализа результатов испытаний амортизаторов в подвеске транспортного средства / Макарьянц Г.М., Прокофьев А.Б.

39. Прокофьев А.Б. Пат. 2293246 Российская Федерация. Двухчастотный настраиваемый гаситель колебаний давления / Макарьянц Г.М., Прокофьев А.Б., Шахматов Е.В.