

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования «Южно-Уральский государственный университет
(национальный исследовательский университет)»

На правах рукописи



Найгерт Катарина Валерьевна

**ОСНОВЫ ТЕОРИИ И МЕТОДОЛОГИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ
МАГНИТОРЕОЛОГИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ СИСТЕМ ВИБРОЗАЩИТЫ
КОМБИНИРОВАННОГО ТИПА**

05.02.02 – Машиноведение, системы приводов и детали машин

Диссертация на соискание ученой степени
доктора технических наук

Научный консультант:

доктор технических наук, профессор

Целищев Владимир Александрович

Челябинск 2019

Оглавление

ВВЕДЕНИЕ.....	5
ГЛАВА 1. СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ МЕТОДОВ РАСЧЕТА И ПРОЕКТИРОВАНИЯ СИСТЕМ ВИБРОЗАЩИТЫ, ИХ КОНСТРУКТИВНОГО ИСПОЛНЕНИЯ И УРОВНЯ ИХ ЭФФЕКТИВНОСТИ И НАДЕЖНОСТИ.....	15
1.1. Характеристика численных методов и конструктивно-схемных решений классических систем виброзащиты.....	15
1.2. Характеристика численных методов и конструктивно-схемных решений магнитореологических систем виброзащиты	21
1.3. Способы регулирования рабочих характеристик магнитореологических систем виброзащиты путем генерирования акустических, гидродинамических и реологических эффектов	25
1.4. Характеристика численных методов и конструктивно-схемных решений контуров охлаждения и термостатирования в системах виброзащиты.....	33
1.5. Определение перспективных направлений исследования и формулировка основных концепций развития, формирующих структуру диссертационной работы	35
1.6. Выводы по Главе 1	49
ГЛАВА 2. ИССЛЕДОВАНИЕ И РАЦИОНАЛИЗАЦИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ В МАГНИТОРЕОЛОГИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ ВИБРОЗАЩИТЫ КОМБИНИРОВАННОГО ТИПА КОНСТРУКТИВНО-СХЕМНЫМИ И ЧИСЛЕННЫМИ МЕТОДАМИ	52
2.1. Основные положения нового подхода формирования управляющего сигнала в магнитореологических системах виброзащиты комбинированного типа	52
2.2. Конструктивная реализация адаптивных магнитореологических систем виброзащиты комбинированного типа.....	55
2.3. Конструктивная реализация феррожидкостных систем активной / полуактивной виброзащиты комбинированного типа.....	60
2.4. Конструктивная реализация регулирующих контуров приводов магнитореологических систем виброзащиты комбинированного типа и метод расчета расходных характеристик в них.....	63
2.5. Конструктивная реализация регулирующих аппаратов приводов магнитореологических систем виброзащиты комбинированного типа и методы их расчета.....	68
2.6. Расчет колебаний объектов демпфирования и виброгашения	90
2.7. Расчет рабочих процессов в магнитореологических системах виброзащиты комбинированного типа численными методами	93
2.8. Расчет рабочих процессов феррожидкостных систем активной и полуактивной виброзащиты комбинированного типа численными методами	105
2.9. Выводы по Главе 2	110
ГЛАВА 3. КОМБИНИРОВАННЫЕ СПОСОБЫ ДИССИПАЦИИ МЕХАНИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ, МЕТОДЫ ИХ РЕАЛИЗАЦИИ, РАСЧЕТА И ОПТИМИЗАЦИИ	114
3.1. Теоретические основы методологии расчета диссипации механической энергии в системах виброзащиты комбинированного типа.....	114
3.2. Теоретические основы методологии рационализации комбинирования способов поглощения и рассеивания ударных и вибрационных нагрузок	116

3.3. Параметрическая оптимизация вклада отдельных составляющих в процесс диссипации механической энергии в системах виброзащиты комбинированного типа.....	121
3.4. Выводы по Главе 3	135
ГЛАВА 4. МЕТОДОЛОГИЯ ФОРМИРОВАНИЯ КОМБИНИРОВАННОГО УПРАВЛЯЮЩЕГО ВОЗДЕЙСТВИЯ И МЕТОДЫ ПАРАМЕТРИЧЕСКОЙ ОПТИМИЗАЦИИ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ МАГНИТОРЕОЛОГИЧЕСКИХ И ФЕРРОЖИДКОСТНЫХ СИСТЕМ ВИБРОЗАЩИТЫ КОМБИНИРОВАННОГО ТИПА	137
4.1. Методы активной / полуактивной вибрационной защиты длинномерной конструкции	137
4.2. Методы адаптивной виброзащиты объектов при помощи магнитореологических камер с неоднородными диссипативно-жесткостными свойствами.....	150
4.3. Метод определения рабочих параметров системы при гашении ударных волн в рабочих полостях и рабочих камерах магнитореологических систем	158
4.4. Метод расчета адаптивного амортизатора, имеющего комбинацию магнитореологической и рессорно-реологической камер.....	160
4.5. Особенности нагрузочных характеристик систем виброзащиты комбинированного типа	169
4.6. Выводы по Главе 4	172
ГЛАВА 5. МЕТОДОЛОГИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И РАСЧЕТА ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫХ ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫХ БЛОКОВ УПРАВЛЕНИЯ МАГНИТОРЕОЛОГИЧЕСКИХ И МАГНИТОДИНАМИЧЕСКИХ АППАРАТОВ И АЛГОРИТМЫ ФОРМИРОВАНИЯ КОМБИНИРОВАННОГО УПРАВЛЯЮЩЕГО СИГНАЛА.....	174
5.1. Общие алгоритмы генерирования управляющих динамических электромагнитных полей со сложной пространственной структурой.....	174
5.2. Конструктивная реализация комбинированного подхода поглощения и рассеивания ударных и вибрационных нагрузок в жидкостных камерах, заполненных средами, обладающими ферромагнитными свойствами.....	180
5.3. Алгоритмы формирования управляющих сигналов комбинированного типа в магнитореологических системах виброзащиты	194
5.4. Применение гибридных гидравлических технологий в комбинированных системах виброзащиты	212
5.5. Выводы по Главе 5	220
ГЛАВА 6. СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ОТВЕТСТВЕННЫХ ЭЛЕМЕНТОВ И ПРИВОДОВ МАГНИТОРЕОЛОГИЧЕСКИХ И ФЕРРОЖИДКОСТНЫХ СИСТЕМ ВИБРОЗАЩИТЫ КОМБИНИРОВАННОГО ТИПА	224
6.1. Конструктивная реализация охлаждающих контуров магнитореологических и феррожидкостных систем виброзащиты комбинированного типа.....	224
6.2. Общие рекомендации по проектированию и эксплуатации магнитореологических приводных систем, применяющих в составе контуров охлаждения термоэлектрические элементы.....	235
6.3. Методология проектирования и расчета охлаждающих контуров магнитореологических и феррожидкостных систем виброзащиты комбинированного типа	239
6.4. Методология проектирования и расчета корпусов магнитореологических и феррожидкостных систем виброзащиты комбинированного типа.....	272

6.5. Формулировка и обоснование основ прикладной теории повышения надежности магнитореологических и феррожидкостных системы виброзащиты.....	286
6.6. Снижение стоимости производства, ремонта и модернизации элементов систем виброзащиты ..	295
6.7. Выводы по Главе 6	296
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	300
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	305
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	328

ВВЕДЕНИЕ

Научно-техническая проблема и актуальность работы:

Современные промышленные объекты представляют собой совокупность сложных технологических систем, включающих в себя технологические машины, производственное оборудование и трубопроводные системы, которые нуждаются в защите от механических нагрузок. Существенные различия в режимах нагружения объясняют целесообразность разделения реализуемых мероприятий на виброзащиту и виброизоляцию. Виброзащита машин, оборудования и трубопроводных систем связана, прежде всего, с осцилляциями конструкций, вызванными рабочими процессами агрегатов и высокоскоростным течением транспортируемой жидкой среды. В случае внешних механических воздействий реализуется виброизоляция, выполнение которой крайне актуально для технологических линий, производящих микроэлектронику, микропроцессорную технику и т.д., а также на предприятиях в зонах сейсмической активности. Очевидно, что конструкции, аппаратная и программная реализация управления зависят от назначения систем вибрационной защиты и специфики объектов машиностроения. При защите от собственной вибрации возможно использование систем с предварительной настройкой, но для виброизоляции объектов необходимо обеспечение управления опорами в реальном времени, следовательно, требуется применение адаптивных систем. Существующие на сегодняшний день адаптивные системы демпфирования и виброзащиты, используемые в машиностроении, как правило, предусматривают применение электромеханических преобразователей и регулирующей аппаратуры, имеющих подвижные механические элементы, которые обладают инерционностью подвижных масс, низкими динамическими характеристиками и недостаточной надежностью, поэтому необходим поиск путей дальнейшего развития адаптивных систем виброзащиты и виброизоляции. Большой вклад в исследование вибрационных процессов и систем вибрационной защиты технологических систем, машин и оборудования внесли такие ученые, как И. И. Блехман, В. О. Кононенко, Я. Г. Пановко, И. И. Губанова, К. В. Фролов, А. В. Синев, N. S. Feng,

E. J. Hahn, R. B. Randall, G. Kim, R. Singh, R. M. Branch, A. G. Haddow, S. J. Gan, J. D. Cotton и др.

Наиболее перспективными на сегодняшний день являются магнитоореологические (МР) системы демпфирования, позиционирования и виброзащиты, позволяющие исключить из своих конструкций подвижные механические регулирующие элементы. В МР системах в качестве кинематического звена выступает МР жидкость, являющаяся коллоидным раствором частиц магнетика, стабилизированных в жидкости носителе. В зависимости от размеров частиц магнетика и физико-химических свойств жидкости носителя рабочие среды разделяются на МР и феррожидкостные (ФЖ). Применение МР сред позволяет производить управление характеристиками приводных систем и генерировать в потоке рабочей среды различные физические эффекты посредством внешних магнитных и электромагнитных полей. Расходные характеристики в МР системах регулируются МР дросселирующими устройствами, а источниками давления являются магнитодинамические (МД) насосы. Также перспективно совершенствование классических гидравлических приводных систем путем внедрения в их конструкции гибридных гидравлических (ГГ) аппаратов, имеющих ФЖ регулирующие элементы, что качественно улучшает контроль статических и расходных характеристик.

Существующие приводы МР систем виброзащиты в силу своих конструктивных особенностей обладают нестабильностью рабочих характеристик, что негативно сказывается на их динамике и точности. Рабочие камеры, предусматривающие дросселирование рабочей среды посредством изменения гидравлического сопротивления во внешних управляющих полях и/или, обладающие регулируемыми контурами, имеют ограничения в рабочих давлениях, вследствие непроизводительных утечек среды через рабочие сечения с ростом давления, что ограничивает грузоподъемность МР систем виброзащиты. Также известен малый коэффициент полезного действия у регулирующих МР и МД аппаратов, используемых в приводах МР систем виброзащиты, и применяющих для управления расходными характеристиками только изменения

вязкости рабочих сред во внешних полях или реализующие линейное ускорение рабочих сред, обладающих магнитными свойствами. Поэтому качественное и количественное повышение технических характеристик и обеспечение стабильности их значений на всем протяжении рабочего цикла являются значимой проблемой для МР систем виброзащиты. Во многом данную проблему можно обозначить, как следствие особенностей рабочих процессов МР приводов.

В развитии МР, ФЖ, МД и ГГ аппаратов и реологии МР жидкостей, применяемых в качестве рабочих сред, участвовали следующие ученые: А.Ф. Пшеничников, А. В. Беляев, Б.Л. Смородин, В.М. Полунин, А.В. Лебедев, С.В. Дьяченко, А.М. Базиненков, Д.Ю. Борин, В.П. Михайлов, Р.Н. Хамитов, М.И. Шлиомис, Е.Е. Бибик, З.П. Шульман, В.И. Кордонский, R.E. Rosensweig, R. Moskowitz, J.D. Carlson, M. Jolly, M. Nakano, Д. Босис, G.R.R. Gonçalves, F. Pelegrini, P.C. Morais, S. Odenbach, Мьо Мин Тан. Основное влияние на развитие методов расчета МР систем виброзащиты оказали ученые: Б.А. Гордеев, А.С. Плехов, M. Giuclea, T. Sireteanu, D. Stancioiu, S. Guo, S. Yang, C. Pan, W.H. Liao, S.R.K. Nielsen, W.L. Qu и др.

Сохранение целостности технологических объектов, машин и оборудования является важной прикладной и исследовательской проблемой, но виброзащита и виброизоляция имеют и более существенное значение в технологических процессах. Например, адекватная виброзащита магистральных трубопроводов препятствует выпадению фракций из транспортируемых сред. Поэтому создание активных и полуактивных систем виброзащиты, способных обеспечить генерирование регулирующих осцилляций, управляемых в реальном времени, обладающих высокими динамическими характеристиками и адаптирующихся к внешним нагрузкам сложных конфигураций, позволит решить ряд проблем, связанных с транспортировкой многофазных сред. Протяженность технологических трубопроводов на предприятиях достигает десятков километров, а транспортируемые по ним среды могут представлять большую степень опасности для окружающей среды и здоровья персонала. Очевидно, что промышленные системы вибрационной защиты должны соответствовать высоким

требованиям надежности. В целом разработка новых конструктивных решений, автоматизация и систематизация методов инженерных расчетов, создание рациональных алгоритмов управления для адаптивных систем вибрационной защиты, способны оптимизировать рабочие процессы систем виброзащиты, повысить надежность и увеличить эффективность трансформации (диссипации) энергии механических нагрузок. Очевидно, что динамические характеристики систем виброзащиты во многом определяются переходными процессами в их приводах. Это требует определения фундаментальных положений развития теории проектирования и методов расчета МР, МД и ФЖ аппаратов в приводах систем виброзащиты и виброизоляции.

Объектом исследования являются процессы, протекающие в рабочих полостях магнитореологических и феррожидкостных устройств виброзащиты и в регулирующих аппаратах управляющих контуров (приводов).

Предметом исследования являются закономерности рабочих характеристик магнитореологических и феррожидкостных устройств виброзащиты, регулирующих аппаратов управляющих контуров (приводов), от гидродинамического сопротивления рабочей среды, формируемого регулирующими воздействиями комбинированного типа.

Цель: Развитие теоретических основ адаптивной виброзащиты технологических систем, машин и оборудования, методов их проектирования, совершенствование их конструкций и алгоритмов управления путем создания оригинальных аппаратов на основе новых физических эффектов и явлений.

Для достижения указанной цели в работе ставятся задачи:

1. Определить основные пути повышения эффективности работы широкого класса МР систем виброзащиты комбинированного типа и сформулировать принципы разработки перспективных МР и ФЖ аппаратов нового класса.

2. Создать математические модели, позволяющие описывать рабочие процессы МР систем виброзащиты комбинированного типа. Выявить закономерности изменения гидравлического сопротивления и эффективности трансформации и диссипации механической энергии от технических параметров.

3. Разработать научно-обоснованный метод прогнозирования эффективности МР систем виброзащиты, основываясь на анализе рабочего процесса, позволяющий осуществить оценку вклада отдельных составляющих комбинированного способа на показатели работы системы и отдельно МР / ФЖ аппаратов.

4. Создать методы расчета МР систем виброзащиты, учитывающие особенности процесса трансформации и диссипации механической энергии комбинированного типа (по средствам комбинации регулирующих воздействий) и геометрические параметры МР камер, формирующие диссипативно-жесткостные свойства, которые позволят рационализировать рабочие процессы МР систем виброзащиты.

5. Разработать и реализовать алгоритмы управления МР, ФЖ и ГГ аппаратов систем виброзащиты, с целью улучшения их динамики, стабильности и энергоэффективности.

6. Определить рациональные режимы тепловых процессов МР приводных систем. Предложить варианты конструктивного оформления системы термостатирования рабочей среды, позволяющей реализовать эти режимы.

Научная новизна результатов, полученных в диссертационной работе, и **основные положения, выносимые на защиту:**

1. Сформулирован новый подход в области совершенствования процессов виброзащиты / виброизоляции в МР и ФЖ аппаратах и рабочих процессов в их приводных системах, отличающийся применением комбинации различных гидродинамических (линейных и вихревых), акустических и реологических эффектов. Впервые разработаны методологические основы повышения эффективности и надежности приводных систем, в основе которых лежат комбинированные способы виброзащиты и виброизоляции.

2. Научно-обоснованы преимущества применения дифференциальных блоков электромагнитного управления в конструкциях аппаратов МР систем виброзащиты. Установлены закономерности повышения эффективности отклика

МР рабочей среды на регулирование дифференциальным блоком электромагнитного управления при моделировании многокритериального сигнала управления и реализации обратной связи по ряду параметров.

3. Разработаны и реализованы методы проектирования и расчета МР / ФЖ систем активной виброзащиты и регулируемой виброизоляции, отличающиеся способностью учета особенности рабочего процесса при совместном применении ФЖ осциллятора, вязкоупругого демпфирования и регулирующих МР / МД аппаратов комбинированного типа. Выявлены закономерности влияния на рабочие процессы вязкостной диссипации, импульсного изменения электромагнитной составляющей давления и колебательных движений частиц магнетика в вихревых электромагнитных полях, их вклада в реализацию осцилляций в ФЖ опоре и критерии рационализации их соотношения.

4. Установлены закономерности повышения эффективности работы ФЖ камеры при совместной ее эксплуатации с ФЖ регулирующими элементами немагнитного управляющего контура.

5. Разработаны и реализованы методы проектирования и расчета, адаптивных МР систем виброзащиты, отличающиеся способностью учета особенностей рабочего процесса МР камер с неоднородно распределенными диссипативно-жесткостными свойствами. Предложенные методы позволили впервые выявить закономерности, определяющие допустимый градиент распределения диссипативно-жесткостных характеристик в неоднородных МР камерах.

6. Впервые с позиций стабильности рабочих процессов и повышения надежности МР системы виброзащиты разработана методика расчета и настройки жидкостного охладительного контура, отличающаяся использованием значений градиента магнитной восприимчивости рабочей среды, комплексной магнитной проницаемости рабочей среды и рационализации их значений с учетом требуемых динамических характеристик МР системы виброзащиты комбинированного типа.

Практическая ценность и реализация результатов работы:

1. Разработанный подход дает возможность полностью устранить из конструкций систем виброзащиты и виброизоляции подвижные регулирующие элементы, повышая на один порядок их надежность и динамические характеристики.

2. Разработана научно обоснованная методология повышения эффективности виброзащиты и виброизоляции путем совершенствования процессов трансформации (диссипации) механической энергии в рабочих объемах МР и ФЖ сред систем комбинированного типа. Предложены критерии оценки МР и ФЖ систем с точки зрения теории надежности с последующей формулировкой прикладной теории надежности МР и ФЖ систем. Установлены зависимости, позволяющие на стадии проектирования провести подбор рациональных геометрических и режимных параметров МР систем виброзащиты и виброизоляции комбинированного типа с учетом особенностей рабочего процесса регулирующих МР / МД аппаратов управляющего контура привода.

3. На основе предложенной методологии созданы и промышленно внедрены рекомендации по МР виброзащите и виброизоляции комбинированного типа, включающие в себя: разработку систем МР виброзащиты и виброизоляции, оценку динамики и степени диссипации механической энергии, позволяющие провести сравнительный анализ эффективности компоновок систем МР виброзащиты и виброизоляции еще на стадии проектирования.

4. Разработаны и реализованы в виде программных кодов, прошедших государственную регистрацию, алгоритмы и инженерные методики расчета МР систем виброзащиты, которые позволяют решать задачу расчета рабочих параметров аппаратов и задачу выбора компоновочных схем систем МР виброзащиты и виброизоляции для конкретного объекта и значительно повысить производительность процесса проектирования и инженерного расчета МР и ФЖ аппаратов.

5. Разработан широкий ряд МР, МД, ФЖ и ГГ аппаратов, обладающих улучшенными динамическими характеристиками и высокими показателями надежности. Предложенные МР и МД аппараты обладают модульной

конструкцией, позволяющей унифицировать конструктивные элементы. Разработанные конструкции реологического дросселя-термостата и МР аппаратов, в рабочие полости которых произведена интеграция термоэлектрических элементов, позволяют повысить эффективность теплообмена в системе и реализовать эффекты термомагнитной конвекции в объемах ФЖ и МР рабочих сред. Новизну предложенных конструкций подтверждают патенты.

6. Предложенные конструктивно-схемные решения систем виброзащиты комбинированного типа, использующие дифференциальные блоки электромагнитного управления в сочетании с оригинальными алгоритмами их включения и схемами подключения индукторов обеспечивают создание нестационарных электромагнитных полей с требуемыми структурами и высокими динамическими характеристиками. Наиболее перспективные МР и МД аппараты комбинированного типа внедрены в нефтехимической, аэрокосмической и других отраслях промышленности.

Методология проведения исследований:

В работе применены методы теоретического и экспериментального исследования. Методологическими и теоретическими основами исследования являются концептуальные положения гидродинамики, электродинамики, реологии, термодинамики, физической химии и материаловедения, прикладные исследования в области проектирования, изготовления и эксплуатации элементов машин, механизмов и приводных систем. Методы экспериментального исследования включали наблюдения и измерения требуемых параметров, опытных образцов.

Достоверность полученных результатов подтверждается:

Натурными экспериментальными исследованиями опытных образцов разработанных устройств; соответствием результатов математического моделирования с применением теоретических основ гидро- и электродинамики, реологии, законов физики, апробированных численных методов и компьютерного моделирования полученным экспериментальным данным, анализируемым с использованием аппарата математической статистики и теории вероятности.

Разработанные методы проектирования и расчета созданных устройств, предложенные методы управления расходными и диссипативно-жесткостными характеристиками МР сред и комбинированные методы виброзащиты применены при разработке приводов различного назначения и систем виброзащиты и виброизоляции в ООО «НПП Авионика и Мехатроника», г. Челябинск и АО «УАП Гидравлика», г. Уфа, специализирующихся на изготовлении продукции авиационного и ракетно-космического назначения; при модернизации технологического оборудования применяемого для производства элементов электронной аппаратуры и печатных плат в ООО «Контакт» г. Челябинск. Результаты диссертационной работы используются в учебном процессе при чтении курсов лекций для студентов технических специальностей ФГБОУ ВО «Уфимский государственный авиационный технический университет» на кафедре Прикладной гидромеханики, г. Уфа и НЧОУ ВО «Технический университет УГМК» г. Верхняя Пышма на кафедре Механики и автоматизации технологических процессов и производств, ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)», г. Челябинск.

Работа является составной частью проекта, выполненного в рамках научно-технических программ ЮУрГУ (НИУ), № 9.7881.2017/БЧ «Развитие теории решения нестационарных задач нелинейной динамики связанных систем упругоподатливых гидродинамических трибосопряжений».

Апробация работы: Результаты работы докладывались в период с 2013 по 2020 гг:

Конференции, Челябинск 2013-2019 гг.; V Всероссийская научно-практическая конференция «Актуальные проблемы машиностроения», Самара 2013 г.; VI Всероссийская конференция «Актуальные проблемы машиностроения», Самара 2014 г.; Международная научно-техническая конференция "Актуальные проблемы трибологии технологических, энергетических и транспортных машин", Самара 2014 г.; Международная научно-практическая конференция «Актуальные направления научных исследований»

Казахстан, Петропавловск 2017 г.; Международная научно-практическая конференция «Актуальные вопросы современных научных исследований: Технические науки» Казахстан, Шымкент 2017 г.; International scientific conference «Innovations in modern science» Czech Republic, Prague 2017 г.; Международная конференция «Энергосбережение. Наука и образование», Набережные Челны 2017 г.; International scientific conference «Modern science: current issues and development prospects» Bulgaria, Sofia 2017 г.; Международная научно-техническая конференция «Гидравлические машины, гидропневмоприводы и гидропневоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития», Санкт-Петербург 2018 г.; 4th International Conference on Industrial Engineering, Москва 2018 г.; Четвертая международная научно-техническая конференция «Динамика и виброакустика машин», Самара 2018 г.; 5th International Conference on Industrial Engineering, Сочи 2019 г.

Диссертация обсуждена на расширенном заседании кафедры Прикладной гидромеханики Уфимского государственного авиационного технического университета, на объединенном семинаре кафедр Южно-Уральского государственного университета, на совещаниях в ООО «НПП Авионика и Мехатроника».

Основные работы, опубликованные по теме диссертации

По теме диссертации опубликовано 57 работы, в том числе 21 в журналах, рекомендованных ВАК, 6 в журналах, включенных в международные системы цитирования, 3 главы в коллективных монографиях РАН, 9 патентов, 3 свидетельства о государственной регистрации программ для ЭВМ.

ГЛАВА 1. СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ МЕТОДОВ РАСЧЕТА И ПРОЕКТИРОВАНИЯ СИСТЕМ ВИБРОЗАЩИТЫ, ИХ КОНСТРУКТИВНОГО ИСПОЛНЕНИЯ И УРОВНЯ ИХ ЭФФЕКТИВНОСТИ И НАДЕЖНОСТИ

1.1. Характеристика численных методов и конструктивно-схемных решений классических систем виброзащиты

Проблеме защиты технологического оборудования посвящено огромное количество научных работ и экспериментальных исследований. Развитие теории механических колебаний и заложение теоретических основ подавления вибрационных и ударных нагрузок осуществлено в работах И.И. Блехмана, В.О. Кононенко, Я.Г. Пановко, И.И. Губановой [1–5].

Существует огромное количество модификаций механических амортизаторов и рессорных систем, обладающих инерционностью подвижных механических элементов, большим временем переходных процессов, низкой скоростью отклика на сигнал управления, относительно небольшой точностью передвижения исполнительных элементов, высоким процентом отказа элементов прецизионной механики, усталостью материала механических элементов демпфирования, сложностями в организации управления рабочими процессами и т.д.

Развитию и совершенствованию регулируемых активных и полуактивных методов виброзащиты посвящены работы М.З. Коловского, К.В. Фролова, М.Д. Генкина, А.В. Синева и многих других отечественных и зарубежных исследователей [6–28].

До последнего времени основными направлениями научных исследований в области виброзащиты являлись оптимизация и совершенствование механических систем виброзащиты и интеграция в них элементов гидравлики.

Одному из направлений в области борьбы с вибронагрузками посвящены исследования A.G. Haddow R. Septa, R. Verma и др. рассматривающие механические системы абсорбции торсионной вибронагрузки, например,

центробежные маятниковые вибропоглотители [29–33]. Данные конструкции вибропоглотителей имеют существенную инерционность исполнительных элементов, низкую надежность и высокий износ в области контакта пар трения.

Как уже было отмечено механические системы виброзащиты обладают значительными негативными эффектами, поэтому учитывая наличие большого числа способов борьбы с ударными и вибрационными нагрузками, остановим свое внимание на более перспективных технологиях виброзащиты.

N.S. Feng и E.J. Hahn, R.B. Randall и др. разрабатывают методы проектирования опор с жидкостным слоем, обеспечивающим режим гидродинамического трения и гашение вибрации, при приложении крутящего момента [34–38]. Данные исследования посвящены оптимизации и совершенствованию гидродинамических опор скольжения, результаты которых показывают эффективность процесса граничного трения не только в целях борьбы с фрикционными эффектами, но и способность жидкостного слоя нейтрализовать биение вращающихся элементов.

В работах G. Kim, R. Singh, S. J. Gan, J. D. Cotton и др. рассматриваются гидромеханические элементы демпфирования и приводятся математические модели способные описывать рабочие процессы подобных систем [39–49].

В гидравлических рабочих камерах систем демпфирования производится вязкостная диссипация механической энергии. Конструктивное решение двух камерной гидравлической виброопоры описанной в работах G. Kim, R. Singh, рисунок 1.1.

G. Kim, R. Singh предложен подход к описанию движения демпфируемой массы с учетом рабочих давлений жидкостных камерах [50]:

$$\begin{aligned}
 F^t(t) - k_r x^t(t) - b_r \dot{x}^t(t) - A_r (p_{11}^t(t) - p_{am}) &= m_r \ddot{x}^t(t); \\
 [p_{11}^t(t) - p_{12}^t(t)] A_r &= m_1 \ddot{x}_1^t(t); \\
 p_{12}^t(t) - p_{21}^t(t) &= I_i \dot{q}_i^t + R_i q_i^t(t); \\
 [p_{21}^t(t) - p_{22}^t(t)] A_r &= m_2 \ddot{x}_2^t(t); \\
 I_i &= \rho l_i; R_i = 128 \mu l_i / \pi d_i^4.
 \end{aligned}
 \tag{1.1}$$

$m_r; m_1; m_2$ – сосредоточенные массы, A_r – сечение подвижного элемента, ρ – плотность l_i – длина, d_i – диаметр, x^i – координата, $F^i(t)$ – внешняя сила, k_r – жесткость, b_r – коэффициент вязкого демпфирования, $p_{am}; p_{11}^i; p_{12}^i; p_{21}^i; p_{22}^i$ – давления, \dot{q}_i^i – показатель типа развязки.

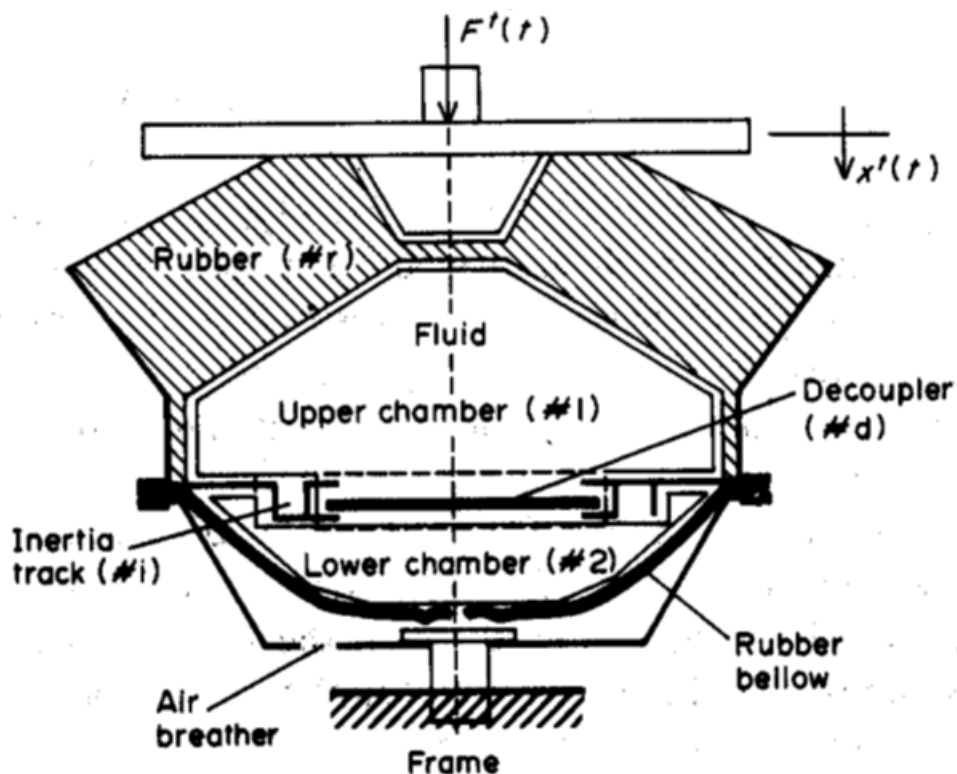


Рисунок 1.1. Гидравлическая опора

Предложенная модель позволяет производить оценку влияния перепада давления в гидравлических камерах для разработанной авторами виброопоры и аналогичных конструкций, следовательно, имеет существенные ограничения по области ее применения в инженерной практике.

В работах Г.Я. Пановка, А.Е. Шохина А.Н. Брысина и др. описываются инерционные гидравлические преобразователи (системы гидравлических каналов) способные моделировать жесткостные характеристики гидравлической камеры виброопоры [51–60]. Сопротивление гидравлических каналов без установки в них системы регулирующей аппаратуры с элементами прецизионной механики не управляемо. Выполнение гидравлических систем с инерционными гидравлическими преобразователями возможно в регулируемой модификации, но

наличие механических элементов снижает их динамические характеристики и надежность, а также значительно повышает стоимость производства и обслуживания.

А.А. Гришаев, М.Я. Израилович и другие предложили с целью совершенствования процесса виброгашения применять гидроопоры с активным управлением, разработали конструкции и создали методы их расчета [61–62].

Возможность осуществления одновременного параметрического и силового регулирования рассмотрена в работах А.А. Гришаева А.В. Синева и М.Я. Израиловича. С целью реализации комбинации параметрического и силового регулирования возникает необходимость создания новых конструктивных решений. В работах А.А. Гришаева предложена конструкция устройства виброзащиты с гидравлической рабочей камерой, рисунок 1.2 [63].

В представленной А.А. Гришаевым конструкции гидроопоры силовая составляющая сигнала управления формируется за счет изменения давления в рабочих полостях гидроцилиндра, создавая противодействующее нагрузке усилие. Методика расчета, изложенная в работах А.А. Гришаева и М.Я. Израиловича, позволяет производить оценку рабочих характеристик гидроопоры с учетом силового виброгасящего воздействия сложной структуры [61–63].

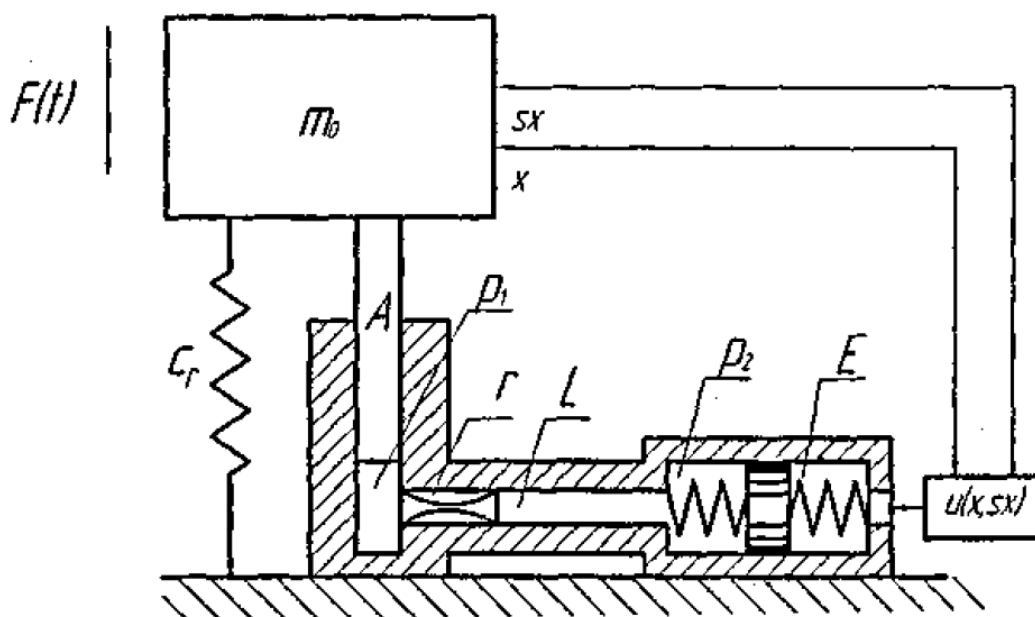


Рисунок 1.2. Гидравлическая опора комбинированного параметрического и силового регулирования

Уравнение динамики гидропоры:

$$(m_o + LA^2)x + rA^2x + \left(c_r + \frac{A^2}{E}\right)x = F(t) - \frac{A}{S}u(x, x) \quad (1.2)$$

m_o – масса объекта демпфирования, A – площадь поршня, c_r – жесткость, S – площадь сечения мембраны, r – линейное гидравлическое сопротивление канала, E – емкость дополнительной камеры, $F(t)$ – внешняя сила, $u(x, x)$ – активное виброгасящее воздействие.

Усилие на основании гидропоры:

$$P(t) = m_1\ddot{x} + 2k\dot{x} + \omega_o^2x; \quad (1.3)$$

$$m_1 = LA; 2k = rA^2; \omega_o^2 = c_r + A^2 / E.$$

А.А. Гришаевым сформулированы критерии оптимальности для систем виброзащиты, имеющих гидравлические рабочие камеры, а именно оптимальности при определении виброгасящего воздействия предложено считать минимум величины коэффициента передачи усилия на основание, а точнее – максимальной величины этого коэффициента в периодическом режиме [63].

$$J = \min_u \max_{t \in [0; 2\pi/\omega]} |n(t)| = \bar{n}^{**}; \quad (1.4)$$

$$n(t) = \frac{P(t)}{F(t)}.$$

Численно активное виброгасящее параметрическое и силовое воздействие примет вид:

$$v(x, x) = \text{sign}(xx); \quad (1.5)$$

$$u^{**}(x, x) = \left[M(\omega)(\omega_o^2 - m\omega^2) + \frac{\Delta c_r}{N_1} \text{sign}(xx) \right] x + M(\omega)2kx;$$

$$M(\omega) = \frac{\sqrt{\frac{\omega V}{\pi}}}{B - N_1 \sqrt{\frac{\omega V}{\pi}}}; N_1 = \frac{A}{S}.$$

V – интенсивность виброгасящего воздействия.

Значение критерия оптимальности:

$$\bar{n}^{**} = \frac{|Q_1(\omega)|}{|Q_2(\omega)|}; \quad (1.6)$$

$$|Q_1(\omega)| = \left[(\omega_o^2 - m\omega^2)^2 + \left(2k\omega + \frac{4\Delta c_r}{\pi} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}};$$

$$2k_1 = 2k [1 + N_1 M(\omega)];$$

$$\bar{\omega}_o^2 = \omega_o^2 + N_1 M(\omega) (\omega_o^2 - m\omega^2);$$

$$m = m_o + LA^2.$$

Силовое регулирование в гидроопорах существенно зависимо от геометрических параметров рабочих камер, следовательно, максимальные значения лимитированы объемами рабочих камер. Поэтому уменьшение размеров систем виброгашения и снижение массогабаритных показателей готовых изделий требуют развития иных комбинированных способов виброзащиты, а именно конструкций жидкостных рабочих камер с меньшими габаритами способных осуществлять комбинированное регулирование и методов проектирования и расчета подобных систем.

Необходимо учитывать то, что источник давления в управляющей линии гидроцилиндра также обладает механическими элементами высокого класса точности и всеми негативными эффектами прецизионной механики.

Вязкостная диссипация энергии является следствием ее теплового рассеивания в результате гидродинамического трения в слоях жидкого объема и предполагает движения жидкой среды внутри рабочей камеры, что также имеет существенную инерционность и значительные временные периоды переходных процессов.

Г.А. Павловым, М.Н. Лариным и Г.Н. Галкиным описан способ устранения резонансной вибрации длиномерной конструкции путем изменении частот собственных поперечных колебаний корпуса, реализуемый за счет использования рабочей среды и регулирования жесткости опоры, ими предложена конструкция гидравлической системы, осуществляющей виброзащиту [64]. Конструкция гидравлической системы виброзащиты осуществляет генерирование осцилляций

за счет изменения давления в рабочей камере опоры и регулируется от источника давления, то есть путем изменения объема рабочей среды в рабочей камере. В данной системе также применяется источник давления, в конструкции которого имеются механические элементы снижающие быстродействие и надежность системы, а производительность устройства зависит от размеров рабочих камер и снижается с понижением их габаритов.

Численные зависимости, применяемые для описания рабочих процессов систем виброзащиты, в целом основываются на уравнениях движения масс, но во многом зависят от конструктивных особенностей исполнительных устройств. Поэтому в случае дальнейшего развития конструктивно-схемных решений возникает потребность в создании новых методик их проектирования и расчета.

Поэтому очевидно, что наиболее перспективным направлением в области виброзащиты являются системы, не содержащие подвижных механических элементов и способные бесконтактным путем осуществлять управление диссипативными, жесткостными и расходными характеристиками рабочих сред, то есть магнитореологические системы виброгашения и виброизоляции.

1.2. Характеристика численных методов и конструктивно-схемных решений магнитореологических систем виброзащиты

Как было отмечено в предыдущем разделе жидкостные рабочие камеры осуществляют вязкостную диссипацию механической энергии, следовательно, существует возможность моделирования степени рассеивания механической энергии путем изменения вязкости рабочей среды.

В последние десятилетия широкое распространение получили адаптивные системы демпфирования и виброгашения, применяющие в качестве рабочей среды магнитореологическую жидкость. Управление диссипативно-жесткостными свойствами в рабочих камерах подобных устройств осуществляется за счет изменения вязкости магнитореологической среды во внешних электромагнитных полях, что позволяет эксплуатировать оборудование в режиме вязкоупругого

демпфирования. Наиболее распространенные варианты конструкций представлены в работах [65–71].

Принимая во внимание способность магнитореологической жидкости изменять свои вязкостные характеристики во внешних магнитных и электромагнитных поля, очевидно, что магнитореологические системы являются адаптивными и их рабочие параметры легко регулируются.

В области магнитореологических технологий проведено большое количество исследований, как наиболее интересные и значимые из них следует выделить следующие работы.

Б.А. Гордеев и А.С. Плехов и др. систематизировали подход к математическому моделированию адаптивных виброизоляторов и разработали методы моделирования характеристик гидравлических и магнитореологических трансформаторов механической энергии в системах виброзащиты [72–75]. Б.А. Гордеевым созданы способы управления инерционных магнитореологических трансформаторов в гидроопорах и их конструкции [76–78].

Как известно для осуществления вязкостной диссипации механической энергии в объеме рабочей среды необходимо сообщение жидкости данного объема компонента скорости. Один из вариантов магнитореологической опоры обладает инерционными трубками, часть из которых содержит магнитореологические дросселирующие элементы, регулирующие гидравлическое сопротивление в потоках магнитореологической жидкости, рисунок 1.3.

Процесс дросселирования магнитореологической среды во внешнем магнитном поле численно описывается уравнениями Максвелла, Навье-Стокса неразрывности, состояния среды и закона сохранения энергии [72–79]:

$$\frac{\partial H}{\partial t} = \text{rot}[vH] + \eta_m \Delta H; \quad (1.7)$$

$$\text{div}H = 0; \eta_m = \frac{c^2}{4\pi\gamma};$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + (v\nabla)v = -\frac{1}{\rho} \text{grad}p - \frac{1}{4\pi\rho} [H\text{rot}H] + \frac{\eta}{\rho} \Delta v + \frac{1}{\rho} \left(\xi + \frac{\eta}{3} \right) \text{graddiv}v;$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho v) = 0; p = p(\rho, T);$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\rho v^2}{2} + \rho u + \frac{H^2}{8\pi} \right) = -\text{div}W;$$

$$W = \rho v \left(U + \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} \right) - K \nabla T + \eta \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial v_x}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v_y}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial v_z}{\partial z} \right)^2 \right] + \left[\left(\frac{\partial v_x}{\partial y} + \frac{\partial v_y}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v_x}{\partial z} + \frac{\partial v_z}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v_y}{\partial z} + \frac{\partial v_z}{\partial y} \right)^2 \right] - \frac{2}{3} (\text{div}v)^2 + \xi (\text{div}v)^2 \right\} v + \frac{1}{4\pi} [H(vH)] - \frac{\eta_m}{4\pi} [H\text{rot}H].$$

ρ – плотность среды, v – скорость движения среды в дроссельных каналах, U – внутренняя энергия, H – напряженность внешнего магнитного поля, W – плотность потока энергии (вектор Умова-Пойнтинга), K – коэффициент теплопроводности, η и ξ – коэффициенты первой и второй вязкостей среды, T – абсолютная температура.

Плотность тока и сила Лоренца:

$$J = \frac{\gamma}{c} [vH]; F_L = \rho_{el} E + \frac{1}{c} [jH]; j = J + \rho_{el} v + \gamma E. \quad (1.8)$$

ρ_{el} – плотность электрических зарядов в среде, E – напряженность внешнего электрического поля, γ – электропроводность.

Работы M. Giuclea, T. Sireteanu, D. Stancioiu, S. Guo, S. Yang, C. Pan и др. посвящены моделированию динамики магнитореологических систем демпфирования и подтверждают высокую скорость отклика магнитореологических систем виброзащиты на сигнал управления и малые значения времени переходных процессов, которые составляют менее 200 мс [80–83].

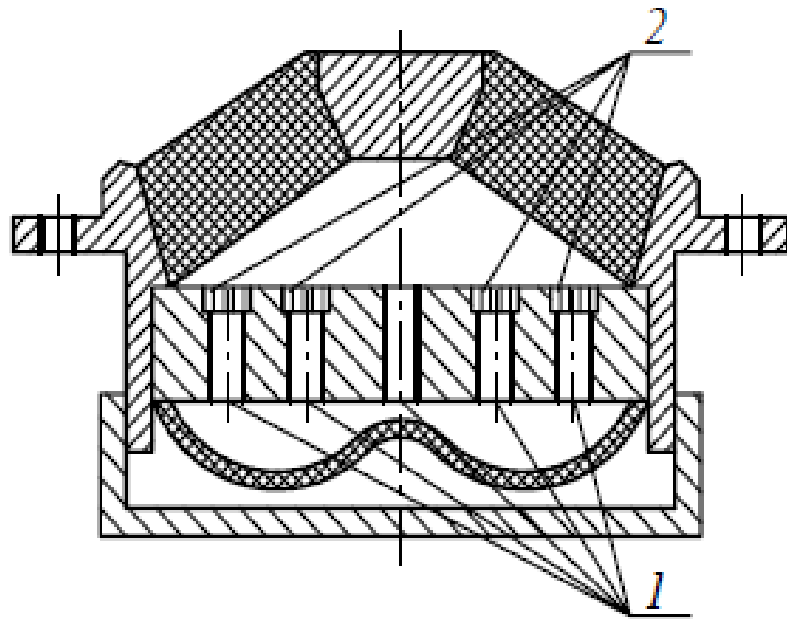


Рисунок 1.3. Магнитореологическая опора с системой инерционных каналов: 1 – инерционные каналы, 2 – дросселируемые каналы

D.H. Wang, W.H. Liao показали существенный вклад в оптимизацию процесса демпфирования сдвиговых напряжений [84–85].

Существует большое количество магнитореологических камер различного конструктивного исполнения, реализующих способы регулируемой вязкостной диссипации вибрационных и ударных нагрузок [64–71].

Основным недостатком приведенного способа регулируемой вязкостной диссипации механической энергии является необходимость существенного повышения вязкости магнитореологической среды для увеличения производительности рабочего процесса системы виброзащиты, что в свою очередь приводит к росту гидродинамического трения в объеме среды (росту тепловыделения на жидкостное трение). Также требуемое увеличение параметров управляющего поля дополнительно ведет к потенцированию индукционного нагрева частиц магнетика, снижая вязкость жидкости носителя и вызывая нестабильность рабочих характеристик системы.

Очевидно, что регулирование процесса диссипации механической энергии только за счет управления вязкостью рабочей среды не достаточно и требует оптимизации и совершенствования методик и конструкций систем.

Магнитореологические камеры могут выступать, как самостоятельные устройства диссипации ударных и вибрационных нагрузок, так и в сочетании с иными жидкостными или газовыми рабочими камерами. Поэтому существует потребность инновационного подхода к дальнейшему развитию конструкций магнитореологических рабочих камер адаптивных аппаратов.

1.3. Способы регулирования рабочих характеристик магнитореологических систем виброзащиты путем генерирования акустических, гидродинамических и реологических эффектов

Фундаментальные основы методики формирования и описания акустических эффектов в ферромагнитных / магнитореологических средах рассмотрены в работах R.J. Urick, W.S. Ament, J.W.M. Boelhouwer, J. Rudnick, D.Y. Chung, W.E. Isler, T.C. Lin, G.W. Morgan, R. Kaiser, С. Такетоми, С. Тикадзуми, К. Ненjes, J.P. Mc. Taque, И.Е. Тарапова, В.М. Полунина, А.Н. Виноградова, В.В. Гогосова, Б.Е. Кузина, В.В. Соколова, В.Г. Баштовым, Б.М. Берковским, М.С. Краковым и др., авторами описано и научно обосновано влияние изменения параметров внешнего поля на характеристики акустических волн, распространяющихся в намагниченных средах [72–104].

Результаты экспериментов В.А. Налетовой и Ю.М. Шкель свидетельствуют об увеличении перепада давления в перпендикулярном потоку поле [105–106].

В работах С. Такетоми, С. Тикадзуми и др. предлагается введение магнитной составляющей полного давления в объеме ферромагнитной жидкости, помещенного во внешние магнитные поля [95]:

$$P = const - \rho gz + \int_0^H M(H) dH \quad (1.9)$$

g – ускорение свободного падения, M – намагниченность.

Также С. Такетоми, С. Тикадзуми и др. описывают эффекты, связанные с формированием гидростатических подъемных сил в объеме магнитореологической среды, помещенной во внешние магнитные поля, за счет роста плотности [95]:

$$\rho' = \rho - \frac{M}{g} \cdot \frac{\partial H}{\partial z} \quad (1.10)$$

Влияние параметров магнитного поля на распространение акустических волн и поглощения колебательных эффектов в намагниченной жидкости описано в работе W.E. Isler и D.Y. Chung [89]. Данные исследования получили развитие в работах В.В. Соколова, в которых определены частотные зависимости скорости распространения волн и коэффициенты затухания колебаний [101–102].

Анизотропия скорости распространения звуковой волны в магнитореологической среде:

$$\Delta = \frac{C(\varphi) - C_{\perp}}{C_{\perp}} \quad (1.11)$$

C – скорость распространения магнитозвуковой волны, φ – угол между волновым вектором и направлением внешнего магнитного поля.

$$C^2 = M^2 \beta_{\perp} \cos^2 \varphi \quad (1.12)$$

β_{\perp} – коэффициент, описывающий магнитоупругие свойства.

В качестве элементов управления колебательных систем в некоторых работах В.Р. Маса, R.W. Jones, N.R. Harland, О.В. Лобовой, Е.Б. Постникова, В.М. Полунина и др. описывается возможность применения магнитожидкостных вставок, и приводятся авторские методики их расчета [103–112].

О.В. Лобова и В.М. Полунин для расчета распространения акустических волн в жидкостной цепочки предложили следующие зависимости:

$$\begin{aligned} U_n &= A \exp i(\omega t - nk_w d); \\ \omega^2 &= \omega_m^2 + 4\chi' \sin^2 \frac{k_w d}{2}; \\ \chi' &= \rho_b c^2 / \frac{\eta}{\nu} ab. \end{aligned} \quad (1.13)$$

U_n – смещения сегментов, A – амплитуда, k_w – волновое число, n – номер сегмента, t – время, d – период идентичности, ω – частота. b – высота магнитореологической субкамеры, d – период идентичности, a – высота перегородки, ρ_b – плотность перегородки, η – динамическая вязкость, ν – кинематическая вязкость.

T. Sawada, H. Nishiyama и T. Tabata экспериментально доказали зависимость распространения акустических волн от параметров внешних магнитных полей [113].

Эффективность процесса регулируемой диссипации акустических волн описана теоретически и подтверждена экспериментально в работах В.М. Паукова, О.В. Лобовой, Е.Б. Постникова, В.М. Полуниним и др. [98; 107–112]

$$\begin{aligned} H^2 &= H^{*2} + 2H^* H_a chkx \sin(kz - \omega t) + H_a^2 [sh^2 kx + \sin^2(kz - \omega t)]; \\ v_z &= \frac{\left(\frac{A_H}{\rho}\right) \omega / k}{\left(\frac{\omega}{k}\right)^2 - c_f^2} \cos 2(kz - \omega t) - \frac{4A_H}{\rho} \frac{H^*}{H_a} \frac{k}{\omega} chkx \sin(kz - \omega t); \\ v_x &= \frac{4A_H}{\rho} \frac{H^*}{H_a} \frac{k}{\omega} chkx \cos(kz - \omega t); \\ H_a &= \frac{B}{\mu_0 (1 + \chi) shkl}; \\ A_H &= \mu_0 \chi H_a^2 / 4. \end{aligned} \quad (1.14)$$

H^* – постоянная составляющая напряженности управляющего поля, k – волновой вектор, c_f – скорость звука в магнитореологической среде, l – высота объема магнитореологической среды в рабочей камере, ω – угловая частота, t – время, ρ – плотность, χ – магнитная восприимчивость, B – магнитная индукция,

μ_0 – магнитная проницаемость.

Теоретические исследования проведенные В.В. Гогосовым демонстрируют зависимость акустических параметров ферромагнитной / магнитореологической среды от размеров и формы агрегатов частиц, образующихся во внешних полях. Очевидна зависимость распространения акустических волн от геометрии рабочих ферромагнитных / магнитореологических камер.

Выше приведенные работы доказывают высокую эффективность регулируемой вязкостной диссипации акустических (ударных) волн в ферромагнитных / магнитореологических средах. Проведенные авторами фундаментальные исследования свидетельствуют о возможности создания ферромагнитных / магнитореологических систем демпфирования и виброзащиты с большой глубиной регулирования и высоким быстродействием, а также предоставляют базовые расчетные зависимости для численного описания данных физических эффектов в инженерной практике.

Еще одним перспективным и имеющим прикладное значение физическим эффектом, является инерционно-вязкий эффект в объеме феррожидкостных сред во внешних переменных полях. Существующие системы активной вибрационной защиты имеют механические осцилляторы и источники давления, содержащие подвижные механические элементы, которые обладают значительной инерционностью и большим временем переходных процессов, что понижает скорость отработки сигнала управления и надежность конструкции системы, поэтому необходимо создание альтернативных технологий активной и полуактивной виброзащиты, исключающих применение механических элементов. Например, перспективна разработка систем на основе феррожидкостных осцилляторов.

Возможность реализации феррожидкостного осциллятора доказана В.М. Полуниным и рядом исследований представителей его научной школы: П.А. Ряполов, А.Н. Кутуев и др. В работах Ю.К. Братухина и А.В. Лебедева описаны

вынужденные колебания сферического объема магнитной жидкости во внешнем магнитном поле [114–117].

В работах В.М. Полунина в качестве осциллятора применялся объем феррожидкостной среды, помещенный в U-образную трубку и расположенный во внешних магнитных полях [98], поэтому данная экспериментальная работа также является подтверждением эффекта магнитной левитации.

Работы В.М. Полунина, посвященные феррожидкостным осцилляторам во многом являются продолжением исследований А.В. Гладилина, который показал возможность создания эффективной колебательной системы за счет эффекта полной магнитной левитации высокотемпературного сверхпроводника в постоянном магнитном поле при дополнительном воздействии на него вихревого поля [118].

В.М. Полуниным были получены зависимости, позволяющие численно описывать возбуждение звуковых и ультразвуковых колебаний частиц феррожидкостных сред [98]:

$$u(r,t) = \frac{\mu_0 \chi I_0^2 (r_1 + r_0)}{64\pi^2 \omega^2 r_1^2 r_0^2 \rho} \left[\frac{\sqrt{r_1} \sin k(r - r_0) - \sqrt{r_0} \sin k(r_1 - r_0)}{\sqrt{r} \sin kd} - 1 \right] \cos 2\omega t; \quad (1.15)$$

$$d = \lambda m / 2; m = 1, 2, 3, \dots$$

I – сила тока, λ – длина волны, r ; r_0 ; r_1 – радиусы.

Также В.М. Полуниным Г.В. Карповой, О.В. Лобовой, В.М. Пауковым и Е.Б. Постниковым определена частота колебаний воздушно-магнитожидкостного резонатора [119]:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\rho_g c^2 S}{\rho b V_0} + \frac{2\mu_0 M_z}{\rho b} \frac{\partial H_z}{\partial z}} \quad (1.16)$$

ρ_g – плотность воздуха, c – скорость звука в воздухе, S – площадь кругового сечения трубки, V_0 – объем воздушной полости, b – высота магнитожидкостного резонатора.

М. El Raheb и Р. Wagner в своих работах теоретически обосновали влияние на цилиндрические и тороидальные оболочки жидкой среды акустических волн, описали численные модели процесса их распространения, учитывающие особенности формы объемов жидких сред и привели результаты расчетного эксперимента изменения параметров их формы, вследствие, акустического воздействия, также показав явные изменения давления по объему жидкой среды, приводящие к вынужденным колебаниям [120].

Применение механических регулирующих аппаратов в управляющих контурах магнитоэологических систем виброзащиты значительно ухудшает их динамику и снижает надежность.

Существующие конструкции магнитоэологических регулирующих аппаратов управляют расходными характеристиками за счет моделирования гидравлического сопротивления потока посредством изменения вязкости магнитоэологической среды во внешних магнитных / электромагнитных полях [64–71], что накладывает ограничения по предельным рабочим давлениям систем, так как резкие скачки давления могут привести к непроизвольной перетечке рабочей среды через проточную полость.

Поэтому очевидна необходимость совершенствования также конструкций управляющих контуров магнитоэологических рабочих камер и создания принципиально новых регулирующих устройств и методов их проектирования и расчета.

Одним из возможных и перспективных путей повышения рабочих давлений регулирующих магнитоэологических аппаратов в управляющих контурах рабочих камер является формирование в потоке регулируемых гидродинамических эффектов во внешних магнитных / электромагнитных полях.

Например, возможность придания движения объему ферромагнитной / магнитоэологической жидкости во вращающихся полях описана еще в работах R.E. Rosensweig и R. Moskowitz [121]. Предложенные ими теории были развиты и отчасти опровергнуты В.М. Зайцевым и М.И. Шлиомисом [122–125]. Приведенные работы носили фундаментальный характер и показали выраженную

несостоятельность применения исключительно численных методов в решении задач магнитогидродинамики.

Сама возможность придания объему жидкости, обладающей ферромагнитными свойствами, вихревой траектории движения во внешних вращающихся магнитных полях подтверждена экспериментально и описана в работах А.В. Лебедева [126], но полноценной реализации в прикладном направлении ротационные эффекты в ферромагнитной / магнитореологической жидкости не получили.

Также выполненные Э.Я. Блумом, М.М. Майоровым, А.О. Цеберсом [127] эксперименты дают достаточно противоречивые результаты, которые показывают, что вращение ферромагнитной жидкости в ротационных полях возможно, но в некоторых случаях по направлению поля, а в ряде работ в направлении противоположном полю, при этом отсутствуют и общепризнанные теоретические обоснования данным магнитогидродинамическим эффектам.

В прикладных направлениях гидродинамики принято использовать различные критерии и поправочных коэффициенты, позволяющие упростить процесс численного моделирования рабочих процессов систем, а также повысить достоверность получаемых результатов, поэтому предпочтительно создание математических моделей с применением результатов полученных эмпирическими методами.

Возможность транспортировки ферромагнитных / магнитореологических жидкостей в ротационных полях перспективна, но еще более интересно применение вихревого магнитогидродинамического эффекта для регулирования расходных характеристик потока. В классической гидравлике для управления гидравлическим сопротивлением в потоке широкое распространение получили гидродинамические эффекты, позволяющие получать падение давления в вихревых камерах. Поэтому создание подхода реализации комбинированных методов управления расходными характеристиками потока ферромагнитных / магнитореологических жидкостей и разработка оригинальных

магнитореологических устройств, позволяющих применять комбинированные методы управления, имеют существенное прикладное значение.

Численная модель описания линейных динамических управляющих электромагнитных полей приведена в работах А.В. Воронкова, М.П. Галанина, А.С. Родина [128], которая дает неплохие результаты описания магнитогидродинамики, при условии ее дополнения расчетными зависимостями, позволяющими учитывать изменения вязкостных характеристик магнитных сред во внешних полях и эффектов насыщения и гистерезиса. Это было показано в исследованиях, которые легли в основу моей кандидатской диссертационной работы [129].

Описание рабочих процессов магнитореологических или магнитодинамических систем в общем виде сводится к совместному решению уравнений Максвелла и Навье-Стокса:

$$\begin{aligned}
 B = \operatorname{rot} A; E = -\frac{\partial A}{\partial t} + [v \times \operatorname{rot} A]; \operatorname{rot} \frac{1}{\mu} B = -\operatorname{rot} \frac{1}{\mu} \operatorname{rot} A; \\
 B = B_m \sin(\omega t + \psi_m); \\
 \rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + (v \nabla) v \right) = -\operatorname{grad} p + \eta \Delta v + F_L; \\
 \frac{\partial p}{\partial t} + \rho \operatorname{div} v = 0.
 \end{aligned} \tag{1.17}$$

A – векторный потенциал, B_m – амплитуда магнитной индукции, E – напряженность электрического поля, ψ_m – фаза, p – давление.

Основываясь на представленном в настоящем разделе материале, определим следующие направления развития методов вибрационной защиты:

- Создание новых подходов совершенствования и рационализации процессов диссипации в магнитореологических системах виброзащиты и рабочих процессов в их приводных системах за счет применения комбинации различных гидродинамических (линейных и вихревых) и реологических эффектов, позволяющих существенно повысить эффективность процесса

диссипации механической энергии путем рационализации сочетания параметров сигнала управления комбинированного типа.

- Разработка методов проектирования и расчета феррожидкостных систем активной виброзащиты и регулируемой виброизоляции, способных численно описывать особенности рабочего процесса систем совместно применяющих феррожидкостные осцилляторы и вязкоупругое демпфирование, а также регулирующих магнитореологических / магнитодинамических аппаратов комбинированного типа.
- Разработка методов проектирования и расчета, адаптивных магнитореологических систем демпфирования и виброзащиты способных учитывать особенности физических эффектов, формирующих рабочий процесс в магнитореологических камерах, например, неоднородное распределение диссипативно-жесткостных свойств.
- Улучшение и оптимизация динамики магнитореологических демпфирующих элементов за счет учета в численной модели нелинейностей рабочего процесса.

1.4. Характеристика численных методов и конструктивно-схемных решений контуров охлаждения и термостатирования в системах виброзащиты

Как уже было отмечено основной причиной нестабильности рабочих характеристик магнитореологических систем являются тепловыделения в объеме жидкой среды под действием сил вязкостного трения и внешних полей, приводящие к росту температуры, снижению вязкости жидкости носителя и магнитной восприимчивости частиц магнетика.

Как известно, эффект термомагнитной конвекции в магнитореологических / феррожидкостных средах протекает в соответствии с законом Кюри-Вейса и связан с парамагнитными свойствами и со снижением магнитной восприимчивости частиц магнетика при росте температуры рабочей среды.

Тепловыделения в объеме магнитореологической среды, по мере приближения к источнику электромагнитного поля возрастают, создавая по

объему градиент магнитной восприимчивости. При этом частицы магнетика холодного объема магнитореологической жидкости обладают большей магнитной восприимчивостью и притягиваются сильнее, чем частицы магнетика горячего объема, что приводит к самоциркуляции рабочей жидкости, но также и к неоднородности магнитных свойств в объеме.

Поэтому динамику тепловых процессов в объеме магнитореологической рабочей среды следует оценивать исходя из условия однородности магнитных свойств.

В общем виде термогидромагнитные эффекты описываются системой уравнений феррогидродинамики Розенцвайга-Нойрингера [130–131]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial(v_1 T)}{\partial x} + \frac{\partial(v_2 T)}{\partial y} &= \frac{1}{\text{Pr}} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right); \\ \frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2} &= -\Phi \left[v_1 = \frac{\partial \psi}{\partial y}, v_2 = -\frac{\partial \psi}{\partial x} \right]; \\ \frac{\partial \Phi}{\partial t} + \frac{\partial(v_1 \Phi)}{\partial x} + \frac{\partial(v_2 \Phi)}{\partial y} &= \frac{\partial^2 \Phi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \Phi}{\partial y^2} + Gr \frac{\partial T}{\partial x} + Gr_m \left(\frac{\partial H}{\partial x} \frac{\partial T}{\partial y} - \frac{\partial H}{\partial y} \frac{\partial T}{\partial x} \right). \end{aligned} \quad (1.18)$$

$v_1; v_2$ – компоненты скорости, ψ – функция тока, Φ – завихренность потока, Pr – критерий Прандля $Gr; Gr_m$ – критерии Грасгофа, T – температура.

Более подробно термомагнитные эффекты, естественная конвекция и процессы теплообмена в жидкостях, обладающих магнитными свойствами, описаны в работах В.Е. Фертмана, В.К. Полевикова, Б.М. Берковского, Л.П. Орлова и др. [132–136], которые дают общие представления о динамике процессов теплообмена, но не учитывают особенности работы управляющих контуров магнитореологических систем демпфирования и виброзащиты комбинированного типа.

Например, не малый прикладной интерес представляют процессы конвекции магнитной жидкости под действием переменного магнитного поля, описанные в работах А.В. Беляева, Б.Л. Смородина, В.А. Finlayson, М.И.

Шлиомиса и др. [123–125; 137–139] и приведенные авторами численные модели процесса конвекции магнитных сред:

$$\begin{aligned} \rho \frac{Dv}{Dt} &= -\nabla p_H + \eta \Delta v + \rho g + \nabla \cdot HB; \\ \left[\rho C_{v,H} - \mu_0 H \left(\frac{\partial M}{\partial T} \right)_{v,H} \right] \frac{DT}{Dt} + \mu_0 T \left(\frac{\partial M}{\partial T} \right)_{v,H} \cdot \frac{DH}{Dt} &= \aleph \Delta T; \\ \operatorname{div} v &= 0; \operatorname{div} B = 0; \operatorname{rot} H = 0; \rho = \rho_0 (1 - \alpha (T - T_a)); \\ \frac{D}{Dt} &= \frac{\partial}{\partial t} + v \cdot \nabla; p_H = p + B \cdot H / 2; \\ M &= M_s L(\xi); L(\xi) = \operatorname{cth}(\xi) - \frac{1}{\xi}; \xi = \frac{\mu_0 m_q H_m}{k_B T_a}. \end{aligned} \quad (1.19)$$

$C_{v,H}$ – теплоемкость, \aleph – теплопроводность, T_a – средняя температура в слое, M_s – намагниченность насыщения, m_q – магнитный момент, k_B – постоянная Больцмана, H_m – амплитуда напряженности магнитного поля, α – коэффициент теплового расширения.

Также еще в работах J.W. Rayleigh при рассмотрении колебательных процессов в жидких средах были учтены не только вязкостные эффекты, но и эффекты, возникающие в процессе тепловыделений, теплопроводности и теплоотвода [140].

Очевидно, что необходимо учитывать данные теплофизические явления при проектировании жидкостных контуров и разработать метод и алгоритм рационализации системы термостатирования с учетом специфики магнитореологических систем демпфирования и виброзащиты комбинированного типа, которые бы обеспечивали оптимальные температурные параметры для вязкостной диссипации механической энергии и не препятствовали возможности генерирования акустических и гидродинамических эффектов.

1.5. Определение перспективных направлений исследования и формулировка основных концепций развития, формирующих структуру диссертационной работы

На сегодняшний день не существует обобщенной методологии проектирования магнитореологических систем демпфирования и виброзащиты, но очевидно то, что значительный рост эффективности рабочего процесса систем возможен только при условии повышения эффективности всех элементов, следовательно, целесообразно сконцентрировать свое внимание на конструкциях ответственных элементов магнитореологических систем демпфирования / виброзащиты / виброизоляции. Изложенные в предыдущих подразделах результаты фундаментальных исследований различных авторов и описанные реологические, гидродинамические и акустические эффекты дают возможность создания принципиально новых и более эффективных систем виброзащиты, а их рациональная комбинация в значительной степени расширяет диапазон рабочих параметров систем и качественно и количественно оптимизирует процессы диссипации механической энергии. Поэтому целесообразно использование данных физических эффектов в инженерной практике и разработка на их основе оригинальных и инновационных систем демпфирования и виброзащиты комбинированного типа.

Проведенные мной исследования модернизации магнитореологических систем демпфирования / виброзащиты / виброизоляции направлены на разработку конструкций, осуществляющих комбинированное управление процессами диссипации, способных создавать оптимальные диссипативно-жесткостные свойства и производить их корректировку с учетом изменения амплитудных / частотных / фазовых характеристик нагружения, так как управляемость рабочими процессами в магнитореологических системах демпфирования легко реализуема за счет обратной связи [141].

Концепция развития магнитореологических систем демпфирования / виброзащиты / виброизоляции. В рамках предлагаемой мной концепции развития методов реализации контроля параметров магнитореологических рабочих сред и совершенствования конструкций рационально выделить несколько наиболее важных направлений, рисунок 1.4.

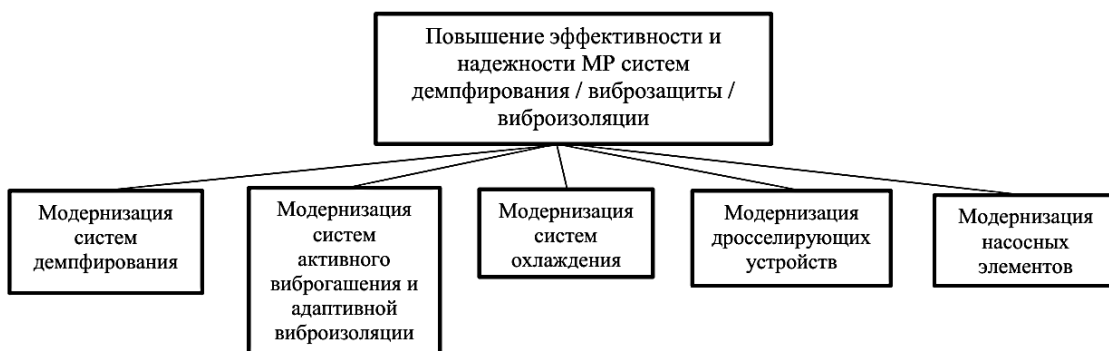


Рисунок 1.4. Обобщенная блок-схема направлений повышения эффективности и надежности магнитореологических систем демпфирования / виброзащиты / виброизоляции комбинированного типа

Магнитореологические системы демпфирования имеют проблему стабильности рабочих характеристик, что является следствием нагрева магнитореологической рабочей среды во внешних электромагнитных полях. Это устранимо за счет термостатирования рабочей среды или посредством поиска конструктивных решений, снижения чувствительности рабочих характеристик к температурным параметрам.



Рисунок 1.5. Блок-схема модернизации систем демпфирования

Наиболее простым и эффективным способом является выполнение комбинированных рабочих камер демпфера. Из числа более удачных комбинаций рабочих камер можно выделить: комбинацию магнитореологической и реологической (дилатантной) камер, комбинацию магнитореологической и рессорно-реологической камер, комбинацию магнитореологической камеры с системой гашения инерции жидкой среды. Наиболее перспективными являются конструкции магнитореологических камер с неоднородными распределенными диссипативно-жесткостными свойствами, позволяющие создавать демпфирующие устройства с принципиально новыми физическими характеристиками, рисунок 1.5.

С целью оптимизации рабочих процессов и повышения эффективности, в том числе и энергоэффективности возможна эксплуатация магнитореологических камер, как в стационарном режиме генерации неоднородных распределенных диссипативно-жесткостных свойств в магнитореологической рабочей камере, так и в импульсном режиме генерации неоднородных распределенных диссипативно-жесткостных свойств в магнитореологической камере, когерентно с распространением ударных волн в рабочей среде или в режиме противофазы.

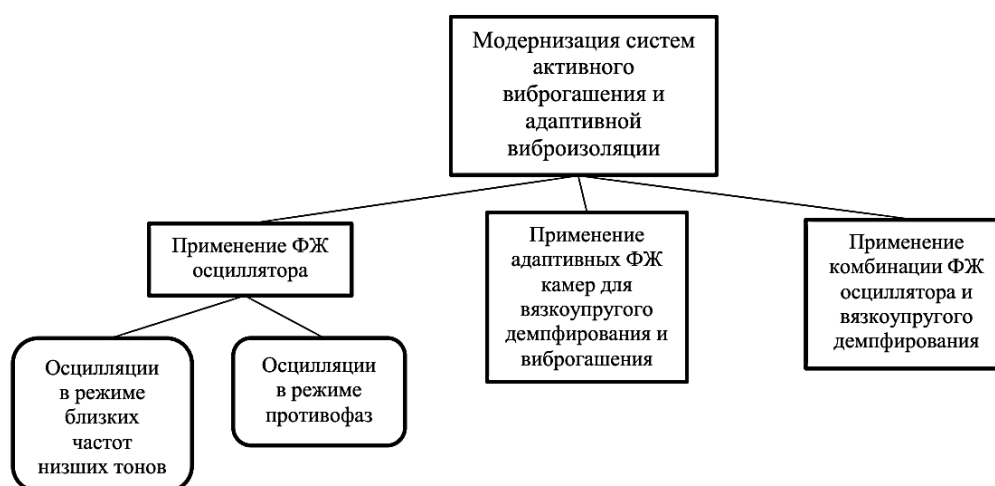


Рисунок 1.6. Блок-схема модернизации систем активного виброгашения и адаптивной виброизоляции

Для повышения эффективности процесса активной виброзащиты целесообразно использование феррожидкостного осциллятора, который в

сравнении с механическими осцилляторами обладает значительно более высокими динамическими характеристиками, минимальной инерционностью и большей надежностью, так как не подвержен механическому износу и эффектам усталости материалов, рисунок 1.6. Применение комбинации феррожидкостного осциллятора и вязкоупругого демпфирования значительно улучшает рабочие характеристики устройства, расширяет диапазон рабочих частот, позволяет уменьшить воздействие ударных нагрузок и дает возможность реализации процесса регулируемой виброизоляции.

В целом адаптивность и управляемость процесса виброизоляции легко достигается за счет применения опор с магнитореологическими или феррожидкостными рабочими камерами. Это дает возможность регулировать процесс диссипации механических нагрузок в режиме реального времени.

Модернизация систем охлаждения магнитореологических приводных систем, рисунок 1.7, может проводиться за счет конструктивного решения и посредством оптимизации метода управления. Использование альтернативных устройств управления термодинамическими параметрами рабочих сред, например, термоэлектрических элементов в конструкциях систем охлаждения значительно повышает эффективность систем, снижает их стоимость и массо-габаритные показатели.

С целью стабилизации рабочих процессов в магнитореологических системах существует потребность охлаждения не только непосредственно рабочих сред, но и индукторов блоков электромагнитного управления. Поэтому помимо совершенствования систем охлаждения рабочих сред, конструкции которых во многом заимствованы у систем охлаждения гидравлических приводов, необходимо обеспечить отвод тепла от блоков электромагнитного управления.

Наиболее простой и эффективный способ охлаждения блоков электромагнитного управления – обеспечение смачиваемости их поверхностей рабочей средой, то есть их интеграция в проточную часть устройств. Это позволяет не прибегать к использованию дополнительных систем термостатирования. Как известно полупроводниковые устройства, допускают

управление в импульсном режиме, при этом импульсная подача управляющего сигнала является более энергоэффективной и дает значительно более высокие показатели мощности на минимальных значениях энергии источника, что широко применяется, например, при создании операционных усилителей. При этом необходимо сглаживание пульсации тока, что увеличивает эффективность работы и продлевает срок эксплуатации.

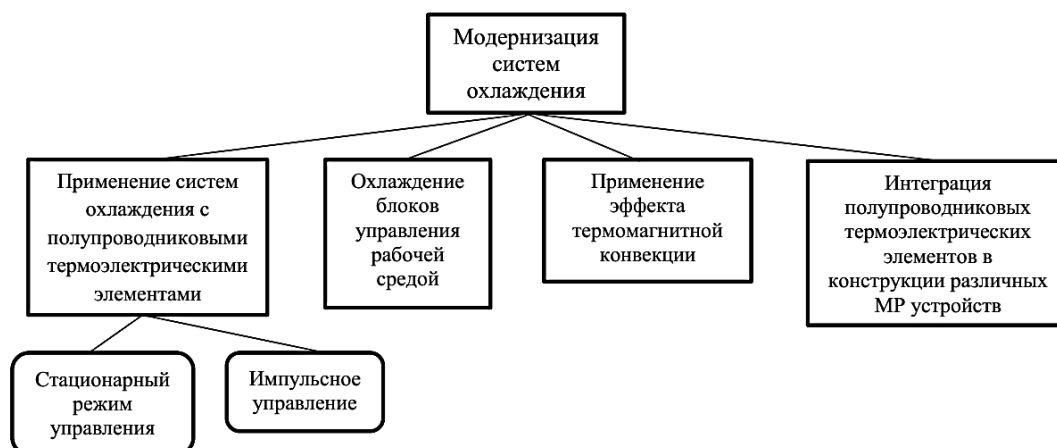


Рисунок 1.7. Блок-схема модернизации систем охлаждения

Подавляющее большинство систем осуществляют охлаждение рабочей среды по поверхности ее объема, при этом жидкостное трение и теплообразование наблюдается во всем объеме жидкости, поэтому для достижения равномерного охлаждения рационально применение эффекта термомагнитной конвекции, что обеспечивает равномерное охлаждение жидкости, обладающей магнитными свойствами, и сохранение равномерности ее магнитных свойств, препятствуя агрегации частиц магнетика. Организация термомагнитной конвекции в замкнутых полостях исключает образование градиента температур по объему рабочей среды и возникновение застойных явлений, а интеграция полупроводниковых термоэлектрических элементов в конструкции различных магнитореологических устройств позволяет создавать компактные системы охлаждения и оптимизировать компоновку систем.

Перспективы модернизации магнитореологических дросселирующих устройств и магнитодинамических насосных элементов во многом схожи, рисунки 1.8–1.9.

Как и в любых магнитореологических / магнитодинамических устройствах это достижимо путем модернизации блоков электромагнитного управления или проточной части. В свою очередь совершенствование конструкций блоков электромагнитного управления не предполагает перспектив получения потенциально инновационных результатов в модернизации конструкции самих электромагнитных индукторов. Поэтому более рациональным решением будет создание конструкций блоков электромагнитного управления с заданным пространственным расположением дифференциальных индукторов, которое определяется принципом реализации инновационных комбинированных методов управления рабочими характеристиками магнитореологических сред.

Место расположения блоков электромагнитного управления (на корпусе или в проточной части устройства) выбирается исходя из результатов теплового расчета их рабочего процесса. В зависимости от назначения устройства генерируемые управляющие электромагнитные поля могут быть вращающимися (для магнитореологических дросселирующих устройств) или винтовыми (для магнитодинамических насосов).



Рисунок 1.8. Блок схема модернизации дросселирующих устройств



Рисунок 1.9. Блок схема модернизации насосных элементов

Пути модернизации проточной части любых магнитореологических / магнитодинамических устройств также имеют общие тенденции. Это модульность конструкций, позволяющая значительно упростить создание систем с требуемыми рабочими параметрами, повышение / понижение которых легко осуществимо посредством увеличения / уменьшения числа элементов модульной конструкции – модулей. Или применение направляющего аппарата, задающего требуемый компонент скорости (радиальный / линейный компонент скорости) и сохраняющий заданную траекторию движения частиц (круговую / винтовую траекторию).

Предлагаемые конструкции магнитореологических, феррожидкостных и магнитодинамических устройств запатентованы и промышленно внедрены.

Формулировка аспектов теории повышения эффективности магнитореологических систем демпфирования / виброгашения и их приводов. Применение нестационарных управляющих полей в магнитореологических и магнитодинамических регулирующих аппаратах существенно повышает энергоэффективность магнитореологических систем

демпфирования / виброзащиты / виброизоляции. Реализация нестационарных электромагнитных полей требует существенно меньших затрат электроэнергии до 50 %, а рациональное применение полупроводниковых электронных компонентов для оптимизации генерирования управляющего электрического сигнала позволяет еще больше оптимизировать энергетическую эффективность данных систем до 70–80 %.

Импульсные управляющие сигналы потребляют значительно меньше электроэнергии по сравнению с длительными электрическими сигналами, подаваемыми на электромеханические преобразователи, используемые в магнитореологических и магнитодинамических регулирующих аппаратах. Например, подача прямоугольного сигнала, рисунок 1.10, имеет 20 % энергопотребления от длительных электрических сигналов.

При этом в случае использования рационального алгоритма включения сохраняется требуемая стабильность рабочих параметров устройства. Магнитореологические и магнитодинамические регулирующие аппараты комбинированного типа, позволяют снизить зависимость характеристик потока от вязкости рабочей среды, то есть от температурных параметров рабочей среды (вплоть до критических температур размагничивания частиц магнетика), что повышает устойчивость их рабочих процессов.

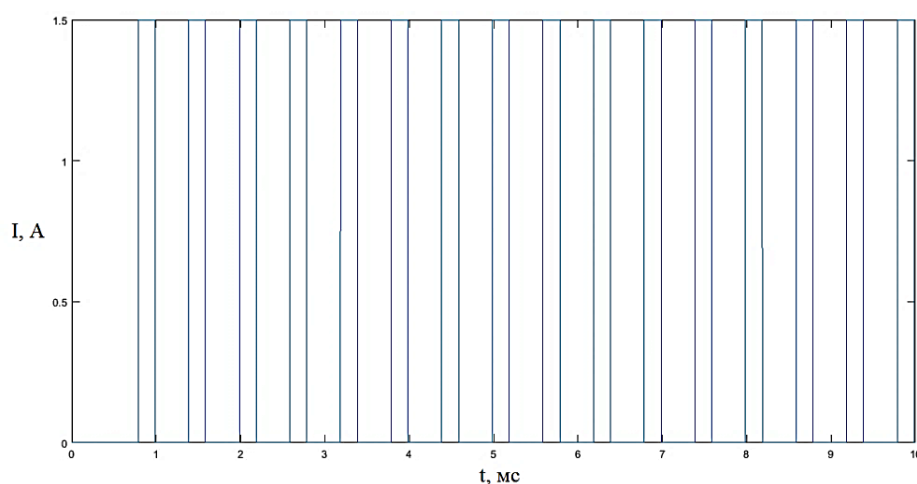


Рисунок 1.10. Прямоугольный сигнал управления

Падение вязкости при нагреве жидкости носителя, возможно, скомпенсировать ее повышением в управляющих электромагнитных полях, а

сдвиговые напряжения, приложенные к объему магнито-реологической жидкости, проявляющей дилатантные или вязкопластичные свойства, могут приводить к росту вязкости среды в сотни раз, рисунки 1.11–1.12.

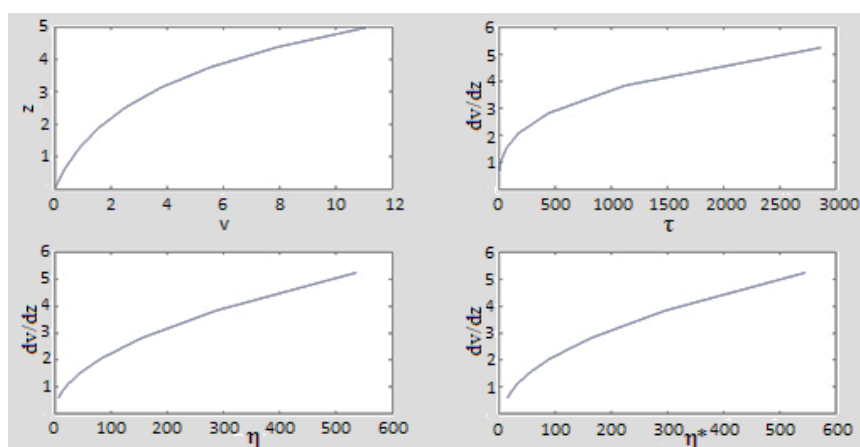


Рисунок 1.11. Расчетные зависимости магнито-реологической среды с дилатантными свойствами: z – сдвиг; см, v – скорость; см/с, dv/dz – градиент скорости сдвига; τ – напряжение сдвига; Н/см^2 , η – вязкость в температурном и механических полях; Ст , η^* – вязкость в магнитном поле; Ст

Генерирование реологических и гидродинамических эффектов способствует значительному расширению диапазона рабочих характеристик магнито-реологических систем, увеличивая эффективность рабочих процессов, рисунок 1.13.

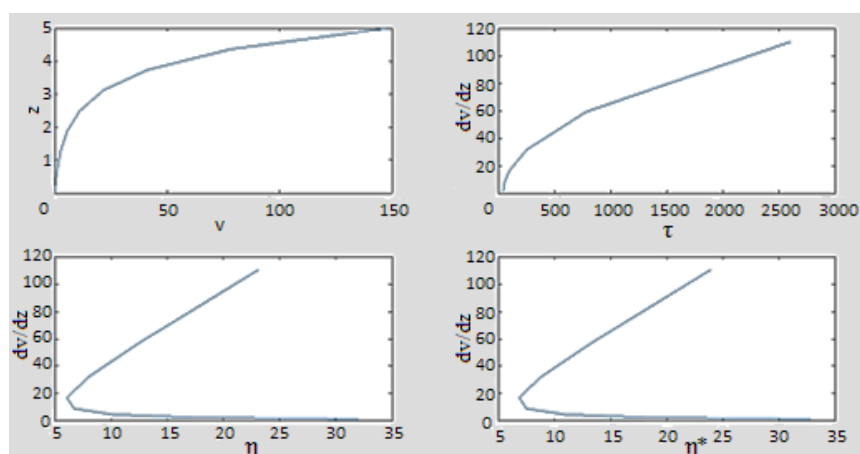


Рисунок 1.12. Расчетные зависимости магнито-реологической среды с нелинейно вязкопластичными свойствами: z – сдвиг; см, v – скорость; см/с, dv/dz – градиент скорости сдвига; τ – напряжение сдвига; Н/см^2 , η – вязкость в температурном и механических полях; Ст , η^* – вязкость в магнитном поле; Ст

Магнито-реологические и магнитодинамические регулирующие аппараты комбинированного типа управляют потоком за счет создания перепада давления в

вихре и генерирования неньютоновских эффектов – изменения вязкости в механических полях (под действием сдвиговых напряжений). Реализация гидродинамического эффекта способна создавать градиент относительного давления на входе и выходе магнито реологического регулирующего аппарата в несколько десятков раз.

Бегущие динамические электромагнитные поля, создаваемые сборками дифференциальных электромагнитов, установленных каскадом способны также выступать в качестве средства защиты трубопроводов магнито реологических систем от явлений гидравлического удара. Возможна реализация сообщения магнито реологической среде дополнительной энергии и организации в магистрали гидродинамического эффекта типа – жидкий поршень, который формируется посредством сообщения частицам магнетика кинетической энергии и генерации акустических волн. Данный гидродинамический эффект имеет прикладное значение и промышленное применение, а также позволяет бороться с падением давления в некоторых зонах при гидроударе. Приведенные выше аргументы свидетельствуют о существенном росте эффективности магнито реологических систем комбинированного типа, созданных в рамках предлагаемой концепции.

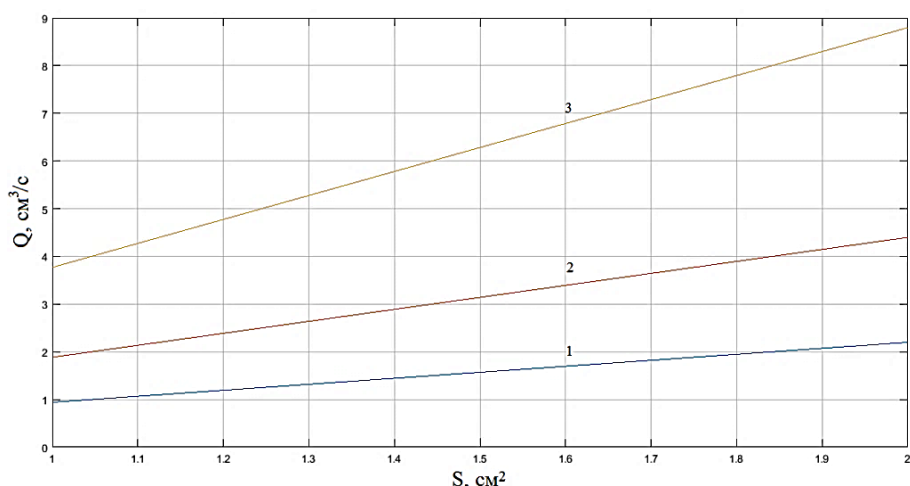


Рисунок 1.13. Статические характеристики магнито динамического насоса при различных значениях спиральности потока k: 1 линия k=1, 2 линия k=2, 3 линия k=4

Формулировка аспектов теории повышения надежности приводов магнитореологических систем демпфирования и виброгашения. Исходя из статистики типовых неисправностей регулирующих элементов гидравлических приводных систем, в среднем можно выделить следующие причины отказов и их частоту: прецизионная механика 60–70%, электромагнитная часть 5–7%, статические элементы и корпус 2–3%, функциональные элементы 20–30% [142–143].

Очевидно, что снижение количества прецизионных пар трения, обладающих значительно более высокой вероятностью отказа в сравнении с элементами, работающими в статическом режиме, уменьшает количество отказов, а полное исключение подвижных элементов из конструкции, повышает надежность в 20–30 раз.

Также упрощение геометрии проточных полостей, приводящее к снижению общего числа элементов конструкции и уменьшению выраженности эрозионных процессов, повышают надежность регулирующих аппаратов приводов систем виброзащиты и демпфирования в 5–10 раз.

Формулировка аспектов теории снижения затрат на производство и эксплуатацию магнитореологических систем демпфирования и виброгашения. Унификация конструктивных элементов и модульность конструкций позволяют сократить производственные мощности и уменьшить количество технологических линий, требуемых для производства различных типоразмеров оборудования. Принимая во внимание то, что в магнитореологических системах происходит локальное воздействие электромагнитных управляющих полей на объемы магнитореологической среды, находящейся в зоне регулирования, увеличение объемов магнитореологической среды в зонах регулирования способно менять технические характеристики устройств. В модульных конструкциях это легко реализуемо путем, увеличения длины зон регулирования за счет включения в магистраль дополнительных магнитореологических или магнитодинамических устройств, организации или монтажа дополнительных магнитореологических камер и увеличения количества

рабочих зон посредством расширения конструкции магнитодинамических устройств в пространстве. Унифицирование конструкций и производство рабочих зон готовых к непосредственному монтажу упрощает модернизацию и ремонт оборудования, сокращает затраты времени и материальных средств на проведение сервисно-ремонтных мероприятий.

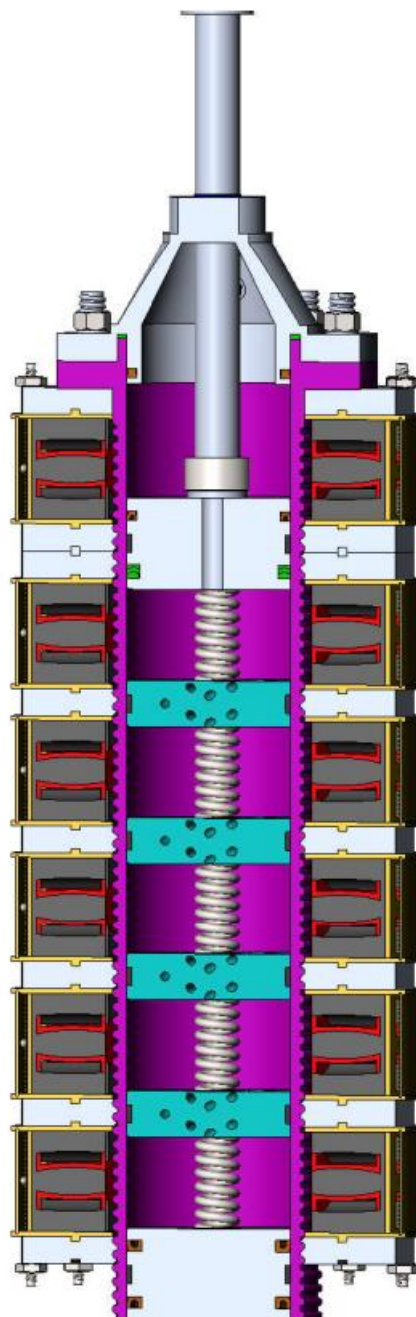


Рисунок 1.14. Магнитореологическая рабочая камера (вариант 1)

Разработанные и запатентованные оригинальные магнитореологические и магнитодинамические устройства имеют модульную конструкцию и позволяют

производить унификацию рабочих зон без потери производительности и без снижения динамических характеристик, глубины регулирования и управляемости рабочего процесса, так как электромагнитные блоки управления изначально являются дифференциальными, а каскады электромагнитных блоков управления обладают модульностью конструкции, рисунки 1.14–1.15.

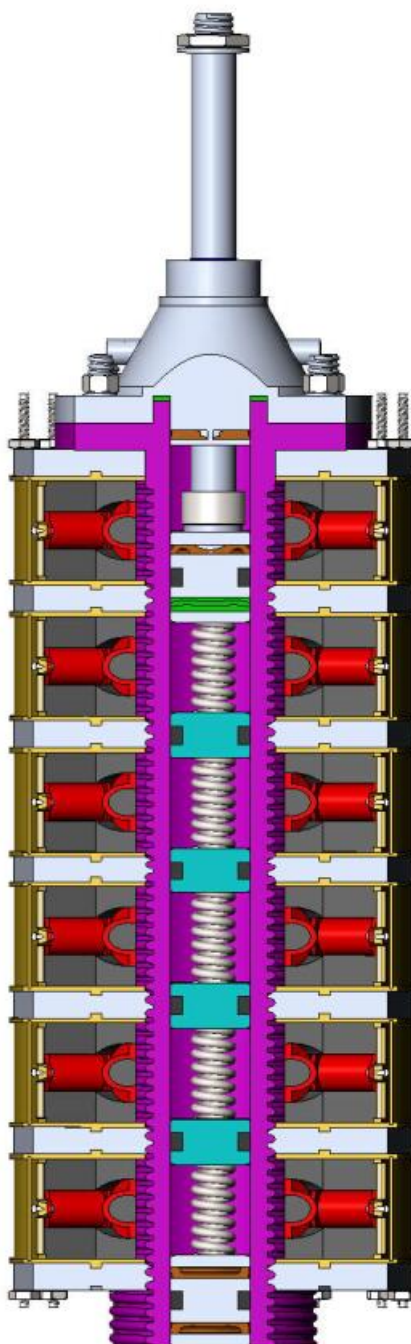


Рисунок 1.15. Магнитореологическая рабочая камера (вариант 2)

Простота геометрии проточной части предлагаемых устройств на которые получены патенты [144–147] также способствует реализации модульных конструкций магнитореологических и магнитодинамических регулирующих устройств и их быстрому монтажу в магистраль, рисунок 1.16.

Таким образом, была создана концепция развития магнитореологических систем демпфирования / виброзащиты / виброизоляции, сформулированы аспекты теорий: повышения эффективности магнитореологических систем демпфирования и виброгашения и их приводов, повышения надежности приводов магнитореологических систем демпфирования и виброгашения, снижения затрат на производство и эксплуатацию магнитореологических систем демпфирования и виброгашения.

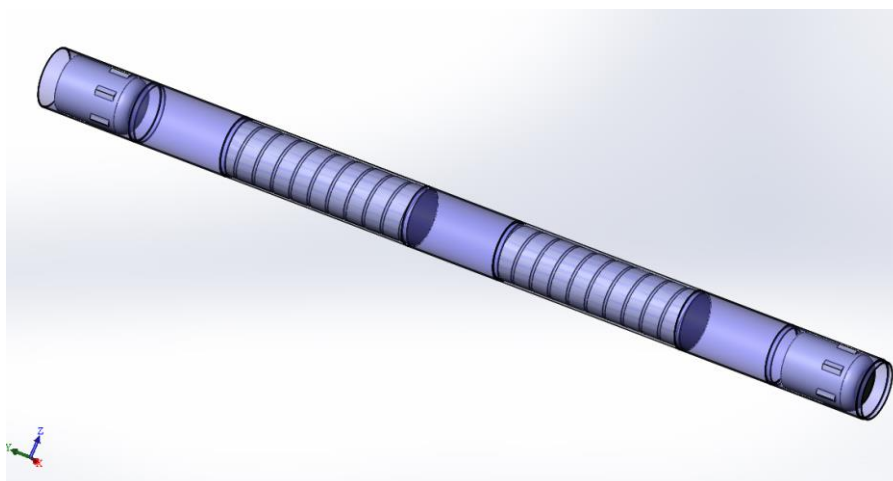


Рисунок 1.16. Проточная часть модульной магнитореологической системы

1.6. Выводы по Главе 1

1. Критический анализ используемых в настоящее время методик виброзащиты и их конструктивных исполнений показал, несостоятельность механических системы виброударной защиты при обеспечении малых значений времени переходных процессов, что обусловлено их высокой инерционностью. Обосновано, что применение гидравлических трансформаторов энергии не способно полностью решить данную проблему, вследствие включения в их

конструкции механических регулирующих элементов, а также наличия инерционных эффектов в объемах рабочих жидкостей.

2. Обоснованы преимущества использования магнитореологических технологий диссипации механической энергии. Вскрыты основные недостатки традиционных методов борьбы с вибрационными и ударными нагрузками с помощью магнитореологических трансформаторов энергии и их конструкций.

3. На основе ряда общепризнанных результатов независимых фундаментальных исследований определены пути повышения эффективности процессов виброзащиты за счет генерирования в рабочих камерах магнитореологических трансформаторов энергии акустических, гидродинамических и реологических эффектов во внешних динамических электромагнитных полях. Сформулирован подход в реализации комбинированных методов управления расходными характеристиками потока жидкостей, обладающих ферромагнитными свойствами.

4. Показана эффективность использования термомагнитной конвекции для поддержания в магнитореологических системах заданных температур. В результате критического анализа применения систем термомагнитной конвекции выявлена их неспособность, учесть особенности рабочего процесса систем комбинированного типа, в обеспечении оптимальных температурных параметров процесса одновременной вязкостной диссипации механической энергии и подавления ударных и вибрационных нагрузок при помощи генерирования контролируемых акустических и гидродинамических эффектов.

5. Сформулированы методологические основы создания магнитореологических систем виброзащиты комбинированного типа и магнитореологических регулирующих аппаратов, обладающих принципиально новыми характеристиками и реализующие оригинальные комбинации физических эффектов и явлений для управления рабочим процессом. Сформулированы теоретические основы проектирования магнитореологических и феррожидкостных аппаратов, способствующих повышению их быстродействия. Создана концепция развития магнитореологических систем виброзащиты,

сформулированы аспекты теорий: роста эффективности, повышения надежности и снижения затрат на производство и эксплуатацию магнитореологических систем демпфирования и виброгашения, и их приводов. На основе нового подхода конструктивного исполнения магнитореологических и феррожидкостных систем виброзащиты и их приводов предложены способы рационализации процессов виброзащиты / виброизоляции в магнитореологических и феррожидкостных аппаратах и оптимизации рабочих процессов в их приводных системах. Предлагаемые концепции конструктивно реализованы, подкреплены патентами и промышленно внедрены (Патенты РФ: № 2624082, № 2634163, № 2634166, № 2639906, № 173746, № 175044, № 185538, № 185305).

ГЛАВА 2. ИССЛЕДОВАНИЕ И РАЦИОНАЛИЗАЦИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ В МАГНИТОРЕОЛОГИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ ВИБРОЗАЩИТЫ КОМБИНИРОВАННОГО ТИПА КОНСТРУКТИВНО-СХЕМНЫМИ И ЧИСЛЕННЫМИ МЕТОДАМИ

Задачи повышения эффективности систем виброзащиты в диссертационной работе решены конструктивно-схемными и численными методами, за счет создания конструкций оригинальных магнито-реологических и магнитодинамических устройств, а также посредством разработки методологических основ их расчета, основываясь на предложенных численных моделях.

2.1. Основные положения нового подхода формирования управляющего сигнала в магнито-реологических системах виброзащиты комбинированного типа

В работах Б.А. Гордеева, А.С. Плехова, M. Giuclea, T. Sireteanu, D. Stancioiu, S. Guo, S. Yang, C. Pan, W.H. Liao, S.R.K. Nielsen, W.L. Qu и др. предложены варианты способов виброзащиты с применением магнито-реологических трансформаторов механической энергии и методики их расчета, но их рабочий процесс в целом сводится к вязкостной диссипации механической энергии за счет повышения вязкости магнито-реологической среды [72–85; 148].

В.М. Полунин и А.В. Лебедев и др. [98; 109–116] в своих работах формируют фундаментальные основы численного описания акустических эффектов в магнито-реологических и ферромагнитных средах. М.И. Шлиомис создает базовые принципы оценки изменения вязкостных характеристик в магнито-реологических и ферромагнитных жидкостях, помещенных во внешние магнитные поля, и подтверждает возможность формирования гидродинамических эффектов в ротационных, винтовых и бегущих магнитных и электромагнитных полях [123–125; 139].

Базируясь на данных фундаментальных исследования в области реологии и акустики магнитореологических и ферромагнитных сред в рамках данной диссертационной работы сформулирован новый подход совершенствования и рационализации процессов виброзащиты в магнитореологических и ферромагнитных аппаратах и рабочих процессах в их приводных системах, суть которого заключается в применении комбинации различных, акустических, гидродинамических (линейных и вихревых) и реологических эффектов, с целью повышения эффективности процесса трансформации (диссипации) механической энергии путем рационализации сочетания параметров сигнала управления комбинированного типа.

Основные способы подавления ударных и вибрационных волн наложением на них волн близких частот или в противофазе известны и общепризнаны. Например, в патенте [64] описан способ устранения резонансной вибрации корпуса длинномерной конструкции путем изменении частот собственных поперечных колебаний корпуса, реализуемый за счет использования рабочей среды и регулирования жесткости опоры, и предложена конструкция системы, осуществляющей генерирования осцилляций за счет изменения давления в рабочей камере опоры. Давление в системе регулируется от источника давления, то есть путем изменения объема рабочей среды в рабочей камере. Управляющие колебания в рабочем объеме формируются путем импульсного изменения давления.

Эффект подавления распространения волн, наложением на них волн с равными амплитудно-частотными характеристиками в противофазе общеизвестен из базового курса физики, и в целом применим к ударным волнам.

Созданные на основе частотных и фазовых методов подавления ударных и вибрационных нагрузок гидравлические системы виброзащиты подтвердили свою работоспособность [63].

В отличие от гидравлических систем, в которых колебательные процессы в рабочей среде являются следствием изменения давления в рабочих камерах, магнитореологические жидкости предоставляют возможность генерировать

осцилляционные и волновые эффекты за счет внешних динамических электромагнитных полей.

Как уже было отмечено состоятельность методов формирования акустических, реологических и гидродинамических эффектов в магнитореологических жидкостях во внешних магнитных и электромагнитных полях доказана рядом исследований [121–126], независимых друг от друга. Данные эффекты подтверждены экспериментально и теоретические обоснованы.

Также учитывая у магнитореологических систем наличие рабочего объема жидкой среды, возможна комбинация магнитогидродинамических, реологических, магнитогидроакустических и классических гидравлических методов при формировании диссипативно-жесткостных и расходных характеристик в магнитореологических системах виброзащиты.

Очевидно, что каждый из возможных вариантов подавления и диссипации вибрационных и ударных нагрузок имеет ряд очевидных преимуществ и некоторые существенные недостатки, поэтому целесообразно оценить эффективность устранения вибрационных и ударных нагрузок при сочетании данных методов, установить оптимальное пропорциональное соотношение их вклада в процессы диссипации механической энергии.

Рассмотрим способы регулирующего воздействия на объем магнитореологической среды в рабочих полостях систем виброзащиты, подходящих для формирования комбинированного сигнала управления, которые легли в основу предлагаемого нового подхода:

Генерирование импульсных регулирующих возмущений феррожидкостного осциллятора, приводящих к росту частоты собственных колебаний конструкции, к сдвигу частот собственных колебаний конструкции по отношению к возмущающей частоте и к уменьшению амплитуды колебаний;

Генерирование импульсных регулирующих возмущений феррожидкостного осциллятора, близких к частотам собственных колебаний конструкции, но находящихся с ними в противофазе;

Генерирование регулирующих колебаний феррожидкостного осциллятора, совпадающих с гасимыми частотами, но находящихся с ними в противофазе, приводящих к взаимному подавлению колебаний;

Генерирование неоднородного распределения диссипативно-жесткостных характеристик по длине магнитореологической рабочей камеры;

Генерирование регулирующей акустической волны в магнитореологической рабочей камере;

Модуляция восстанавливающей силы;

Модуляция гидростатической подъемной силы;

Модуляция вязкости магнитореологической / феррожидкостной рабочей среды.

С целью установки наиболее эффективных сочетаний регулирующих воздействий на объем магнитореологической среды и проведения исследований совокупных процессов диссипации механической энергии разработаем конструктивно-схемные решения систем виброзащиты, позволяющие осуществить реализацию предложенного нового подхода формирования управляющего сигнала в магнитореологических системах виброзащиты комбинированного типа.

Подтверждение теоретических основ совершенствования магнитореологических / феррожидкостных аппаратов, способствующих повышению быстродействия магнитореологических систем виброзащиты, осуществим путем формирования комбинированного типа управления, разработкой численных моделей, с последующей их верификацией в рамках натуральных экспериментов.

2.2. Конструктивная реализация адаптивных магнитореологических систем виброзащиты комбинированного типа

Разработаем конструкцию магнито-реологической рабочей камеры для формирования комбинированного способа диссипации механической энергии из следующих регулирующих воздействий:

Генерирование неоднородного распределения диссипативно-жесткостных характеристик по длине магнито-реологической рабочей камеры;

Генерирование регулирующей акустической волны в магнито-реологической рабочей камере;

Модуляция восстанавливающей силы;

Модуляция гидростатической подъемной силы;

Модуляция вязкости магнито-реологической / феррожидкостной рабочей жидкости.

Предлагаемая конструкция адаптивного амортизатора (Патент РФ № 175044) [147] работает по принципу комбинации магнито-реологических, реологических и механических эффектов демпфирования и виброгашения, рисунок 2.1. Рабочая полость адаптивного комбинированного реологического амортизатора разделена на две камеры: магнито-реологическую камеру и рессорно-реологическую камеру, отделенных подвижной перегородкой. Регулируемым элементом конструкции является магнито-реологическая камера, рисунок 2.2, разделенная подвижными перегородками на субкамеры, которые сообщаются между собой посредством системы спиральных каналов. Каждая магнито-реологическая субполость имеет индивидуальный управляющий электромагнит, сборка электромагнитов образует дифференциальный электромагнитный блок управления, установленный на корпус. Рессорно-реологическая камера образована сборкой упругих жестких дисков и упругих полимерных колец, чередующихся между собой. Полости рессорной сборки заполнены дилатантной жидкой средой. При появлении ударной / вибрационной нагрузки по управляющему сигналу контроллера, в ответ на сигнал с датчика, управляющими индукторами создается электромагнитное поле. В зависимости от выбранного рабочего режима характеристики управляющего поля могут

меняться для всех электромагнитов, входящих в блок управления, или варьироваться индивидуально для каждого электромагнита, регулирующего реологические параметры рабочей среды в отдельной субполости. Обработка сигнала с датчика реализуется в соответствии с заложенным в контроллер алгоритмом. Это позволяет получать различные диссипативно-жесткостные свойства магнитореологической рабочей среды в каждой субполости из субполостей, образующих магнитореологическую рабочую камеру, что оптимизирует процессы поглощения энергии магнитореологической рабочей камерой при каждом типе рабочих динамических нагрузок.

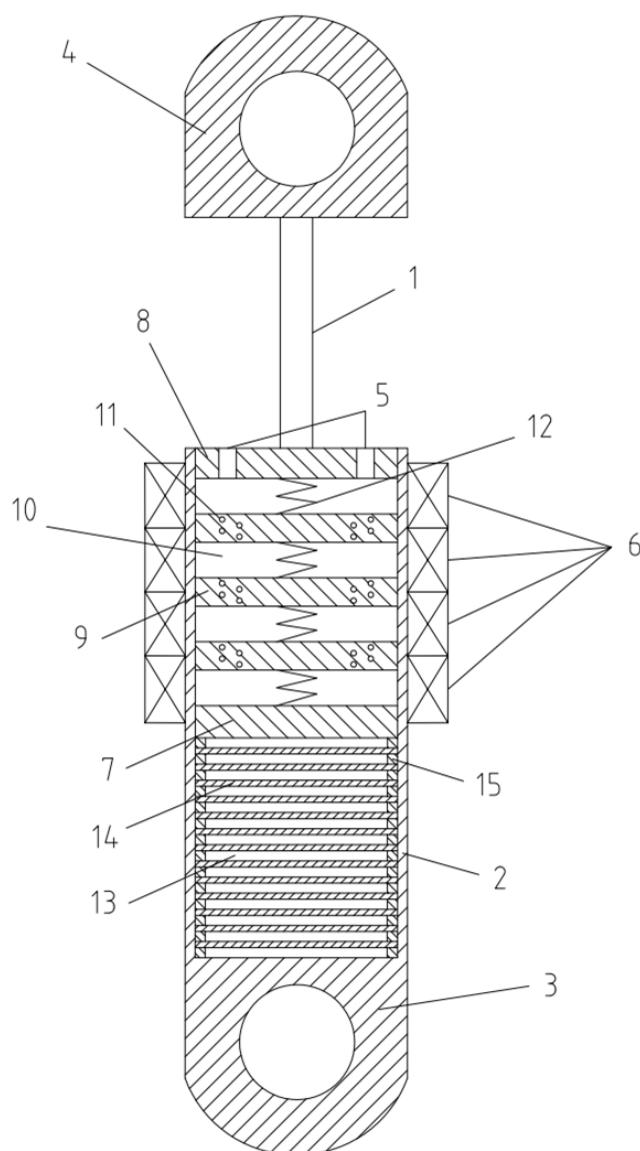


Рисунок 2.1. Магнитореологический адаптивный амортизатор: 1 – шток, 2 – корпус, 3; 4 – узлы для посадки на объект демпфирования, 5 – отверстия для

включения сливной и напорной линий, 6 – серия управляющих электромагнитов, 7 – подвижная межполостная перегородка, 8 – плунжер, 9 – цилиндрическая перегородка из немагнитного материала, 10 – субполость, 11 – спиральный канал, 12 – пружина, 13 – дилатантная жидкость, 14 – упругий жесткий диск, 15 – кольцо из упругого полимерного материала

При этом формируются неоднородные распределенные диссипативно-жесткостные характеристики магнитореологической рабочей камеры. Система спиральных каналов, выполненных в цилиндрических перегородках, позволяет не только осуществлять свободный ток жидкости между субполостями, но и гасить вибрацию за счет дросселирования магнитореологической жидкости через них, подавляя развитие эффектов инерционности в жидкой среде.

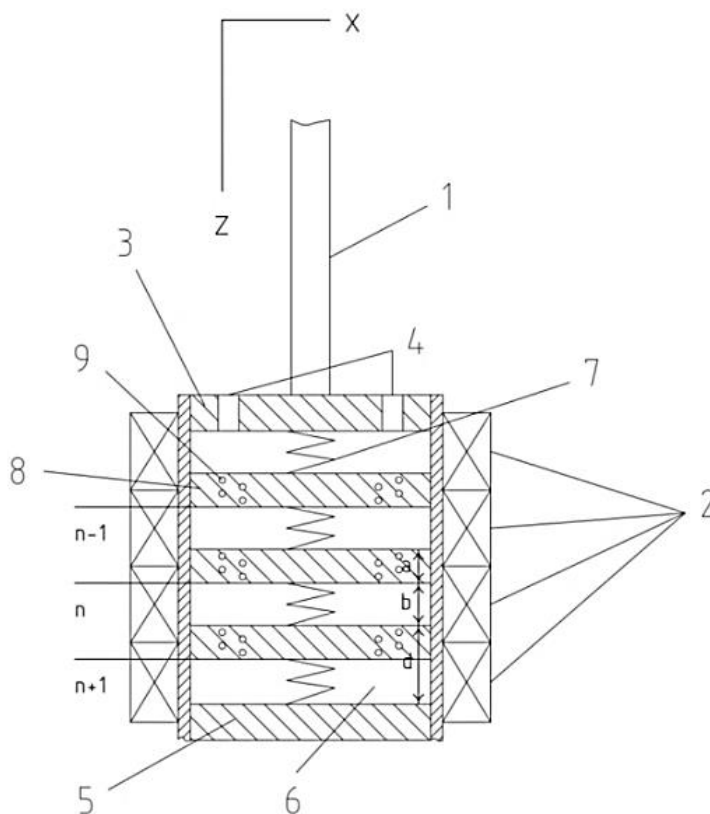


Рисунок 2.2. Магнитореологическая камера с распределенными диссипативно-жесткостными свойствами, разделенная на субполости: 1 – шток, 2 – серия управляющих электромагнитов, 3 – крышка, 4 – отверстия для включения сливной и напорной линий, 5 – подвижная межполостная перегородка, 6 – рабочая субполость, 7 – пружина, 8 – цилиндрическая перегородка из немагнитного материала, 9 – спиральный канал

Превалирующая часть нагрузки, через межполостную перегородку передается в полость, заполненную дилатантной жидкостью, которая выполнена в виде рессорно-реологической системы. Наборный амортизатор типа – рессора за счет упругих жестких дисков гасит часть механических колебаний, а также кольца из упругого полимерного материала способствуют процессу демпфирования. Дилатантная жидкость, находящаяся между упругими жесткими дисками передает нагрузку рессорной системе и равномерно распределяет по поверхности.

Также дилатантная жидкость поглощает значительную часть энергии за счет осуществления процессов трансформации энергии, присущих дилатантным средам и демпфирует колебания штока и автоколебания рессорной системы, по принципу гидравлической опоры. При необходимости возможно дополнительное дорегулирование жесткости магнитореологической полости посредством управления расхода через подводящую и сливную линии, выполненные в плунжере.

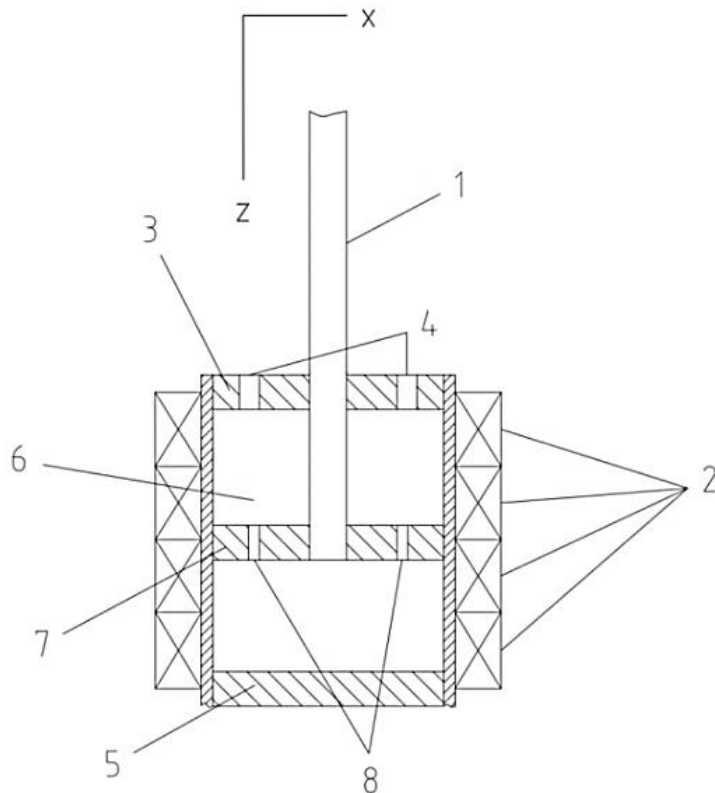


Рисунок 2.3. Магнитореологическая камера с распределенными диссипативно-жесткостными свойствами: 1 – шток, 2 – серия управляющих

электромагнитов, 3 – крышка, 4 – отверстия для включения сливной и напорной линий, 5 – подвижная межполостная перегородка, 6 – рабочая полость, 7 – плунжер, 8 – дросселирующие отверстия

В случае малой грузоподъемности опоры, также возможна реализация неоднородных распределенных диссипативно-жесткостных характеристик без деления магнитореологической рабочей камеры на субполости, рисунок 2.3. Генерируемые при этом в объеме магнитореологической жидкости акустические регулирующие волны подавляют распространение ударных волн в среде.

2.3. Конструктивная реализация феррожидкостных систем активной / полуактивной виброзащиты комбинированного типа

Теперь произведем компоновку конструкции феррожидкостной рабочей камеры, способной осуществлять формирование комбинированного способа диссипации механической энергии из следующих регулирующих воздействий:

Генерирование импульсных регулирующих возмущений феррожидкостного осциллятора, приводящих к росту частоты собственных колебаний конструкции, к сдвигу частот собственных колебаний конструкции по отношению к возмущающей частоте и к уменьшению амплитуды колебаний;

Генерирование импульсных регулирующих возмущений феррожидкостного осциллятора, близких к частотам собственных колебаний конструкции, но находящихся с ними в противофазе;

Генерирование регулирующих колебаний феррожидкостного осциллятора, совпадающих с гасимыми частотами, но находящихся с ними в противофазе, приводящих к взаимному подавлению колебаний;

Модуляция гидростатической подъемной силы;

Модуляция вязкости магнитореологической / феррожидкостной рабочей среды.

Существующие системы активной / полуактивной вибрационной защиты имеют некоторые недостатки, основным из которых является наличие в их конструкции подвижной массы механического осциллятора, обладающей инерционностью, что снижает скорость отработки сигнала управления и надежность конструкции устройства виброзащиты. В предлагаемой системе активной виброзащиты устранение резонансной вибрации длинномерной конструкции заключается в приближении частоты колебаний возмущающих сил, создаваемых феррожидкостным осциллятором, к частотам собственных колебаний длинномерной конструкции низших тонов. Так как изменения электрического поля вызывают в окружающем пространстве вихревые магнитные поля, колебательные возмущения генерируются посредством импульсного изменения электромагнитной составляющей давления, являющейся частью полного давления в объеме ферромагнитной жидкости и придания частицам магнетика колебательных траекторий движения в вихревых электромагнитных полях. Вихревые электромагнитные поля вызывают вращение и движение магнитных частиц, что происходит за счет изменения кинетической энергии частиц магнетика во внешних электромагнитных полях, ориентации частиц и приданию частицам радиальной или осевой составляющей скорости. Это создает механические вибрации. Частицы ферромагнетика, находящиеся в вихревых электромагнитных полях, генерируемых катушкой индуктивности, приобретают импульсную колебательную (поступательно-вращательно-возвратную) траекторию движения. Встречные электромагнитные поля, индуцируемые дифференциальной катушкой, с многослойной намоткой, взаимодействуют, формируя траектории движения частиц магнетика. Тороидальная катушка индуктивности, генерирующая переменные вихревые управляющие электромагнитные поля, питается от генератора электрических сигналов, управление рабочими параметрами феррожидкостного устройства активной виброзащиты осуществляется посредством изменения частотно-фазовых и вольт-амперных характеристик управляющего электрического сигнала.

Частота колебаний длиномерной конструкции возрастает, приводя к сдвигу частот собственных колебаний длиномерной конструкции по отношению к возмущающей частоте, достигая ухода от резонанса. Частота увеличивается, а амплитуда колебаний уменьшается. Для гашения вибрации применимо генерирование колебаний, совпадающих с гасимыми частотами, но находящихся с ними в противофазе. Подача на катушку индуктивности постоянного тока приводит к повышению вязкости ферромагнитной жидкости и делает возможным эксплуатацию устройства виброгашения в качестве вязкоупругого демпфера. Применение комбинации феррожидкостного осциллятора и вязкоупругого демпфирования значительно улучшает рабочие характеристики устройства, расширяет диапазон рабочих частот, позволяет уменьшить воздействие ударных нагрузок и дает возможность реализации процесса регулируемой виброизоляции длиномерной конструкции (Патент РФ № 185538) [149], рисунок 2.4.

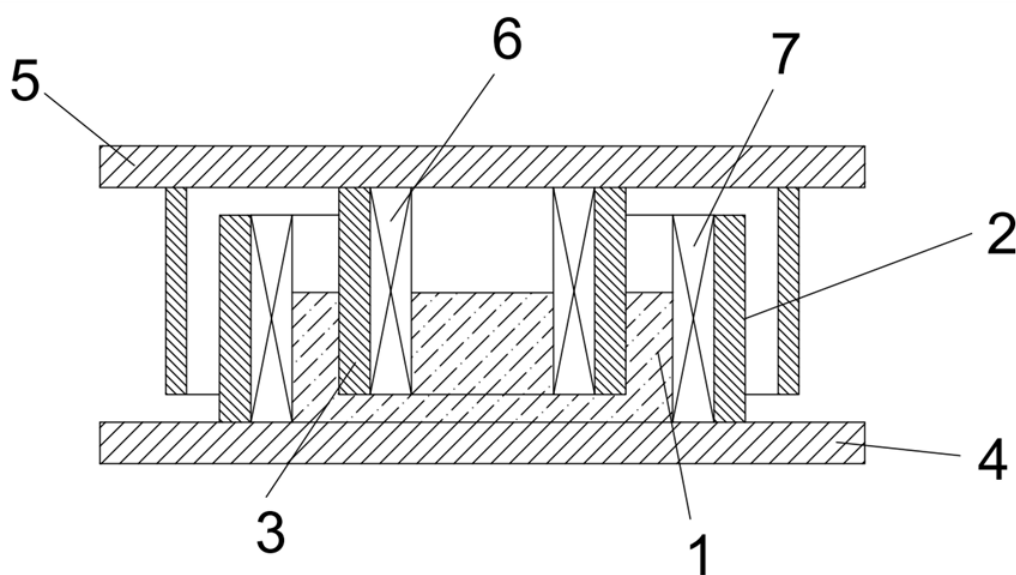


Рисунок 2.4. Феррожидкостное устройство активной вибрационной защиты: 1 – объем ферромагнитной жидкости, 2 – цилиндрический корпус, 3 – поршень, 4 – нижняя присоединительная плита, 5 – верхняя присоединительная плита, 6 – вихревая герметизированная катушка индуктивности, 7 – герметизированная кольцевая катушка индуктивности

2.4. Конструктивная реализация регулирующих контуров приводов магнитоологических систем виброзащиты комбинированного типа и метод расчета расходных характеристик в них

Дополнительное регулирование нагрузочных характеристик магнитоологических демпфирующих элементов и совершенствование процессов термостаитрования в рабочих камерах возможны при помощи организации управляющих контуров, рисунок 2.5.

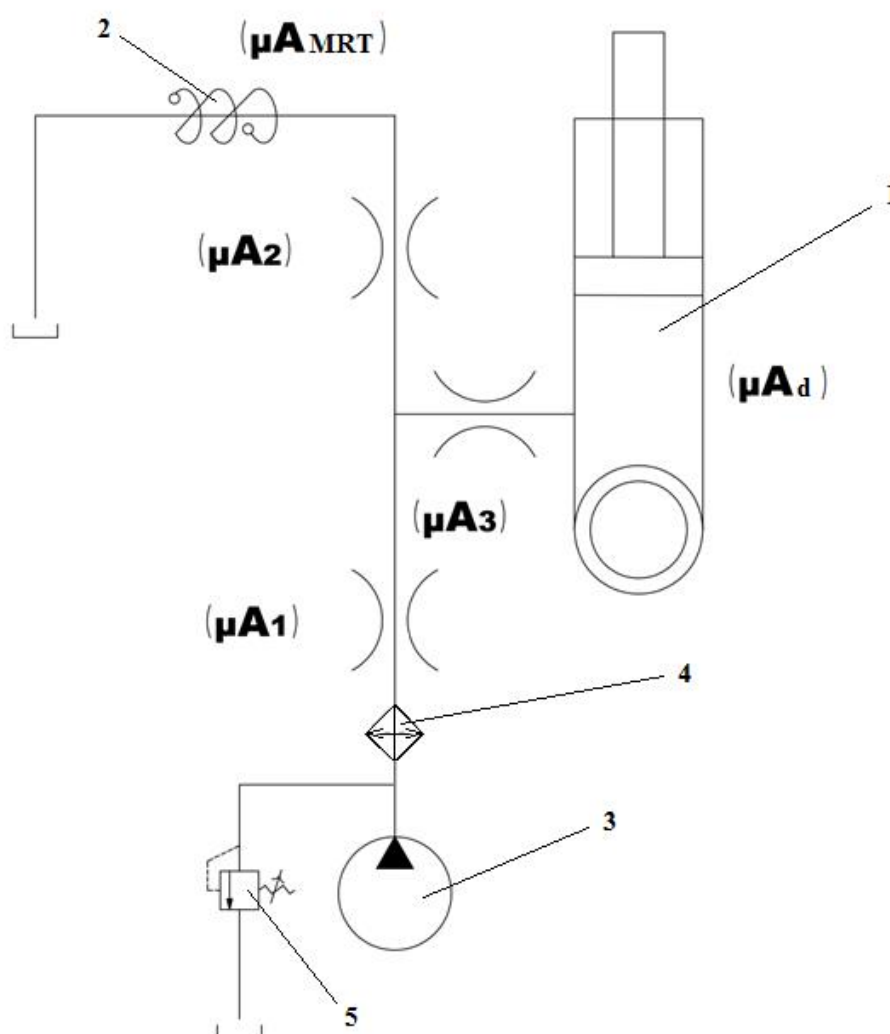


Рисунок 2.5. Магнитоологическая система демпфирования: 1 – жидкостная рабочая камера, 2 – регулирующий аппарат, 3 – источник давления, 4 – теплообменник, 5 – предохранительный клапан

Регулирование нагрузочных характеристик жидкостных рабочих камер целесообразно производить объемным методом, что требует включения в сеть

источника давления с требуемыми расходными и динамическими характеристиками, поэтому в качестве источника давления предпочтительно применение магнитодинамических насосов, так как они имеют хорошую динамику переходных процессов.

Для расчета расходных характеристик в магнитореологическом управляющем контуре введем следующие допущения:

Температура среды меняется на магнитореологическом дросселе, магнитодинамическом насосе и в магнитореологической камере демпфера, во всех остальных случаях температура рабочей среды остается неизменной;

Трубопроводы заменяются сосредоточенными сопротивлениями [150].

Систему уравнений балансов расходов рабочей среды в управляющих рабочей камерой линиях целесообразнее представить в выражениях мгновенных массовых расходов: G_{e1} – мгновенный массовый расход рабочей среды через эквивалентный дроссель с пропускной способностью $(\mu A)_{e1}$, (линия от насосной установки до слива, включая местное сопротивление на магнитореологическом дросселе); G_{e2} – мгновенный массовый расход рабочей среды через эквивалентный дроссель с пропускной способностью $(\mu A)_{e2}$, (управляющая линия от точки разветвления линии до слива, включая местное сопротивление на магнитореологическом дросселе); G_{e3} – мгновенный массовый расход рабочей среды через эквивалентный дроссель с пропускной способностью $(\mu A)_{e3}$, (управляющая линия от точки разветвления линии до рабочей камеры демпфера, включая местное сопротивление рабочей камеры).

$$\begin{cases} G_{e1} - G_{e2} - G_{e3} = 0 \\ G_{e2} - G_2 - G_{MRT} = 0 \\ G_{e3} - G_3 - G_d = 0 \end{cases} \quad (2.1)$$

Пропускную способность магнитореологического дросселя можно определить из выражений:

$$\begin{aligned}
1/(\mu A)_{e1}^2 &= 1/(\mu A)_1^2 + 1/(\mu A)_2^2 + 1/(\mu A)_{MRT}^2 ; \\
1/(\mu A)_{e2}^2 &= 1/(\mu A)_2^2 + 1/(\mu A)_{MRT}^2 ; \\
1/(\mu A)_{e3}^2 &= 1/(\mu A)_3^2 + 1/(\mu A)_d^2 .
\end{aligned}
\tag{2.2}$$

Система привода магнитореологической камеры содержит магнитореологический дроссель и магнитодинамический насос оригинальных запатентованных конструкций. В предложенных конструкциях магнитореологического дросселя и магнитодинамического насоса реализовано комбинированное управление потоком магнитореологической среды. Основы применения комбинированного метода управления потоками магнитореологической жидкости заключаются в совокупном воздействии на значения гидравлического сопротивления потока изменения вязкости во внешних электромагнитных полях и регулируемых реологических и/или гидродинамических эффектов, более подробное описание сочетаний и соотношений регулирующих воздействий будет изложено в следующем разделе.

Использование конструкций регулирующих аппаратов комбинированного типа существенно расширяет диапазон рабочих температур и давлений магнитореологических систем демпфирования.

Магнитореологические и магнитодинамические системы комбинированного типа не имеют выраженной зависимости стабильности расходных характеристик от температуры рабочей среды и позволяют производить моделирование вязкостных характеристик магнитореологической жидкости за счет генерирования неньютоновских и гидродинамических эффектов. Поэтому применение вращающихся и винтовых управляющих электромагнитных полей в магнитодинамических и магнитореологических аппаратах позволяет предупреждать нежелательные утечки рабочей среды через их проточные полости при резких скачках давления и расширяет диапазон рабочих давлений для магнитореологической регулирующей аппаратуры.

При комбинированном управлении потоком магнитореологической среды систему уравнений балансов расходов можно представить в виде:

$$\begin{cases} G_{e1} = (\mu A)_{e2} v_{e2} \rho_m + (\mu A)_{e3} v_{e3} \rho_m \\ G_{e2} = (\mu A)_2 v_2 \rho + (\mu A)_{MRT} v_{MRT} \frac{d\eta}{d\vartheta} \\ G_{e3} = (\mu A)_3 v_3 \rho + (\mu A)_d v_d \left(V \frac{d\rho}{dV} + \frac{d\eta}{d\vartheta} \right) \end{cases} \quad (2.3)$$

Для случая комбинированного управления (изменение параметров магнитного поля, сдвигового напряжения и температуры) перепишем в виде:

$$\begin{cases} G_{e1} = (\mu A)_{e2} v_{e2} \rho_m + (\mu A)_{e3} v_{e3} \rho_m \\ G_{e2} = (\mu A)_2 v_2 \rho + (\mu A)_{MRT} v_{MRT} \frac{d\eta(H, \tau_{sh}, T^0)}{d\vartheta(H, T^0)} \\ G_{e3} = (\mu A)_3 v_3 \rho + (\mu A)_d v_d \left(V \frac{d\rho}{dV} + \frac{d\eta(H, \tau_{sh}, T^0)}{d\vartheta(H, T^0)} \right) \end{cases} \quad (2.4)$$

ρ_m – среднее значение плотности, τ_{sh} – напряжение сдвига, η – коэффициент динамической вязкости, ϑ – коэффициент кинематической вязкости.

В работах М.И. Шлиомиса способ описания изменения вязкости во внешних магнитных полях имеет вид [139]:

$$\eta^* = \eta + \frac{1}{4} \cdot \frac{\tau M(H)}{1 + (\tau \tau_s H M(H)) / J} \quad (2.5)$$

Поэтому закон изменения реологических характеристик рабочей среды для случая комбинированного управления (изменение параметров магнитного поля, сдвигового напряжения и температуры):

$$\frac{d\eta(H, \tau_{sh}, T^0)}{d\vartheta(H, T^0)} = \frac{d \left[\left(\frac{\tau_{sh}}{\dot{\gamma}} + A^0 \cdot \exp\left(\frac{Q}{RT^0}\right) \right) + \frac{1}{4} \cdot \frac{\tau M(H)}{1 + (\tau \tau_s H M(H)) / J} \right]}{d \left[A^0 \cdot \exp\left(\frac{Q}{RT^0}\right) + \frac{1}{4} \cdot \frac{\tau M(H)}{1 + (\tau \tau_s H M(H)) / J} / \rho \right]} \quad (2.6)$$

A^0 – const, Q – энергия активации, R – газовая постоянная, J – суммарный момент инерции частицы, $\tau\tau_s$ – времена релаксации (немагнитных и магнитных частиц), M – намагниченность вещества под действием магнитного поля, H – напряженность магнитного поля, $\dot{\gamma}$ – градиент скорости, нормален к направлению движения.

Расход в управляющей рабочей камерой линии определяется уравнением:

$$Q_{CL} = (\mu A)_{e3} \frac{dx_d}{dt} \quad (2.7)$$

Закон изменения значений перемещения демпфирующего механизма имеет выраженную нелинейность силовой характеристики и представляет зависимость перемещения штока x от давления магнитореологической жидкости в рабочей камере:

$$\begin{cases} \frac{dx_d}{dt} = f(x) \frac{dp}{dt} \\ f(x) = m \frac{d^2 x_d(t)}{dt^2} + \eta_{ad} \frac{dx_d(t)}{dt} + c_s x_d(t) \end{cases} \quad (2.8)$$

Давления магнитореологической жидкости в рабочей камере:

$$p = \frac{F}{S_p} \quad (2.9)$$

S_p – площадь поршня.

Также справедливо:

$$\begin{aligned} V \frac{d\rho}{dV} + \frac{d\eta}{d\vartheta} &= \frac{dm}{dV}; \\ V &= S_p \cdot l_{MRT} \pm \frac{dx_d}{dt}. \end{aligned} \quad (2.10)$$

l_{MRT} – длина магнитореологической камеры.

Требуемый мгновенный массовый расход магнитодинамического насоса:

$$G_{MRP} = G_{e1} = Qg \rho_{MRP} = Qg \frac{d\eta}{d\vartheta} \quad (2.11)$$

Расход насоса:

$$Q = S_{MRP} v \quad (2.12)$$

Для описания рабочего процесса адаптивной комбинированной реологической системы амортизации в общем виде необходимо произвести совместное решение системы уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dx_d}{dt} = f(x) \frac{dp}{dt} \\ f(x) = m \frac{d^2 x_d(t)}{dt^2} + \eta_{ad} \frac{dx_d(t)}{dt} + c_s x_d(t) \\ G_{e1} = (\mu A)_{e2} v_{e2} \rho_m + (\mu A)_{e3} v_{e3} \rho_m \\ G_{e2} = (\mu A)_2 v_2 \rho + (\mu A)_{MRT} v_{MRT} \frac{d\eta(H, \tau_{sh}, T^0)}{d\vartheta(H, T^0)} \\ G_{e3} = (\mu A)_3 v_3 \rho + (\mu A)_d v_d \left(V \frac{d\rho}{dV} + \frac{d\eta(H, \tau_{sh}, T^0)}{d\vartheta(H, T^0)} \right) \\ G_{MRP} = Qg \frac{d\eta(H, \tau_{sh}, T^0)}{d\vartheta(H, T^0)} \end{array} \right. \quad (2.13)$$

В целях учета нелинейностей расходных характеристик в регулирующем контуре необходимо рассмотреть динамику рабочих процессов регулирующих магнитодинамических и магнитореологических аппаратов.

2.5. Конструктивная реализация регулирующих аппаратов приводов магнитореологических систем виброзащиты комбинированного типа и методы их расчета

Распространенные конструкции магнитореологических и магнитодинамических регулирующих аппаратов не могут эксплуатироваться в системах высокого давления, то есть не применимы в управляющих контурах демпфирующих систем и виброопор большой грузоподъемности.

Также для эксплуатируемых на сегодняшний день магнитодинамических насосов (с линейной траекторией транспортировки сред) актуальна проблема, связанная с низким уровнем к.п.д., который находится в пределах 10 – 20 % при этом повышение к.п.д. насосов позволило бы существенно улучшить эксплуатационные характеристики магнитореологических контуров.

Но использование классических гидравлических аппаратов в магнитореологических и феррожидкостных системах значительно снижает их динамические характеристики, надежность и, как правило, повышает их габариты при равных с магнитореологическими и магнитодинамическими регуливающими аппаратами характеристиками.

Магнитореологические и магнитодинамические регулирующие аппараты комбинированного типа обладают достаточными рабочими давлениями для их интеграции в системы демпфирования и виброгашения, что позволяет создавать магнитореологические управляющие контуры, полностью исключая механические подвижные элементы, сохраняет малые значения времени переходных процессов и качество диссипации механических нагрузок. Следовательно, применение магнитореологических управляющих контуров дает возможность реализовывать дополнительные физические эффекты, увеличивая глубину регулирования, например, создания гидростатической подъемной силы сопоставимой со значениями нагружения опоры или превышающей ее значения, при этом возможна корректировка динамических характеристик перемещения плунжера.

Как известно, объемный метод управления расходом энергетически более эффективен в сравнении с дроссельным методом. Реализация объемного метода при помощи классической гидравлической аппаратуры не всегда экономически целесообразна, что связано с высокими затратами на производство источников

давления, но конструкции магнитодинамических насосов и магнитореологических дросселей принципиально схожи и не имеют существенной разницы в стоимости.

Комбинированный способ регулирования в магнитореологических приводных системах организован следующим образом. С целью улучшения динамических параметров регулирования привода, для создания перепада давления и запирания потока магнитореологической жидкости применяется сочетание эффектов изменения вязкости и динамического запирания потока, которые возникают при организации вращающегося движения рабочей жидкости в кольцевом канале, что реализовано посредством управляющего электромагнитного поля.

Вращающееся управляющее электромагнитное поле создается группой элементов блока электромагнитного управления потоком, расположенных по периферии кольцевого канала проточной части, при последовательном включении элементов блока электромагнитного управления потоком, магнитореологическая жидкость движется вращательно-поступательно, образуя эффект динамического вихревого запирания потока. Регулирование гидравлического сопротивления в рабочей зоне магнитореологического дросселя осуществляется в зависимости от скорости изменения характеристик электромагнитного поля и частоты переключения элементов кольцевой дифференциальной обмотки блока электромагнитного управления (Патенты РФ № 2624082, № 2634163, № 2634166) [144–147].

Магнитореологический привод (Патент РФ № 2634166) обеспечивает повышение эффективности и снижение потерь электрической мощности, так как предусматривает управление не только посредством магнитореологических дросселей, но дополнительно используется регулируемый магнитодинамический насос, рисунок 2.6.

Изменение параметров, частоты смены сигналов на элементах блоков управления магнитодинамического насоса и длительности электрических импульсов приводит к изменению гидравлических параметров потока

магнитореологической жидкости, а изменение частоты смены сигналов и длительности электрических импульсов, подаваемых на блоки электромагнитного управления магнитореологических дросселей позволяет осуществлять точное до регулирование рабочих характеристик магнитореологического привода.

Подача рабочей среды магнитодинамическим насосом осуществляется бегущим винтовым электромагнитным полем, индуцируемым каскадом блоков электромагнитного управления потоком, которые состоят из элементов дифференциальной обмотки и образуют рабочие зоны магнитодинамического насоса. По сигналу контроллера происходит включение обмоток каждого последующего блока, при этом включение обмотки блока начинается со смещения на один элемент дифференциальной обмотки, то есть с угловым сдвигом.

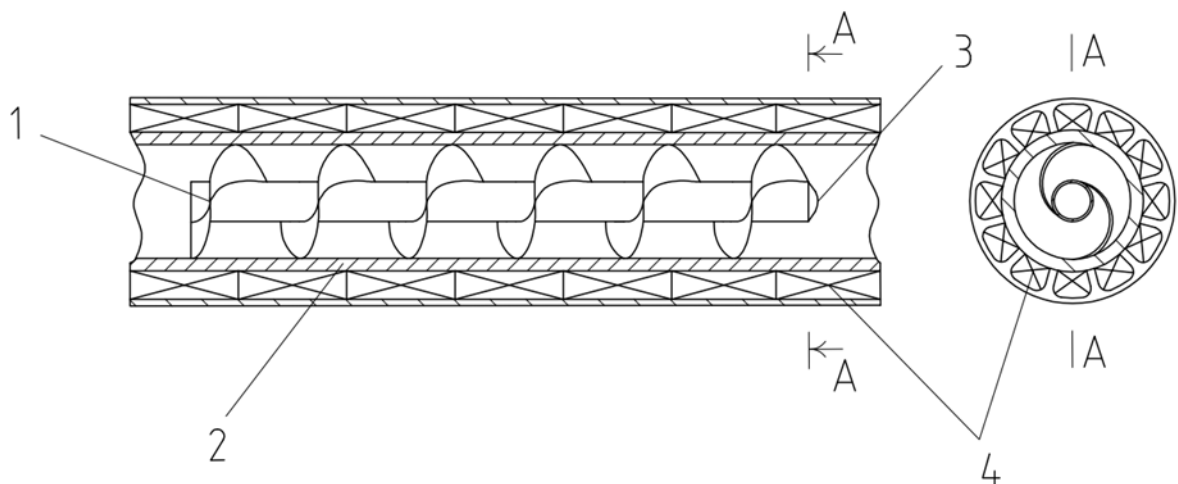


Рисунок 2.6. Магнитодинамический насос: 1 – шнек, 2 – корпус, 3 – обтекатель, 4 – каскад блоков электромагнитного управления потоком

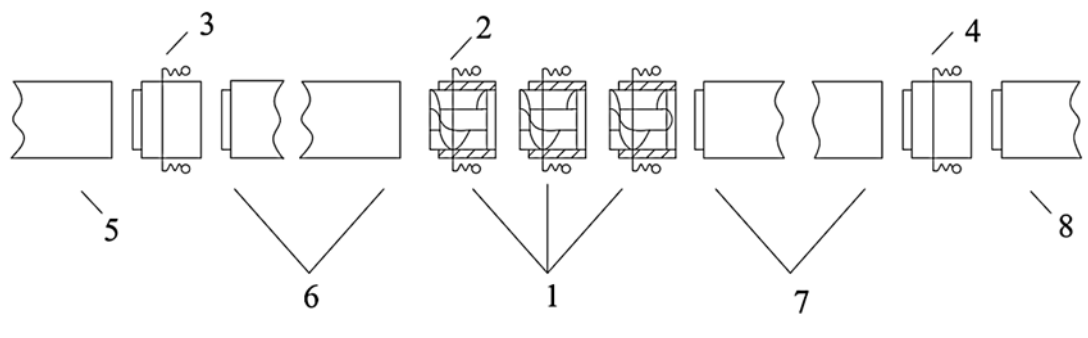


Рисунок 2.7. Модульная система электромагнитной транспортировки жидкостей, обладающих магнитными свойствами: 1 – разгонный блок, 2 – магнитореологический модуль, 3, 4 – магнитореологические дроссели, 5, 6, 7, 8 – трубы

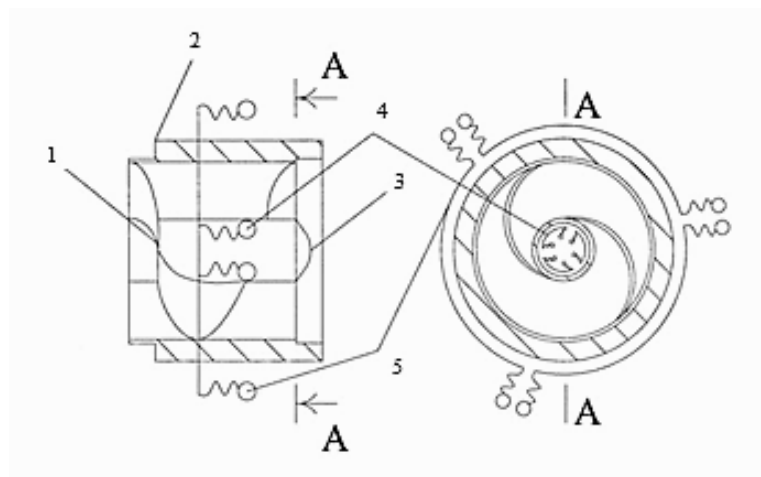


Рисунок 2.8. Модуль электромагнитной транспортировки жидкостей, обладающих магнитными свойствами: 1 – шнек, 2 – корпус, 3 – обтекатель, 4,5 – блок электромагнитного управления потоком

Устройства с ротационными электромагнитными полями, применимы как для магнитореологического дроссельного управления, так и для магнитодинамического объемного управления расходом.

Модифицируемость и универсальность магнитодинамических разгонных блоков достигается при помощи модульности конструкции магнитодинамических насосных элементов (Патент РФ № 2624082), рисунки 2.7–2.8. Это позволяет достигать требуемых рабочих характеристик магнитодинамических насосных

элементов путем варьирования количества модулей и изменения расстояния между сборками модулей.

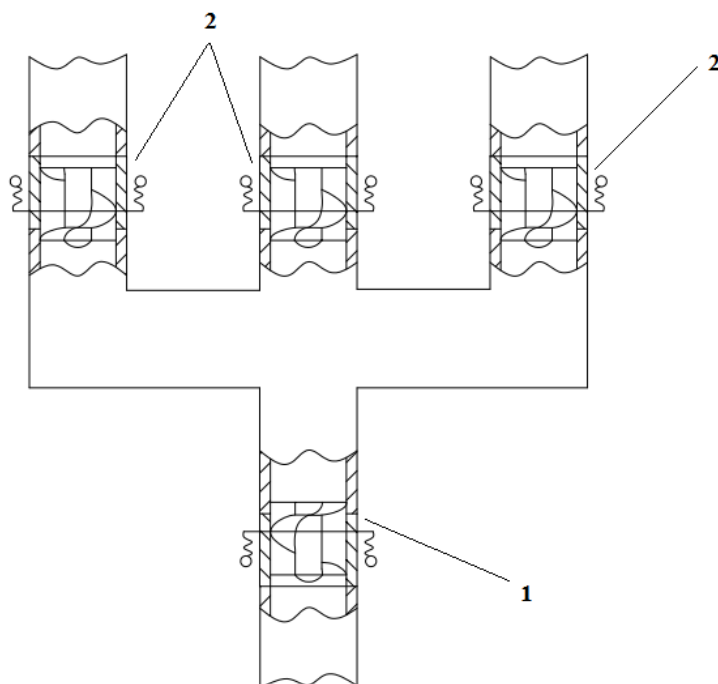


Рисунок 2.9. – Двухступенчатая модульная система электромагнитной транспортировки жидкостей, обладающих магнитными свойствами: 1 – магнитореологический модуль первой ступени, 2 – магнитореологический модуль второй ступени

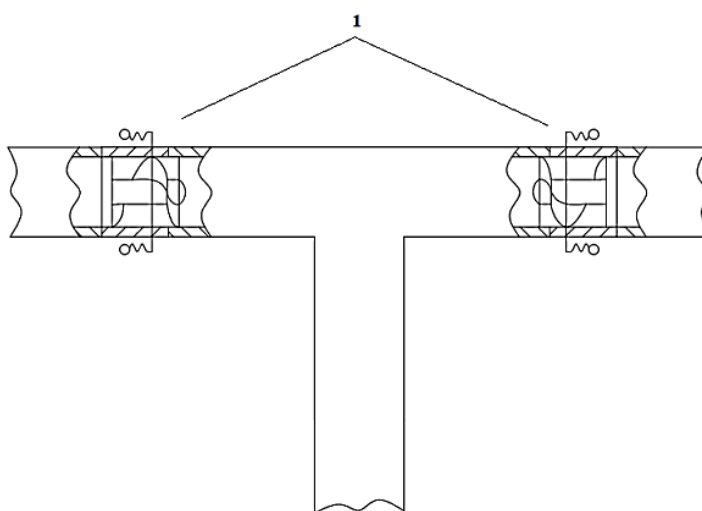


Рисунок 2.10. – Одноступенчатая модульная система электромагнитной транспортировки жидкостей, обладающих магнитными свойствами: 1 – магнитореологический модуль

Очевидно, что распределение потоков легко реализуемо за счет применения в управляющих контурах магнитореологических регулирующих устройств, использующих вращающиеся электромагнитные поля, а также магнитодинамических насосных элементов с винтовыми управляющими электромагнитными полями, способными выполнять объемное регулирование расхода в управляющих линиях, рисунок 2.9.

Так как наиболее энергетически эффективным является метод объемного регулирования гидравлических приводов, следовательно, объемное управление расходом является более предпочтительным. Поэтому целесообразно применение вместо делителей потока серии индивидуальных модульных магнитодинамических насосных элементов, устанавливаемых в каждую линию, рисунок 2.10. Для этого применимы модульные магнитодинамические насосные элементы [151–152].

Модульные магнитодинамические насосные элементы позволяют производить их монтаж в трубу подходящего диаметра, легко модифицируемы, просты в эксплуатации и изготовлении, а расходные характеристики для каждой линии регулируются в реальном времени. Данный подход предоставляет возможность осуществлять, как объемное управление расходом в линиях, так и при включении реверсивного режима создавать эффект дросселирования и запираания потока.

Применение подобной системы управления потоками возможно в качестве источника давления второй/последующей ступени, повышающей расходные характеристики или понижающей их при включении реверса и в роли самостоятельных насосных установок управляющих подачей рабочей среды в линиях. Установка модульных магнитодинамических насосных элементов в управляющие контуры магнитореологических опор позволяет, объединять их в системную сеть из нескольких устройств, что упрощает осуществление виброзащиты по всей длине трубопровода.

Так как в предлагаемых устройствах реализованы вращающиеся и винтовые управляющие электромагнитные поля для описания гидродинамики рабочего

процесса введем понятие спиральности потока, данный термин подробно рассмотрен в работе О.В. Митрофановой [153].

Как известно для установления количественных соотношений между изменяющимся электрическим полем и вызываемым им магнитным полем в диэлектриках Максвелл установил ток смещения, основываясь на утверждении, что переменное электрическое поле порождает переменное магнитное поле [154]. Запишем скорость изменения спиральности потока с учетом силы Лоренца:

$$\frac{\partial h}{\partial t} + v \nabla h = \omega \left(P_v + \text{grad} \frac{v^2}{2} - \frac{1}{\rho} \text{grad} P \right) + v \text{rot} P_v - \mathcal{G} \omega \text{rot} \omega - \mathcal{G} v \text{rot} (\text{rot} \omega) + F_\omega; \quad (2.14)$$

$$h = v \omega;$$

$$\omega = \text{rot} v;$$

$$F_\omega = \text{rot} F_l.$$

P_v – вектор плотности объемных сил, ω – завихренность, v – скорость, h – спиральность, t – время, P – давление, \mathcal{G} – кинематическая вязкость, ρ – плотность, F_l – сила Лоренца. Очевидно, что сила Лоренца может принимать, как положительные, так и отрицательные значения [128], то есть, потенцируя движение магнитной среды или тормозя ее поток.

В безразмерном виде:

$$\frac{v_0^2}{l_0 t_0} \frac{\partial W}{\partial \tau} + \frac{v_0^3}{l_0^2} U \nabla W = \frac{v_0}{l_0} (\nabla U \cdot P_v) + \frac{v_0^3}{l_0^2} \nabla U \text{Grad} \frac{U^2}{2} - \frac{v_0}{l_0^2 \rho} \nabla U \text{Grad} P + \quad (2.15)$$

$$+ \frac{v_0}{l_0} (U \cdot \nabla P_v) - \mathcal{G} \frac{v_0^2}{l_0^3} (\nabla U) \cdot (\nabla \nabla U) - \mathcal{G} \frac{v_0^2}{l_0^3} U (\nabla \nabla \nabla U) + \text{div} F_l;$$

$$W = \frac{h}{v_0^2} l_0 = U (\nabla U);$$

$$v = U v_0;$$

$$r = R l_0;$$

$$t = \tau t_0;$$

$$h = v \text{rot} v = \frac{v_0^2}{l_0} U \nabla U;$$

$$\omega = \frac{v_0}{l_0} \nabla U.$$

l_0 – показатель размера, t_0 – показатель времени, v_0 – показатель скорости, $U; R; \tau$ – безразмерные величины соответствующие физическим величинам, $l_0; t_0; v_0; \nabla; Grad$ – дифференцирование по безразмерной координате.

Или с учетом изменения вязкости во внешних полях:

$$\frac{l_0}{v_0 t_0} \frac{\partial W}{\partial \tau} + U \nabla W = \frac{l_0 g}{v_0^2} (\nabla U) + \nabla U Grad \frac{U^2}{2} - \frac{1}{v_0^2 \rho} \nabla U Grad P - \frac{\left[\left(\left(\frac{\tau_{sh}}{\dot{\gamma}} + \eta_r \right) + \frac{1}{4} \frac{\tau M(H)}{1 + (\tau \tau_s HM(H)/J)} \right) / \rho \right]}{v_0 l_0} (\nabla U) \cdot (\nabla \nabla U) - \frac{\left[\left(\left(\frac{\tau_{sh}}{\dot{\gamma}} + \eta_r \right) + \frac{1}{4} \frac{\tau M(H)}{1 + (\tau \tau_s HM(H)/J)} \right) / \rho \right]}{v_0 l_0} U (\nabla \nabla \nabla U) + div F_I. \quad (2.16)$$

В критериальном виде:

$$\frac{1}{W_0} \frac{\partial W}{\partial \tau} + U \nabla W = \frac{We_v}{U} \left[\frac{1}{Fr} \frac{g}{|g|} + Grad \frac{U^2}{2} - Eu \frac{Grad P}{P_\infty} - \frac{1}{Re} (\nabla \nabla U) \right] - \frac{1}{Re} U e_v (\nabla \nabla \nabla U) + div F_I. \quad (2.17)$$

e_v – единичный вектор в направлении тока.

Критерий гомохромности:

$$W_0 = \frac{v_0 t_0}{l_0}. \quad (2.18)$$

Критерий Фруда:

$$Fr = \frac{v_0^2}{l_0 g}. \quad (2.19)$$

Критерий Эйлера:

$$Eu = \frac{P}{v_0^2 \rho}. \quad (2.20)$$

Критерий Рейнольдса:

$$Re = \frac{v_0 l_0}{\left[\left(\left(\frac{\tau_{sh}}{\dot{\gamma}} + \eta_r \right) + \frac{1}{4} \frac{\tau M(H)}{1 + (\tau \tau_s HM(H)/J)} \right) / \rho \right]}. \quad (2.21)$$

Оценим влияние интенсивности завихренности k на скоростные характеристики потока:

$$\begin{aligned} rot v &= kv; \\ v\omega &= kv^2; \\ h &= kv^2. \end{aligned} \quad (2.22)$$

В безразмерном виде:

$$\begin{aligned} W &= KU^2; \\ W &= \frac{h}{v_0^2} l_0; \\ K &= kl_0; \\ U &= |U| = \frac{v}{v_0}; \\ v &= |v|; \\ h = v\omega &= |v||\omega| \cos \alpha; \\ \alpha &= \pi n; \\ \cos \alpha &= \frac{k|v|}{|\omega|}. \end{aligned} \quad (2.23)$$

Граничные условия (условие прилипания на границе потока):

$$\begin{aligned} v_r &= 0; \\ v_z &= 0. \end{aligned} \quad (2.24)$$

На входе в проточную часть отсутствие завихренности:

$$\frac{\partial \omega}{\partial z} = 0 \quad (2.25)$$

На выходе из проточной части равенство нулю нормальной производной функции вихря:

$$\frac{\partial v_z}{\partial z} = 0 \quad (2.26)$$

Термодинамику процесса опишем уравнением сохранения энергии [153] и учетом воздействие на поток электромагнитного поля:

$$\begin{aligned}
\rho \frac{d}{dt} \left(c_v T + \frac{v^2}{2} \right) &= \rho P_v v - \operatorname{div} \left\{ \rho v \left(i + \frac{v^2}{2} \right) - \right. \\
&- \left. \left(\left(\frac{\tau_{sh}}{\dot{\gamma}} + A^0 \cdot \exp \left(\frac{Q}{RT^0} \right) \right) + \frac{1}{4} \frac{\tau M(H)}{1 + (\tau \tau_s H M(H) / J)} \right) \operatorname{grad} \left(v^2 + \frac{i}{\operatorname{Pr}} \right) - \right. \\
&- \left. \left. \left(\left(\frac{\tau_{sh}}{\dot{\gamma}} + A^0 \cdot \exp \left(\frac{Q}{RT^0} \right) \right) + \frac{1}{4} \frac{\tau M(H)}{1 + (\tau \tau_s H M(H) / J)} \right) [\omega v] + \frac{2}{3} \mu \operatorname{div} v \right\} + \operatorname{div} F_l; \\
i &= c_p T = c_v T + P / \rho; \\
\operatorname{Pr} &= \left(\left(\frac{\tau_{sh}}{\dot{\gamma}} + A^0 \cdot \exp \left(\frac{Q}{RT^0} \right) \right) + \frac{1}{4} \frac{\tau M(H)}{1 + (\tau \tau_s H M(H) / J)} \right) c_p / \lambda_T; \\
F_l &= \frac{1}{4\pi} [\operatorname{rot} H \times H].
\end{aligned} \tag{2.27}$$

$c_v; c_p$ – удельная теплоемкость среды при постоянных объеме и давлении, T – температура, λ_T – теплопроводность.

Электродинамика рабочего процесса описывается системой уравнений Максвелла [128–129], адекватность применения которой для описания рабочего процесса магнитореологических и магнитодинамических систем подтверждена рядом независимых друг от друга исследований:

$$\begin{aligned}
\frac{\partial B}{\partial t} &= \operatorname{rot} ([v \times B] - E); \\
\operatorname{rot} \frac{1}{\mu} B &= 4\pi j; \\
\operatorname{div} B &= 0; \\
B &= \mu H; \\
\operatorname{rot} \frac{1}{\mu} B &= 4\pi j_{cm} = 4\pi \varepsilon_0 \frac{\partial E}{\partial t} + \frac{\partial P}{\partial t}.
\end{aligned} \tag{2.28}$$

H – напряженность магнитного поля, B – магнитная индукция, E – напряженность электрического поля, j – плотность тока, μ – магнитная проницаемость, $\varepsilon_0 \frac{\partial E}{\partial t}$ – плотность тока смещения в вакууме, $\frac{\partial P}{\partial t}$ – плотность тока поляризации (плотность тока, обусловленная перемещением зарядов в диэлектрике).

Выразим электромагнитные параметры через векторный потенциал с учетом заданных направлений векторов скорости в гидродинамической части A :

$$\begin{aligned}
 B &= \operatorname{rot} A; \\
 E &= -\frac{\partial A}{\partial t} + [v \times \operatorname{rot} A]; \\
 \operatorname{rot} \frac{1}{\mu} B &= -\operatorname{rot} \frac{1}{\mu} \operatorname{rot} A; \\
 B &= B_m \cos(\omega_m t + \varphi); \\
 \omega_m &= \frac{\partial \varphi}{\partial t}.
 \end{aligned}
 \tag{2.29}$$

B_m – вектор амплитуды индукции магнитного поля, ω_m – частота магнитного поля, φ – фаза.

Геометрические параметры сечения винтового управляющего поля по магнитной линии определяются из следующих выражений:

Для описания винтового поля представим напряженность в виде [155–156]:

$$\begin{aligned}
 H_r &= H_m I'_m (3\alpha r) \sin[3(\varphi - \alpha z)]; \\
 H_\varphi &= \frac{1}{\alpha r} H_m I_n (3\alpha r) \cos[3(\varphi - \alpha z)]; \\
 H_z &= H_m I_n (3\alpha r) \cos[3(\varphi - \alpha z)]; \\
 \alpha_r &= \frac{2\pi}{L}.
 \end{aligned}
 \tag{2.30}$$

L – шаг элементов блока управления, H_m – вектор амплитуды напряженности магнитного поля, I_n – функция Инфельда:

$$I_n(\alpha_r r) = i^{-n} J_n(n\alpha_r r)
 \tag{2.31}$$

J_n – функция Бесселя первого рода:

$$\begin{aligned}
 J_n(\alpha_r r) &= \frac{1}{\pi} \int_0^\pi \cos((\alpha_r r) \sin \varphi - n\varphi) d\varphi; \\
 n &= 3.
 \end{aligned}
 \tag{2.32}$$

I'_n – производная функция Инфельда:

$$I'_n(\alpha_r, r) = \frac{1}{2} [I_{n-1}(n\alpha_r, r) + I_{n+1}(n\alpha_r, r)] \quad (2.33)$$

Запишем векторный потенциал как:

$$A_r = -\frac{H_m}{\alpha_r^2 r} I_n(3\alpha_r, r) \sin[3(\varphi - \alpha_r z)]; \quad (2.34)$$

$$A_\varphi = -\frac{H_m}{\alpha_r} I'_n(3\alpha_r, r) \cos[3(\varphi - \alpha_r z)];$$

$$A = 0.$$

Векторный потенциал управляющего поля:

$$A = (A_r, A_\varphi, 0); \quad (2.35)$$

$$B = \text{rot}A;$$

$$\text{rot}A = \left[-\frac{\partial A_\varphi}{\partial z} \right] \hat{e}_r + \left[\frac{\partial A_r}{\partial z} \right] \hat{e}_\varphi;$$

$$\hat{e}_r = \frac{1}{\sqrt{x^2 + y^2}} \begin{pmatrix} x \\ y \\ 0 \end{pmatrix};$$

$$\hat{e}_\varphi = \frac{1}{\sqrt{x^2 + y^2}} \begin{pmatrix} -y \\ x \\ 0 \end{pmatrix}.$$

Улучшение динамики, снижение времени переходных процессов и увеличение глубины регулирования магнитореологических приводных систем возможно за счет оптимизации базовых физических параметров управляющего электромагнитного поля. Геометрические параметры сечения винтового управляющего поля по магнитной линии определяются из выражений:

$$\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} = 1; \quad (2.36)$$

$$a = \frac{H_m I'_n(3\alpha r_a)}{\alpha^2};$$

$$b = \frac{H_m I_n(3\alpha r_a)}{\alpha^2};$$

$$x = r - r_a;$$

$$y = r_a \left(\varphi - \bar{\alpha} z \right);$$

$$\bar{\alpha}(r) = \frac{1}{2\alpha^3} H_m^2 \left(\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \right)^2 \left(\frac{1}{2} I_n(3\alpha r) \right).$$

Зависимость перепада давления магнитореологической жидкости от напряженности поля и спиральности потока:

$$\Delta p = C_D \frac{S_d l h}{d_{ef}^4} \left[\left(\left(\frac{\tau_{sh}}{\dot{\gamma}} + \eta_r \right) + \frac{1}{4} \frac{\tau M(H)}{(1 + (\tau \tau_s H M(H)) / J)} \right) / \rho \right] \quad (2.37)$$

S_d – рабочее сечение, C_D – коэффициент сопротивления, l – длина, d_{ef} – эффективный диаметр канала.

Зависимость изменения расхода магнитореологической жидкости от напряженности поля и спиральности потока:

$$Q = C_c S_d \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(C_D \frac{S_d l h}{d_{ef}^4} \left[\left(\left(\frac{\tau_{sh}}{\dot{\gamma}} + \eta_r \right) + \frac{1}{4} \frac{\tau M(H)}{(1 + (\tau \tau_s H M(H)) / J)} \right) / \rho \right] \right)} \quad (2.38)$$

C_c – коэффициент расхода.

Результаты моделирования, рисунок 2.11, подтверждают улучшение статических характеристик магнитодинамических насосов с ростом значения спиральности потока.

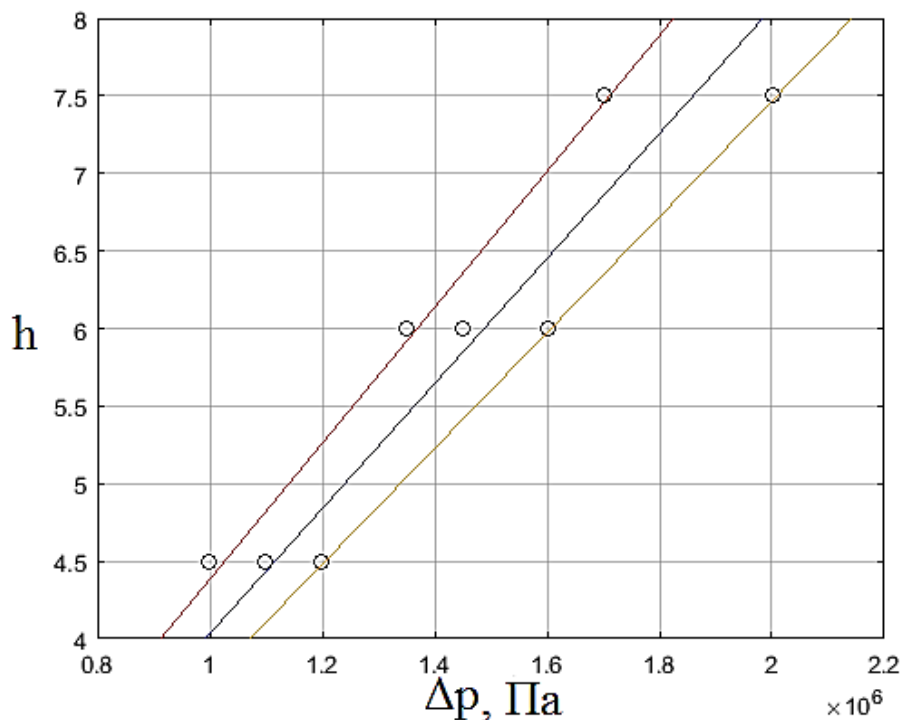


Рисунок 2.11. Влияние спиральности потока на перепад давления магнитореологической жидкости, взятый как функция напряженности поля $\Delta p(H)$,

при различных значениях вязкости рабочей среды: 1: $\eta=23$ сСт; 2: $\eta=25$ сСт; 3: $\eta=27$ сСт. Точки – экспериментальные данные

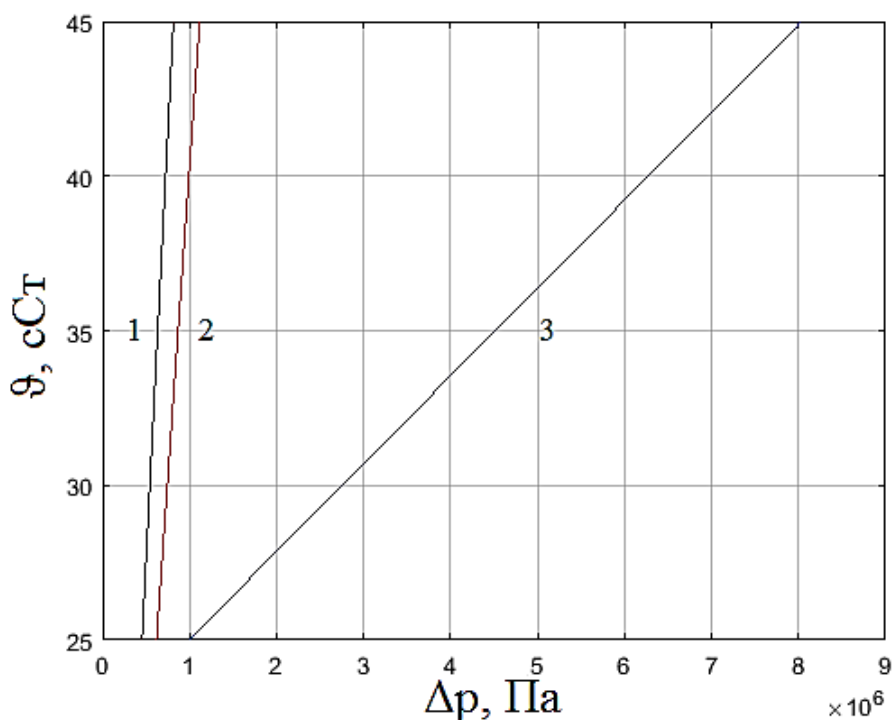


Рисунок 2.12 – Влияние вязкости магнитоологической жидкости на перепад давления: 1 – при управлении расходными характеристиками без магнитогидродинамического эффекта (заимствованная модель), 2 – при управлении расходными характеристиками без магнитогидродинамического эффекта (авторская модель), 3 – при варьировании значениями вязкости и генерации магнитогидродинамического вихревого эффекта

Для анализа данных, получаемых при численном моделировании, целесообразно произвести их сравнения с результатами существующих моделей, позволяющих осуществлять учет только влияния изменений вязкости магнитоологической среды на расходные характеристики устройств, Рисунок 2.12. Для верификации численной модели выбрана модель А.В. Воронкова, М.П. Галанина, А.С. Родина [129].

В качестве критерия, характеризующего эффективность рабочего процесса систем, примем к.п.д. Реализация ротационных / винтовых

магнитогидродинамических эффектов способна повысить гидравлический к.п.д. магнитодинамических насосов:

$$к.п.д. = \frac{H_g}{H_g + h_{los}} = \frac{\Delta p}{\Delta p + p_{los}} = \frac{\Delta p}{\Delta p + \left(\frac{C_D l}{d_{ef}} \frac{\rho \left(\frac{h}{\omega} \right)^2}{2} \right)} \quad (2.39)$$

H_g – напор создаваемый насосом (энергия, которую получает объем жидкости весом в 1 Ньютон при прохождении через насос или разница давлений между входным и выходным патрубком насоса), h_{los} – потери напора внутри насоса.

Результаты расчетов показывают, что к.п.д. магнитодинамических насосов комбинированного типа стремится к 0.99, рисунок 2.13.

В управляющих контурах магнитореологических систем виброзащиты потенциально возможны резкие и значительные перепады давления, поэтому в случаях высоких рабочих давлений и отсутствия особых требований к динамическим характеристикам систем, целесообразно использование механических запорных элементов. Применение в магнитореологических системах гидравлических устройств и классической запорно-регулирующей аппаратуры требует реализации защиты трубопроводов от явлений гидравлического удара, что рационально производить при помощи бегущих динамических или неоднородно распределенных электромагнитных полей. Бегущие динамические электромагнитные поля, создаваемые сборками дифференциальных электромагнитов, установленных каскадом (Патенты РФ № 2624082, № 2634163, № 2634166) способны выступать в качестве средства защиты трубопроводов магнитореологических систем от явлений гидравлического удара.

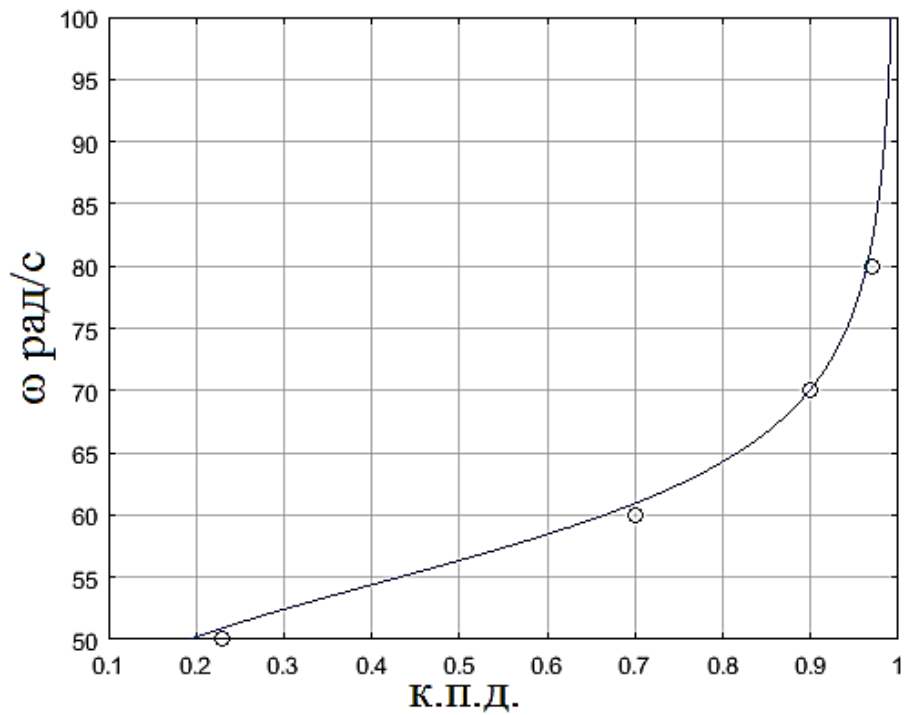


Рисунок 2.13. Влияние завихренности потока в рабочей полости на к.п.д. магнитодинамических насосов. Точки – экспериментальные данные

При этом включение всех фаз сборки индукторов дифференциального электромагнита и последовательное включение дифференциальных электромагнитов, входящих в каскад, в направлении распространения ударной волны позволяет демпфировать энергию объема движущейся жидкости [158].

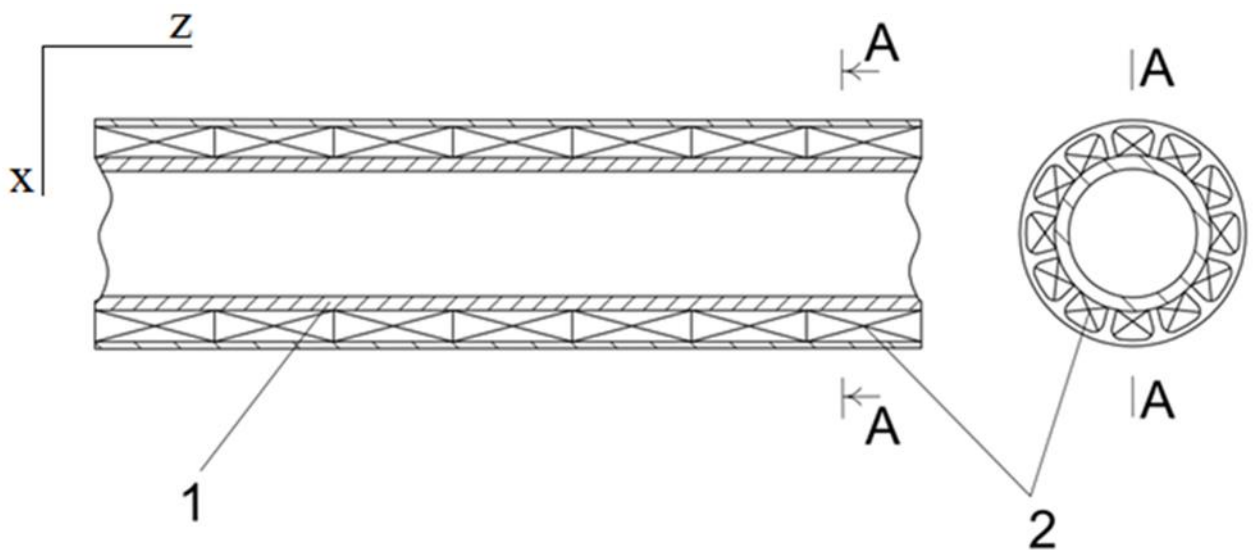


Рисунок 2.14. Устройство защиты магнито реологических систем высокого давления от гидроудара: 1 – корпус, 2 – каскад блоков электромагнитного управления потоком

Возможна реализация сообщения магнитореологической среде дополнительной энергии и организация в магистрали гидродинамического эффекта типа – жидкий поршень, который формируется посредством сообщения частицам магнетика кинетической энергии и генерации акустических волн. Данный гидродинамический эффект имеет прикладное значение и промышленное применение, а также позволяет бороться с падением давления при гидроударе.

Устройство создает электромагнитное поле сборками индукторов, образующих кольцевые управляющие дифференциальные электромагниты, установленные каскадами, рисунок 2.14. Включение всех фаз сборки индукторов дифференциального электромагнита и последовательное включение дифференциальных электромагнитов, входящих в каскад, в направлении распространения ударной волны или во встречном направлении позволяет демпфировать энергию объема движущейся жидкости.

Одновременное включение всех дифференциальных электромагнитов и индивидуальное управление вольт-амперными характеристиками каждого дифференциального электромагнита, образует неоднородное распределение электромагнитного поля и вязкостных свойств в объеме магнитореологической жидкости, способное также препятствовать распространению ударных волн в жидкой среде. Рассмотренная конструкция также является модульной и легко модифицируется с учетом заданных технических характеристик путем изменения количества дифференциальных электромагнитов, входящих в каскад.

Для бегущего магнитного поля магнитная индукция примет вид:

$$B = B_m \sin(\omega t + \varphi) \quad (2.40)$$

Система акустических уравнений для магнитореологической среды запишем, основываясь на модели предложенной В.М. Полуниным дополнив ее расчетными зависимостями, позволяющими учесть вязкостные и электромагнитные эффекты [98]:

$$\begin{aligned}
& \frac{\partial \rho}{\partial t} + \operatorname{div} \rho v = 0; \\
& \rho T \frac{d}{dt} \left(S + \mu_0 \rho^{-1} \int_0^H \left(\frac{\partial M}{\partial T} \right)_{\rho, H} dH \right) = \\
& \quad = \tau_{i,k} \frac{\partial v_i}{\partial z_k} + \operatorname{div} (\chi \nabla T); \\
& \rho \frac{\partial v}{\partial t} = -\nabla (p - M_0 H) + \eta_s \Delta v + \left(\eta_v + \frac{\eta_s}{3} \right) \nabla \operatorname{div} v + \operatorname{div} F_l; \\
& \eta_s(H) = \left(\frac{\tau_{sh}}{\dot{\gamma}_v} + \eta_r \right) + \frac{1}{4} \frac{\tau_n M(H)}{1 + (\tau_n \tau_s H M(H)) / J}; \\
& \operatorname{div} B = 0; \\
& \operatorname{rot} H = \varepsilon_0 \frac{\partial E}{\partial t} + \frac{\partial P}{\partial t}; \\
& B = \mu H.
\end{aligned} \tag{2.41}$$

$\tau_{i,k}$ – тензор вязких напряжений, χ – магнитная восприимчивость, η_s – сдвиговая вязкость, η_v – объемная вязкость, S – энтропия, C_v – удельная теплоемкость при постоянном объеме. Или:

$$\rho \frac{\partial v}{\partial t} = -c_f^2 \nabla \rho' + \frac{1}{2} \mu_0 \chi \nabla H^2 + \nabla \eta \Delta v + \nabla \left(\eta_v + \frac{\eta_s}{3} \right) \nabla (\nabla v) + \text{div} F_i; \quad (2.42)$$

$$\frac{\partial \rho'}{\partial t} + \rho \text{div} v = 0;$$

$$v_z = v_{za} \cos [2(k_w z - \omega t) + \varphi_{vz}];$$

$$v_{za} = \frac{\left(\frac{A_m}{\rho} \right) \cdot \omega / k_w}{\left(\left[c_f^2 - \left(\frac{\omega}{k_w} \right)^2 \right]^2 + 4\omega^2 b_m^2 \right)^{1/2}};$$

$$\text{tg} \varphi_{vz} = \frac{2b_m \omega}{c_f^2 - \left(\frac{\omega}{k_w} \right)^2};$$

$$A_m = \mu_0 \chi H_a^2 / 4;$$

$$b_m = \left[\eta_v + \left(\frac{4}{3} \right) \eta_s \right] / \rho;$$

$$\eta_s(H) = \left(\frac{\tau_{sh}}{\gamma_v} + \eta_r \right) + \frac{1}{4} \frac{\tau_n M(H)}{\left(1 + (\tau_n \tau_s H M(H)) / J \right)};$$

$$k_w = \frac{\omega}{v_\varphi};$$

$$\text{div} B = 0;$$

$$\text{rot} H = \varepsilon_0 \frac{\partial E}{\partial t} + \frac{\partial P}{\partial t};$$

$$B = \mu H.$$

k_w – волновой вектор, c_f – скорость акустической волны в магнитореологической среде, l – высота объема магнитореологической среды в рабочей камере, φ_{vz} – разность фаз, v_φ – фазовая скорость волны.

(2.43)

$$\begin{aligned}
B_z &= \frac{B_0 shk_w x}{shk_w l} \cos(k_w z - \omega t); \\
B_x &= \frac{B_0 chk_w x}{shk_w l} \sin(k_w z - \omega t); \\
H_z &= \frac{B_z}{\mu_0 (1 + \chi)}; \\
H_x &= \frac{B_x}{\mu_0 (1 + \chi)}; \\
M_z &= \frac{\chi B_z}{\mu_0 (1 + \chi)}; \\
M_x &= \frac{\chi B_x}{\mu_0 (1 + \chi)}; \\
p' &= \frac{\partial p}{\partial \rho} \rho' = c_f^2 \rho'; \\
\rho \frac{\partial v}{\partial t} &= -c_f^2 \nabla \rho' + \frac{1}{2} \mu_0 \chi \nabla H^2 + div F_l; \\
\frac{\partial \rho'}{\partial t} + \rho div v &= 0; \\
v_z &= \frac{\left(\frac{A_h}{\rho} \right) \cdot \frac{\omega}{k_w}}{\left(\frac{\omega}{k_w} \right)^2 - c_f^2} \cos 2(k_w z - \omega t); \\
v_x &= 0; \\
A_h &= \mu_0 \chi H_a^2 / 4; \\
H_a &= \frac{B_0}{\mu_0 (1 + \chi) shk_w l}; \\
div B &= 0; \\
rot H &= \varepsilon_0 \frac{\partial E}{\partial t} + \frac{\partial P}{\partial t}; \\
B &= \mu H.
\end{aligned}$$

ρ', p' – отклонения от начальных значений.

Рисунок 2.15. иллюстрирует возникновение чередующихся зон компрессии и декомпрессии в рабочей полости (камере) в направлении распространения акустической управляющей волны.

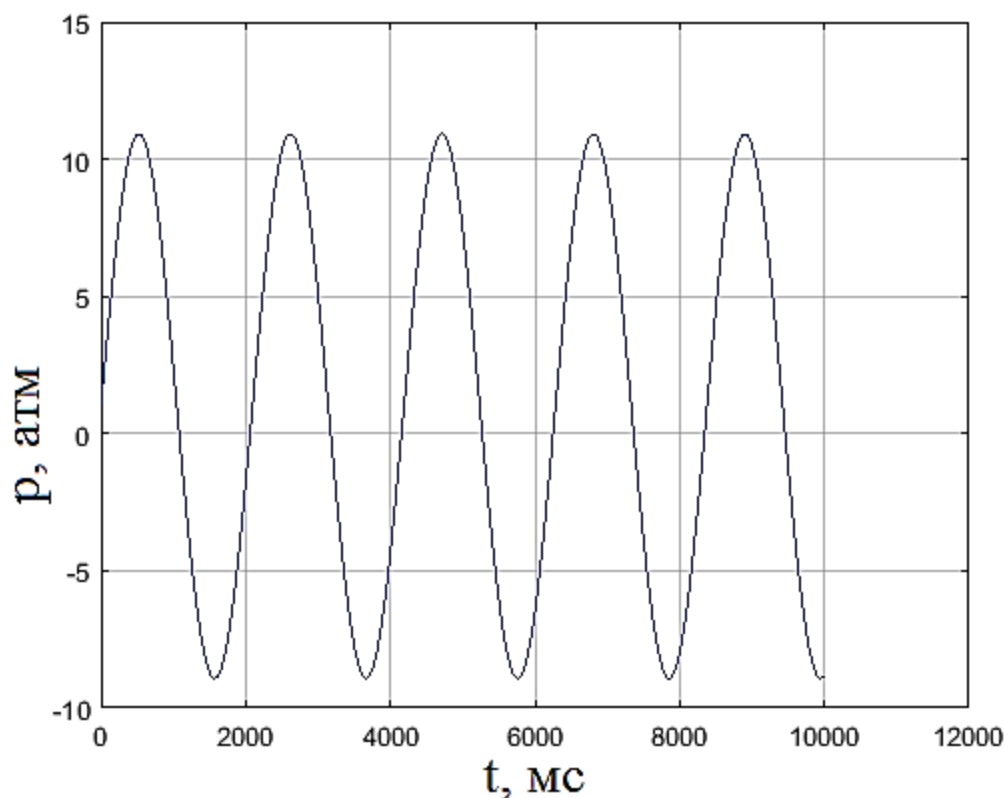


Рисунок 2.15. Отклонение давления в рабочей полости (камере) от начальных значений в направлении распространения управляющей волны

Также целесообразно рассмотреть изменения вязкосных характеристик в направлении распространения регулирующей волны.

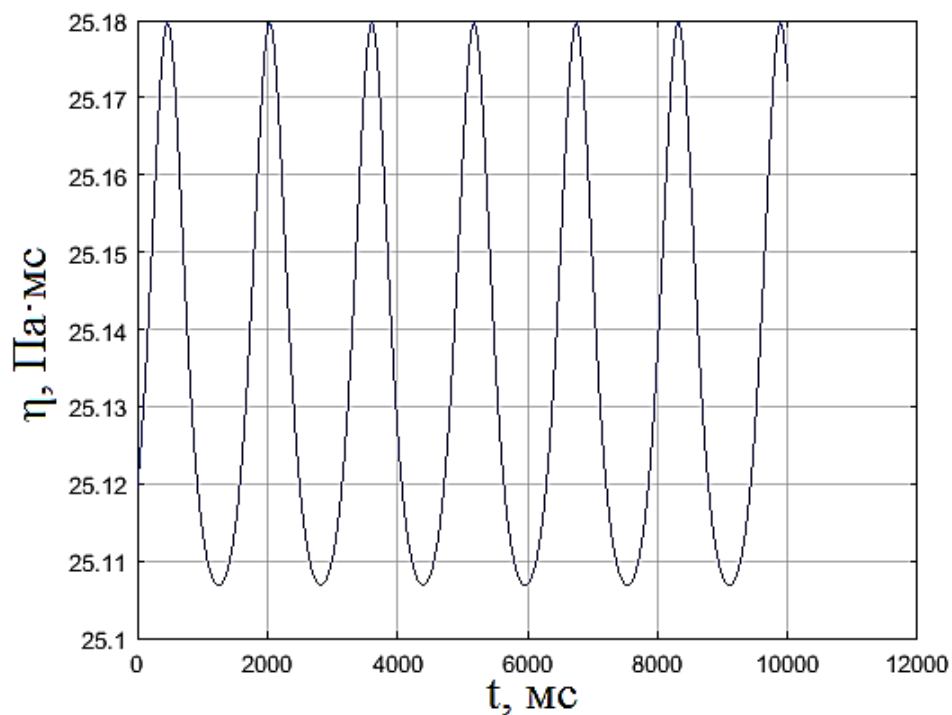


Рисунок 2.16. Динамика изменения показателя вязкости в магнитореологической полости (камере) при бегущем управляющем поле

Результаты моделирования динамики изменения показателя вязкости в магнитореологической камере при бегущем управляющем поле, рисунок 2.16, показывают, что скорость в магнитодинамической модели зависит от вектора амплитуды индукции магнитного поля и частоты магнитного поля. Поэтому целесообразно проведение параметрической оптимизации рабочего процесса по частотно-фазовому принципу, которая будет проведена в 4 и 5 Главах.

2.6. Расчет колебаний объектов демпфирования и виброгашения

С целью моделирования рабочего процесса системы демпфирования и виброгашения запишем численные зависимости колебаний объекта защиты. Для этого рассмотрим процесс защиты длинномерной конструкции от резонансных эффектов на примере трубопровода закрепленного по краям.

Опишем процесс простых колебаний трубопровода, на основании модели Кирхгофа, которую в последствие необходимо совместно решить с уравнением движения исполнительного элемента магнитореологической или феррожидкостной системы (плунжера) методом Рунге-Кутта, что проще всего произвести в пакете прикладных программ MATLAB.

Так как исследования посвящены непосредственно совершенствованию и оптимизации процессов в магнитореологических и феррожидкостных системах виброзащиты для определения параметров внешней нагрузки (описания колебаний объекта виброзащиты) воспользуемся стандартными расчетными зависимостями, базирующимися на модели Кирхгофа, описанной Хакимовым А.Г. [159], следовательно, уравнение колебаний трубопровода (изгиба) примет вид:

$$E_s J_p \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} - (T_p - P_i F_i) \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + (\rho_p F_p + \rho_i F_i) \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = 0 \quad (2.44)$$

E_s – модуль упругости трубопровода, ρ_p – плотность материала трубопровода, ρ_i – плотность жидкости, P_i – давление в трубопроводе, T_p –

усилие растяжения в трубопроводе, w – прогиб трубопровода, x – координата от точки крепления.

Осевой момент инерции трубопровода:

$$J_p = \pi \left[(R_i + h)^4 - R_i^4 \right] / 4 \quad (2.45)$$

Площадь поперечного сечения трубопровода:

$$F_p = \pi \left[(R_i + h)^2 - R_i^2 \right] \quad (2.46)$$

Площадь рабочего сечения:

$$F_i = \pi R_i^2 \quad (2.47)$$

R_i – внутренний радиус трубопровода, h – толщина стенки трубопровода.

Уравнение формы колебаний трубопровода (изгиба):

$$\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} - \frac{T_p - P_i F_i}{E_s J_p} \cdot \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} - \frac{(\rho_p F_p + \rho_i F_i) \omega_p^2}{E_s J_p} w = 0 \quad (2.48)$$

ω_p – частота колебаний трубы.

Граничные условия:

$$w = 0; \frac{\partial w}{\partial x} = 0 (x = 0, L) \quad (2.49)$$

L – длина трубопровода.

Введем величины:

$$\xi = \frac{x}{L}; z = \frac{w}{L}; p = \frac{(T_p - P_i F_i) L^2}{2E_s J_p}; \lambda = L^4 \sqrt{\frac{(\rho_p F_p + \rho_i F_i) \omega_p^2}{E_s J_p}} \quad (2.50)$$

Перепишем уравнение формы колебаний трубопровода в виде, предложенном в работе [1]:

$$z = A \cdot \cos\left(\xi \sqrt{\sqrt{p^2 + \lambda^4} - p}\right) + B \cdot \sin\left(\xi \sqrt{\sqrt{p^2 + \lambda^4} - p}\right) + C \cdot \operatorname{ch}\left(\xi \sqrt{p + \sqrt{p^2 + \lambda^4}}\right) + D \cdot \operatorname{sh}\left(\xi \sqrt{p + \sqrt{p^2 + \lambda^4}}\right) \quad (2.51)$$

Следовательно, граничные условия примут вид:

$$w_1 = 0; \frac{\partial w}{\partial \xi} = 0 (\xi = 0, 1) \quad (2.52)$$

По полученным результатам моделирования колебаний объекта демпфирования определяются частотные характеристики системы, и значения смещений, на основании которых устанавливаются:

Для процесса демпфирования систем, требуемые характеристики диссипации механической энергии;

Для процесса активной и полуактивной виброзащиты, необходимые частотно-амплитудные и частотно-фазовые характеристики.

Установленные параметры колебательного процесса объекта виброзащиты образуют граничные условия численных моделей, описывающих движения исполнительного элемента магнитореологической или феррожидкостной системы (плунжеров):

$$z_1 = \frac{w_1}{L}; \frac{\partial w}{\partial \xi} = 0 \left(\xi = \frac{x}{L} \right)$$

(2.53)

2.7. Расчет рабочих процессов в магнитореологических системах виброзащиты комбинированного типа численными методами

Численная модель рабочих процессов в камерах, заполненных жидкостями, обладающими магнитными свойствами, базируется на фундаментальных работах А.В. Лебедева, В.М. Полунина, М.И. Шлиомиса, др. и [98; 123–126] образует научно-обоснованный обобщенный метод прогнозирования эффективности магнитореологических и феррожидкостных систем виброзащиты комбинированного типа, что позволяет осуществить оценку вклада отдельных составляющих комбинированного способа на показатели работы системы и отдельно магнитореологических и феррожидкостных аппаратов.

Граничные условия для магнитореологической опоры, полученные из решений уравнений колебаний трубопровода:

$$z_1 = \frac{w_1}{L}; \frac{\partial w}{\partial \xi} = 0 \left(\xi = \frac{x}{L} \right); \omega_s \rightarrow \omega_p \text{ или } -\omega_s = \omega_p. \quad (2.54)$$

Распространение ударных волн в рабочей камере магнитореологической опоры, не разделенной на субкамеры, рисунок 2.3, схоже с процессами, протекающими в рабочей полости устройства защиты магнитореологических систем высокого давления от гидроудара, поэтому справедлива следующая система акустических уравнений:

$$\begin{aligned}
\rho \frac{\partial v}{\partial t} &= -c_f^2 \nabla \rho' + \frac{1}{2} \mu_0 \chi \nabla H^2 + \nabla \eta \Delta v + \nabla \left(\eta_v + \frac{\eta_s}{3} \right) \nabla (\nabla v) + \operatorname{div} F_i; \\
\frac{\partial \rho'}{\partial t} + \rho \operatorname{div} v &= 0; \\
v_z &= v_{za} \cos [2(k_w z - \omega t) + \varphi_{vz}]; \\
v_{za} &= \frac{\left(\frac{A_m}{\rho} \right) \cdot \omega / k_w}{\left(\left[c_f^2 - \left(\frac{\omega}{k_w} \right)^2 \right]^2 + 4\omega^2 b_m^2 \right)^{1/2}}; \\
\operatorname{tg} \varphi_{vz} &= \frac{2b_m \omega}{c_f^2 - \left(\frac{\omega}{k_w} \right)^2}; \\
A_m &= \mu_0 \chi H_a^2 / 4; \\
b_m &= \left[\eta_v + \left(\frac{4}{3} \right) \eta_s \right] / \rho; \\
\eta_s(H) &= \left(\frac{\tau_{sh}}{\gamma_v} + \eta_r \right) + \frac{1}{4} \frac{\tau_n M(H)}{\left(1 + (\tau_n \tau_s H M(H)) / J \right)}; \\
H^2 &= H_a^2 \left[sh^2 k_w x + \sin^2 (k_w z - \omega t) \right]; \\
\operatorname{div} B &= 0; \\
\operatorname{rot} H &= \varepsilon_0 \frac{\partial E}{\partial t} + \frac{\partial P}{\partial t}; \\
B &= \mu H.
\end{aligned} \tag{2.55}$$

Учитывая, что конструкция магнито-реологической камеры демпфера предусматривает погружение не магнитных объектов – перегородок в объем магнито-реологической жидкости, гидростатическая подъемная сила, вызываемая градиентом давления под действием силы тяжести, запишется в виде [95]:

$$F_G = -gV\rho' \tag{2.56}$$

∂z – частная производная высоты по вертикали.

Эффективная плотность магнито-реологической жидкости:

$$\rho' = \left[\rho - \frac{M}{g} \cdot \frac{\partial H}{\partial z} \right] \tag{2.57}$$

ρ – плотность магнитореологической среды.

Известно, что при приложении к магнитореологической жидкости магнитного поля с градиентом, при котором компонент в выражениях $\frac{M}{g} \cdot \frac{\partial H}{\partial z}$ будет отрицателен и эффективная плотность магнитореологической жидкости значительно превысит ее начальную плотность, возможно всплытие погруженного в нее немагнитного объекта с плотностью, меньшей в сравнении с полученной эффективной плотностью магнитореологической жидкости:

$$\rho - \frac{M}{g} \cdot \frac{\partial H}{\partial z} = \frac{d\eta_{MRC}}{d\mathcal{G}_{MRC}} \quad (2.58)$$

Из закона Архимеда:

$$\begin{aligned} F_G &= F_B; \\ F_B &= gV_B\rho_B. \end{aligned} \quad (2.59)$$

ρ_B – плотность перегородки, V_B – объем перегородки.

Уравнение движения плунжера магнитореологического демпфера с учетом гидростатической подъемной силы и гидродинамического трения магнитореологической среды:

$$\begin{aligned} m\ddot{z} + K_1\dot{z} + K_2z &= F \sin \omega t \pm F_{GT} \sin \omega t; \\ K_1 &= \frac{\eta_s S_c v_{os}}{hF}; \\ \eta_s(T, H, \tau_{sh}) &= \left(\frac{\tau_{sh}}{\dot{\gamma}_v} + \eta_v \right) + \frac{1}{4} \cdot \frac{\tau_n M(H)}{1 + (\tau_n \tau_s HM(H))/J}. \end{aligned} \quad (2.60)$$

S_c – площадь контакта, h – фактор изменения скорости.

Для демпфера предложенной конструкции, приведенного на рисунке 2.1 и обладающего четырьмя рабочими камерами, расчетная схема камеры демпфера с гидростатической подъемной силой имеет следующий вид, рисунок 2.17. Очевидно, что в данном случае, в зависимости от плотности объема магнитореологической жидкости он может обладать, как гидростатической

подъемной силой, так и оказывать дополнительное давление на подвижные перегородки:

$$F_{GT} = \pm F_{G1} \pm F_{G2} \pm F_{G3} \pm F_{G4} \quad (2.61)$$

Или:

$$F_{GT} = \pm gV\rho_1' \pm gV\rho_2' \pm gV\rho_3' \pm gV\rho_4' \quad (2.62)$$

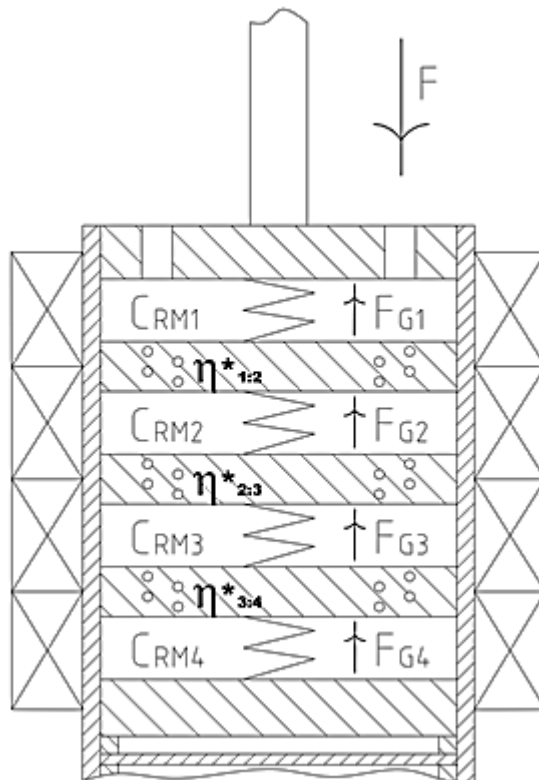


Рисунок 2.17. Расчетная схема магнитореологической камеры демпфера

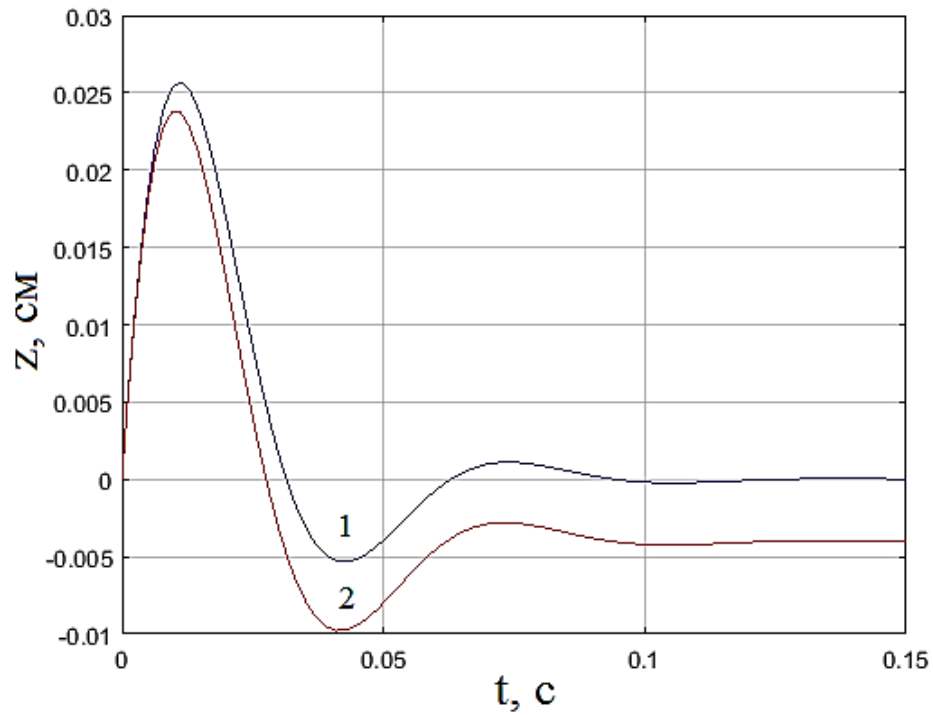


Рисунок 2.18. Динамика перемещения плунжера: 1 – без учета гидростатической подъемной силы, 2 – с учетом гидростатической подъемной силы

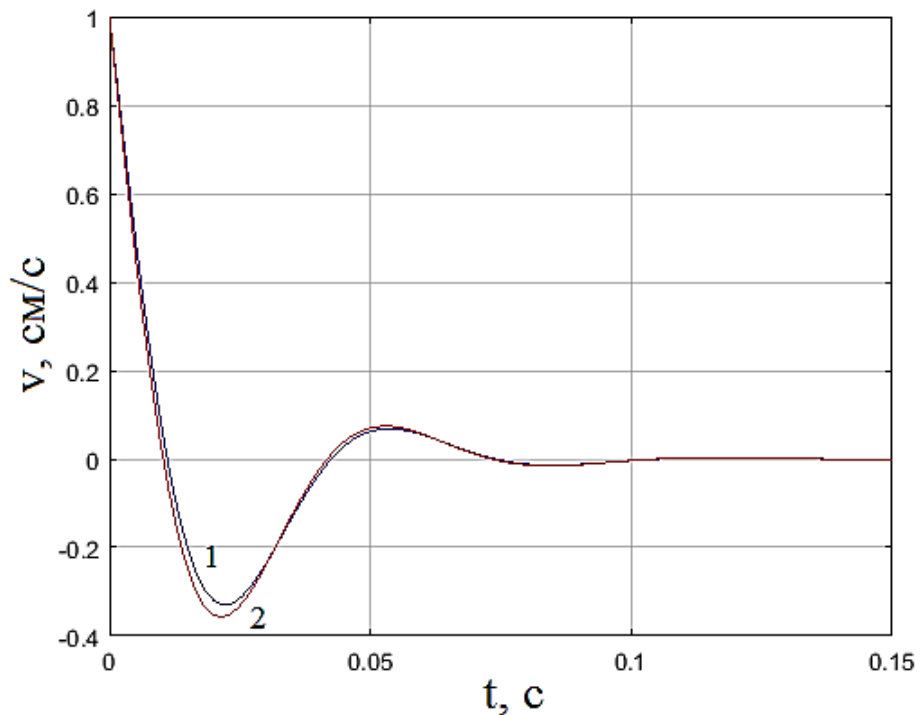


Рисунок 2.19. Скорость перемещения плунжера: 1 – без учета гидростатической подъемной силы, 2 – с учетом гидростатической подъемной силы

Создание гидростатической подъемной силы в магнито-реологических камерах позволяет изменять динамику перемещения плунжера и повышать

грузоподъемность систем без существенного изменения скоростных параметров перемещения плунжера, результаты численного эксперимента, рисунки 2.18–2.19.

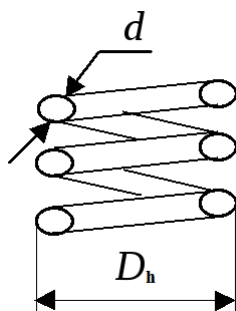


Рисунок 2.20. Расчетная схема коэффициентов гидравлического сопротивления спиральных каналов перегородки

Принимая во внимание расчетную схему магнитожидкостных цепочек, представленных в работах В.М. Полунина [98] при рассмотрении камеры с распределенными диссипативно-жесткостными свойствами, разделенной на субполости, справедливы следующие выражения.

Схема для расчета коэффициентов гидравлического сопротивления спиральных каналов перегородки 2.20.

Расчетная схема магнитоореологической камеры представлена на рисунке 2.17.

Мгновенное давление в сегменте:

$$\Delta p_n = \delta p_n \pm \frac{gV\rho_{n+1}}{S_c} - \delta p_{n+1} \quad (2.63)$$

Очевидно, что наличие спиральных каналов в перегородках накладывает ограничения на градиент давления в субкамерах (при формировании гидростатической подъемной силы), который оптимизируется по значениям гидравлических потерь давления в системе спиральных каналов. Допустимый рост давления в сегменте без изменения давления в соседнем сегменте:

$$\Delta p_n = \delta p_n \pm \frac{gV\rho_{n+1}}{S_c} - \delta p_{n+1} - p_{los}; \quad (2.64)$$

$$\Delta p_n = \delta p_n \pm \frac{gV\rho_{n+1}}{S_c} - \delta p_{n+1} - Z_c \left(1 + k_s \frac{d}{D_h} \right) (D/d)^4 \frac{\rho_f v^2}{2}.$$

Сила, действующая на перегородку:

$$F_n = S_c \Delta p_n \quad (2.65)$$

Z_c – количество каналов, S_c – площадь сечения перегородки, k_s – коэффициент гидравлического сопротивления, d_c – диаметр канала, D_h – диаметр спирали.

С учетом процесса ударного сжатия немагнитных перегородок:

$$A_w = p \Delta V_b; \quad (2.66)$$

$$p = \frac{A_w}{\Delta V_b};$$

$$p = \frac{A_w}{\Delta(S_c a)}.$$

Принимая во внимание крайне малые значения деформации немагнитных перегородок, при рабочих давлениях запишем следующие зависимости:

$$\delta p = - \frac{p_b \left(-Z_c \left(1 + k_s \frac{d}{D_h} \right) (D/d)^4 \frac{\rho_f v^2}{2} \right)}{a} \cdot \delta a; \quad (2.67)$$

$$\delta p_n = - \frac{p_b \left(-Z_c \left(1 + k_s \frac{d}{D_h} \right) (D/d)^4 \frac{\rho_f v^2}{2} \right)}{a} (U_n - U_{n-1});$$

$$\delta p_{n+1} = - \frac{p_b \left(-Z_c \left(1 + k_s \frac{d}{D_h} \right) (D/d)^4 \frac{\rho_f v^2}{2} \right)}{a} (U_{n+1} - U_n).$$

p_b – давление перегородки, U_{n+1} ; U_{n-1} ; U_n – смещения сегментов.

Мгновенное давление в рассматриваемом сегменте:

$$\begin{aligned}\Delta p_n &= -\frac{p_b \left(-Z_c \left(1 + k_s \frac{d}{D_h} \right) (D/d)^4 \frac{\rho_f v^2}{2} \right)}{a} (U_n - U_{n-1} - U_{n+1} + U_n) = \\ &= \frac{p_b \left(-Z_c \left(1 + k_s \frac{d}{D_h} \right) (D/d)^4 \frac{\rho_f v^2}{2} \right)}{a} (U_{n-1} + U_{n+1} - 2U_n)\end{aligned}\quad (2.68)$$

Перепишем силу, действующую на перегородку с учетом коэффициентов гидравлического сопротивления спиральных каналов перегородки:

$$\begin{aligned}F_n &= \frac{p_b \left(-Z_c \left(1 + k_s \frac{d}{D_h} \right) (D/d)^4 \frac{\rho_f v^2}{2} \right) S_c}{a} (U_{n-1} + U_{n+1} - 2U_n); \\ \rho_f S_c b \frac{d^2 U_n}{dt^2} &= \frac{p_b \left(-Z_c \left(1 + k_s \frac{d}{D_h} \right) (D/d)^4 \frac{\rho_f v^2}{2} \right) S_c}{a} (U_{n-1} + U_{n+1} - 2U_n).\end{aligned}\quad (2.69)$$

Смещение из положения равновесия рассматриваемого сегмента:

$$U_n = U_0 \cos(\omega t - nq) \quad (2.70)$$

С учетом внешних управляющих полей перепишем как:

$$\rho_f S_c b \frac{d^2 U_n}{dt^2} = \frac{p_b \left(-Z_c \left(1 + k_s \frac{d}{D_h} \right) (D/d)^4 \frac{\rho_f v^2}{2} \right) S_c}{a} (U_{n-1} + U_{n+1} - 2U_n) - 2\mu_0 S_c M_z \left(\frac{\partial H_z}{\partial z} + \frac{\partial M_z}{\partial z} \right) U_n \quad (2.71)$$

Или:

$$\begin{aligned}\frac{d^2 U_n}{dt^2} + \omega_m^2 U_n &= \chi' (U_{n-1} + U_{n+1} - 2U_n); \\ \omega_m &= \sqrt{\frac{2\mu_0 M_z}{\rho_f b} \left(\frac{\partial H_z}{\partial z} + \frac{\partial M_z}{\partial z} \right)}; \\ \chi' &= \rho_b c^2 / \frac{\eta}{g} ab.\end{aligned}\quad (2.72)$$

Для бегущей волны:

$$\begin{aligned}U_n &= U_m \exp i(\omega t - nk_w d); \\ \omega^2 &= \omega_m^2 + 4\chi' \sin^2 \frac{k_w d}{2}.\end{aligned}\quad (2.73)$$

b – высота магнитогеологической субкамеры, d – период идентичности, F_n – действующая на субполость сила, a – высота перегородки, ρ_b – плотность материала перегородки, ρ_f – плотность магнитогеологической среды, U_m – амплитуда, n – номер сегмента.

Принимая во внимания преобладание значений диаметра магнитогеологической субполости над ее высотой магнитная сила, создаваемая субполостью:

$$\Delta f_z = k_p^{(0)} \Delta z + K (\Delta z)^2 \quad (2.74)$$

Уравнение колебаний:

$$\frac{\left(\frac{\tau_{sh}}{\dot{\gamma}_v} + \eta_r \right) + \frac{1}{4} \cdot \frac{\tau_n M(H)}{1 + \left(\tau_n \tau_s HM(H) \right) / J}}{g} V \frac{\partial^2 (\Delta z)}{\partial t^2} + \alpha \frac{\partial (\Delta z)}{\partial t} + k_p^{(0)} \Delta z + K (\Delta z)^2 = 0 \quad (2.75)$$

Уравнение колебаний с учетом затухания:

$$\frac{d^2 (\Delta z)}{dt^2} + \omega_0^2 \Delta z + b_u (\Delta z)^2 + 2\beta \frac{\partial (\Delta z)}{\partial t} = 0 \quad (2.76)$$

Где:

$$\begin{aligned}
b_u = & - \frac{2\mu_0 S_c}{\left(\frac{\tau_{sh}}{\dot{\gamma}_v} + \eta_r \right) + \frac{1}{4} \cdot \frac{\tau_n M(H)}{1 + (\tau_n \tau_s HM(H)) / J}} \left[M \left(\frac{\partial^2 H}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 M}{\partial z^2} \right) + 2 \frac{\partial M}{\partial z} \left(\frac{\partial H}{\partial z} + \frac{\partial M}{\partial z} \right) \right]_{z_2} ; \\
& \frac{g}{V} \\
k_p^{(0)} = & k_p / \left(1 + \left[\frac{\frac{\partial^2 H}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 M}{\partial z^2}}{\frac{\partial H}{\partial z} + \frac{\partial M}{\partial z}} + \frac{2}{M} \frac{\partial M}{\partial z} \right]_{z_2} \delta z \right) ; \\
K = & 2\mu_0 S_c \left[M \left(\frac{\partial^2 H}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 M}{\partial z^2} \right) + 2 \frac{\partial M}{\partial z} \left(\frac{\partial H}{\partial z} + \frac{\partial M}{\partial z} \right) \right]_{z_2} ; \\
k_p = & 2\mu_0 S_c \left[M \left(\frac{\partial H}{\partial z} + \frac{\partial M}{\partial z} \right) + \left[M \left(\frac{\partial^2 H}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 M}{\partial z^2} \right) + 2 \frac{\partial M}{\partial z} \left(\frac{\partial H}{\partial z} + \frac{\partial M}{\partial z} \right) \delta z \right]_{z_2} \right] .
\end{aligned} \tag{2.77}$$

Приведенные системы уравнений позволяют описывать процессы распространения ударных и вибрационных нагрузок в магнитореологических рабочих камерах разработанных оригинальных конструкций.

Формирование восстанавливающей силы (с учетом формирования гидростатической подъемной силы) в рабочей полости магнитореологической камеры с распределенными диссипативно-жесткостными свойствами, разделенной на субполости, запишем как:

$$F_r = \Delta f_{z1} \pm F_{n1} + \Delta f_{z2} \pm F_{n2} + \Delta f_{z3} \pm F_{n3} \tag{2.78}$$

Очевидно, что наличие спиральных каналов в перегородках накладывает ограничения на градиент давления в магнитореологических субкамерах (при формировании гидростатической подъемной силы, которая также является компонентом восстанавливающей силы), который оптимизируется по значениям гидравлических потерь давления в системе спиральных каналов.

Предложенный подход позволяет рационализировать количество перегородок, разделяющих рабочую камеру на субкамеры, и произвести оптимизацию распределения профиля вязкости по субкамерам, а именно

оптимизацию по градиенту вязкости в субкамерах и по значениям гидравлических потерь давления в системе спиральных каналов.

Гидравлическое сопротивление системы каналов (коэффициент формы каналов) закладывается на стадии проектирования, а вязкость магнитореологической среды регулируется в реальном времени, поэтому на рисунке 2.21. представлена зависимость импульсной гидростатической подъемной силы от вязкости магнитореологической среды.

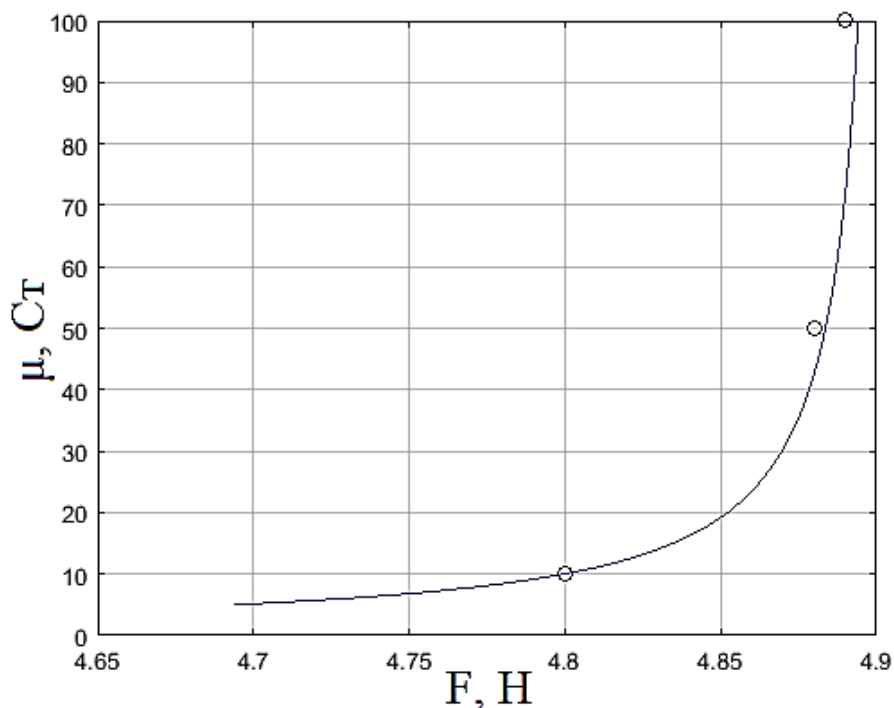


Рисунок 2.21. Влияние вязкости магнитореологической среды, находящейся в системе спиральных каналов, на импульсную гидростатическую подъемную силу. Точки – экспериментальные данные

Анализ показал, что уменьшение угла между витками спирали и повышение количества витков спирали, то есть коэффициента формы каналов, выполненных в перегородках, существенно повышает гидравлическое сопротивление каналов и увеличивает значение импульсного изменения гидростатической подъемной силы, формируемой магнитореологическими субкамерами, рисунок 2.22. Принимая во внимание то, что вязкая диссипация механической энергии возможна только при условии наличия движения (смещения) слоев в объеме рабочей среды, оценку влияния установки перегородок, разделяющих рабочую камеру на субкамеры, на процесс вязкостной

диссипации механической энергии и подавления ударных волн путем формирования во внешних электромагнитных полях регулирующих акустических волн, распространяющихся в объеме магнитоэологической жидкости, можно произвести из значений смещения перегородок, рисунок 2.23.

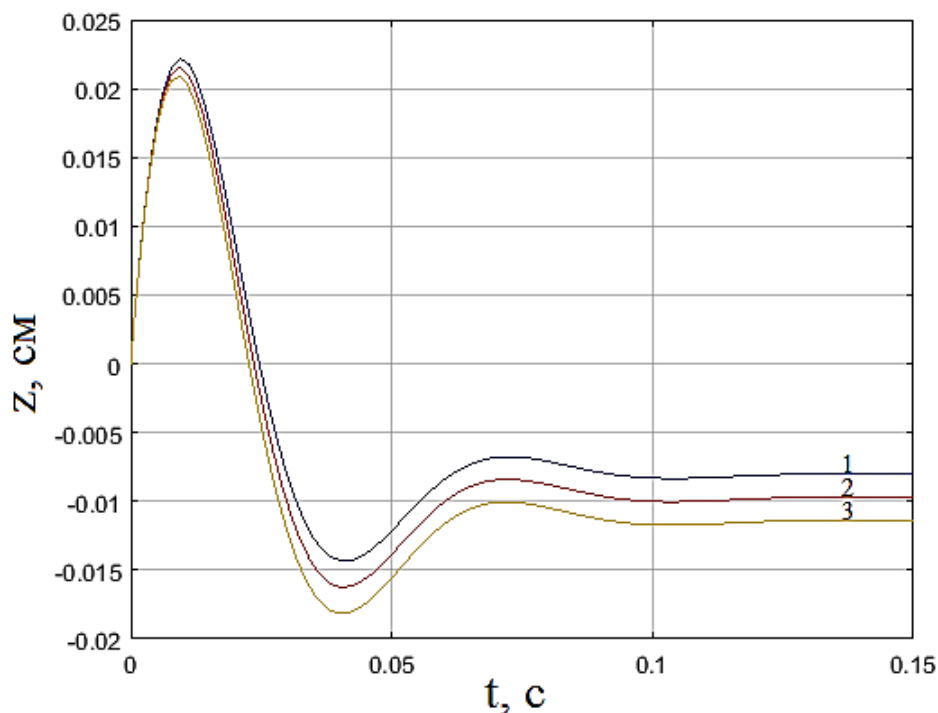


Рисунок 2.22. Зависимость импульсной гидростатической подъемной силы, формируемой магнитоэологической субкамерой от коэффициента формы каналов: 1: $k_s=3$; 2: $k_s=4$; 3: $k_s=5$

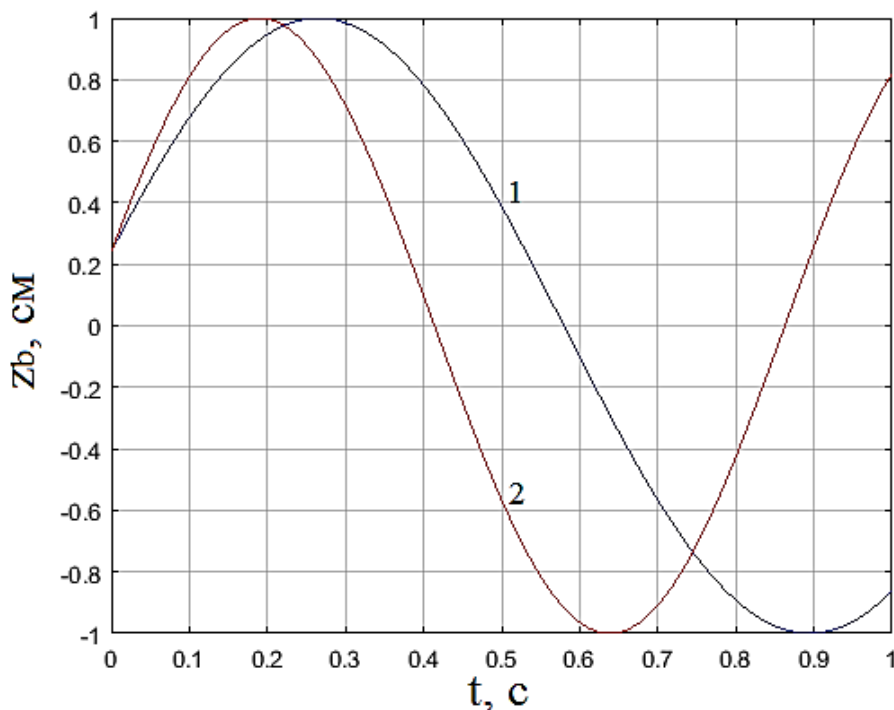


Рисунок 2.23. Динамика смещения 3-х перегородок, помещенных между объемами магнитоэологической жидкости, относительно положения равновесия

при генерировании бегущей управляющей акустической волны 1: $\eta=0.025$ Па·с;
2: $\eta=0.02$ Па·с

Использование серии перегородок позволяет достигать высоких значений диссипации механической энергии при малых значениях смещений, что доказывает эффективность применения последовательно расположенных магнитореологических субкамер с неоднородным вязкостным профилем для диссипации механической энергии.

2.8. Расчет рабочих процессов феррожидкостных систем активной и полуактивной виброзащиты комбинированного типа численными методами

Как уже было отмечено, численная модель распространения акустических (ударных) волн (колебаний) основывается на фундаментальных работах А.В. Лебедева, В.М. Полунина, М.И. Шлиомиса [98; 123–126].

Граничные условия для феррожидкостной опоры аналогично получены из решений уравнений колебаний трубопровода:

$$z_1 = \frac{w_1}{L}; \frac{\partial w}{\partial \xi} = 0 \left(\xi = \frac{x}{L} \right); \omega_s \rightarrow \omega_p \text{ или } -\omega_s = \omega_p. \quad (2.79)$$

Запишем уравнение движения магнитореологической опоры:

$$m\ddot{z} + \eta_{ad}\dot{z} + c_s(t)z = F_d \sin \omega t \quad (2.80)$$

\dot{z} – колебательная скорость, \ddot{z} – колебательное ускорение массы, F_d – возмущающая сила.

Или:

$$\ddot{z} + 2\theta\dot{z} + \omega^2 z = F_r \sin \omega t \quad (2.81)$$

Восстанавливающая сила:

$$F_r = \frac{F_d}{m} \quad (2.82)$$

Приведенный коэффициент вязкого сопротивления:

$$\theta = \frac{c}{2m} \quad (2.83)$$

Частота собственных колебаний магнитореологической опоры:

$$\omega = \sqrt{\frac{c}{m}} \quad (2.84)$$

Так как резонансные явления возникают в случае возрастания амплитуды колебаний, при приближении частоты внешней возмущающей силы к собственной частоте колебаний, опишем амплитуду колебаний объема рабочей среды магнитореологической опоры.

Смещение осциллятора опоры:

$$z = F_m \sin(\omega t + \varphi_0) \quad (2.85)$$

F_m – амплитуда возмущающей силы, φ_0 – начальная фаза.

Скорость смещение осциллятора опоры:

$$v_{os} = F_m \omega \cos(\omega t + \varphi_0) = F_m \omega \sin \left[(\omega t + \varphi_0) + \frac{\pi}{2} \right] \quad (2.86)$$

Ускорение смещение осциллятора опоры:

$$a_{os} = -F_m \omega^2 \sin(\omega t + \varphi_0) = F_m \omega^2 \sin[(\omega t + \varphi_0) + \pi] \quad (2.87)$$

Частота колебаний объема рабочей среды магнитореологической опоры от давления задается частотой включения обмоток электромагнитного блока управления.

Частота колебаний объема рабочей среды магнитореологической опоры от эффекта ферромагнитного резонанса, частота возбуждения во всем объеме, рабочей среды колебаний однородной прецессии вектора намагниченности [160–161], введя поправочный коэффициент, учитывающий физико-химические свойства примет вид:

$$\omega_p^2 = k_\gamma \gamma^2 [H_z + (N_x - N_z)M_z][H_z + (N_y - N_z)M_z] \quad (2.88)$$

$N_x; N_y; N_z$ – компоненты тензора размагничивающегося фактора, γ – гиромагнитное отношение, k_γ – поправочный коэффициент, учитывающий объемную долю частиц магнетика в рабочей среде, устанавливается экспериментально.

Вязкость ферромагнитной жидкости во внешних полях [95]:

$$\eta = \eta_r + \frac{1}{4} \frac{\tau M(H)}{1 + (\tau \tau_s H M(H) / J)} \quad (2.89)$$

Требуемое давление в рабочей камере опоры можно записать как:

$$P_{MRC} = \frac{F_r}{S_{MRC}} = \frac{F_d S_{MRC}}{m} = c|z| = p_f + p_{em} \quad (2.90)$$

p_f – начальное давление в рабочей камере.

Восстанавливающая сила:

$$F_r = \frac{F_l}{m} + P_{MRC} S \quad (2.91)$$

Уравнения Бернулли для ферромагнитной жидкости в рабочей камере примет вид:

$$P_{em} = p_f + \left(const - \rho g z + \int_0^H M(H') dH' \right) \quad (2.92)$$

Вклад электромагнитной составляющей давления в формирование восстанавливающей силы в рабочей полости феррожидкостной камеры при генерировании регулирующих осцилляций, рисунки 2.24–2.25, показывает целесообразность моделирования импульсного роста электромагнитной составляющей давления при генерировании регулирующих осцилляций.

Определим закономерности и соотношение вклада импульсного изменения электромагнитной составляющей давления и вклада колебательных движений частиц магнетика в вихревых электромагнитных полях в реализацию осцилляций в феррожидкостной системе виброзащиты, с учетом эффекта регулируемой вязкостной диссипации механической энергии, то есть, определим подход в оптимизации рабочего процесса феррожидкостной системы виброзащиты комбинированного типа. В качестве пути параметрической оптимизации выберем оптимизацию по значениям вольт-амперных характеристик вихревой катушки индуктивности (параметров управляющего электромагнитного поля феррожидкостного осциллятора) в соответствии с вольт-амперными характеристиками кольцевой катушки индуктивности (со значениями восстанавливающей силы в рабочей полости феррожидкостной системы и выраженности регулируемой вязкостной диссипации механической энергии). Параметрическая оптимизация феррожидкостной системы виброзащиты комбинированного типа в рамках выбранного подхода будет проведена в 4 Главе.

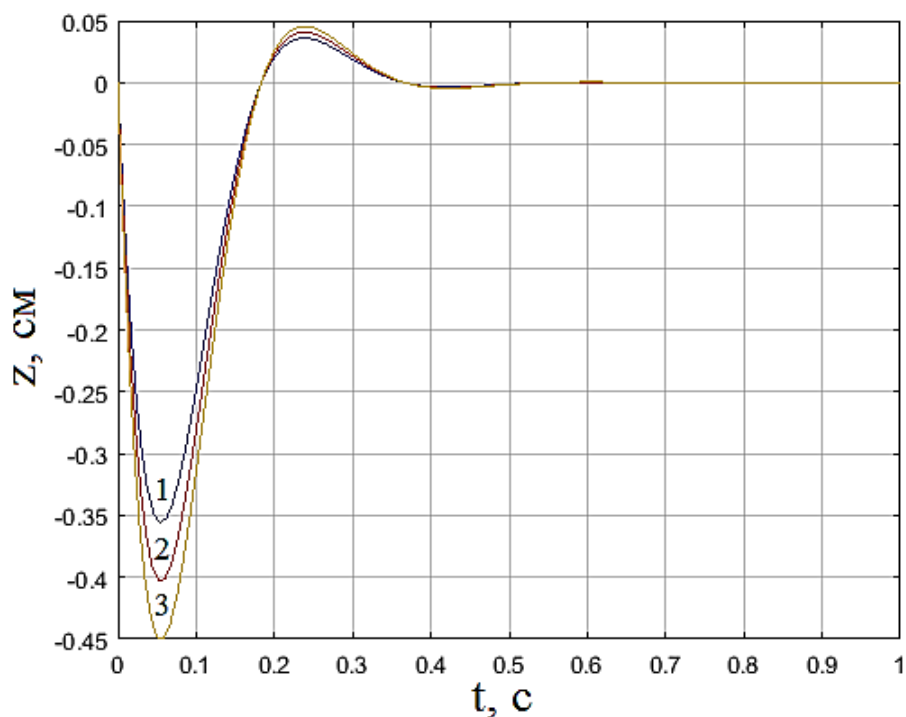


Рисунок 2.24. Генерирование регулирующих осцилляций за счет формирования восстанавливающей силы в рабочей полости феррожидкостной опоры при режиме управляемой вязкостной диссипации: 1: $p_{em} = 0$ МПа, 2: $p_{em} = 0,2$ МПа, 3: $p_{em} = 0,4$ МПа

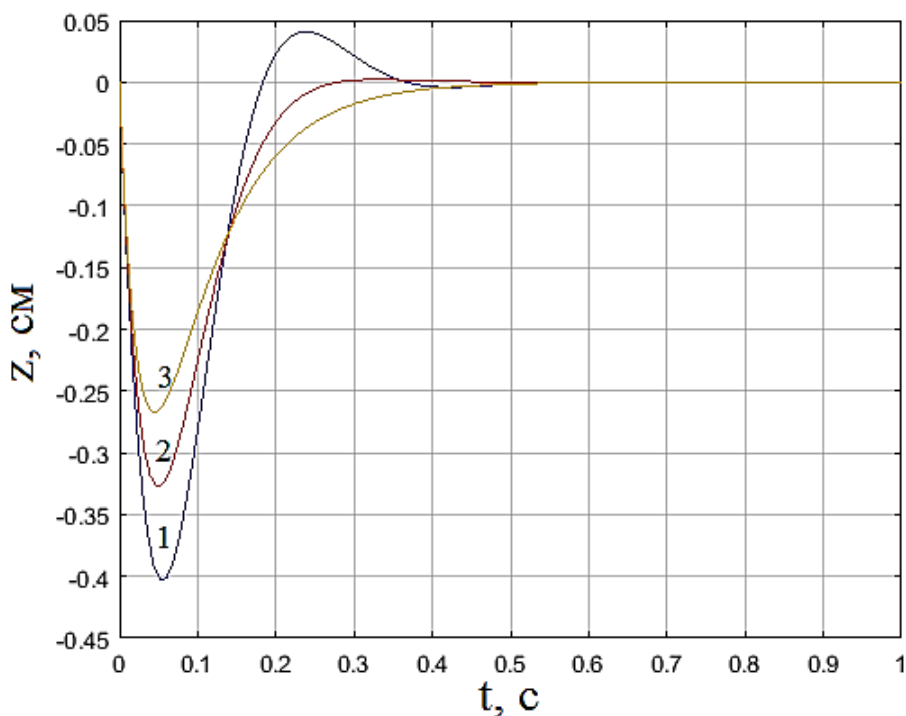


Рисунок 2.25. Генерирование регулирующих осцилляций за счет формирования восстанавливающей силы в рабочей полости феррожидкостной опоры при $p_{em} = 0,2$ МПа и режиме управляемой вязкостной диссипации. Напряженность вихревой катушки индуктивности феррожидкостной осциллятора: 1: $H=5$ А/см, 2: $H=6$ А/см, 3: $H=7$ А/см

2.9. Выводы по Главе 2

1. Сформулированы положения нового подхода формирования управляющего сигнала в магнитореологических системах виброзащиты комбинированного типа.

Определен ряд предпочтительных способов регулирующего воздействия, базирующихся на реализации акустических, реологических и гидродинамических эффектов в рабочих объемах магнитореологических сред.

2. Предложена конструктивная реализация адаптивных магнитореологических систем виброзащиты комбинированного типа, осуществляющих рабочий процесс путем совместного генерирования акустических, реологических и гидродинамических эффектов в рабочих объемах магнитореологических сред.

3. Предложена конструктивная реализация феррожидкостных систем активной / полуактивной виброзащиты комбинированного типа, осуществляющих рабочий процесс путем совместного генерирования акустических, реологических и гидродинамических эффектов в рабочих объемах феррожидкостных сред.

4. Представлен вариант компоновки регулирующих контуров приводов магнитореологических систем виброзащиты комбинированного типа, позволяющий производить дополнительное регулирование нагрузочных характеристик магнитореологических камер. Разработан метод расчета расходных характеристик в рабочих сечениях регулирующих контуров приводов магнитореологических систем виброзащиты комбинированного типа.

5. Предложена конструктивная реализация регулирующих аппаратов приводов магнитореологических систем виброзащиты комбинированного типа, осуществляющих рабочий процесс путем совместного генерирования акустических, реологических и гидродинамических эффектов в рабочих объемах феррожидкостных сред.

Описаны численные модели, позволяющие производить расчет регулирующих аппаратов приводов магнитореологических систем виброзащиты

комбинированного типа, осуществляющих рабочий процесс путем совместного генерирования акустических, реологических и гидродинамических эффектов в рабочих объемах феррожидкостных сред.

Предложенные модели способны учитывать влияние спиральности потока, значений тока смещения в рабочих объемах магнитореологических и феррожидкостных сред, изменения вязкостных характеристик и параметров акустических эффектов на рабочие процессы приводов магнитореологических систем виброзащиты комбинированного типа.

На основе численных моделей определены статические характеристики магнитодинамических регулирующих аппаратов комбинированного типа, применяющих ротационные (винтовые) управляющие электромагнитные поля и показана высокая эффективность винтовых управляющих полей на примере расчета коэффициента полезного действия для магнитодинамических регулирующих аппаратов.

Определены пути проведения параметрической оптимизации рабочего процесса системы с магнитореологической камерой при бегущем управляющем поле, а именно отмечена и обоснована целесообразность выбора частотно-фазового принципа.

Диссипативно-жесткостные свойства жидкостных камер (рабочих полостей) зависят, прежде всего, от вязкости рабочей среды, неоднородное распределение вязкости в магнитореологической рабочей камере (рабочей полости), регулируемо, способно генерировать управляющие акустические волны, и моделируется посредством внешнего электромагнитного поля.

6. На основе модели Кирхгофа для объекта виброзащиты определены граничные условия численных моделей, описывающих движения исполнительного элемента магнитореологической или феррожидкостной системы (плунжеров).

7. Описаны численные модели рабочих процессов в магнитореологических камерах с распределенными диссипативно-жесткостными свойствами, для

конструкций: предусматривающих разделение рабочих камер на субполости и без разделения на субполости.

На основе полученных численных моделей определено влияние гидростатической подъемной силы на динамику перемещения плунжера в конструкциях, предусматривающих разделение рабочих камер на субполости.

Создание гидростатической подъемной силы в магнитореологических камерах позволяет изменять динамику перемещения плунжера и повышать грузоподъемность систем без существенного изменения скоростных параметров перемещения плунжера.

Для магнитореологической камеры с распределенными диссипативно-жесткостными свойствами, разделенной на субполости предложен подход, позволяющий рационализировать количество перегородок, разделяющих рабочую камеру на субкамеры и производить оптимизацию распределения профиля вязкости (диссипативно-жесткостных свойств) по субкамерам и по значениям гидравлических потерь давления в системе спиральных каналов.

Гидравлическое сопротивление системы каналов (коэффициент формы каналов) закладывается на стадии проектирования, вязкость магнитореологической среды регулируется в реальном времени.

8. Описана численная модель рабочих процессов в феррожидкостных системах активной / полуактивной виброзащиты комбинированного типа.

На основе приведенных численных зависимостей определены закономерности для случая генерирования регулирующих осцилляций за счет формирования восстанавливающей силы в рабочих полостях феррожидкостных систем активной / полуактивной виброзащиты комбинированного типа в режиме управляемой вязкостной диссипации.

Определен подход в оптимизации рабочего процесса феррожидкостной системы виброзащиты комбинированного типа – оптимизация по значениям вольт-амперных характеристик вихревой катушки индуктивности (параметров управляющего электромагнитного поля феррожидкостного осциллятора) в соответствии с вольт-амперными характеристиками кольцевой катушки

индуктивности (со значениями восстанавливающей силы в рабочей полости феррожидкостной системы и выраженности регулируемой вязкостной диссипации механической энергии).

ГЛАВА 3. КОМБИНИРОВАННЫЕ СПОСОБЫ ДИССИПАЦИИ МЕХАНИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ, МЕТОДЫ ИХ РЕАЛИЗАЦИИ, РАСЧЕТА И ОПТИМИЗАЦИИ

3.1. Теоретические основы методологии расчета диссипации механической энергии в системах виброзащиты комбинированного типа

Виброгашение и виброизоляция, прежде всего, характеризуются эффективностью процессов диссипации вибрационных и ударных нагрузок.

Как уже было показано в предыдущей 2 главе разработанные инновационные конструкции магнитореологических / феррожидкостных рабочих камер являются трансформаторами энергии комбинированного типа, что дает возможность осуществлять депривацию распространения ударных волн и колебательных нагрузок в объемах рабочих сред за счет рационально подобранных сочетаний реологических, акустических и магнитогидродинамических эффектов, соотношения выраженности которых оптимально подобраны с учетом специфики внешних нагрузок.

Научно-обоснованный обобщенный метод прогнозирования эффективности процесса диссипации механической энергии комбинированного типа, позволяющий осуществить оценку вклада отдельных составляющих комбинированного способа на основные показатели работы системы основан на определении совместного влияния различных физических эффектов, на процессы поглощения и рассеивания механической энергии жидкостной рабочей камерой системы виброзащиты, в случае их одновременного генерирования в объеме магнитореологической / ферромагнитной среды.

Базовыми параметрами оценки эффективности энергетических процессов являются значения работ объемных и поверхностных сил [162], служащих критериями полноты трансформации энергии при вязкостной диссипации механической энергии:

$$\Delta A_v + \Delta A_s = dt \iiint_V \frac{\eta(T, H, \tau_{sh})}{\vartheta(T, H)} v \frac{dv}{dt} dV + dt \iiint_V D dV \quad (3.1)$$

Обозначим в качестве основного критерия эффективности процесса вязкостной диссипации механической энергии, энергию, которая рассеивается за единицу времени в единице объема:

$$D = \eta(T, H, \tau_{sh}) \left[2 \left(\frac{\partial v_x}{\partial x} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial v_y}{\partial y} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial v_z}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial v_x}{\partial y} + \frac{\partial v_y}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v_x}{\partial z} + \frac{\partial v_z}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v_y}{\partial z} + \frac{\partial v_z}{\partial y} \right)^2 \right] \quad (3.2)$$

Безусловно, основным критерием качества трансформации механической энергии является диссипация механической энергии за счет управления вязкостью магнитореологической / феррожидкостной среды:

$$\eta(T, H, \tau_{sh}) = \left(\frac{\tau_{sh}}{\dot{\gamma}_v} + A^0 \cdot \exp\left(\frac{Q}{RT^0}\right) \right) + \frac{1}{4} \cdot \frac{\tau_n M(H)}{1 + (\tau_n \tau_s HM(H)) / J};$$

$$\vartheta(T, H) = \left(\left(A^0 \cdot \exp\left(\frac{Q}{RT^0}\right) \right) + \frac{1}{4} \frac{\tau_n M(H)}{1 + (\tau_n \tau_s HM(H)) / J} \right) / \rho = \frac{v d_c}{Re} \quad (3.3)$$

d_c – гидравлический диаметр камеры, Re – критерий Рейнольдса.

Значение первого члена уравнения (3.1) зависит от скорости распространения (сдвига слоев среды) вследствие воздействия ударных и вибрационных нагрузок. Очевидно, что генерирование регулирующих волн и колебаний с требуемыми амплитудно-частотными и частотно-фазовыми характеристиками способствует управляемости процесса диссипации механической энергии и повышению его эффективности на качественно новом уровне:

$$v_z = v_{za} \cos[2(k_w z - \omega t) + \varphi_{vz}]; \quad (3.4)$$

$$v_{za} = \frac{\left(\frac{A_m}{\rho}\right) \cdot \omega / k_w}{\left(\left[c_f^2 - \left(\frac{\omega}{k_w}\right)^2\right]^2 + 4\omega^2 b_m^2\right)^{1/2}};$$

$$\operatorname{tg} \varphi_{vz} = \frac{2b_m \omega}{c_f^2 - \left(\frac{\omega}{k_w}\right)^2};$$

$$A_m = \mu_0 \chi H_a^2 / 4;$$

$$b_m = \left[\eta_v + \left(\frac{4}{3}\right)\eta(T, H, \tau_{sh})\right] / \rho.$$

Как известно, второй член уравнения (3.2) D обращается в ноль только в случае, когда все компоненты тензора скоростей равны нулю, при движении вязкой жидкости только часть работы энергии, совершаемой массовыми и поверхностными силами идет на изменение кинетической энергии, остальная часть энергии рассеивается, трансформируясь в тепловую энергию [163].

Следовательно, сообщенная ударной или вибрационной нагрузкой энергия в жидкой среде, заполняющей рабочую камеру, подвергается вязкостной диссипации, а выраженность ее трансформации в тепловую энергию зависит от вязкостных характеристик жидкой среды.

Так как диссипация механической энергии в системах виброзащиты комбинированного типа является совокупным воздействием ряда факторов целесообразно произвести рационализацию и оптимизацию их сочетания по качественному (типу воздействия) и количественному (выраженности воздействия) принципу.

3.2. Теоретические основы методологии рационализации комбинирования способов поглощения и рассеивания ударных и вибрационных нагрузок

В предложенной в диссертационной работе концепции магнитореологических и феррожидкостных систем комбинированного типа управление осуществляется за счет одновременного применения различных

способов трансформации механической энергии, передающейся жидкостной камере от объекта виброзащиты.

Для начала систематизируем варианты управляющих воздействий.

Воздействия, непосредственно влияющие на выраженность вязкостной диссипации:

Генерирование неоднородного распределения диссипативно-жесткостных характеристик по длине магнито реологической рабочей камеры;

Модуляция вязкости магнито реологической / феррожидкостной рабочей среды.

Воздействия, влияющие на выраженность нейтрализации ударных волн и возмущающих колебаний:

Генерирование регулирующих колебаний феррожидкостного осциллятора, совпадающих с гасимыми частотами, но находящихся с ними в противофазе, приводящих к взаимному подавлению колебаний;

Генерирование регулирующей акустической волны в магнито реологической рабочей камере.

Воздействия, влияющие на значения скорости распространения (сдвига слоев среды) вследствие воздействия ударных и вибрационных нагрузок:

Генерирование импульсных регулирующих возмущений феррожидкостного осциллятора, близких к частотам собственных колебаний, приводящих к росту частоты собственных колебаний длинномерной конструкции, к сдвигу частот собственных колебаний длинномерной конструкции по отношению к возмущающей частоте и к уменьшению амплитуды колебаний;

Генерирование импульсных регулирующих возмущений феррожидкостного осциллятора, близких к частотам собственных колебаний длинномерной конструкции, но находящихся с ними в противофазе.

Воздействия, влияющие на выраженность компенсации нагружения:

Модуляция восстанавливающей силы;

Модуляция гидростатической подъемной силы.

Так как отклик системы виброгашения на воздействия, непосредственно влияющие на выраженность вязкостной диссипации очевиден, проведем анализ и численное описание влияния акустических управляющих воздействий на скорости сдвига слоев магнитореологической / феррожидкостной рабочей среды вследствие воздействия ударных и вибрационных нагрузок.

Поглощение акустических (ударных) волн и колебаний регулируемыми акустическими волнами и осцилляциями носит выраженный характер.

Акустические (ударные) волны и колебания в среде вызывают чередование зон компрессии и декомпрессии, приводящих к неоднородности давления и плотности в направлении распространения. Поэтому генерирование регулирующих акустических волн и осцилляций с равными амплитудно-частотными характеристиками в противофазе к ударным, выравнивают по объему в направлении распространения значения давления и плотности. При этом основываясь на принципе суперпозиции, результирующие давление акустических ударных и регулирующих волн с равными амплитудно-частотными характеристиками в противофазе стремится к нулю, вызывая изотропию плотности и подавляя смещение слоев магнитореологической / феррожидкостной рабочей среды (распространение ударных волн и колебаний), вызванное градиентом давлений в зонах компрессии и декомпрессии.

Аналогичным образом осуществляется воздействие регулирующих осцилляций, близких к частотам ударных возмущающих колебаний.

Генерирование регулирующих осцилляций близких к частотам возмущающих колебаний, приводит к росту частоты и к сдвигу частот собственных колебаний по отношению к возмущающей частоте, следовательно, к уменьшению амплитуды колебаний и скоростных параметров сдвига слоев среды в рабочем объеме.

Генерирование регулирующих осцилляций близких к частотам возмущающих колебаний, но находящихся с ними в противофазе, позволяет уменьшить скорости сдвига слоев среды, за счет снижения анизотропии давления и плотности в зонах компрессии и декомпрессии.

Моделирование восстанавливающей или гидростатической подъемной силы противоположной векторной величины по отношению к силе внешнего нагружения также по принципу суперпозиции имеет результирующее воздействие, являющееся векторной суммой воздействия этих сил, и в зависимости от численных значений моделируемых сил корректирует выраженность нагружения.

Равенство модулей силы внешнего нагружения и моделируемой восстанавливающей или гидростатической подъемной силы устремляет значения смещения плунжера опоры под действием внешних сил к нулю, равно как и скорость смещения плунжера и слоев магнитореологической / феррожидкостной рабочей среды.

Рост давления в системе в целом свидетельствует об увеличении потенциальной энергии, следовательно, является следствием снижения кинетической энергии, то есть приводит к снижению скоростных характеристик сдвига слоев магнитореологической / феррожидкостной рабочей среды.

На основании описанных в предыдущем разделе расчетных зависимостей и сформулированных теоретических основ методологии рационализации комбинирования способов поглощения и рассеивания ударных и вибрационных нагрузок в тестовом формате получены значения энергии, рассеиваемой в единицу времени на единицу объема с учетом вязкости магнитореологической

среды и скоростных характеристик регулирующей акустической волны при заданной амплитуде скорости, рисунки 3.1–3.2.

Допуская, что:

$$\pm v_{za} \cos[2(k_w z - \omega_a t) + \varphi_{vz}] = v_{zas} \cos[2(k_w z - \omega_s t) + \varphi_{vz}] \quad (3.5)$$

v_{zas} – амплитуда скорости ударной волны, ω_a – частота регулирующей волны, ω_s – частота ударной волны.

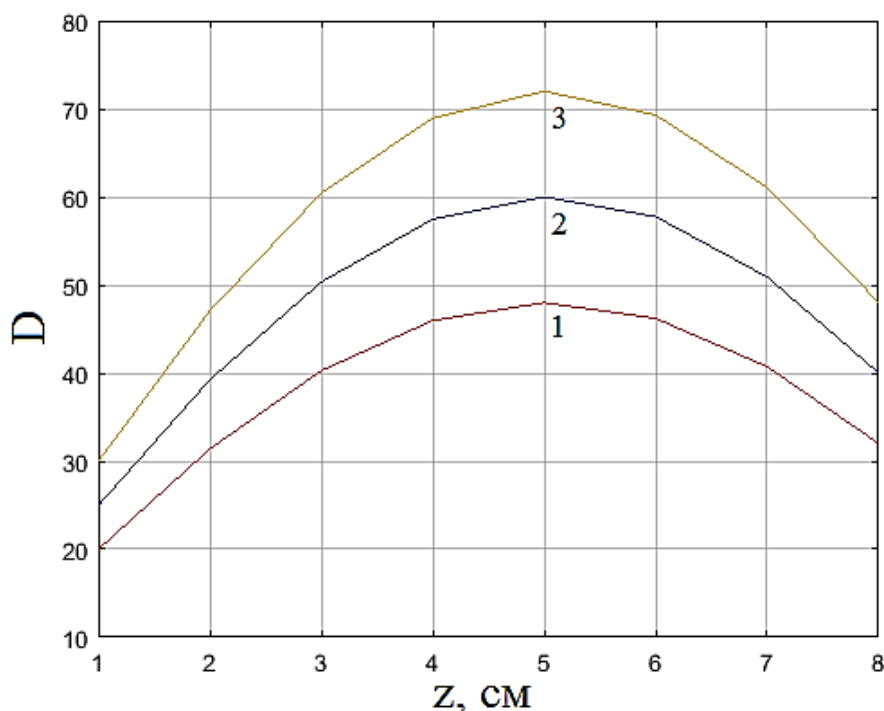


Рисунок 3.1. Энергия, рассеиваемая в единицу времени на единицу объема при вязкости магнитореологической среды η и скоростных характеристиках регулирующей акустической волны v_{zas} : 1: $\eta=2$ Ст; 2: $\eta=2.5$ Ст; 3: $\eta=3$ Ст; амплитуда скорости ударной волны $v_{zas}=1,2$

Как и ожидалось, полученные графические зависимости иллюстрируют высокую эффективность вязкостной диссипации механической энергии и свидетельствуют о существенном вкладе регулирующих акустических волн в процесс поглощения акустических (ударных) волн. Но очевидно, что чрезмерное повышение вязкости рабочей среды способно привести к существенным тепловыделениям в объеме рабочей среды, приводящим к снижению вязкости жидкости носителя и ухудшению магнитных свойств частиц магнетика.

Следовательно, пределы применение вязкостной диссипации механической энергии в магнитореологических системах лимитированы.

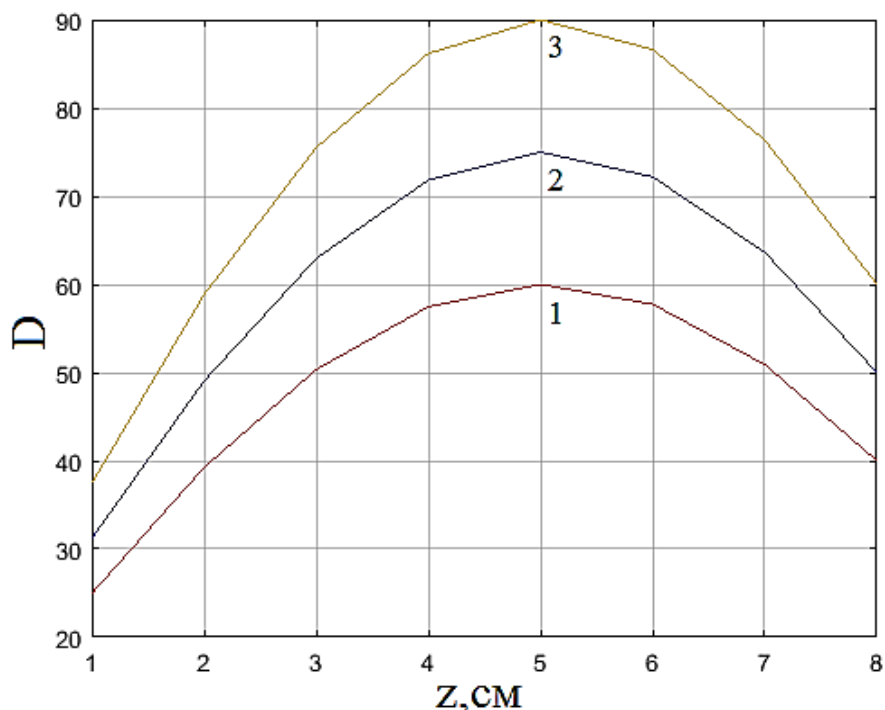


Рисунок 3.2. Энергия, рассеиваемая в единицу времени на единицу объема при вязкости магнитореологической среды η и скоростных характеристиках регулирующей акустической волны v_{zas} : 1: $\eta=2$ Ст; 2: $\eta=2.5$ Ст; 3: $\eta=3$ Ст; амплитуда скорости ударной волны $v_{zas}=1,5$

Поэтому требуется проведение параметрической оптимизации рабочего процесса систем виброзащиты с целью определения интервала допустимых значений эффективной вязкости для каждой комбинации регулирующих воздействий.

Приведенные в предыдущем разделе численные зависимости также позволяют определять оптимальную длину и объем магнитореологических камер / субкамер в соответствии с рабочими характеристиками опоры.

3.3. Параметрическая оптимизация вклада отдельных составляющих в процесс диссипации механической энергии в системах виброзащиты комбинированного типа

В целом суть метода заключается в оптимизации соотношения управляемых физических эффектов, применяемых для диссипации механической энергии,

путем численного моделирования рабочего процесса магнитоэологических и ферроэидкостных опор систем виброзащиты.

Исходя из условия вязкой диссипации механической энергии и особенностей рабочего процесса магнитоэологических и ферроэидкостных систем, основным параметром оптимизации является вязкость рабочей среды и алгоритмы динамического изменения ее параметров.

Очевидно, что на объем магнитоэологической и ферроэидкостной рабочей среды действуют объемные и поверхностные силы, а вязкостная диссипация механической энергии является следствием движения магнитоэологической / ферроэидкостной рабочей среды.

С учетом выявленных ограничений рационализации диссипации механической энергии путем регулирования вязкости рабочей среды, осуществим оптимизацию вклада отдельных составляющих комбинированных способов управления диссипативно-жесткостными свойствами магнитоэологических / ферроэидкостных аппаратов.

В управляющих контурах комбинированного типа с рабочими магнитоэологическими средами, проявляющими неньютоновские свойства, целесообразно применять динамическую вязкость, заданную в виде функции $\eta(T, H, \tau_{sh}, t)$.

Поэтому основными параметрами оптимизации рабочего процесса рассмотрим варианты минимизации значений вязкостных характеристик рабочей среды (минимальные значения тепловыделения в объеме магнитоэологической среды) и времени переходных процессов при реализации комбинированной виброзащиты, обеспечивающей заданные технические требования.

Обобщенный метод прогнозирования эффективности процесса диссипации механической энергии комбинированного типа, позволяющий осуществить оценку вклада отдельных составляющих в регулирование магнитоэологических и ферроэидкостных систем и алгоритм расчета представлен на рисунке 3.3.

При оптимизации вклада отдельных составляющих в процесс диссипации механической энергии в системах виброзащиты комбинированного типа для

начала требуется определить критические значения вязкости рабочей среды исходя из результатов теплового расчета.

Выразим силу трения в объеме рабочей камеры:

$$F_f = \frac{\eta_s S_c v_{os}}{h} \quad (3.6)$$

Также очевидно, что сила трения зависит от температуры и изменяется по степенному закону [164]:

$$F_f(T) = F_f \left[1 - \left(\frac{T - T_0}{T_* - T} \right)^n \right] \quad (3.7)$$

T – температура в объеме, F_f – удельная сила трения при начальной температуре, T_0 – начальная температура, T_* – температура кипения рабочей среды.

Так как зависимость вязкости от температуры является линейной, примем значение $n=1$.

Перепишем силу трения, как функцию температуры, в виде:

$$F_f(T) = \frac{\eta_s S_c v_{os}}{h} \left[1 - \left(\frac{T - T_0}{T_* - T} \right) \right] \quad (3.8)$$

Теперь рассмотрим изменение магнитных свойств рабочих сред в зависимости от температуры.

Основываясь на законе Кюри-Вейса, магнитная восприимчивость имеет вид:

$$\chi = \frac{C_C}{T - T_C} \quad (3.9)$$

C_C – постоянная Кюри, зависящая от вещества, T – абсолютная температура, T_C – температура Кюри.

Задав интервал допустимой магнитной восприимчивости рабочей среды и произведя совместное решение уравнений (3.8) и (3.9) определим критическую температуру магнитореологической и феррожидкостной рабочей среды.

В работах В.М. Полунина описано влияние акустических волн на намагниченность сред, обладающих магнитными свойствами [98]:

$$\begin{aligned} \frac{\delta M}{M_0} = - \left[\left(\mathcal{G}_c \frac{M_n}{M_0} + \gamma_c \frac{M_T}{M_0} + \omega^2 \tau_s^2 \right) (1 + \omega^2 \tau_s^2)^{-1} + i \omega \tau_s \left(1 - \mathcal{G}_c \frac{M_n}{M_0} - \gamma_c \frac{M_T}{M_0} \right) (1 + \omega^2 \tau_s^2)^{-1} \right] \frac{\partial u}{\partial z}; \\ \gamma_c = q T c^2 C_p^{-1}; \\ q = -\rho^{-1} \frac{\partial \rho}{\partial T}; \\ \frac{\delta \mathcal{G}_c}{\mathcal{G}_c} = -\frac{\partial u}{\partial z}; \\ M_{cor} = \delta M + M_0. \end{aligned} \quad (3.10)$$

T – абсолютная температура, τ_s – время релаксации, u – смещение из положения равновесия, M_0 – намагниченность в отсутствии акустических волн, M_T – температурный коэффициент намагниченности, M_n – концентрационный коэффициент намагниченности, \mathcal{G}_c – концентрация частиц магнетика, c – скорость распространения волны, q – температурный коэффициент расширения, C_p – удельная теплоемкость при постоянном давлении.

Очевидно, влияние распространения ударных и регулирующих волн в объемах рабочих сред на их вязкостные характеристики, что необходимо учитывать в магнитореологических и феррожидкостных системах виброзащиты комбинированного типа.

Теперь определим влияние управляющих воздействий на скоростные характеристики сдвига слоев магнитореологической / феррожидкостной рабочей среды.

В случае наложения регулирующих акустических волн и осцилляций происходит изменение скоростных характеристик ударных волн и возмущающих колебаний, что в общем виде можно численно выразить при помощи следующих зависимостей:

$$\pm v_{za} \cos[2(k_w z - \omega_a t) + \varphi_{vza}] = v_{zas} \cos[2(k_w z - \omega_s t) + \varphi_{vzs}] \quad (3.11)$$

φ_{vza} – фаза регулирующей волны, φ_{vzs} – фаза ударной волны.

Требуемые значения восстанавливающей или гидростатической подъемной силы, как уже было отмечено рассчитываются исходя из принципа суперпозиции:

$$\begin{aligned} -F_r &= F_d; \\ -F_{GT} &= F_d. \end{aligned} \quad (3.12)$$

Приведенные выражения позволяют производить параметрическую оптимизацию вклада отдельных составляющих в процесс диссипации механической энергии в системах виброзащиты комбинированного типа.

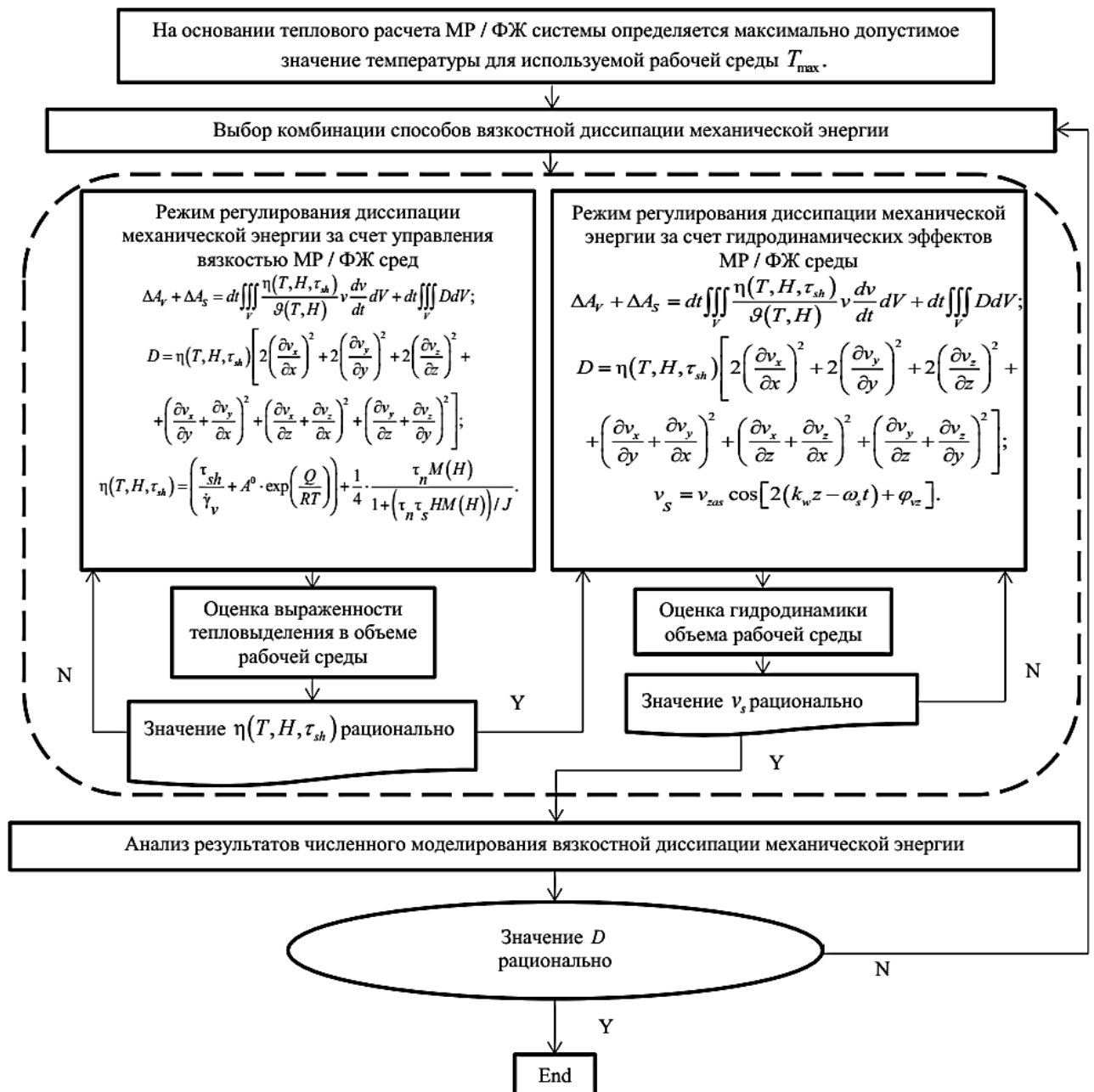


Рисунок 3.3. Обобщенный метод прогнозирования эффективности процесса диссипации механической энергии комбинированного типа, позволяющий осуществить оценку вклада отдельных составляющих в регулирование магнитореологических и феррожидкостных систем

Оптимизация процессов диссипации механической энергии в системах виброзащиты комбинированного типа по объемам вязкостной диссипации энергии, по минимальным (допустимым) значениям тепловыделения в объеме магнитореологической среды:

Шаг 1

Принимается максимальное значение предполагаемой внешней нагрузки, и определяются значения энергии, подлежащей трансформации. Так как нагружение от объекта демпфирования передается рабочей камере посредством перемещения поршня, справедливо следующее:

$$E_k = \frac{mv^2}{2} \quad (3.13)$$

Шаг 2

Определение критического значения температуры среды T_{kr} .

Шаг 3

Расчет выраженности влияния ударной волны или возмущающего колебания на намагниченность рабочей среды. Принятие решение о необходимости учета данного эффекта при определении рабочей вязкости. При необходимости расчет рабочей вязкости производится с учетом коэффициента.

$$\left(\frac{\tau_{sh}}{\dot{\gamma}_v} + A^0 \cdot \exp\left(\frac{Q}{RT^0}\right) \right) + \frac{1}{4} \cdot \frac{\tau_n M(H) k_{cor}}{1 + \left(\tau_n \tau_s HM(H) k_{cor} \right) / J}; \quad (3.14)$$
$$k_{cor} = \frac{M_{cor}}{M}.$$

Шаг 4

Расчет максимального (допустимого) значения рабочей вязкости $\eta(T_{kr}, H, \tau_{sh})$ и определение доли энергии, подлежащей вязкостной диссипации.

$$dt \iiint_V D dV \quad (3.15)$$

Шаг 5

Определение доли энергии, требующей иного (дополнительного) способа трансформации.

$$dt \iiint_V \frac{\eta(T, H, \tau_{sh})}{\vartheta(T, H)} v \frac{dv}{dt} dV \quad (3.16)$$

Шаг 6

Выбор дополнительного управляющего воздействия.

Шаг 7

При реализации регулирующих акустических волн и осцилляций прием скорости регулирующей и ударной волны (осцилляции) равными и, применив равенство (3.11) определим требуемые для подавления распространения ударной волны (осцилляции) частотно-фазовые, амплитудно-частотные характеристики регулирующих акустических волн и осцилляций:

$$v_a = v_s; \quad (3.17)$$

$$\pm v_{za} \cos[2(k_w z - \omega_a t) + \varphi_{vza}] = v_{zas} \cos[2(k_w z - \omega_s t) + \varphi_{vzs}].$$

Методы частотно-фазового, амплитудно-частотного управления при реализации регулирующих акустических волн и осцилляций и требуемые для расчета численные зависимости приведены в 4 Главе.

В случае моделирования восстанавливающей или гидростатической подъемной силы расчет регулирующего силового воздействия производится из теоремы об изменении кинетической энергии и основываясь на выражениях (3.12)–(3.13) определяются численные значения регулирующих силовых воздействий:

$$\pm \frac{mv^2}{2} = A; \quad (3.18)$$

$$F = \frac{A}{\Delta z};$$

$$-F_r = \frac{\pm \frac{mv^2}{2}}{\Delta z};$$

$$-F_{GT} = \frac{\pm \frac{mv^2}{2}}{\Delta z}.$$

Требуемые для расчета восстанавливающей или гидростатической подъемной силы численные зависимости приведены во 2 Главе.

Оптимизация процессов диссипации механической энергии в системах виброзащиты комбинированного типа по динамическим характеристикам, по минимальным (допустимым) значениям времени переходных процессов:

Шаг 1

Принимается максимальное значение предполагаемой внешней нагрузки F_{\max} , и определяются значения энергии, подлежащие трансформации. Так как нагружение от объекта демпфирования передается рабочей камере посредством перемещения поршня, справедливо следующее:

$$E_k = \frac{mv^2}{2} = A; \quad (3.19)$$
$$F_{\max} = \frac{A}{\Delta z_{\max}}.$$

Шаг 2

Принимается максимальное (допустимое) время выхода в стационарный режим .

Шаг 3

Расчет выраженности влияния ударной волны или возмущающего колебания на намагниченность рабочей среды. Учитывается данный эффект при определении рабочей вязкости.

$$M_{cor} = \delta M + M_0 \quad (3.20)$$

Шаг 4

Определяется поправочный коэффициент, учитывающий неравномерность намагниченности среды в направлении распространения ударной волны или возмущающего колебания.

$$k_{cor} = \frac{M_{cor}}{M} \quad (3.21)$$

Продольная неравномерность намагниченности среды в направлении распространения ударной волны определяется на основании следующих зависимостей [98]:

$$\begin{aligned} i\omega\tau_l\partial M &= M_e - M - i\omega\tau_l M \frac{\partial u}{\partial z}; \\ M_e &= M_0 + M_n \cdot \delta\mathcal{G}_c + M_T \cdot \delta T; \\ \tau_l &= \frac{d(\ln L(\xi))}{d(\ln \xi)}; \\ L(\xi) &= \text{cth}\xi - \xi^{-1}; \\ \xi &= \mu_0 m_* H / k_0 T; \\ \delta T &= q T c^2 C_p^{-1} \rho^{-1} \cdot \delta\rho; \\ M_{cor} &= \partial M + M_0. \end{aligned} \quad (3.22)$$

$L(\xi)$ – функция Ланжевена, k_0 – постоянная Больцмана, H – напряженность, μ_0 – магнитная постоянная, m_* – магнитный момент частицы, τ_l – время продольной релаксации.

Шаг 5

Рассчитывается значение вязкости с учетом предложенного в данной диссертационной работе поправочного коэффициента:

$$\left(\frac{\tau_{sh}}{\dot{\gamma}_v} + A^0 \cdot \exp\left(\frac{Q}{RT^0}\right) \right) + \frac{1}{4} \cdot \frac{\tau_n M(H) k_{cor}}{1 + \left(\tau_n \tau_s H M(H) k_{cor} \right) / J} \quad (3.23)$$

Шаг 6

Выбор комбинации управляющих воздействий.

Шаг 7

При реализации регулирующих акустических волн и осцилляций прием скорости регулирующей и ударной волны (осцилляции) равными и, применив

равенство (3.11) определит требуемые для подавления распространения ударной волны (осцилляции) частотно-фазовые, амплитудно-частотные характеристики регулирующих акустических волн и осцилляций:

$$\begin{aligned} v_a &= v_s; \\ \pm v_{za} \cos[2(k_w z - \omega_a t) + \varphi_{vza}] &= v_{zas} \cos[2(k_w z - \omega_s t) + \varphi_{vzs}]. \end{aligned} \quad (3.24)$$

Методы частотно-фазового, амплитудно-частотного управления при реализации регулирующих акустических волн и осцилляций и требуемые для расчета численные зависимости приведены в 4 Главе.

В случае моделирования восстанавливающей или гидростатической подъемной силы расчет регулирующего силового воздействия производится из теоремы об изменении кинетической энергии и, основываясь на выражениях (3.12)–(3.13) определяются численные значения регулирующих силовых воздействий:

$$\begin{aligned} \pm \frac{mv^2}{2} &= A; \\ F &= \frac{A}{\Delta z}; \\ -F_r &= \frac{\pm \frac{mv^2}{2}}{\Delta z}; \\ -F_{GT} &= \frac{\pm \frac{mv^2}{2}}{\Delta z}. \end{aligned} \quad (3.25)$$

Требуемые для расчета восстанавливающей или гидростатической подъемной силы численные зависимости приведены во 2 Главе.

Шаг 8

Определение максимально допустимого смещения плунжера Δz_{\max} и расчет его скоростных характеристик.

$$v = \frac{\partial z}{\partial t} \quad (3.26)$$

Шаг 9

Определения значения энергии, требующей вязкостной диссипации:

$$E_k = \frac{mv^2}{2} \quad (3.27)$$

Шаг 10

Расчет требуемой вязкости рабочей среды:

$$D = \left(\left(\frac{\tau_{sh}}{\dot{\gamma}_v} + A^0 \cdot \exp\left(\frac{Q}{RT^0}\right) \right) + \frac{1}{4} \cdot \frac{\tau_n M(H) k_{cor}}{1 + \left(\frac{\tau_n \tau_s HM(H) k_{cor}}{J} \right)} \right) \left[2 \left(\frac{\partial v_x}{\partial x} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial v_y}{\partial y} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial v_z}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial v_x}{\partial y} + \frac{\partial v_y}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v_x}{\partial z} + \frac{\partial v_z}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v_y}{\partial z} + \frac{\partial v_z}{\partial y} \right)^2 \right] \quad (3.28)$$

Шаг 11

Изменение кинетической энергии на единицу объема:

$$E_k = \frac{\eta(T, H, \tau_{sh})}{\vartheta(T, H)} v \frac{dv}{dt} \quad (3.29)$$

Основываясь на законе сохранения энергии, определив объем энергии, требующей вязкостной диссипации, находим значения энергии электромагнитного поля требуемого для совершения работы по изменению вязкости жидкой среды, обладающей магнитными свойствами:

Шаг 12

$$E_{em} = \frac{E \cdot D}{2} + \frac{B \cdot H}{2}; \quad (3.30)$$

$$\frac{\partial D}{\partial t} = \varepsilon_0 \frac{\partial E}{\partial t} + \frac{\partial P}{\partial t}.$$

E – напряженность электрического поля, D – электрическая индукция.

Базируясь на предложенном методе прогнозирования эффективности процесса диссипации механической энергии комбинированного типа, и описанных алгоритмах расчета, возможно осуществить оценку вклада отдельных составляющих в регулирование магнитореологических и феррожидкостных систем. Проведем тестовые расчеты в пакете прикладных программ MATLAB. Результаты численного эксперимента вязкостной диссипации вклада комбинированного воздействия регулирующей электромагнитной волны представлены на рисунках 3.4–3.6.

Полученные результаты свидетельствуют о наличии в объеме зон декомпрессии и компрессии (ускорения и тормажения сдвига слоев) и о том, что совершаемая работа равна 0 в случае задания частотно-фазных характеристик в виде $\cos(2(kz-\omega t))$ регулирующей волны, рисунок 3.4.

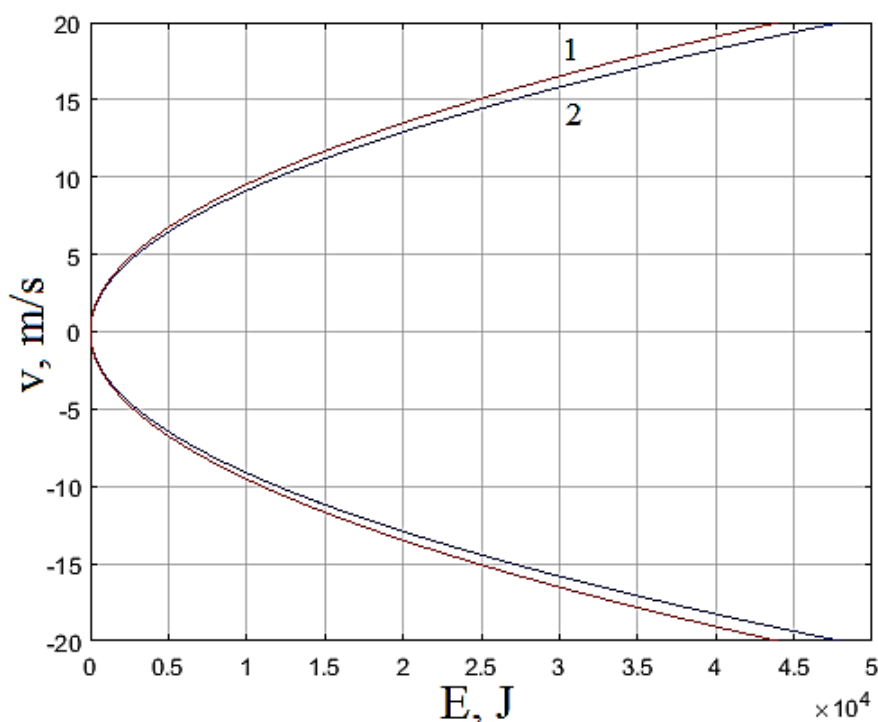


Рисунок 3.4. Зависимость энергии от скорости сдвига слоев магнитореологической среды в рабочей камере при распространении бегущей регулирующей электромагнитной волны: 1 – плотность рабочей среды 1100 kg/m^3 , 2 – плотность рабочей среды 1200 kg/m^3

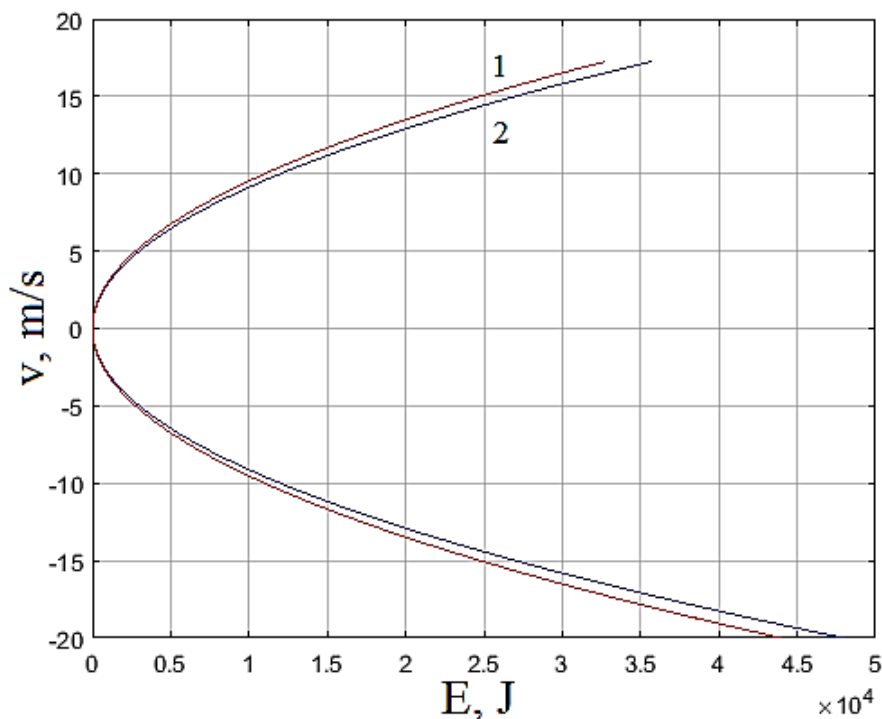


Рисунок 3.5. Зависимость энергии от скорости сдвига слоев магнитореологической среды в рабочей камере при распространении бегущей регулирующей электромагнитной волны: 1 – плотность рабочей среды 1100 kg/m^3 , 2 – плотность рабочей среды 1200 kg/m^3

При задании частотно-фазных характеристик в виде $\cos(kz - \omega t)$ совершаемая работа регулирующей волны отрицательна, рисунок 3.5.

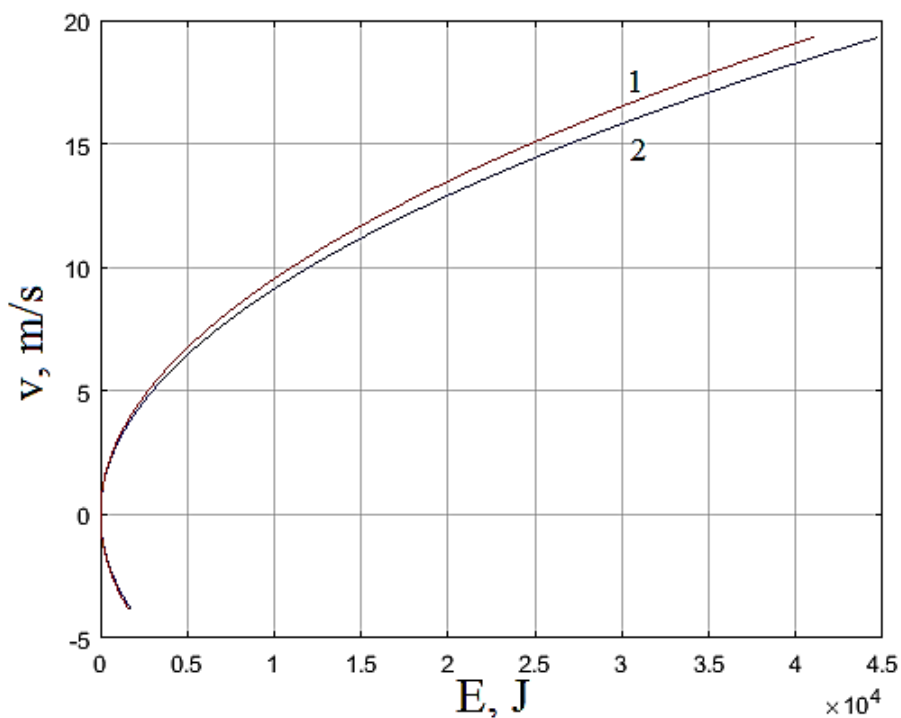


Рисунок 3.6. Зависимость энергии от скорости сдвига слоев магнитореологической среды в рабочей камере при распространении бегущей

регулирующей электромагнитной волны: 1 – плотность рабочей среды 1100 kg/m^3 ,
2 – плотность рабочей среды 1200 kg/m^3

В случае задания частотно-фазных характеристик в виде $\cos(1/2(kz-wt))$ совершаемая работа регулирующей волны положительна, рисунок 3.6.

Очевидно, что оптимизацию процесса вязкостной диссипации механической энергии в рабочей камере магнитореологических устройств виброзащиты при комбинированном типе управления рационально производить по частотно-фазовому принципу.

3.4. Выводы по Главе 3

1. Сформулированы основные теоретические положения методологии расчета диссипации механической энергии в системах виброзащиты комбинированного типа. Приведены базовые расчетные зависимости, являющиеся научным обоснованием возможности реализации трансформации энергии в магнитореологических и феррожидкостных системах виброзащиты за счет регулирующих воздействий комбинированного типа.

2. Определены предпочтительные варианты управляющих воздействий и систематизированы с учетом, оказываемого ими влияния на изменение значений работ объемных и поверхностных сил.

Дано научное обоснование вклада выбранных управляющих воздействий на процессы трансформации энергии внешнего нагружения, позволившее сформулировать теоретические основы методологии рационализации комбинирования способов поглощения и рассеивания ударных и вибрационных нагрузок.

Численными и аналитическими методами подтверждена эффективность комбинированного регулирующего воздействия на процесс трансформации (диссипации) механической энергии.

В качестве критерия рационализации рабочих магнитореологических сред управляющих контуров, проявляющих неньютоновские свойства целесообразно

применять динамическую вязкость, заданную в виде функции $\eta(T, H, \tau_{sh})$. Полученные зависимости позволяют определять оптимальную длину и объем реологических камер / субкамер в соответствии с рабочими характеристиками опоры на ранних стадиях проектирования.

3. Описаны методы и алгоритмы параметрической оптимизации вклада отдельных составляющих в процесс диссипации механической энергии в системах виброзащиты комбинированного типа: по принципу оптимизации объемов вязкостной диссипации энергии – минимальных (допустимых) значений тепловыделения в объеме магнитореологической среды и по принципу оптимизации динамических характеристик – минимальных (допустимых) значений времени переходных процессов.

Установлено, что в рабочих камерах магнитореологических устройств виброзащиты комбинированного типа оптимизацию процесса вязкостной диссипации механической энергии рационально производить по частотно-фазовому принципу. Ругулирование процесса вязкостной диссипации механической энергии по частотно-фазовому принципу реализуемо в реальном времени.

ГЛАВА 4. МЕТОДОЛОГИЯ ФОРМИРОВАНИЯ КОМБИНИРОВАННОГО УПРАВЛЯЮЩЕГО ВОЗДЕЙСТВИЯ И МЕТОДЫ ПАРАМЕТРИЧЕСКОЙ ОПТИМИЗАЦИИ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ МАГНИТОРЕОЛОГИЧЕСКИХ И ФЕРРОЖИДКОСТНЫХ СИСТЕМ ВИБРОЗАЩИТЫ КОМБИНИРОВАННОГО ТИПА

4.1. Методы активной / полуактивной вибрационной защиты длинномерной конструкции

Рациональным сочетанием комбинации управляющих воздействий в феррожидкостных системах виброзащиты является генерирование управляющих осцилляций и регулируемого изменения вязкости. Поэтому проведем параметрическую оптимизацию рабочего процесса феррожидкостной системы виброзащиты комбинированного типа с учетом особенностей предложенного подхода рационализации процессов виброзащиты и оптимизации рабочих процессов в их приводных системах и элементах конструкций.

Учитывая простоту конструкции магнитоэологических и феррожидкостных аппаратов, основным направлением исследования является разработка методов численного описания рабочих процессов и ряда конструктивных особенностей, оказывающих существенное влияние на их рабочие процессы. В результате проведенных исследований систем виброзащиты с магнитоэологическими и феррожидкостными рабочими камерами установлено:

1. Геометрическими параметрами, влияющими на рабочие процессы, являются высоты магнитоэологических и феррожидкостных камер, площади рабочих сечений камер, линий и каналов, геометрия местных сопротивлений;
2. Более существенное значение, в сравнении с геометрией проточной части, имеет вязкость магнитоэологических и феррожидкостных сред;
3. Выбор рационального способа виброзащиты производится на основании максимально допустимых значений смещений и ускорений объекта;

4. Оптимизацию процесса виброзащиты целесообразно производить путем комбинации нескольких способов трансформации (диссипации) механической энергии;

5. Комбинация способов виброзащиты увеличивает глубину регулирования процесса.

В целом предлагаемый метод базируется на генерировании феррожидкостным осциллятором импульсных возмущений, которые приводят к росту частоты собственных колебаний длинномерной конструкции, к сдвигу частот собственных колебаний длинномерной конструкции по отношению к возмущающей частоте, достигая ухода от резонанса, частота увеличивается, а амплитуда колебаний уменьшается. Также метод основывается на генерации колебаний феррожидкостного осциллятора, совпадающих с гасимыми частотами или близких к ним частотами, но находящихся с ними в противо-фазе.

Совместное решение уравнений, описывающих колебания трубопровода и магнитореологической опоры, позволяет определять оптимальные параметры частоты ухода от эффекта резонанса.

Установив максимально допустимое отклонение трубы, определим резонансную частоту колебательного процесса. Исходя из полученных значений резонансной частоты колебаний трубы, рассчитаем требуемую частоту феррожидкостного осциллятора.

Как было уже отмечено граничные условия берутся из решения уравнений модели Кирхгофа, представленных в разделе 2.6.

Базовые уравнения колебательной системы приведены в работах [165–169].

Очевидно, что основное условие отсутствия резонанса описывается неравенством:

$$\delta \geq \frac{\omega_0}{\sqrt{2}} \quad (4.1)$$

ω_0 – частота собственных незатухающих колебаний.

Коэффициент затухания:

$$\delta = \frac{\chi}{T_m} \quad (4.2)$$

Логарифмический декремент затухания:

$$\chi = \ln \frac{F_m(t)}{F_m(t+T_m)} \quad (4.3)$$

F_m – амплитуда восстанавливающей силы.

Предлагаемая конструкция магнитореологической опоры допускает регулирование комплексным методом, а именно моделированием ряда параметров, влияющих на колебательный процесс, к данным параметрам относятся:

вязкость ферромагнитной жидкости;

частота колебаний феррожидкостного осциллятора;

восстанавливающая сила, образующаяся при росте давления в рабочей камере опоры, вследствие изменения электромагнитной составляющей давления.

Определив частоту собственных незатухающих колебаний, которая приводит к максимально допустимому прогибу трубопровода, задается найденное значение, как максимально допустимое смещение магнитореологической опоры.

Величину резонансной амплитуды можно определить из выражения:

$$z_r = \frac{F_{\max.m}}{\eta \sqrt{\omega_0^2 - \frac{\eta^2}{4m^2}}} = \frac{F_{\max.m}}{\left(\eta_r + \frac{1}{4} \cdot \frac{\tau M(H)}{1 + (\tau \tau_s HM(H))/J} \right) \omega_d} = \frac{F_{\max.m}}{2\delta m \omega_d} \quad (4.4)$$

ω_d – частота колебаний с затуханием.

Модуляция требуемых значений смещения магнитореологической опоры достигается варьированием вязкости ферромагнитной жидкости, частоты колебаний феррожидкостного осциллятора и восстанавливающей силы за счет регулирования параметров управляющего электромагнитного поля.

Резонансная частота, при которой амплитуда максимальна:

$$\omega_r = \sqrt{\omega_0^2 - \frac{\left(\eta_r + \frac{1}{4} \cdot \frac{\tau M(H)}{1 + (\tau \tau_s HM(H))/J} \right)^2}{2m^2}} = \sqrt{\omega_0^2 - 2\delta^2} \quad (4.5)$$

Требуемое давление в рабочей камере опоры можно записать как:

$$P_{MRC} = \frac{F_r}{S_{MRC}} = \frac{F_d S_{MRC}}{m} = c|z| = p_f + p_{em} \quad (4.6)$$

p_f – начальное давление в рабочей камере.

$$F_r = \frac{F_l}{m} + P_{MRC} S \quad (4.7)$$

Из уравнения Хилла для периодического изменения параметра c запишем в виде:

$$c(t) = c(t + T_m) \quad (4.8)$$

Период:

$$T_m = \frac{2\pi}{\omega} \quad (4.9)$$

Уравнения Бернулли для ферромагнитной жидкости в рабочей камере примет вид:

$$p_{em} = p_f + \left(const - \rho g z + \int_0^H M(H') dH' \right) \quad (4.10)$$

Определив критические амплитудно-частотные характеристики колебательного процесса, выбирается способ ухода от резонанса:

Генерирование импульсных возмущений феррожидкостного осциллятора, приводящих к росту частоты собственных колебаний длинномерной конструкции, к сдвигу частот собственных колебаний длинномерной конструкции по отношению к возмущающей частоте и к уменьшению амплитуды колебаний;

Генерирование импульсных возмущений феррожидкостного осциллятора, близких к частотам собственных колебаний длинномерной конструкции, но находящихся с ними в противо-фазе;

Генерирование колебаний феррожидкостного осциллятора, совпадающих с гасимыми частотами, но находящихся с ними в противо-фазе, приводит к взаимному подавлению колебаний.

При больших значениях максимально допустимых отклонений длинномерных конструкций возможно использование метода генерирования импульсных возмущений феррожидкостного осциллятора, приводящих к росту частоты собственных колебаний длинномерной конструкции.

Отклонение, отвечающее результирующим колебаниям при частотном управлении:

$$z_{tot} = z_p + z_{MRS} = Z_m \left(\sin(\omega_p t) + \sin(\omega_{MRS} t) \right) = 2Z_m \cos\left(\frac{\omega_p - \omega_{MRS}}{2} t\right) \sin\left(\frac{\omega_p + \omega_{MRS}}{2} t\right) \quad (4.11)$$

Z_m – амплитуда обоих колебаний, z_p – отклонение колебаний длинномерной конструкции, z_{MRS} – отклонение колебаний магнитореологической опоры, ω_p –

частота колебаний длинномерной конструкции, ω_{MRS} – частота колебаний магнитореологической опоры.

В случаях малых максимально допустимых отклонений длинномерных конструкций рационально применение метода генерирования колебаний феррожидкостного осциллятора, совпадающих с гасимыми частотами, но находящихся с ними в противо-фазе.

Отклонение, отвечающее результирующим колебаниям при фазном управлении:

$$z_{tot} = z_p + z_{MRS} = Z_{mP} \sin(\omega t + \varphi_{oP}) + Z_{mMRS} \sin(\omega t + \varphi_{oMRS}) = Z_{mtot} \sin(\omega t + \varphi_{0tot}) \quad (4.12)$$

Z_{mP} – амплитуда колебаний длинномерной конструкции, Z_{mMRS} – амплитуда колебаний магнитореологической опоры, φ_{oP} – начальная фаза колебаний длинномерной конструкции, φ_{oMRS} – начальная фаза колебаний магнитореологической опоры.

Амплитуда результирующих колебаний:

$$Z_{mtot} = \sqrt{Z_{mP}^2 + Z_{mMRS}^2 + 2Z_{mP}Z_{mMRS} \cos(\varphi_{oP} - \varphi_{oMRS})} \quad (4.13)$$

Начальная фаза результирующих колебаний:

$$\varphi_{0tot} = \arctg \frac{Z_{mP} \sin(\varphi_{oP}) + Z_{mMRS} \sin(\varphi_{oMRS})}{Z_{mP} \cos(\varphi_{oP}) + Z_{mMRS} \cos(\varphi_{oMRS})} \quad (4.14)$$

Расчетные зависимости (4.12)–(4.14) позволяют описывать регулирующие осцилляции при комбинации частотного и фазного метода управления, генерирование в режиме противофазы управляющих осцилляций близких частот к частотам возмущающих колебаний. Данный подход обладает эффектом некоторого подавления возмущающих колебаний и снижения амплитуды результирующих колебаний.

Рабочий процесс феррожидкостной опоры комбинированного типа можно описать следующей системой уравнений:

$$\begin{aligned} \ddot{z} + 2\theta\dot{z} + \omega_p^2 z &= F_r \sin 2\omega t; \\ \omega_p^2 &= k_\gamma \gamma^2 [H_z + (N_x - N_z)M_z][H_z + (N_y - N_z)M_z]; \\ \eta_s &= \left(\frac{\tau_{sh}}{\dot{\gamma}_v} + \eta_v \right) + \frac{1}{4} \cdot \frac{\tau_n M(H)}{1 + (\tau_n \tau_s HM(H))/J}; \\ F_r &= \frac{F}{m} + PS; P = P_g + p_{em}; \\ p_{em} &= const - \rho g z + \int_0^H M(H) dH. \end{aligned} \quad (4.15)$$

k_γ – поправочный коэффициент, зависящий от физико-химических свойств МР среды, γ – гиромангнитное отношение, $N_x; N_y; N_z$ – компоненты тензора размагничивающегося фактора, P_g – гидравлическое давление.

Запатентованная конструкция опоры имеет адаптивные вязкоупругие характеристики, изменение которых возможно в реальном времени за счет регулирования управляющего электромагнитного поля. Полученные графические зависимости, рисунки 4.1–4.3, иллюстрируют высокую эффективность предложенного способа активной и полуактивной вибрационной защиты длинномерной конструкции и разработанного метода расчета феррожидкостных устройств.

Численное моделирование случая высокочастотной вибрации трубопровода (типичного случая нагружения трубопровода при возникновении высокой сейсмической активности) представлено на рисунке 4.1, на котором показана широкая полоса амплитуды колебаний (смещения трубопровода).

Наложение колебаний большей частоты, генерируемых феррожидкостным осциллятором, способно существенно сузить полосу амплитуды колебаний, рисунок 4.2, а значения основных колебаний попадающих в эту полосу амплитуды колебаний привести к значениям близким нулю, что позволяет сохранить целостность конструкции и минимизировать ущерб от вибрационного воздействия.

При одновременном вязкоупругом демпфировании удастся реализовать быстрое затухание вибрационного импульса и привести значение отклонения трубопровода к нулю, рисунок 4.3.

Подобное вязкоупругое демпфирование дает возможность эффективно подавлять вибрационные и ударные нагрузки, обеспечивая статическую стабильность длинномерных конструкций.

Данная конструкция опоры имеет адаптивные вязкоупругие характеристики, изменение которых возможно в реальном времени за счет регулирования управляющего магнитного поля.

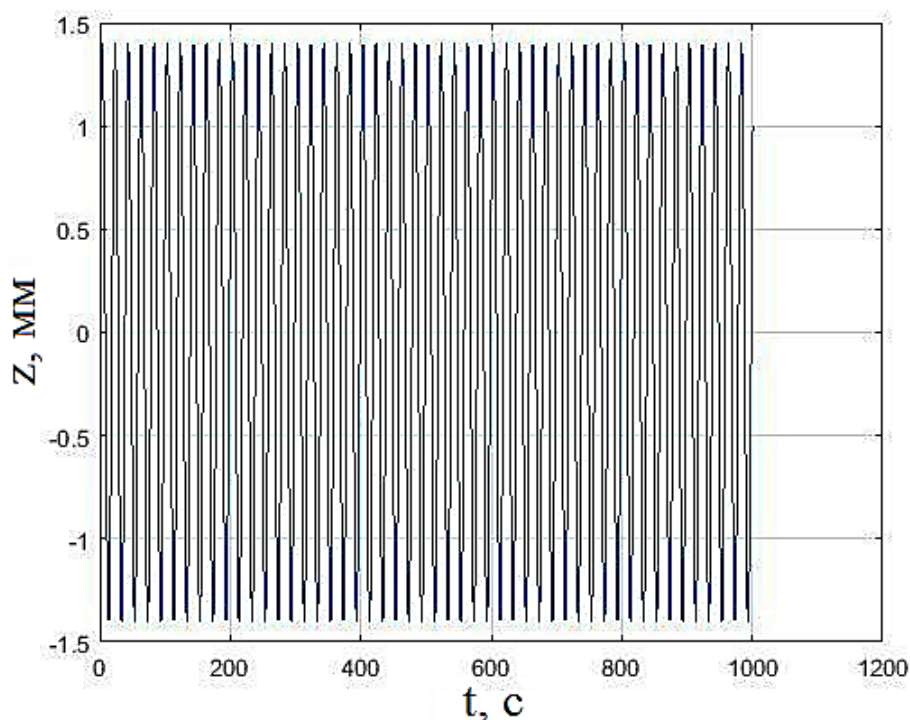


Рисунок 4.1. Собственные колебания объекта

В целом наблюдается значительное сужение полосы амплитуды основных колебаний, а также эффективность работы в режиме вязкоупругой опоры, что позволяет дополнительно осуществлять гашение вибрации в рабочей среде с малым временем переходных процессов, устремляя значения амплитуды колебаний к нулю, что доказывает целесообразность применения комбинации активной вибрационной защиты длинномерной конструкции и вязкоупругого демпфирования.

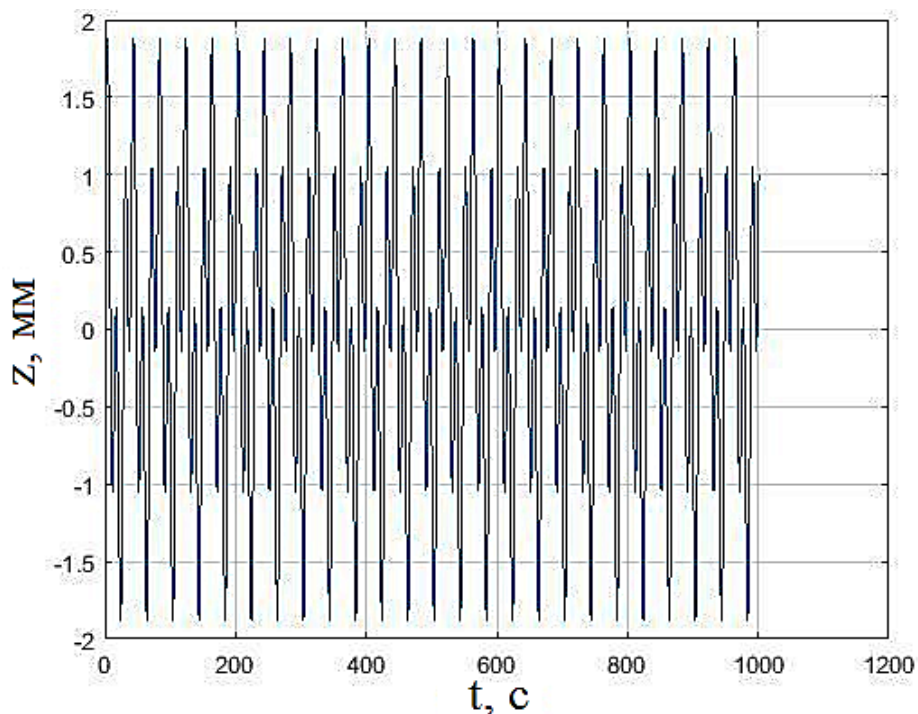


Рисунок 4.2. Режим генерации регулирующих осцилляций

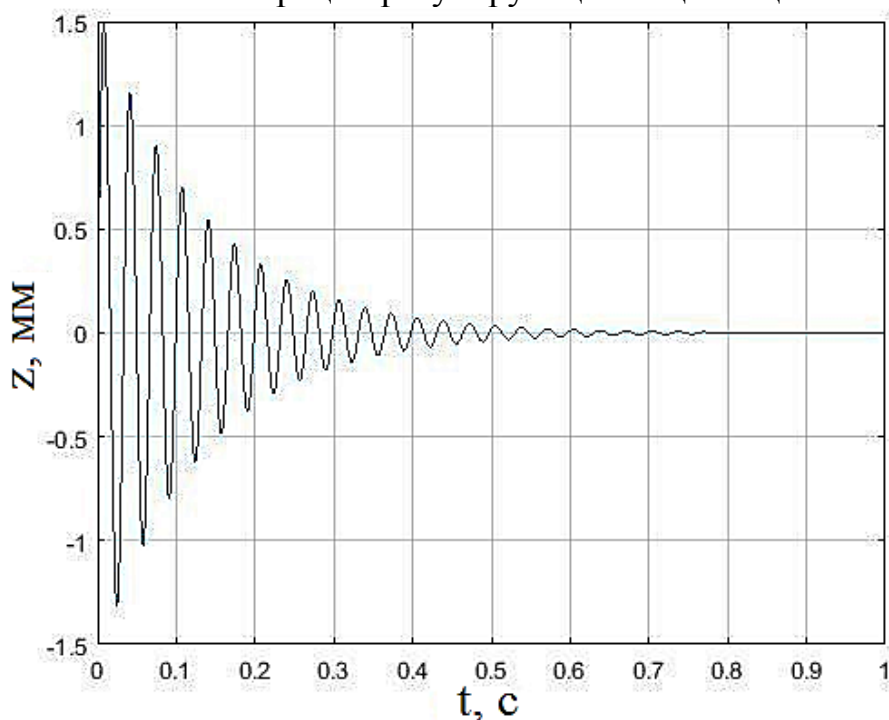


Рисунок 4.3. Режим вязкоупругого демпфирования

На основе предложенных комбинированных методов активной и полуактивной вибрационной защиты выявим особенности наложения регулирующих осцилляций на возмущающие колебания (оптимизация по частотно-фазовому принципу), рисунки 4.4–4.6.

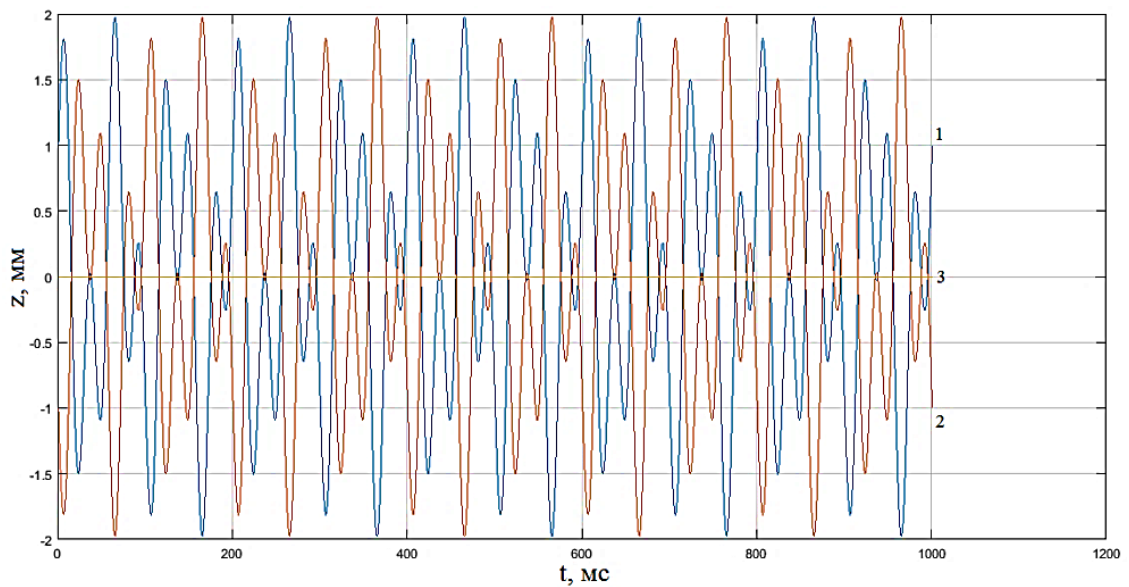


Рисунок 4.4. Виброгашение в режиме регулирующих осцилляций в противофазе к возмущающим колебаниям при равных частотах: 1 – возмущающие колебания, 2 – регулирующая осцилляция, 3 – результирующая графическая зависимость

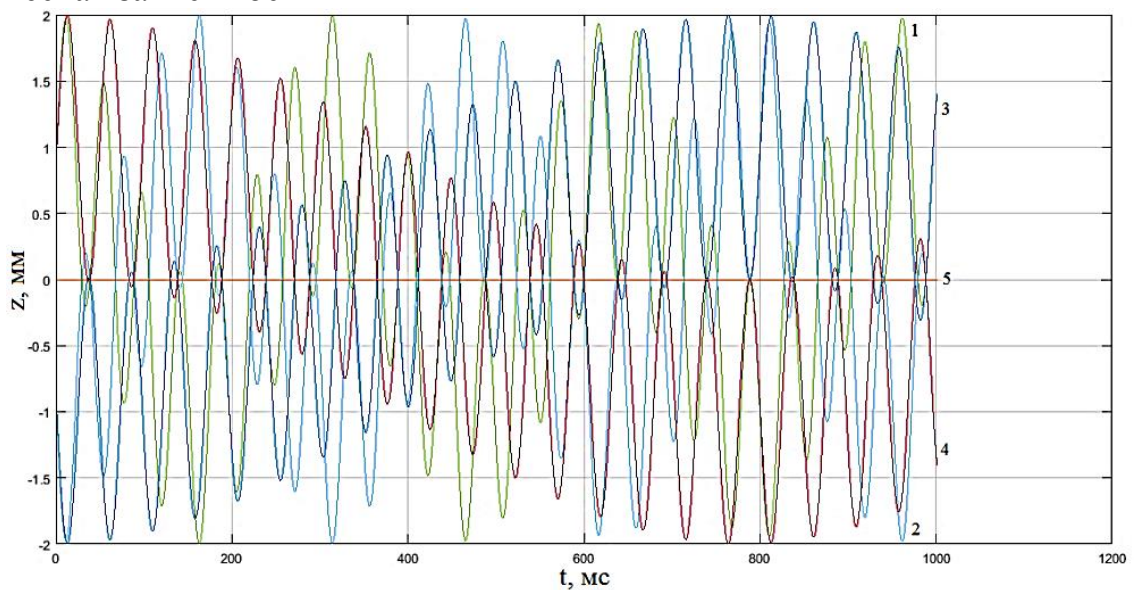


Рисунок 4.5. Виброгашение в режиме регулирующих осцилляций в противофазе к перманентным возмущающим колебаниям при равных частотах и вязкостной диссипации возмущающих колебаний: 1 – возмущающие колебания $\rho=1470 \text{ кг/м}^3$ МР среды, 2 – регулирующая осцилляция, 3 – регулирующая осцилляция, 4 – возмущающие колебания $\rho=2470 \text{ кг/м}^3$ МР среды, 5 – результирующая графическая зависимость

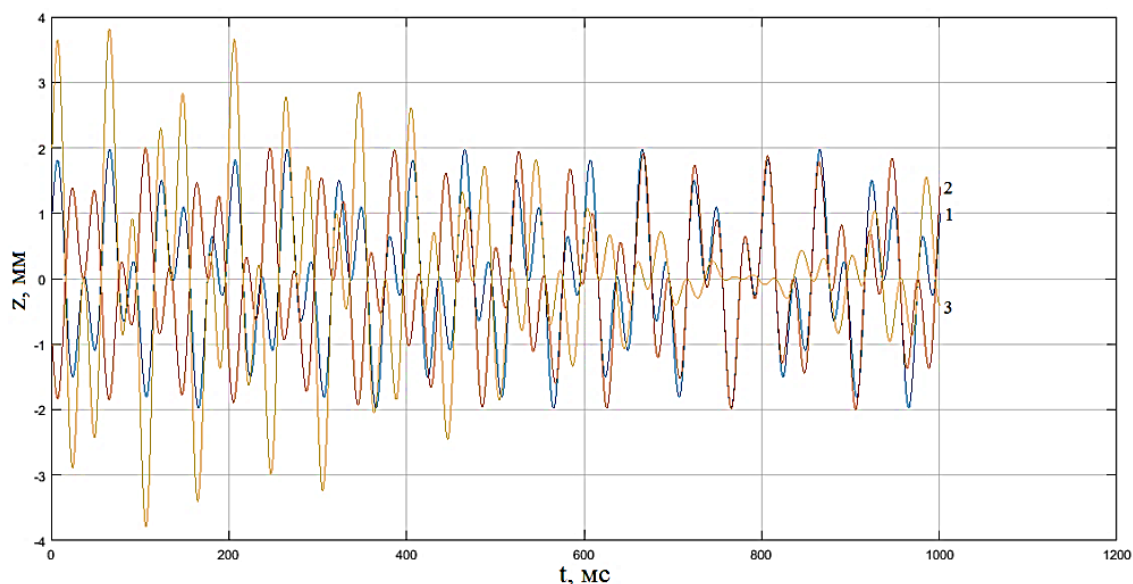


Рисунок 4.6. Виброгашение в режиме регулирующих осцилляций в противофазе к возмущающим колебаниям при разных частотах: 1 – возмущающие колебания, 2 – регулирующая осцилляция, 3 – результирующая графическая зависимость

Результаты компьютерного моделирования свидетельствуют о высокой эффективности предлагаемого подхода активно и полуактивной виброционной защиты.

В целом регулирующих осцилляций с различными частотными характеристиками в режиме противофазы к возмущающим колебаниям показали свою эффективность и способность подавлять колебательные процессы с малым временем переходных процессов в системе виброзащиты.

Установлена эффективность процесса регулируемой вязкостной диссипации механической энергии на процесс подавления вибрационной нагрузки путем генерирования, управляющих осцилляций равной частоты с возмущающими колебаниями в режиме противофазы.

Установлен выраженный эффект затухания колебательного процесса при генерировании в режиме противофазы управляющих осцилляций близких частот к частотам возмущающих колебаний.

Применение активной вибрационной защиты возможно не только в целях защиты целостности трубопроводов, но на менее высоких частотах, с целью регулирования степени осаждения парафиновых фракций нефтепродуктов,

сохранения гомогенности дисперсных сред и недопущения расслоения фракций растворов и суспензий.

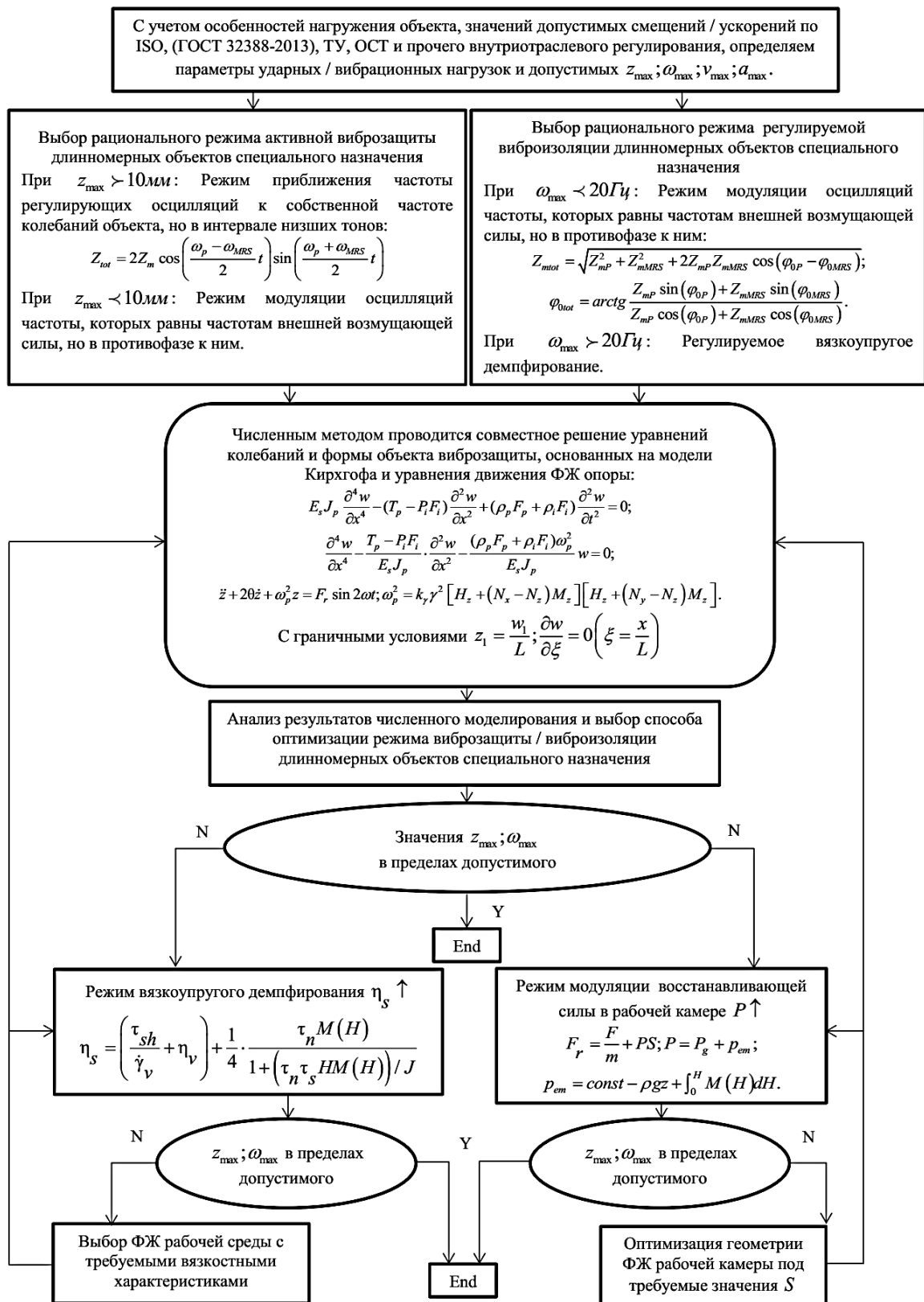


Рисунок 4.7. Обобщенные методы проектирования и расчета феррожидкостных систем активной виброзащиты и регулируемой виброизоляции

На основе полученных результатов разработаны рекомендации по рационализации процессов виброгашения / виброизоляции и конструктивных параметров.

Обобщенные методы проектирования и расчета систем виброзащиты с феррожидкостными рабочими камерами, рисунок 4.7.

Оптимизировать процессы трансформации (диссипации) механической энергии возможно прежде всего исходя их особенностей их динамического нагружения.

1. Выбор рационального режима производится с учетом значений максимальных смещений объектов виброзащиты и частоты нагружения.

2. При больших значениях смещения объектов виброзащиты и частоты нагружения целесообразно, применять мгновенное подавление распространения возмущающих колебаний (режим противофаз) и/или выраженную регулируемую вязкостную диссипацию механической энергии.

3. В случае вибрационной нагрузки, источником которой является внешнее воздействие, которое не связано с процессом течения транспортируемых сред или работой элементов трубопроводной системы, рациональна реализация виброизоляции и осуществление только регулируемой вязкостной диссипации механической энергии внешнего нагружения.

4. С целью повышения эффективности процесса виброзащиты (уменьшения времени переходных процессов) целесообразно дополнительное вязкостное дорегулирование основного управляющего воздействия (регулирующих осцилляций).

5. Для повышения мгновенной грузоподъемности или генерирования управляющего силового противодействия внешнему нагружению рациональна модуляция в рабочей камере восстанавливающей силы, за счет повышения электромагнитной составляющей давления.

6. Повышение эффективности вклада вязкостной диссипации возможно путем оптимизации физических свойств феррожидкостной среды.

7. Увеличение грузоподъемности феррожидкостной опоры и повышение вклада регулирующего воздействия восстанавливающей силы реализуемо путем увеличения площади сечения плунжера.

4.2. Методы адаптивной виброзащиты объектов при помощи магнитореологических камер с неоднородными диссипативно-жесткостными свойствами

В магнитореологических камерах с неоднородными диссипативно-жесткостными свойствами, рисунки 2.2–2.3, целесообразна базовая комбинация управляющих воздействий состоящих из генерирования управляющих акустических волн и регулируемого изменения вязкости и дорегулирование за счет модуляции гидростатической подъемной и восстанавливающей сил.

На основе описанных во 2 Главе численных моделей для рабочих камер с неоднородно распределенными диссипативно-жесткостными свойствами, формируемыми внешними динамическими электромагнитными полями, определяются рациональные частотные и вязкостные параметры рабочего процесса, выражения (2.55)–(2.78).

Требуемые параметры вязкости магнитореологической жидкости определяются путем рационализации процессов подавления распространения ударных и вибрационных волн в рабочей среде, что реализуется за счет варьирования значений коэффициентов b_m для камеры с распределенными диссипативно-жесткостными свойствами и b_u для камеры с распределенными диссипативно-жесткостными свойствами, разделенной на субполости.

При определении значений коэффициентов $b_m; b_u$ учитываются частотные характеристики управляющих электромагнитных полей. В процессе определения оптимальной частоты управляющего электромагнитного поля необходимо учитывать:

Бегущее магнитное поле способно в объеме намагничивающейся магнитореологической жидкости возбуждать продольные звуковые волны, частота которых в два раза превосходит частоту внешнего поля [98], что позволяет генерировать волны, совпадающие с волнами от ударных и вибрационных нагрузок, но находящимися с ними в противофазе.

Совпадение скорости ударных и вибрационных волн и скорости бегущего поля (равная амплитудно-частотная характеристика) в софазном режиме приводит к резонансу.

По полученным значениям $b_m; b_u$ рационализируются вязкостные характеристики магнитореологической среды, способные обеспечить предпочтительные режимы демпфирования или виброгашения. В случае рабочей камеры с распределенными диссипативно-жесткостными свойствами, разделенной на субполости, вязкость объема магнитореологической среды определяется индивидуально и последовательно для каждого сегмента, с учетом результатов расчета давления, осевой составляющей магнитной силы и коэффициента пондеромоторной упругости для предыдущего сегмента.

Для рабочей камеры:

$$b_m = \left[\eta_v + \left(\frac{4}{3} \right) \eta_s \right] / \rho \quad (4.16)$$

Для субполостей:

$$b_u = - \frac{2\mu_0 S_c}{\eta_V \nu} \left[M \left(\frac{\partial^2 H}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 M}{\partial z^2} \right) + 2 \frac{\partial M}{\partial z} \left(\frac{\partial H}{\partial z} + \frac{\partial M}{\partial z} \right) \right]_{z_2} \quad (4.17)$$

Произведем численный эксперимент для магнитореологической камеры с неравномерно-распределенными диссипативно-жесткостными свойствами. Как известно, на динамику распространения акустических волн в жидкой среде основное влияние оказывают значения плотности, то есть вязкости сред, поэтому главным критерием моделирования выберем вязкостные характеристики. Вязкость магнитореологической жидкости является функцией напряженности

магнитного поля, и имеет аналогичную динамику, и схожий характер изменения значений во времени, рисунки 4.8–4.9.

Результаты моделирования вязкости магнитореологической жидкости в бегущем управляющем поле, рисунок 4.9. По полученным расчетным значениям вязкостных характеристик определяются значения коэффициента b_m на заданном временном интервале, рисунок 4.10.

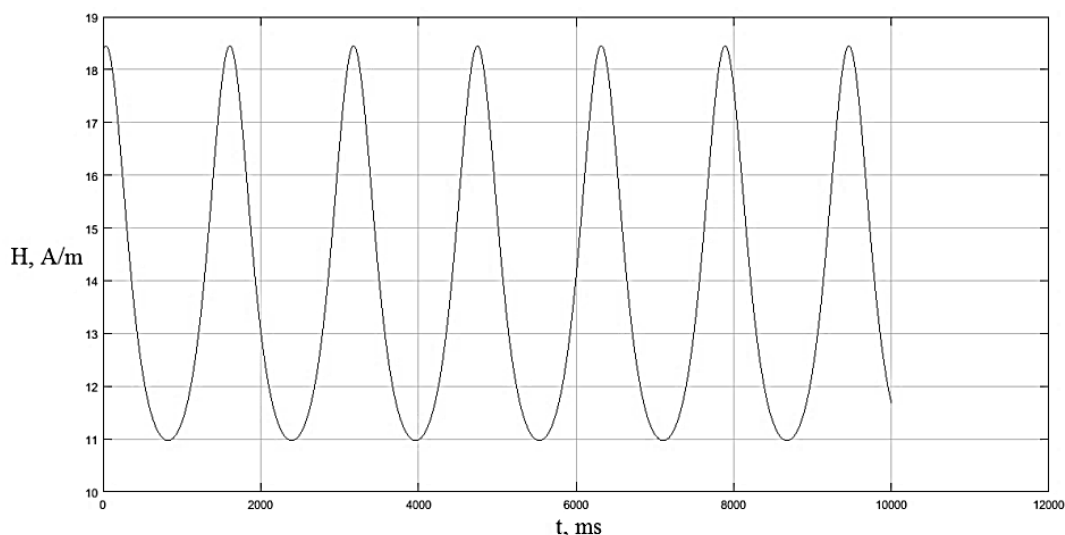


Рисунок 4.8. Напряженность управляющего поля

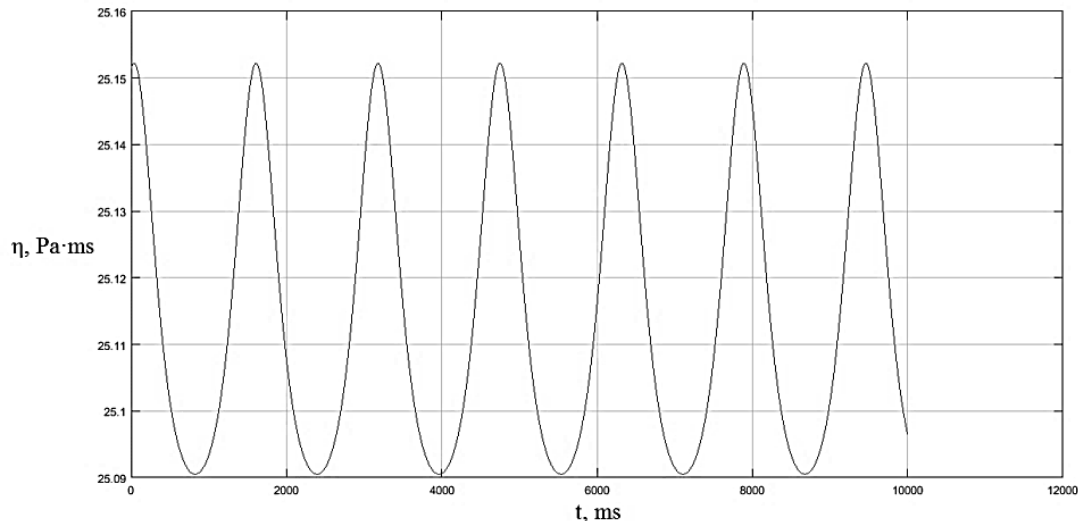


Рисунок 4.9. Динамика изменения показателя вязкости в бегущем управляющем поле

Искомые значения коэффициента b_m формируют амплитуду скорости, следовательно, и скоростные характеристики процесса распространения ударных волн, рисунки 4.11–4.12.

Анализ графических зависимостей показал периодическую смену направления вектора скорости, приводящую к торможению акустической волны в некоторые моменты времени при падении значений напряженности управляющего поля. Также очевидно, что генерирование акустической волны в противофазе к ударной волне позволит компенсировать вибрацию и полностью нейтрализовать распространение ударных нагрузок в объеме магнитогеологической рабочей среды.

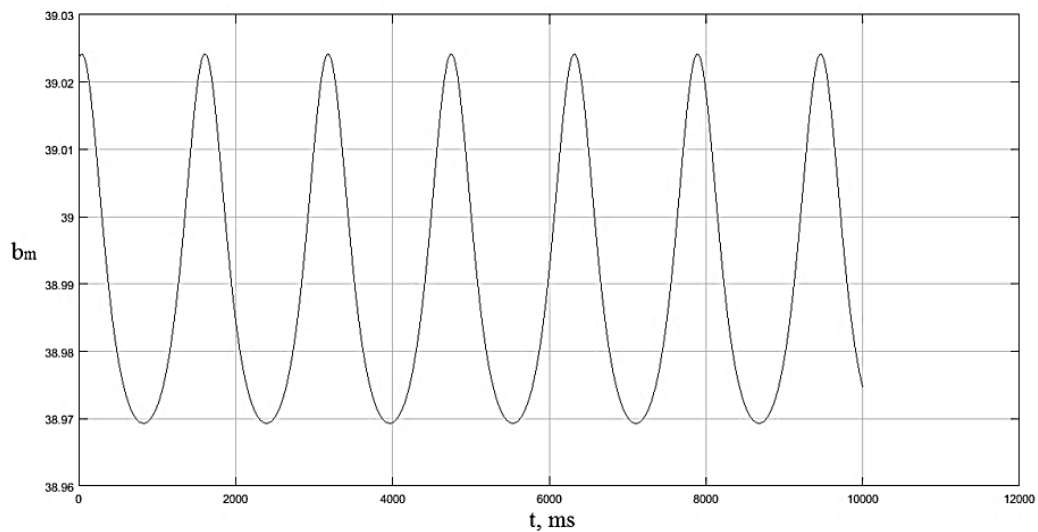


Рисунок 4.10. Динамика изменения значений коэффициента b_m в бегущем управляющем поле

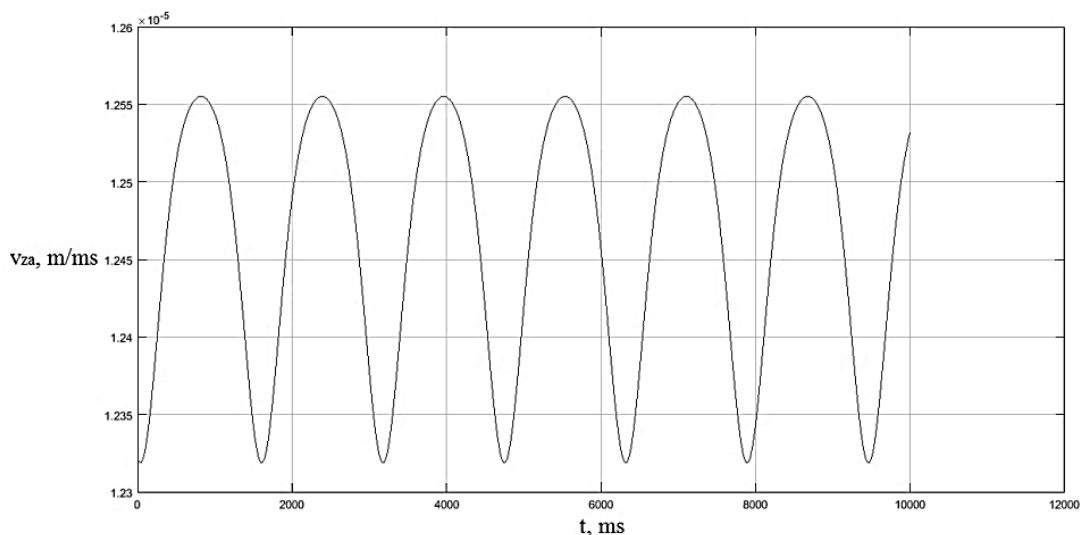


Рисунок 4.11. Амплитуда скорости распространения акустической волны

В целом инженерный подход к определению геометрических параметров рабочих камер достаточно прост. По заданным значениям предельно возможного

повышения вязкости магнитореологической среды и с учетом предполагаемого диапазона ударных или вибрационных нагрузок, а также исходя из рациональных значений l высоты объема магнитореологической среды в рабочей камере и b высоты магнитореологической среды в субкамере, определяются оптимальные для гашения ударной волны значения радиальных размеров рабочих объемов магнитореологических камер.

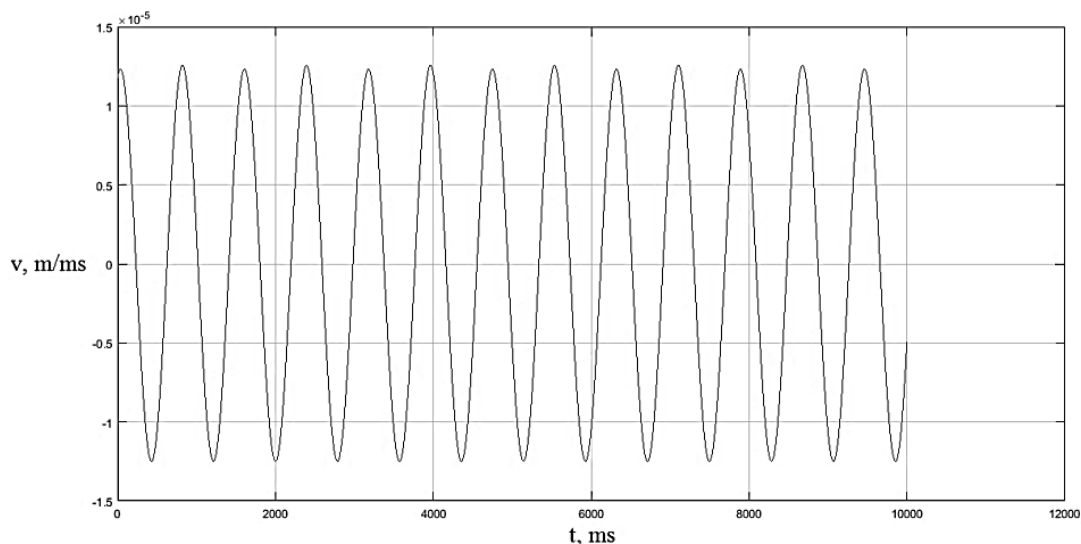


Рисунок 4.12. Скорость распространения акустической волны

Для монолитного рабочего объема магнитореологической жидкости определяются конечные значения высоты, исходя из требуемой толщины слоя, для диссипации энергии ударной волны, при заданной максимальной вязкости. Поэтому ее высота должна быть не меньше значения l высоты объема магнитореологической среды.

При разделении рабочего объема магнитореологической жидкости на субполости, по результатам произведенного индивидуального расчета диссипации энергии вибрационной нагрузки для каждой субполости последовательно, задав параметры динамического воздействия с учетом поглощения части энергии в предыдущих субполостях и определив необходимое количество субполостей, при заданной максимальной вязкости магнитореологической среды, значение высоты объема субполости принимается равным расчетному значению b высоты объема магнитореологической среды.

Примем следующие обозначения: $l = z; b = z$.

Зададим изменение горизонтальных составляющих волны как [170]:

$$\frac{dx}{dz} = \frac{\partial \omega / \partial k_r}{\partial \omega / \partial m}; \frac{dy}{dz} = \frac{\partial \omega / \partial l_r}{\partial \omega / \partial m} \quad (4.18)$$

Тогда справедливо следующее:

$$x = x_0 + \int_{z_0}^z \left(\frac{\partial \omega / \partial k_r}{\partial \omega / \partial m} \right) dz; y = y_0 + \int_{z_0}^z \left(\frac{\partial \omega / \partial l_r}{\partial \omega / \partial m} \right) dz \quad (4.19)$$

$k_r; l_r$ – горизонтальные составляющие волнового вектора, m – продольная составляющая волнового вектора.

Оптимальные параметры радиальных размеров рабочих магнитореологических камер задаются, основываясь на полученных значениях $x; y$ которые принимаются равными наибольшим значениям, $x; y$ или превосходящими их.

Обобщенные методы проектирования и расчета систем виброзащиты, имеющих магнитореологические камеры с распределенными диссипативно-жесткостными свойствами, позволяющие рационализировать процессы гашения ударных и вибрационных нагрузок, приведены на рисунке 4.13.

Рационализация и оптимизация рабочих процессов магнитореологической камеры с распределенными диссипативно-жесткостными свойствами требует определения интенсивности их нагружения.

1. По аналогии с феррожидкостными системами виброзащиты выбор рационального режима основывается на значениях максимальных смещений объектов виброзащиты и частоты нагружения.

2. В случае больших значений смещения объектов виброзащиты и высокой интенсивности нагружения оптимальны режимы неоднородного распределения

диссипативно-жесткостных свойств и регулируемой вязкостной диссипации механической энергии.

3. При вибрационной или ударной нагрузки, источником которой является внешнее воздействие, которое не связано с процессом течения транспортируемых сред или работой элементов трубопроводной системы, рациональна реализация виброизоляции и осуществление только регулируемой вязкостной диссипации механической энергии внешнего нагружения.

4. С целью повышения эффективности процесса виброзащиты (уменьшения времени переходных процессов) целесообразно дополнительное вязкостное дорегулирование основного управляющего воздействия (регулирующих акустических волн).

5. Для повышения мгновенной грузоподъемности или генерирования управляющего силового противодействия внешнему нагружению рациональна модуляция в рабочей камере восстанавливающей силы, за счет повышения электромагнитной составляющей давления и/или повышения гидравлической составляющей полного давления в рабочей камере посредством управляющего контура.

6. С целью повышения мгновенной грузоподъемности применима также модуляция гидростатических подъемных сил в магнитореологических субкамерах во внешних электромагнитных полях.

7. Повышение эффективности вклада вязкостной диссипации возможно путем оптимизации физических свойств магнитореологической среды.

8. Увеличение грузоподъемности магнитореологической опоры и повышение вклада регулирующего воздействия восстанавливающей силы реализуемо путем увеличения площади сечения плунжера.

9. Повышение грузоподъемности магнитореологической опоры и вклада регулирующего воздействия гидростатических подъемных сил возможно за счет увеличения числа перегородок в рабочей камере (количества субкамер).

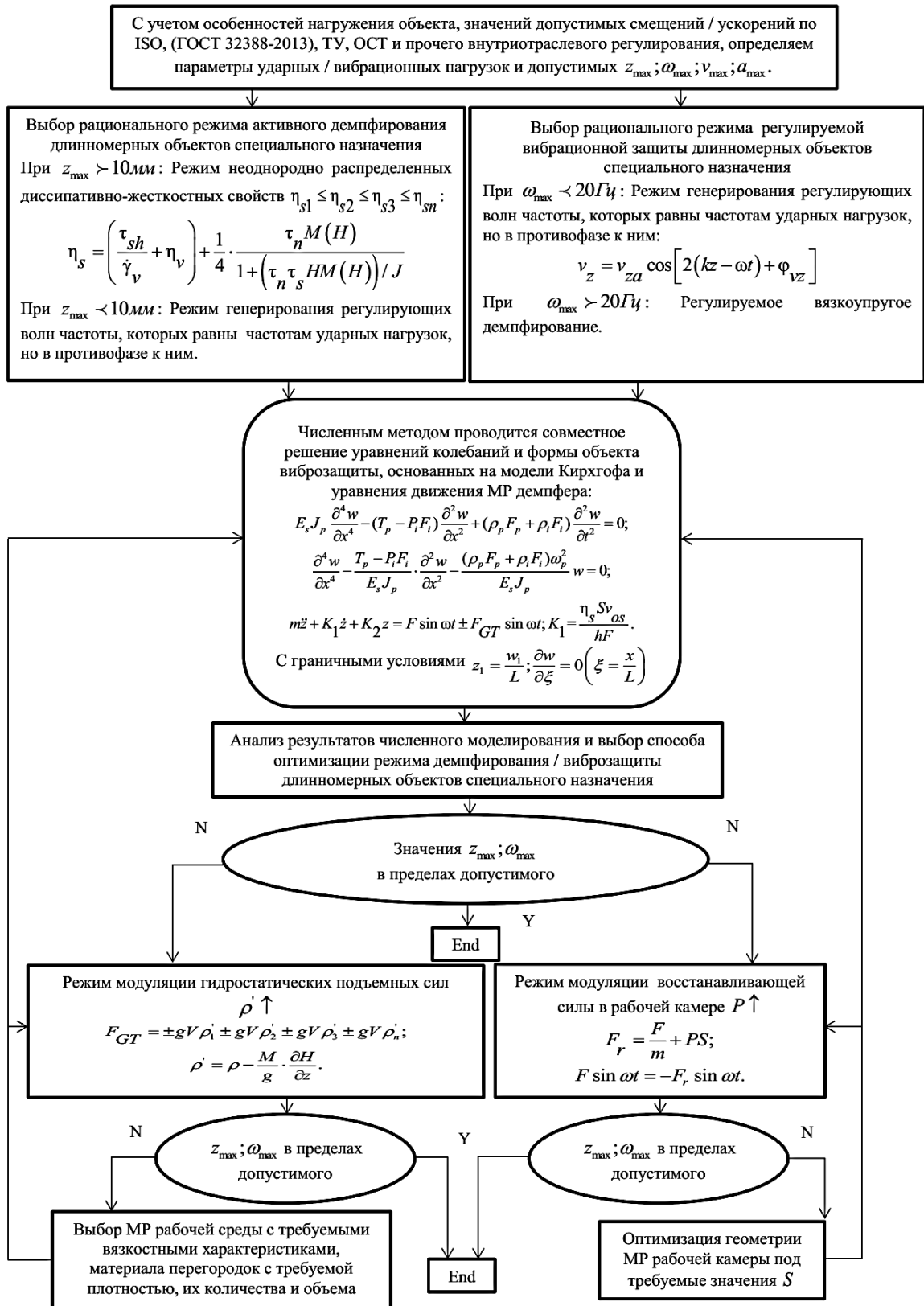


Рисунок 4.13. Обобщенные методы проектирования и расчета, адаптивных магнитогеологических систем виброзащиты комбинированного типа

Сопоставление характера неоднородного распределения в магнитогеологической рабочей камере с диссипативно-жесткостными свойствами

на процессы диссипации механической энергии с характером неоднородного распределения вязкости в конструкции, предусматривающей разделение магнитореологической рабочей камеры на субкамеры, в целом выявило преимущества и недостатки обеих конструкций, заключающиеся в их особенностях диссипации ударных и вибрационных нагрузок.

Основным преимуществом предложенной конструкции магнитореологических рабочих камер с диссипативно-жесткостными свойствами не предусматривающих разделения на субкамеры являются высокие динамические характеристики, которые физически ограничены только динамикой блоков электромагнитного управления.

Магнитореологические рабочие камеры с диссипативно-жесткостными свойствами, разделенные на субкамеры предоставляют возможность использования дополнительного регулирующего воздействия и повышения мгновенной грузоподъемности за счет модуляции гидростатических подъемных сил.

В общем оба варианта конструкции обладают высокой скоростью отклика на управления от 1 мс и малым временем переходных процессов до 200 мс.

4.3. Метод определения рабочих параметров системы при гашении ударных волн в рабочих полостях и рабочих камерах магнитореологических систем

Во второй главе были представлены варианты конструкций рабочих полостей (камер) запатентованных устройств, позволяющих подавлять распространение ударных волн и работающих за счет генерирования регулируемых акустических волн.

Рассмотрим метод определения рабочих параметров подобных устройств [171]. Примем что, скорость последовательного включения дифференциальных электромагнитов v_{em} относительно скорости распространения ударной волны v_{gh}

устанавливается соотношением $\beta v_{em} = v_{gh}$ и корректируется посредством обратной связи.

Одновременное включение всех дифференциальных электромагнитов и индивидуальное управление вольт-амперными характеристиками каждого дифференциального электромагнита, образует неоднородное распределение электромагнитного поля и вязкостных свойств в объеме магнитореологической жидкости, способное также препятствовать распространению ударных волн в жидкой среде.

С целью осуществления более эффективного гашения ударной волны разница вязкости магнитореологической жидкости η в зонах регулирования рядом расположенных дифференциальных электромагнитов должна находиться в пределах от $0,5\eta$ до $0,95\eta$, для предыдущего дифференциального электромагнита и в пределах от $1,2\eta$ до 2η , для последующего дифференциального электромагнита.

Коэффициент β определяется из соотношения скорости распространения акустической волны в эталонной ферромагнитной среде v_{ast} и скорости распространения акустической волны в образце магнитореологической жидкости v_{agh} , рассчитывается, как $\beta = \frac{v_{agh}}{v_{ast}}$.

Бегущее электромагнитное поле возбуждает в объеме намагниченной жидкости продольные акустические волны, частотные характеристики которых в два раза больше частоты управляющего поля.

Поэтому помимо изменения вязкости магнитореологической жидкости в направлении распространения ударной волны возможен вариант гашения ударных волн за счет генерирования акустических волн равной частоты, но находящихся в противофазе с ударными волнами.

В случае фазного регулирования частота электромагнитного поля ω_{em} соотносится с частотой ударной волны ω_{gh} выражением $0,5\omega_{em} = \omega_{gh}$, а скорость последовательного включения дифференциальных электромагнитов v_{em}

относительно скорости распространения ударной волны v_{gh} устанавливается соотношением $v_{em} = v_{gh}$ и корректируется посредством обратной связи.

Управление осуществляется контроллером по данным опроса серии вибродатчиков, установленных в системе последовательно на участке перед зоной регулирования, которые позволяют определять скорость распространения ударной волны в магнитореологической среде.

4.4. Метод расчета адаптивного амортизатора, имеющего комбинацию магнитореологической и рессорно-реологической камер

Рассмотрим метод расчета рабочих характеристик для ранее представленной в Главе 2 запатентованной конструкции адаптивного магнитореологического амортизатора, с учетом рабочего процесса рессорно-реологической камеры. Расчетная схема магнитореологической камеры приведена на рисунке 4.14.

Как уже было отмечено ранее, предлагаемая система виброзащиты способна трансформировать (диссипировать) механическую энергию комбинацией магнитореологической и рессорно-реологической камер [172]. Конструкция рессорно-реологической камеры и ее расчетная схема представлены на рисунках 4.15.

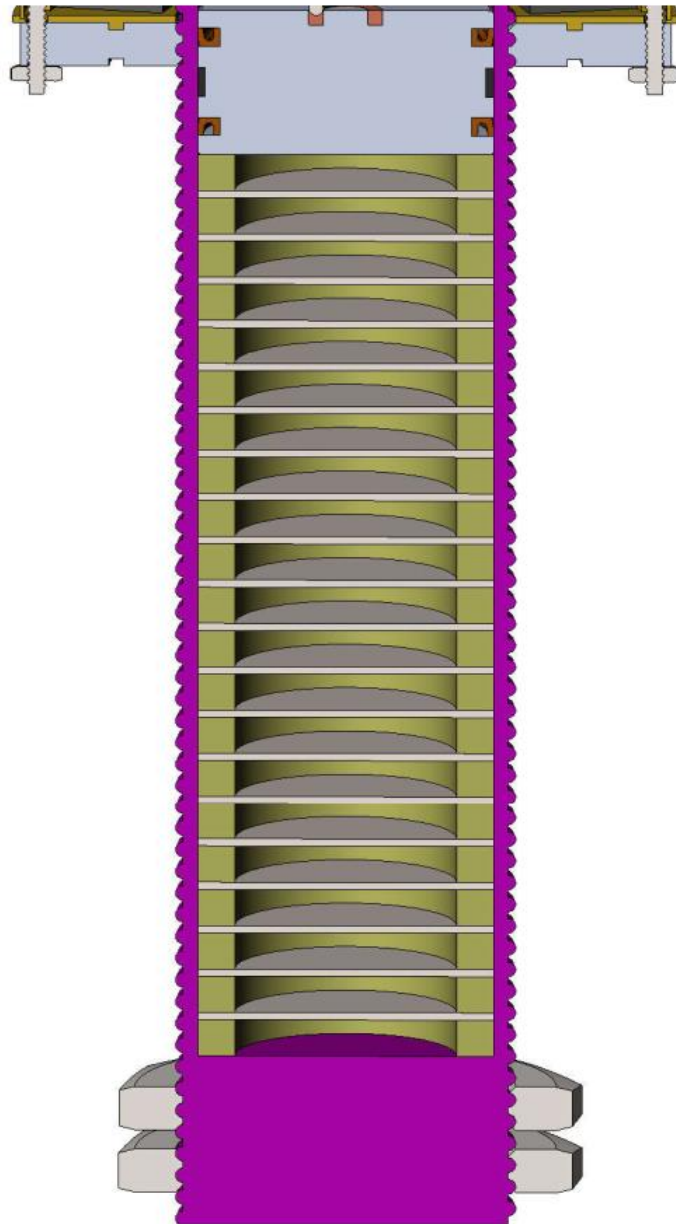


Рисунок 4.14. Рессорно-реологическая камера

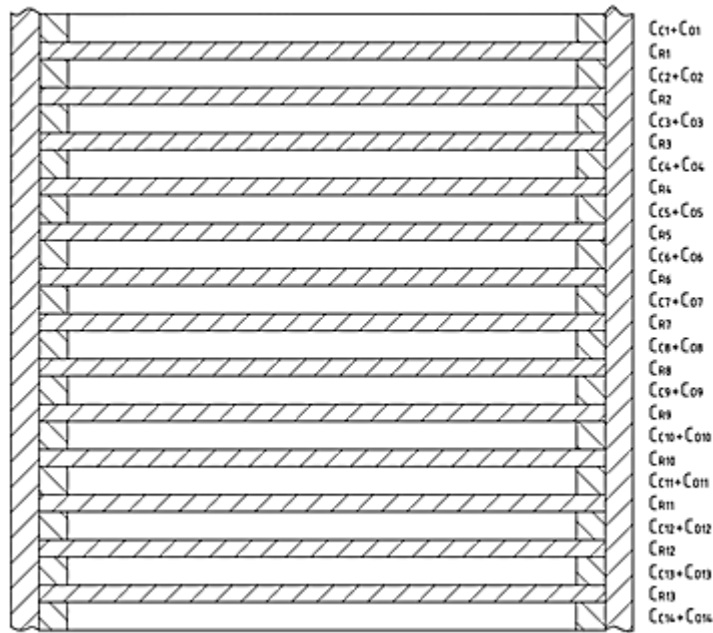


Рисунок 4.15. Расчетная схема рессорно-реологической камеры

Допуская, что жесткость пружин квазинулевая:

$$C_{RM1} = C_{RM2} = C_{RM3} = C_{RM4} \approx 0 \quad (4.20)$$

C_{RM1} ; C_{RM2} ; C_{RM3} ; C_{RM4} – жесткость пружин, расположенных в магнитореологической камере.

Уместно следующее равенство с учетом спиральных каналов в перегородках:

$$K_1 = c_s + c_B \quad (4.21)$$

c_s – коэффициент демпфирования субкамер:

$$c_s = 8\pi\eta_1^*l_1 + 8\pi\eta_2^*l_2 + 8\pi\eta_3^*l_3 + 8\pi\eta_4^*l_4 \quad (4.22)$$

c_B – коэффициент демпфирования спиральных каналов при различном количестве спиральных каналов в перегородках:

$$c_B = \left(8\pi\eta_{1;2}^* h \cdot \mathfrak{Z}_1 (D/d)^4\right) + \left(8\pi\eta_{2;3}^* h \cdot \mathfrak{Z}_2 (D/d)^4\right) + \left(8\pi\eta_{3;4}^* h \cdot \mathfrak{Z}_3 (D/d)^4\right) \quad (4.23)$$

$l_1; l_2; l_3; l_4$ – длина магнитореологической субкамеры, h – высота перегородки, D – диаметр перегородки, d – диаметр спирального канала, $\eta_{1;2}^*; \eta_{2;3}^*; \eta_{3;4}^*$ – вязкость в спиральных каналах, $\eta_1^*; \eta_2^*; \eta_3^*; \eta_4^*$ – вязкость в субкамерах, $\mathfrak{Z}_1; \mathfrak{Z}_2; \mathfrak{Z}_3$ – коэффициенты гидравлического сопротивления спиральных каналов перегородки:

$$\begin{aligned} \mathfrak{Z}_1 &= Z_1 \left(1 + k_S \frac{d}{D_h}\right); \\ \mathfrak{Z}_2 &= Z_2 \left(1 + k_S \frac{d}{D_h}\right); \\ \mathfrak{Z}_3 &= Z_3 \left(1 + k_S \frac{d}{D_h}\right). \end{aligned} \quad (4.24)$$

Вязкость магнитореологической жидкости в рабочей камере демпфера и спиральных каналах зависит от параметров магнитного поля и сдвиговых напряжений.

Оценку и прогнозирование возникновения реологических эффектов в магнитореологической среде, движущейся в системе спиральных каналов, возможно, произвести из уравнения мгновенного массового расхода спирального канала:

$$G_{CH} = Q \frac{d\eta_{CH}}{d\mathfrak{Z}_{CH}} \quad (4.25)$$

Q – объемный расход.

Следовательно, мгновенные массовые расходы в спиральных каналах перегородок:

$$\begin{aligned}
G_{CH1:2} &= Q_{1:2} \frac{d\eta_{CH1:2}}{d\mathcal{G}_{CH1:2}} n_{CH1:2}; \\
G_{CH2:3} &= Q_{2:3} \frac{d\eta_{CH2:3}}{d\mathcal{G}_{CH2:3}} n_{CH2:3}; \\
G_{CH3:4} &= Q_{3:4} \frac{d\eta_{CH3:4}}{d\mathcal{G}_{CH3:4}} n_{CH3:4}.
\end{aligned}
\tag{4.26}$$

$n_{CH1:2}$; $n_{CH2:3}$; $n_{CH3:4}$ – количество спиральных каналов в соответствующих перегородках.

По значениям объемного расхода можно определить скорость смещения перегородки (истечения объема рабочей среды из субкамеры):

$$\begin{aligned}
V &= Qn_{CH}t = S_{cha}h_{cha}; \\
v &= \frac{h_{cha}}{t}.
\end{aligned}
\tag{4.27}$$

Для оценки и прогнозирования возникновения реологических эффектов в магнитореологической среде, находящейся в субкамерах, целесообразно воспользоваться выражением, описывающем объем субкамеры в виде:

$$\frac{m_{MR}}{S_p l_{MRC} \pm \frac{dz}{dt}} = \frac{d\eta_{MRC}}{d\mathcal{G}_{MRC}}
\tag{4.28}$$

l_{MRC} – высота магнитореологической субкамеры, S_p – площадь плунжера, m_{MR} – масса жидкости, η_{MRC} – динамическая вязкость магнитореологической субкамеры во внешних магнитных полях, \mathcal{G}_{MRC} – кинематическая вязкость магнитореологической жидкости:

$$\mathcal{G}_{MRC} = \left(\frac{F_f}{S_c \frac{dv}{dz}} + \left(\frac{\tau_{sh}}{dz} + \frac{1}{4} \cdot \frac{\tau_n M(H)}{1 + (\tau_n \tau_s HM(H)) / J} \right) \right) / \frac{m_{MR}}{V}
\tag{4.29}$$

F_f – сила гидродинамического трения.

Учитывая, что поверхности рессор смачиваемы не сжимаемой дилатантной жидкостью коэффициент рессорно-реологической системы:

$$K_2 z = (n_R c_R + n_C c_C + n_O c_O) z \quad (4.30)$$

n_R – пропорциональное количество рессор, c_R – коэффициент жесткости рессоры, n_C – пропорциональное количество реологических камер, c_C – коэффициент жесткости реологической камеры, n_O – пропорциональное количество упругих колец, c_O – коэффициент жесткости упругого кольца.

$$\begin{aligned} n_R &= L_{NR} \left(\frac{n_{NR}}{n_{NRCO}} \right); \\ n_C &= L_{NC} \left(\frac{n_{NC}}{n_{NRCO}} \right); \\ n_O &= L_{NO} \left(\frac{n_{NO}}{n_{NRCO}} \right). \end{aligned} \quad (4.31)$$

n_{NR} – количество рессор, n_{NC} – количество реологических камер, n_{NO} – количество упругих колец, n_{NRCO} – общее количество элементов рессорно-реологической системы, L_{NR} ; L_{NC} ; L_{NO} – коэффициенты, зависящие от физико-химических свойств материала, устанавливаются экспериментально.

Жесткость рессоры:

$$c_R = \frac{E_R h_R^3}{12(1 - \mu_R^2)} \quad (4.32)$$

h_R – высота рессоры.

Исходя из допущения о не сжимаемости жидкости жесткость реологической камеры:

$$c_C = Y E_C h_C \quad (4.33)$$

Y – коэффициент, зависящий от физико-химических свойств дилатантной среды – степени выраженности дилатантных свойств, h_c – высота слоя дилатантной жидкости.

Где:

$$E_C = c_{RF}^2 \rho_D \quad (4.34)$$

ρ_D – плотность дилатантной жидкости, c_{RF} – жесткость магнитореологической среды.

Коэффициент жесткости упругого кольца:

$$c_o = \frac{E_o h_o^3}{12(1 - \mu_o^2)} \quad (4.35)$$

E_R ; E_o – модули упругости, h_o – высота кольца, μ_R ; μ_o – коэффициенты Пуассона.

Выше описанные выражения уместны для использования при первичном расчете коэффициента рессорно-реологической системы или при малой грузоподъемности и низких рабочих давлениях.

На более поздних стадиях моделирования и определения геометрических параметров применимо следующее.

Рессорно-реологическая система представляет собой сборку последовательно установленных жестких упругих дисков, являющихся, по сути, классической рессорной сборкой. Между жесткими упругими дисками находятся камеры, заполненные не сжимаемой дилатантной жидкостью, чья жесткость во внешних механических полях при значительных деформационных напряжениях стремится к жесткости упругих дисков. Реологические камеры образованы дисками и полимерными упругими кольцами.

В описанной выше рессорно-реологической системе истинно упругими элементами являются только полимерные упругие кольца, причем их деформация происходит только при достаточно сильных напряжениях, при этом с ростом

напряжений деформации наблюдается рост вязкости, следовательно, и жесткости дилатантной среды. Поэтому для случая приложения значительных напряжений деформации справедливо следующее:

Упругие полимерные диски служат эластомерными опорами;

Камеры, заполненные дилатантной жидкостью, и рессорная сборка являются жесткими элементами рессорно-реологической системы;

Коэффициент жесткости дилатантной жидкости задается в виде функции сдвигового напряжения.

Уточненный коэффициент рессорно-реологической системы:

$$K_2^* z = (n_{NR} c_R + n_{NC} \cdot c_C(\tau_{sh}) + c_O^*) z \quad (4.36)$$

c_O^* – коэффициент жесткости системы упругих колец.

Где:

$$c_C(\tau_{sh}) = Y \left([c_{RF}(\tau_{sh})]^2 \frac{d\eta}{d\vartheta} \right) h_c \quad (4.37)$$

Деформация дилатантной среды:

$$\varepsilon = \frac{m}{c_{RF}} \frac{v}{t} + \frac{\tau_{sh} t}{\eta} = \frac{\tau_{sh}}{E_C} + \frac{\tau_{sh}}{\eta} \quad (4.38)$$

Принимая во внимание последовательное расположение полимерных колец в рессорно-реологической системе жесткость упругого кольца:

$$c_O^* = \frac{1}{c_{O\text{от}}} \quad (4.39)$$

Где:

$$\frac{1}{c_{O_{tot}}} = \frac{1}{c_{O_{n1}}} + \frac{1}{c_{O_{n2}}} + \frac{1}{c_{O_{n3}}} + \dots + \frac{1}{c_{O_{n14}}} \quad (4.40)$$

Поэтому:

$$m\ddot{z} + K_1\dot{z} + K_2^*z = F_d \sin \omega t \pm F_{GT} \sin \omega t \quad (4.41)$$

Для случая, когда пружины обладают существенной жесткостью, уравнение движения поршня комбинированного реологического демпфера в режиме неравномерно распределенных диссипативно-жесткостных свойств можно представить в виде:

$$m\ddot{z} + K_1\dot{z} + (K_2 + K_3)z = F_d \sin \omega t \pm F_{GT} \sin \omega t \quad (4.42)$$

K_3 – жесткость пружин, находящихся в магнитореологической камере:

$$K_3 = \frac{1}{c_{RM_{tot}}} \quad (4.43)$$

Где:

$$c_{RM_{tot}} = \frac{1}{c_{RM_1}} + \frac{1}{c_{RM_2}} + \frac{1}{c_{RM_3}} + \frac{1}{c_{RM_4}} \quad (4.44)$$

Перепишем уравнение движения комбинированного реологического демпфера в виде:

$$\ddot{z} + 2\theta\dot{z} + \omega^2 z = F_r \sin \omega t \pm F_{GT} \sin \omega t \quad (4.45)$$

Восстанавливающая сила:

$$F_r = \frac{F_d}{m} \quad (4.46)$$

Приведенный коэффициент вязкого сопротивления:

$$\theta = \frac{K_1}{2m} \quad (4.47)$$

Частота собственных колебаний:

$$\begin{aligned}\omega &= \sqrt{\frac{K_2}{m}}; \\ \omega &= \sqrt{\frac{K_2 + K_3}{m}}.\end{aligned}\tag{4.48}$$

Представленные расчетные зависимости позволяют определять коэффициенты жесткости, вязкости и демпфирования при расчетах характеристик рабочих камер систем виброзащиты комбинированного типа предложенной конструкции.

4.5. Особенности нагрузочных характеристик систем виброзащиты комбинированного типа

С целью рационализации (оптимизации) динамических характеристик процессов в системах виброзащиты определим нагрузочные характеристики жидкостных рабочих камер комбинированного типа (зависимость перемещения исполнительного элемента (плунжера) от приложенной силы).

Также нагрузочные характеристики позволят оценить реакцию опоры на нагружение и ее грузоподъемность.

Нагрузка, действующая по направлению оси:

$$Q_{load} = p_l S_p \tag{4.49}$$

p_l – давление в камере, создаваемое нагрузкой:

$$p_l = \frac{A / z}{S_p} \tag{4.50}$$

A – работа:

$$A = \frac{mv^2}{2} \quad (4.51)$$

Так как интерес представляют нагрузочные характеристики систем виброзащиты, рассмотрим преимущественно силовые варианты комбинаций регулирующих воздействий.

Сила сопротивления, создаваемая исполнительным устройством виброзащиты:

$$F_s = k_F v^n \quad (4.52)$$

k_F – коэффициент сопротивления, n – показатель степени.

Значение показателя степени определяется режимом управления комбинированного типа, начальными реологическими свойствами рабочей среды и гидравлическим сопротивлением системы спиральных каналов, поэтому в камерах комбинированного типа может принимать значения: $n=1$ (линейная характеристика), $n > 1$ (прогрессивная характеристика) и $n < 1$ (регрессивная характеристика).

Принимая во внимание неньютоновские свойства магнитореологических сред во внешних полях целесообразно определение значения показателя степени жидкостной камеры на основании степенного закона Оствальда-де Ваале [173]:

$$\tau = K \left(\frac{\partial v}{\partial z} \right)^n \quad (4.53)$$

K – коэффициент характеризующий поток.

Тогда эффективная вязкость примет вид:

$$\eta_{ef} = K \left(\frac{\partial v}{\partial z} \right)^{n-1} \quad (4.54)$$

Значения показателя определяют характер реологической анамалии $n < 1$ псевдопластические среды, $n > 1$ дилатантные среды.

Для расчета нагрузочной характеристики при виброзащите в режиме комбинации вязкостной диссипации механической энергии и модуляции восстанавливающей силы (во внешних управляющих электромагнитных полях или за счет роста давления в управляющем жидкостном контуре) в жидкостной камере запишем уравнение движения исполнительного элемента (плунжера) как:

$$\ddot{z} + 2\theta\dot{z} + \omega_p^2 z = F_r \sin \omega t; \quad (4.55)$$

$$F_s = 2\theta(H) \left(\frac{\partial z}{\partial t} \right)^n + \omega^2 z - F_r \sin \omega t.$$

В режиме комбинации вязкостной диссипации механической энергии и модуляции восстанавливающей силы и гидростатической подъемной силы (во внешних управляющих электромагнитных полях) в жидкостной камере, уравнение движения исполнительного элемента (плунжера) примет вид:

$$\ddot{z} + 2\theta\dot{z} + \omega_p^2 z = F_r \sin \omega t + F_{GT} \sin \omega t; \quad (4.56)$$

$$F_s = 2\theta(H) \left(\frac{\partial z}{\partial t} \right)^n + \omega^2 z - F_r \sin \omega t - F_{GT} \sin \omega t.$$

Комбинацию вязкостной диссипации механической энергии и модуляции гидростатической подъемной силы (во внешних управляющих электромагнитных полях) в жидкостной камере запишем следующим уравнением движения исполнительного элемента (плунжера):

$$m\ddot{z} + \eta\dot{z} + cz = F_d \sin \omega t \pm F_{GT} \sin \omega t; \quad (4.57)$$

$$F_s = \eta(H) \left(\frac{\partial z}{\partial t} \right)^n + c(H) z - F_r.$$

Проведем анализ полученных нагрузочных характеристик, рисунок 4.16.

Принимая во внимание, вязкопластичные свойства магнитоэологической жидкости во внешних электромагнитных / магнитных полях, перемещение поршня начнется только после достижения необходимого начального сдвигового усилия. Также учитывая несжимаемость жидкой среды при малых давлениях, формирование восстанавливающей силы в рабочей камере препятствует перемещению поршня до момента достижения приложенной нагрузки требуемых значений.

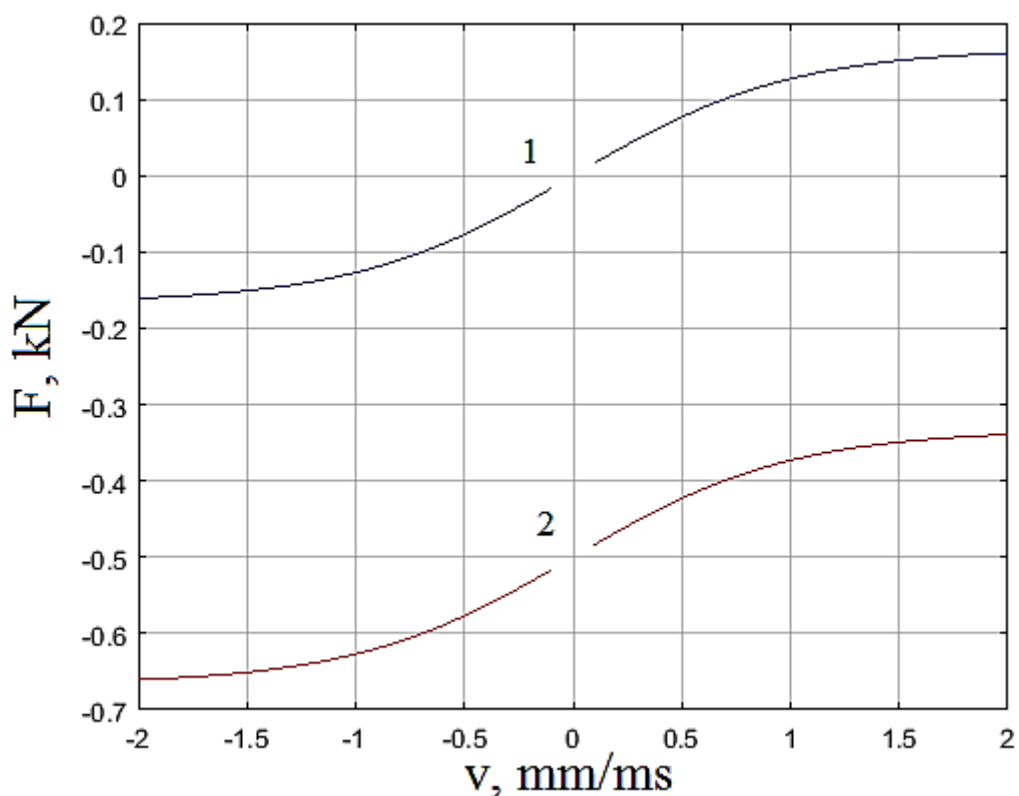


Рисунок 4.16. Зависимость скорости перемещения плунжера от нагружения (нагрузочные характеристики): 1 – нагрузочная характеристика без воздействия восстанавливающей силы, 2 – нагрузочная характеристика при воздействии восстанавливающей силы

4.6. Выводы по Главе 4

1. На основе полученных результатов разработаны методы расчета, алгоритмы и рекомендации по совершенствованию конструктивно-схемных

решений систем и способов виброзащиты (виброизоляции), позволяющие рационализировать процессы комбинированного виброгашения и виброизоляции.

Регулирующие осцилляций с различными частотными характеристиками в режиме противофазы к возмущающим колебаниям показали свою эффективность и способность подавлять колебательные процессы с малым временем переходных процессов в системе виброзащиты от 1мс.

2. Разработаны методы расчета параметров магнитореологических рабочих камер с неравномерно распределенными диссипативно-жесткостными свойствами и предложен алгоритм расчета, позволяющий учитывать особенности конструкций рабочих камер: наличие или отсутствие разделения рабочей камеры на субполости. Выявлены преимущества и недостатки обеих конструкций.

Даны рекомендации по совершенствованию конструктивно-схемных решений магнитореологических систем виброзащиты.

3. Предложен метод определения рабочих параметров устройств, позволяющий оптимизировать значения скоростных и частотных характеристик регулирующей акустической волны и рационализировать профиль неоднородного распределения вязкости в магнитореологических рабочих полостях (камерах).

4. Предложен метод расчета систем виброзащиты, имеющих комбинацию магнитореологической камеры с неоднородным распределением диссипативно-жесткостных свойств и рессорно-реологической системы.

Описанные численные зависимости позволяют прогнозировать рабочие характеристики устройств в широком диапазоне типоразмеров рабочих камер и полостей, а также для различных составов магнитореологических и дилатантных сред.

5. Определены особенности нагрузочных характеристик магнитореологических опор комбинированного типа для различных сочетаний регулирующих воздействий.

Проведен анализ влияния различных сочетаний регулирующих воздействий на динамику магнитореологических систем виброзащиты.

ГЛАВА 5. МЕТОДОЛОГИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И РАСЧЕТА ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫХ ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫХ БЛОКОВ УПРАВЛЕНИЯ МАГНИТОРЕОЛОГИЧЕСКИХ И МАГНИТОДИНАМИЧЕСКИХ АППАРАТОВ И АЛГОРИТМЫ ФОРМИРОВАНИЯ КОМБИНИРОВАННОГО УПРАВЛЯЮЩЕГО СИГНАЛА

5.1. Общие алгоритмы генерирования управляющих динамических электромагнитных полей со сложной пространственной структурой

Алгоритмы генерирования управляющих динамических электромагнитных полей основаны на предложенном в диссертационной работе подходе в управлении расходными характеристиками магнитореологической жидкости за счет создания гидродинамических и неньютоновских эффектов во внешних динамических электромагнитных полях.

Это позволяет осуществлять управление расходом магнитореологической жидкости путем регулирования гидродинамического сопротивления потока посредством внешних электромагнитных полей. При этом, наложение на поток магнитореологической жидкости внешних динамических электромагнитных полей, то есть вращающихся или винтовых электромагнитных полей, изменяет не только вязкостные свойства магнитореологической жидкости, но и способно генерировать в ней гидродинамические эффекты (вихревые эффекты) и неньютоновские эффекты (псевдопластичные и вязкопластичные эффекты), посредством сообщения потоку радиальной составляющей скорости, формирования круговой или винтовой траектории движения частиц магнетика и инициирования в объеме сдвиговых напряжений. В совокупности с повышением вязкости магнитореологической жидкости в электромагнитных полях, происходит дополнительное падение давления в вихре, и создаются в слоях потока сдвиговые напряжения, в результате чего вязкость магнитореологической жидкости начинает стремиться к бесконечности, численные значения которой выражаются уравнением Шведова-Бингама.

Это позволяет создавать перепады давления, в десятки раз превосходящие предельные перепады, реализованные только при помощи изменения вязкости магнитореологической среды. Управляющие – вращающиеся или винтовые электромагнитные поля индуцируются сборками индукторов, установленных в виде кольцевых дифференциальных электромагнитов или каскадов кольцевых дифференциальных электромагнитов. Генерирование только гидродинамического вихревого эффекта при минимальном повышении вязкости магнитореологической среды приводит к повышению кинетической энергии потока и росту расхода магнитореологической жидкости в зоне регулирования, что достигается при задании сигнала управления с высокими частотными характеристиками при малых вольт-амперных характеристиках. Вращающееся электромагнитное поле создается сборкой индукторов, образующих кольцевой управляющий дифференциальный электромагнит. Последовательное включение индукторов с заданной частотой индуцирует вращающееся электромагнитное поле с требуемыми динамическими характеристиками. Создание сдвиговых напряжений в объеме магнитореологической жидкости, помещенном во внешние магнитные или электромагнитные поля, приводит к возникновению вязкопластичных эффектов, так как вязкость магнитореологической жидкости теоретически начинает стремиться к бесконечности. Падение давления в вихре без повышения вязкости напротив приводит к повышению расхода в зоне регулирования.

Установка кольцевых дифференциальных электромагнитов каскадами позволяет создавать винтовые управляющие электромагнитные поля. Индукторы дифференциальных электромагнитов запитываются источником синусоидальных сигналов равной частоты, сдвинутых друг относительно друга во времени на требуемый фазовый угол, например в трехфазной системе этот угол равен $2\pi/3$ (120°), в шестифазной $\pi/3$ (60°), в девятифазной $\pi/4,5$ (40°), в двенадцатифазной $\pi/6$ (30°) и далее по аналогии. В случае установки сборок индукторов каскадом, включение индуктора каждого последующего дифференциального электромагнита осуществляется с угловым сдвигом на один индуктор. Применение способа управления расходными характеристиками

магнитореологической жидкости за счет создания гидродинамических и неньютоновских эффектов во внешних динамических электромагнитных полях позволяет обеспечить: повышение эффективности управляющих магнитореологических устройств, расширение диапазона рабочих давлений и увеличение глубины регулирования, а также рост точности магнитореологических приводных систем. Использование внешних динамических электромагнитных полей, а именно вращающихся или винтовых электромагнитных полей, изменяет не только вязкостные свойства магнитореологической жидкости, но и способно генерировать в ней гидродинамические эффекты и неньютоновские эффекты.

Предложенный подход в значительной степени улучшает динамику магнитореологического привода и повышает производительность магнитореологических устройств при малых массогабаритных показателях.

На основании данного оригинального подхода в управлении расходом магнитореологической среды, созданы и запатентованы конструкции серии устройств.

Базируясь на описанных во 2 Главе численных моделях и принимая во внимание то, что инициация реологических эффектов в неньютоновских жидкостях зависит от сдвиговых напряжений, рассмотрим влияние компоненты эффективных касательных напряжений в окружном направлении на расходные характеристики магнитореологических устройств.

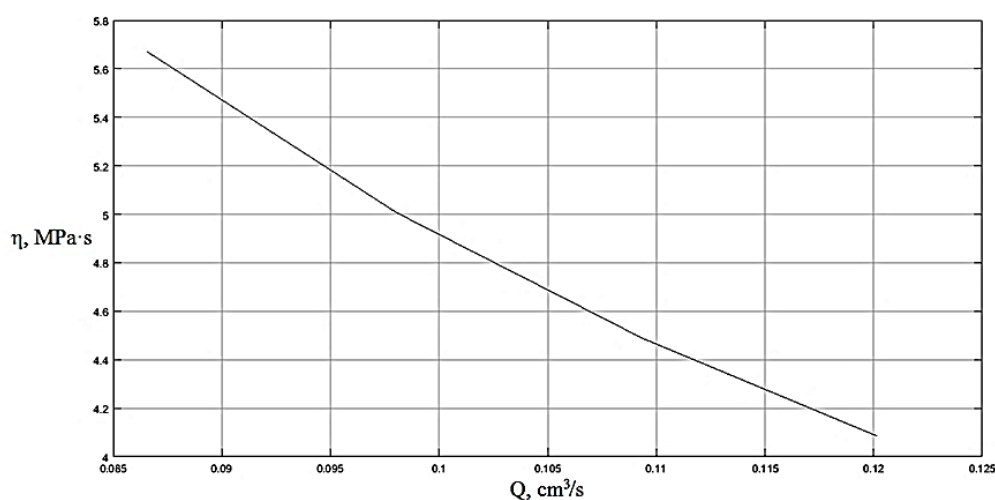


Рисунок 5.1. Расходная характеристика магнитореологического устройства

Статические характеристики магнитореологических устройств приведены на рисунках 5.1–5.2.

Численный эксперимент проводился в MATLAB при постоянных значениях напряженности управляющего поля и оценивался только вклад изменения касательных напряжений в регулирование вязкостных характеристик рабочей среды, то есть статических характеристик магнитореологических устройств.

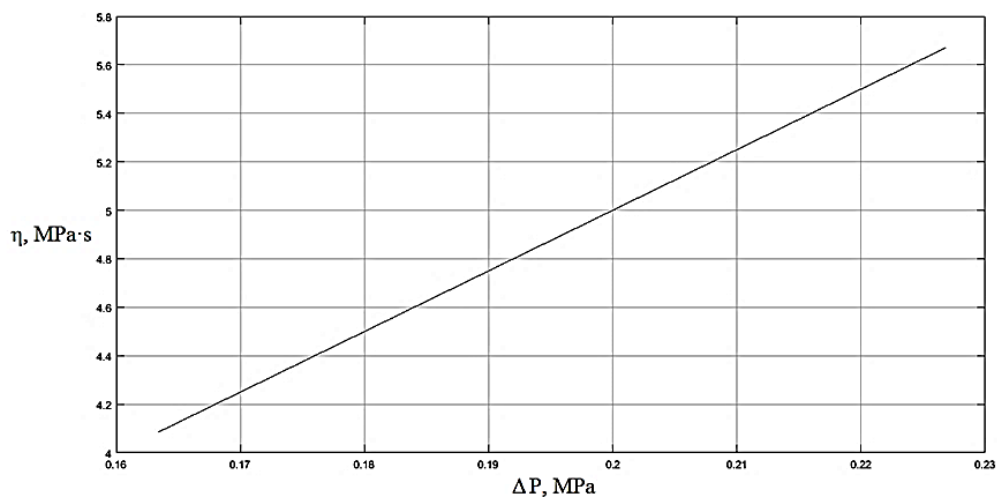


Рисунок 5.2. Перепад давления на магнитореологическом устройстве

Полученные графические зависимости иллюстрируют наличие у магнитореологической среды неньютоновских свойств, проявляющихся в росте ее вязкости при увеличении численных значений сдвиговых напряжений, что приводит к коррекции расходных характеристик магнитореологических устройств. На рисунке 5.3 представлены изменения зависимости перепада давления от вязкостных характеристик для ряда значений осевого компонента скорости потока. Графики иллюстрируют влияние увеличения значений осевой компоненты скорости потока на тенденцию повышения перепада давления при росте вязкости магнитореологической среды. Это обусловлено тем, что повышение осевой компоненты скорости потока приводит к общему увеличению сдвиговых напряжений в объеме рабочей среды. Результаты численного моделирования свидетельствуют о существенном влиянии окружных сдвиговых напряжений на статические характеристики магнитореологических устройств и

необходимость учета данного фактора при конструировании рассматриваемых устройств, расчете параметров и моделировании их рабочих процессов.

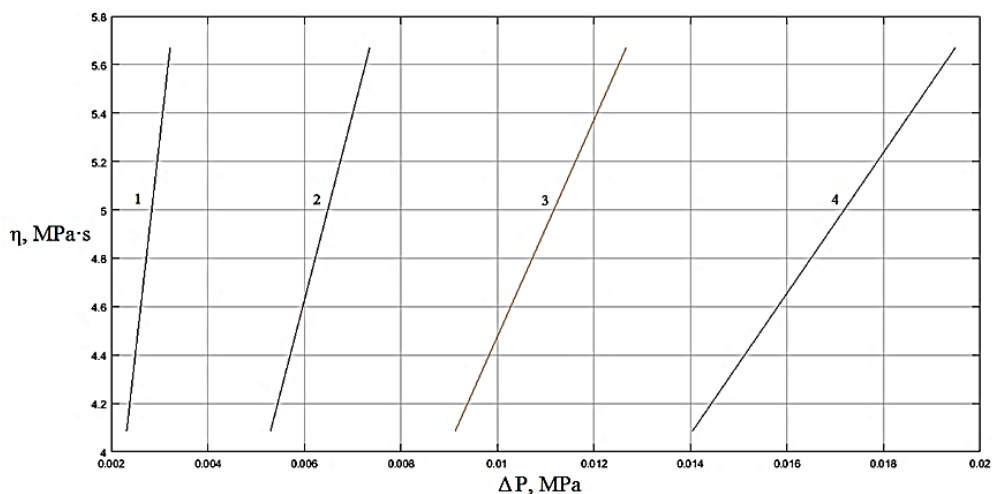


Рисунок 5.3. Распределение перепада давления на магнитоологическом устройстве при варьировании значений осевого компонента скорости потока 1: $v_z = 0,28 \text{ cm/s}$; 2: $v_z = 0,64 \text{ cm/s}$; 3: $v_z = 1,11 \text{ cm/s}$; 4: $v_z = 1,71 \text{ cm/s}$

Методологические основы реализации управления потоком магнитоологической жидкости за счет формирования гидродинамических и реологических эффектов заключаются в следующем.

Очевидна существенная зависимость расходных характеристик и перепада давления на входе и выходе в зонах регулирования от вязкости, которая в неньютоновской среде является функцией сдвиговых напряжений. Во внешних энергетических полях магнитоологическая жидкость проявляет выраженные неньютоновские свойства. Наложение сильных электромагнитных полей формирует вязкопластичные свойства магнитоологической среды. Исходя из значений начальной вязкости магнитоологической жидкости и рабочих температур, задаются оптимальные параметры электрического сигнала управления, необходимые для изменения реологических свойств среды. Вольт-амперные характеристики сигнала управления находятся в диапазоне от 5 В до 380 В и от 1 А до 400 А, в зависимости от параметров индукторов и блоков питания.

Сдвиговые напряжения, требуемые для создания гидродинамических и реологических эффектов, задаются за счет моделирования частотных

характеристик. Частота управляющего тока задается в диапазоне от 5 Гц до 20 кГц. Частота переключения обмоток индукторов определяется с учетом требуемых значений радиальной составляющей скорости, исходя из того, что частота вращения электромагнитного поля f_{em} по отношению к требуемой для реализации управления частоте вращения объема магнитореологической жидкости f_g , находящегося в зоне регулирования, до коррекции сигнала управления по обратной связи, задается: в случае применения вращающихся электромагнитных полей, как соотношение $\alpha f_{em} = f_g$, а для винтовых электромагнитных полей как соотношение $\gamma \alpha f_{em} = f_g$, значения, которых находятся в диапазоне от 0,5 Гц до 200 Гц.

Принятие допущения о равной частоте вращения электромагнитного поля f_{em} и объема магнитореологической жидкости f_g при осуществлении процесса управления неприемлемо. Поэтому расчет необходимо производить с учетом физических свойств магнитореологической жидкости и времени переходных процессов, как в жидкой среде, так и в электромагнитных индукторах.

Высокую точность и хорошую воспроизводимость результатов показал ряд следующих численных зависимостей: $\alpha f_{em} = f_g$; $\gamma \alpha f_{em} = f_g$

Коэффициент α , учитывающий физические и реологические свойства рабочей среды для групп магнитореологических жидкостей устанавливается экспериментально, с учетом качественно-количественного состава магнитореологических жидкостей, дисперсности их структуры и интенсивности сдвиговых напряжений. Для этого применяется измерительная ячейка Куэтта, коаксиальные цилиндры которой изготовлены из магнитопроводящего материала, помещенная в электромагнитное поле. Что позволяет установить влияние заданных параметров электромагнитного поля и частоты вращения объема магнитореологической жидкости в ячейки Куэтта на вязкостные характеристики образца магнитореологической жидкости η . Значение коэффициент α определяется относительно вязкости эталонной ферромагнитной среды η_{st} ,

измеренной аналогично, и рассчитывается исходя из выражения $\alpha = \eta_{st} / \eta$.

Значение параметра γ задается как число дифференциальных электромагнитов в каскаде. Коррекция параметров сигнала управления и оптимизация рабочего процесса производится посредством обратной связи при реализации заложенного в контроллер алгоритма управления.

5.2. Конструктивная реализация комбинированного подхода поглощения и рассеивания ударных и вибрационных нагрузок в жидкостных камерах, заполненных средами, обладающими ферромагнитными свойствами

Принимая во внимание скорости распространения акустических (ударных) волн и колебаний, очевидна необходимость увеличения скорости отклика системы на внешние возмущающие воздействия.

В целом развитие и появление новых методик управления характеристиками магнитореологической рабочей среды нуждаются в совершенствовании конструкций элементов магнитореологических устройств. В качестве основных ответственных элементов в магнитореологических системах необходимо выделить блоки управления, создающие электромагнитные поля с требуемыми динамическими характеристиками. Так как именно помещение объема магнитореологической среды во внешнее электромагнитное поле с заданными электродинамическими характеристиками позволяет генерировать различные гидродинамические и реологические эффекты в потоке рабочей жидкости.

Как известно, характеристики электромагнитных полей зависят от параметров сети и конструктивных особенностей электромагнитов. Поэтому поиск новых конструктивных решений при проектировании электромагнитных блоков способствует совершенствованию методик управления потоками магнитореологических сред и повышению эффективности магнитореологических систем.

Как уже было отмечено варьирование вольт-амперных, амплитудно-частотных, частотно-фазовых характеристик электрического сигнала, а также реализация блоков электромагнитного управления в виде сборки дифференциальных индукторов и установка сборок каскадами открывают возможности создания блоков электромагнитного управления с оптимальными характеристиками и оригинальными структурами динамических управляющих электромагнитных полей.

Предлагаемые магнитореологические системы виброзащиты имеют различное исполнение управляющих электромагнитных блоков в зависимости от функциональных особенностей магнитореологического аппарата.

В магнитореологических системах комбинированного типа применены дифференциальные индукторы, так как они позволяют создавать управляющие электромагнитные поля со сложными профилями распределения магнитной индукции и напряженности. Очевидно, что геометрия и расположение дифференциальных индукторов в подобных магнитореологических устройствах напрямую зависят от требуемых динамических характеристик электромагнитного поля.

Рассмотрим варианты компоновки дифференциальных электромагнитных блоков для различных магнитореологических устройств, рисунки 5.4–5.7.

Магнитореологическое дросселирующее устройство комбинированного типа, рисунок 5.4, осуществляет регулирование расходных характеристик потока за счет генерирования гидродинамических и реологических эффектов в магнитореологической среде посредством создания динамических вращающихся электромагнитных полей, реализация которых возможна путем выполнения электромагнитного блока управления из дифференциальных индукторов и рационализации схем их последовательного включения. Гидродинамические и реологические эффекты в объеме движущейся магнитореологической среды приводят к требуемому перепаду давления.

Аналогична компоновка дифференциальных индукторов электромагнитов, входящих в каскадный блок управления магнитодинамического насоса, рисунок

5.5. При этом существует необходимость создания спирального вращающегося поля. Это осуществимо путем применения алгоритма управления индукторов, предусматривающего последовательное включение дифференциальных индукторов, каждого электромагнита со смещением на один индуктор в каждой последующей индукторной сборке, генерируя спиральное бегущее электромагнитное поле, увлекающее за собой частицы магнетика и создающее зоны пониженного и повышенного давления в рабочей полости магнитодинамического устройства.

Демпфирующие магнитореологические системы с дифференциальными индукторами допускают разнообразие в исполнении блоков управления, а реализация неоднородных распределенных диссипативно-жесткостных свойств магнитореологических опор нового поколения достаточно проста. Сборки блоков управления, возможно, изготавливать, как каскадом электромагнитов с дифференциальными индукторами, так и в виде каскада кольцевых индукторов, рисунки 5.6–5.7.

Дифференциальные электромагниты позволяют оптимизировать и унифицировать производственный процесс блоков управления для различных модификаций магнитореологических опор и собирать блоки управления с требуемыми характеристиками и желаемым направлением действия напряженности и магнитной индукции электромагнитного поля.

Разработанная линейка магнитореологических устройств нового поколения обладает существенными особенностями в конструкциях индукторов электромагнитных блоков, что требует развития методов расчета управляющих электромагнитных блоков.

Также имеет значение не только конструкция дифференциальных электромагнитных блоков, но и алгоритмы их включения, так как при разных алгоритмах включения индукторов наблюдаются различия в профиле распространения магнитной индукции и изменения ее численных значений, данное явление необходимо учитывать в процессе проектирования и расчета дифференциальных электромагнитных блоков [174]. Алгоритмы включения

дифференциальных электромагнитных блоков будут рассмотрены в одном из следующих разделов данной главы.

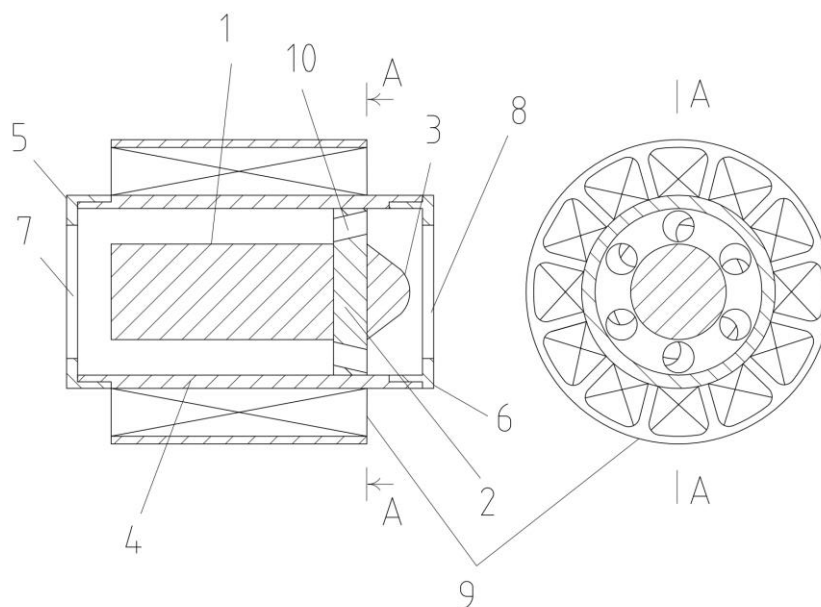


Рисунок 5.4. Магнитореологическое дросселирующее устройство комбинированного типа: 1 – внутренний элемент, 2 – струевыпрямитель, 3 – обтекатель, 4 – корпус, 5; 6 – крышки, 7; 8 – отверстия под патрубки, 9 – блок электромагнитного управления потоком, 10 – отверстие струевыпрямителя

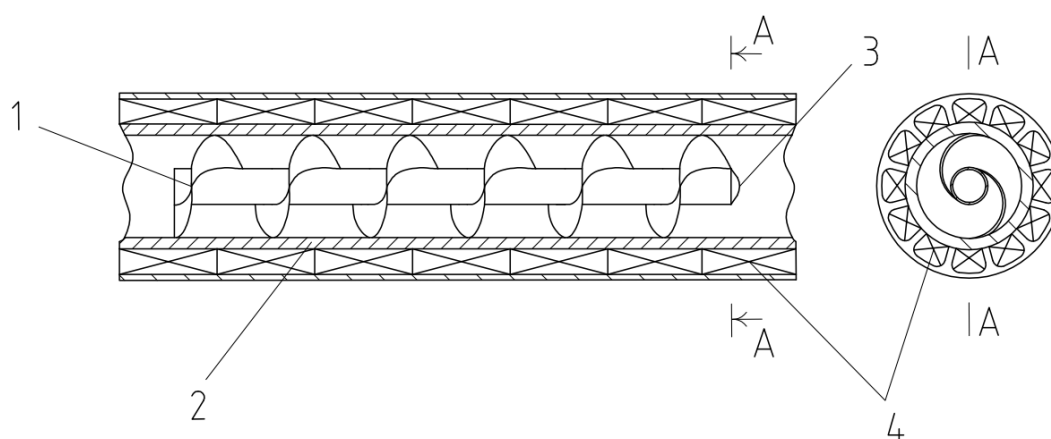


Рисунок 5.5. Магнитодинамический насос: 1 – шнек, 2 – корпус, 3 – обтекатель, 4 – каскад блоков электромагнитного управления потоком

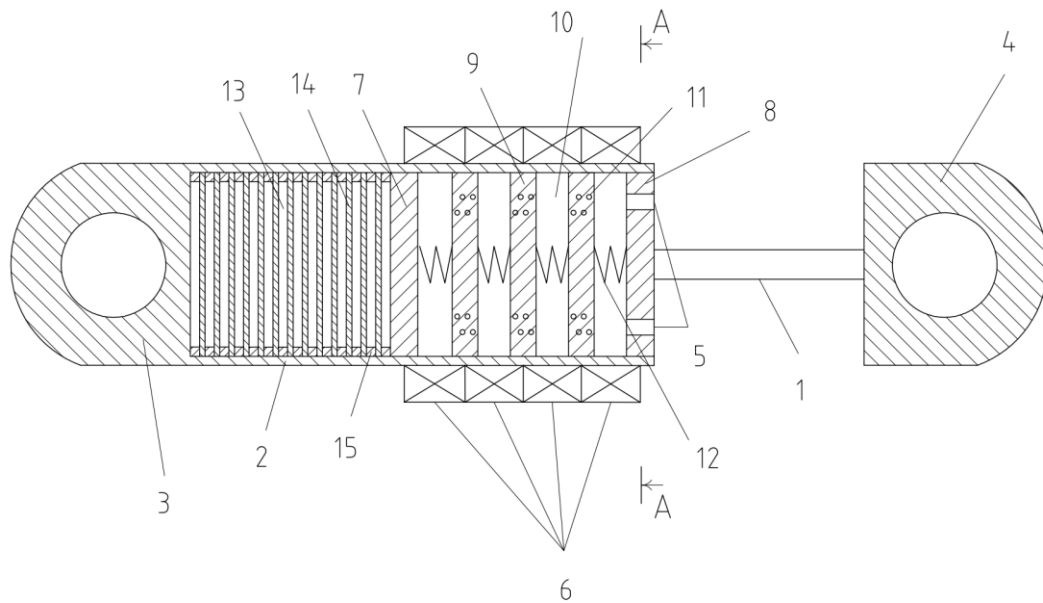


Рисунок 5.6. Магнетодинамический демпфер: 1 – шток, 2 – корпус, 3; 4 – узлы для посадки на объект демпфирования, 5 – отверстия для включения сливной и напорной линий, 6 – серия управляющих электромагнитов, 7 – подвижная межполостная перегородка, 8 – плунжер, 9 – цилиндрическая перегородка из немагнитного материала, 10 – субполость, 11 – спиральный канал, 12 – пружина, 13 – дилатантная жидкость, 14 – упругий жесткий диск, 15 – кольцо из упругого полимерного материала

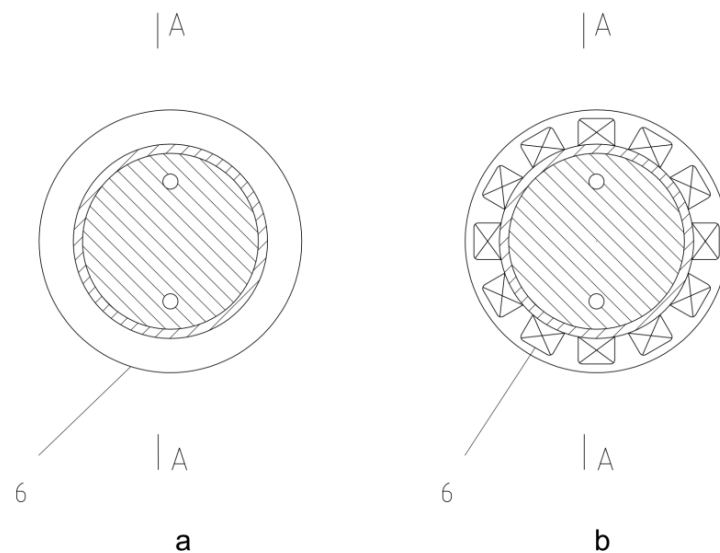


Рисунок 5.7. Магнетодинамический демпфер: 6 – серия управляющих электромагнитов, а – серия управляющих кольцевых электромагнитов (вид А), б – серия управляющих дифференциальных кольцевых электромагнитов (вид А)

Дифференциальный индуктор является, по сути, сборкой коротких цилиндрических проволочных катушек, состоящих из N витков одинакового радиуса.

Поэтому принимая, что электромагнитные сборки состоят из одинаковых индукторов, рассмотрим метод расчета одного индуктора.

Напряженность магнитного поля в произвольной точке короткой катушки:

$$H = \frac{1}{2} \frac{IR_m^2}{(R_m^2 + z^2)^{3/2}} N \quad (5.1)$$

R_m – радиус индуктора, z – высота, I – сила тока, N – количество витков.

Для напряженности магнитного поля справедлив принцип суперпозиции:

$$H = \int dH \quad (5.2)$$

Принимая во внимание различия в работе блоков управления разработанных магнитореологических устройств, выделим методики расчета обмоток электромагнитов постоянного и переменного тока, описанные в работах [175].

Оценку требуемых характеристик индукторов рационально определять по критерию, обозначим его, как магнитодвижущая сила:

$$F = Hl_c = IN \quad (5.3)$$

l_c – длина катушки.

При постоянном токе:

$$F = \frac{U}{R} N = -\frac{US_c N}{\rho l_i N} = \frac{US_c}{\rho l_i} \quad (5.4)$$

l_i – длина витка:

$$l_l = \pi \frac{d_{in} + D_{in}}{2} \quad (5.5)$$

d_{in} – внутренний диаметр индуктора, D_{in} – внешний диаметр индуктора,
 ρ – удельное сопротивление.

R – сопротивление:

$$R = \frac{\rho l_l N}{S_c} \quad (5.6)$$

S_c – сечение провода:

$$S_c = \frac{F \rho l_l}{U} \quad (5.7)$$

Тепловой расчет индуктора проводится по мощности выделяемого тепла:

$$Q_p = \frac{U^2}{R} = \frac{U^2 S_c}{\rho l_l f_{in} S_{in}} = F^2 \frac{\rho l_l}{f_{in} S_{in}} \quad (5.8)$$

f_{in} – коэффициент заполнения:

$$f_{in} = \frac{N S_c}{S_{in}} \quad (5.9)$$

S_{in} – сечение индуктора.

Число витков:

$$N = \frac{f_{in} S_{in}}{S_c} \quad (5.10)$$

Для переменного тока:

Напряжение сети из условия уравнивания активных и реактивных падений напряжения:

$$U^2 = (IR)^2 + (4,44fN\Phi_m)^2 \quad (5.11)$$

f – частота, Φ_m – амплитуда магнитного потока.

Число витков с учетом активных и реактивных падений напряжения:

$$N_s = \frac{(0,8)U}{4,44f\Phi_m} \quad (5.12)$$

Так как нагрев магнитопровода зависит от потерь за счет вихревых токов и гистерезиса, запишем силу тока, как:

$$I = \frac{I_m N}{N_s \sqrt{2}} \quad (5.13)$$

I_m – амплитуда тока.

Расчет сечения индуктора с учетом активных и реактивных падений напряжения:

$$S_m = \frac{N_s \pi d^2}{4f_{in}} \quad (5.14)$$

Активное сопротивление:

$$R_a = \frac{\rho l_i N_s}{S_c} \quad (5.15)$$

Максимально допустимая сила тока:

$$I_{\max} = j_{\lim} S_c \quad (5.16)$$

j_{\lim} – допустимая плотность тока.

Рассчитать длину катушки можно, как:

$$l_c = \frac{RS_c}{\rho} = \frac{US_c}{I_{\max}\rho} \quad (5.17)$$

Мощность сборки индукторов в блоке электромагнитного управления:

$$P = UI_{\max}n_{in} \quad (5.18)$$

n_{in} – число катушек электромагнита.

Соотношение габаритов обмотки электромагнита и его магнитных свойств:

$$IN = H_g l_g + H_{mc} l_{mc} + H_h l_h \quad (5.19)$$

H_g – напряженность магнитного поля в зазоре, l_g – величина зазора, H_{mc} – напряженность магнитного поля в сердечнике, l_{mc} – величина средней линии сердечника (длина магнитного потока в сердечнике), H_h – напряженность магнитного поля в корпусе, l_h – длина магнитного потока в корпусе.

Так как напряженностью магнитного поля в корпусе электромагнита и напряженностью магнитного поля в сердечнике можно пренебречь запишем для сборки следующее:

$$IN = H_g l_g n_{in} \quad (5.20)$$

Описанная математическая модель позволяет производить расчет основных параметров индукторов требуемых для оптимизации рабочего процесса дифференциального электромагнитного блока.

Так как динамика магнитореологических систем зависит от динамики электромагнитных блоков управления и приемлемым временем срабатывания электромагнитов считается 0,05–0,15 с, а время релаксационных процессов в

магнитореологических и ферромагнитных жидкостях на несколько порядков меньше и является единственным фактором, накладывающим ограничения на сокращение времени переходных процессов в магнитореологических системах, целесообразна разработка комплекса мер направленных на повышение скорости обработки сигнала управления индукторами дифференциальных электромагнитных блоков управления.

Для этого возможно применение различных схем электрических контуров питания индукторов. Рассмотрим несколько наиболее эффективных вариантов уменьшения времени обработки сигнала индуктором схемным методом, рисунок 5.8.

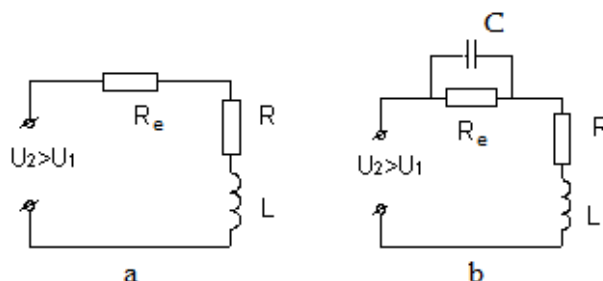


Рисунок 5.8. Электрические схемы уменьшения времени обработки сигнала индуктором

В первом случае время обработки сигнала уменьшается при включении в цепь катушки добавочного сопротивления, рисунок 5.8 а, при соразмерном увеличении напряжения питания электромагнита, так чтобы установившееся значение тока в обмотке электромагнита осталось неизменным.

То есть справедливо следующее для значения, установившегося в обмотке тока:

$$I = \frac{U_1}{R} = \frac{U_2}{R + R_e} \quad (5.21)$$

R_e – добавочное сопротивление.

Уменьшение времени обработки сигнала (изменения параметров потока магнитореологической жидкости в управляющих электромагнитных полях) опишем как:

$$T_1 = \frac{L}{R} > T_2 = \frac{L}{R + R_e}; \quad (5.22)$$

$$t_{m2} < t_{m1};$$

$$t_m = T \cdot \ln \frac{I}{I - i_m}.$$

i_m – ток отработки сигнала, T – постоянная времени, t_m – время отработки сигнала, L – индуктивность обмотки:

$$L = \frac{\mu_0 \mu N S i_m}{l_c} \quad (5.23)$$

μ – относительная магнитная проницаемость сердечника, μ_0 – магнитная постоянная.

Данная схема позволяет достигать пропорционального увеличения мощности, но при этом происходит потеря мощности в добавочном сопротивлении.

Второй вариант это совмещение последовательного включения с обмоткой электромагнита добавочного резистора, шунтированного конденсатором, и поднятия напряжения питания в цепи, рисунок 5.8 б. Повышение скорости отработки сигнала растет, путем повышения скорости роста тока в обмотке электромагнита за счет тока зарядки конденсатора, так как незаряженная емкость создает дополнительный путь для тока.

Переходный процесс до начала отработки сигнала электромагнита [176–178]:

$$U = iR + i_1 R_e + L \frac{di}{dt}; \quad (5.24)$$

$$i_1 R_e = \frac{1}{C} \int i_2 dt;$$

$$i = i_1 + i_2.$$

Оптимальная емкость конденсатора:

$$C_{op} = \frac{L \cdot 10^6}{R R_e} \quad (5.25)$$

При проектировании подобных электрических схем необходимо учитывать значительную емкость конденсатора.

Использование одной из схем в электрической цепи каждого дифференциального индуктора позволяет снизить время отработки сигнала управления и увеличить быстродействие магнитореологической системы.

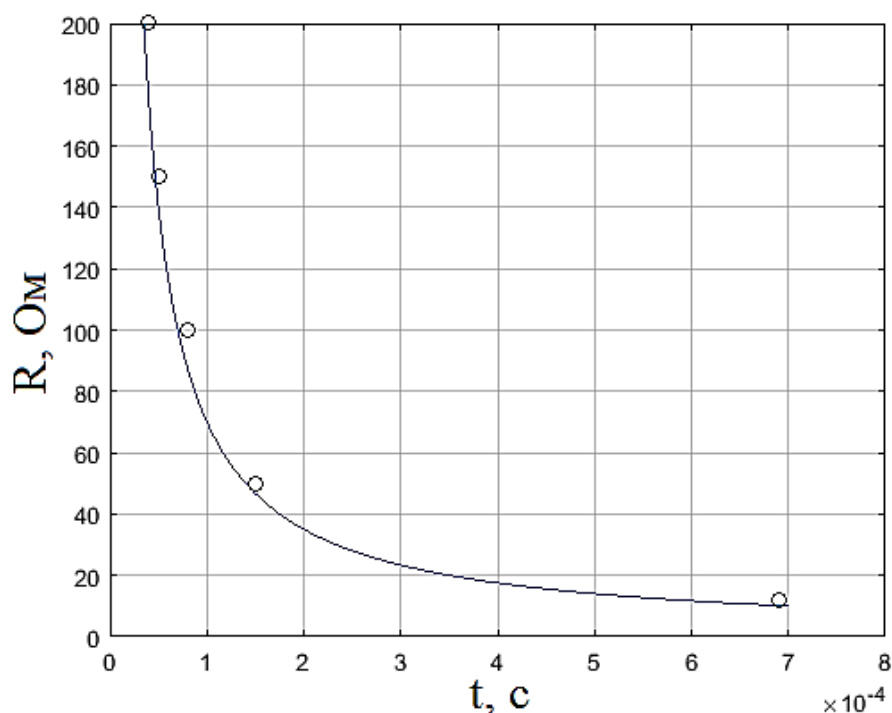


Рисунок 5.9. Зависимость времени отработки сигнала управления магнитореологической системой от сопротивления электрической цепи индуктора. Точки – экспериментальные данные

Уменьшить, время отработки сигнала электромагнитом возможно также конструктивно. Для этого требуется снижение вихревых токов, демпфирующих изменения магнитного потока. С целью понижение вихревых токов целесообразно выполнение магнитопровода из магнитных материалов с высоким удельным электрическим сопротивлением и шихтованной конструкции, например, из листов электротехнической стали.

Результаты численного моделирования иллюстрируют хороший отклик динамики системы на схемные методы в требуемом интервале до 200 мс, рисунок 5.9, что достигается за счет применения в электрической цепи каждого индуктора

электромагнитного блока управления схемного метода, это приводит к снижению времени срабатывания и сокращает время обработки сигнала в целом.

Снятие остаточного намагничивания дифференциальных индукторов возможно путем создания колебательного электрического контура и включения в электрическую цепь каждого дифференциального индуктора светодиода после добавочного резистора, шунтированного конденсатором. Принцип работы данного схемного метода основан на том, что для генерирования магнитного поля необходимо наличие электрического поля (течение электронов в обмотке электромагнита), включенный в цепь светодиод после отключения питания потребляет остаточные токи и разрезает конденсатор, дополнительно способствуя повышению эффективности схемного метода, направленного на уменьшение времени обработки сигнала индуктором. Включение светодиода в цепь также приводит к повышению скорости роста тока в обмотке индуктора электромагнита, рисунок 5.10.

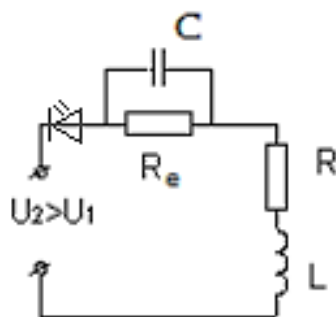


Рисунок 5.10. Электрическая схема снятия остаточного намагничивания индуктора

Обобщенные методы проектирования и расчета дифференциальных электромагнитных блоков управления магнитореологических систем виброзащиты комбинированного типа, нацеленные на совершенствование рабочих процессов, рисунок 5.11.

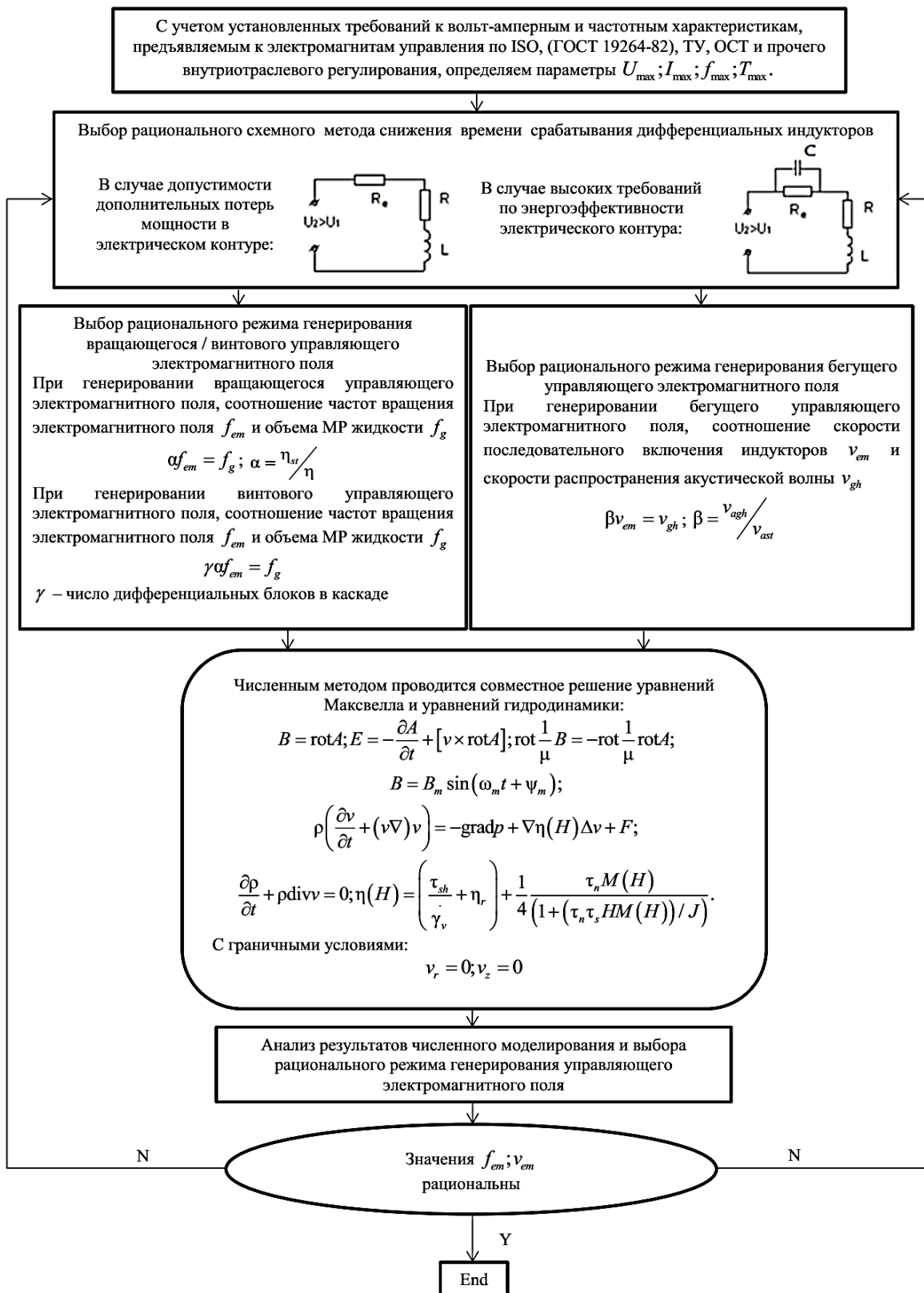


Рисунок 5.11. Обобщенные методы проектирования и расчета дифференциальных электромагнитных блоков управления магнитоэрологических систем виброзащиты комбинированного типа

1. Первоначально определяются требуемые динамические характеристики системы виброзащиты, допустимые объемы потребления электроэнергии и производится выбор рационального соотношения между динамикой и энергопотреблением.

2. Принимается решение о выборе рационального схемного метода повышения скорости отклика на сигнал управления и/или снятия остаточной намагниченности индуктора.

3. Выбирается рациональный режим генерирования управляющего электромагнитного поля. Данные оригинальные подходы подробно рассмотрены в 4 и 5 Главах.

4. Производится численное моделирование рабочего процесса аппарата (системы) на основе уравнений Максвелла и гидродинамики. Численные модели, описывающие рабочие процессы предложенных оригинальных конструкций устройств приведены во 2 Главе.

5. Оптимизация рабочего процесса производится путем рационализации значений частоты и скорости управляющих электромагнитных полей с учетом специфики их распространения в рабочих средах (магнитореологических или ферромагнитных).

5.3. Алгоритмы формирования управляющих сигналов комбинированного типа в магнитореологических системах виброзащиты

Алгоритмы управления магнитореологических и магнитодинамических устройств и систем, прежде всего, зависят от аппаратной реализации процессов регулирования и обратной связи.

При появлении ударной/вибрационной нагрузки, в ответ на сигнал с датчика, по управляющему сигналу контроллера индукторами создается электромагнитное поле. В зависимости от выбранного рабочего режима характеристики управляющего поля могут меняться для всех электромагнитов,

входящих в блок управления, или варьироваться индивидуально для каждого электромагнита.

Обработка сигнала с датчика реализуется в соответствии с заложенным в контроллер алгоритмом. Это позволяет получать различные диссипативно-жесткостные свойства магнитореологической рабочей среды в каждой субполости из субполостей, образующих магнитореологическую рабочую камеру, или распределение диссипативно-жесткостных свойств по длине рабочей камеры, что оптимизирует процессы поглощения энергии магнитореологической рабочей полостью при каждом типе рабочих динамических нагрузок.

Принимая во внимание большие линейные размеры объекта демпфирования и наличие малых допустимых значений разнонаправленных смещений трубопровода, учитывая высокую скорость отклика магнитореологических устройств на сигнал управления и их хорошие динамические характеристики (переходные процессы в магнитореологических системах составляют менее 200 мс), возможен расчет сигнала управления, основываясь на результатах динамического опроса датчиков вибрации.

Так как электрический сигнал управления, подаваемый на блоки управления (электромагниты) не требует трансформации, а сигнал обратной связи, поступающий от датчиков вибрации, также является электрическим, возможна реализация коррекции сигнала управления и задание сигнала управления при коррекции пропорционально изменению сигнала обратной связи.

В предложенном способе аппаратной реализации обратной связи в адаптивной магнитореологической системе виброзащиты представлен комплекс проведения электрических измерений для оценки неэлектрических входных параметров. На основе полученных неэлектрических входных параметров возможно произведение корректировки вольт-амперных, амплитудно-частотных и фазово-частотных характеристик управляющего электрического сигнала.

Для контроля изменения давления в сливной и напорной патрубке включаются дифференциальные манометры.

Принцип действия дифференциального манометра базируется на тензорезистивном эффекте и реализуется в измерении разности давлений, которое основано на изменении удельного сопротивления вещества при деформации. Конструкция дифференциального манометра включает упругий элемент – сенсор, выполненный в виде мембраны с интегрированным в нее полупроводниковым тензопреобразователем [179].

Деформация мембраны под действием внешнего давления приводит к локальным деформациям тензорезисторного моста и его разбалансировки, которая измеряется электронным блоком. Электронный блок формирует выходной сигнал. Выходной сигнал тензодатчика является аналоговым и требует усиления и оцифровки.

Для измерения давления в рассматриваемой системе демпфирования можно использовать дифференциальный манометр конструкции N 19936-03 и его аналоги.

Контроль изменения давления дает возможность проведения оценки рабочих характеристик магнитореологической демпфирующей камеры. Также регистрация пиков нагружения во времени позволяет оценивать частоту и амплитуду динамической нагрузки. При оценке давления дифференциальным манометром требуется реализация температурной компенсации получаемых с него электрических сигналов.

Для оценки ударов и вибраций на узел для посадки на объект демпфирования, со стороны штока, монтируется пьезоэлектрический акселерометр или акселерометр на переменных конденсаторах.

Пьезоэлектрический акселерометр представляет собой чувствительный элемент из пьезоматериала, кристаллической структуры, совмещенный с инерционной массой. Два электрода расположены по одному на каждой стороне чувствительного элемента для оси регистрирования ускорений. При движении инерционная масса смещается, деформируя чувствительный элемент из пьезоматериала, что приводит к перераспределению зарядов с обеих сторон. Электроды передают данные об изменении параметров пьезоэлектрической

системы блоку управления. Выполнение комбинированной конструкции чувствительного элемента позволяет при помощи одного пьезоэлектрического элемента измерять ускорения сразу в трех направлениях – технология «Оригами» [180].

При необходимости производить измерения ускорения сразу в трех направлениях, например, возможно использование пьезоэлектрических акселерометров – «Оригами» от Measurement Specialties и их аналогов.

В алгоритме управления скорость движения поршня и его линейные перемещения принимаем равными, скорости движения объекта демпфирования и его линейным перемещениям.

Принимая во внимание большой объем получаемых с датчиков данных и сложный алгоритм многопараметрической коррекции комбинированного сигнала, расчет корректирующего сигнала целесообразно проводить в режиме параллельных вычислений. В выполнении параллельных вычислений хорошо себя зарекомендовал пакет прикладных программ MATLAB.

MATLAB позволяет устанавливать связь с внешними устройствами через коммуникационные порты и производить трансляцию в высокоуровневые языки программирования, например C и C++, с их последующей компиляцией под любую возможную архитектуру процессоров цифровой обработки сигналов. Для этого необходима установка в систему требуемого компилятора/кросс-компилятора и отладчика [181–182].

По полученным с акселерометра данным ускорений определяются линейные перемещения объекта демпфирования/поршня, и частота нагружения опоры. Программный алгоритм с учетом математической модели распространения ударных волн в полости жидкостной рабочей камеры, корректирует скорости переключения индивидуальных электромагнитов, управляющих диссипативно-жесткостными характеристиками магнитореологических субполостей. Также корректируются вольт-амперные характеристики электрического сигнала.

Для поддержания стабильности реологических характеристик жидкости носителя необходимо обеспечить циркуляцию магнитореологической среды в рабочей камере и управляющем ей контуре, при этом производя термостатирования рабочей среды, что достигается за счет эффекта термомагнитной конвекции.

Конструктивная реализация системы термостатирования (системы включающей в свою конструкцию реологический дроссель-термостат) и методы ее расчета с учетом эффекта термомагнитной конвекции приведены в 6 Главе.

Открытие аппаратуры, регулирующей сливную и напорную линии, происходит с учетом частоты динамической нагрузки, в моменты между пиками нагружения, при этом обеспечиваются расходные характеристики насоса и перепад давления на дросселях, достаточные для поддержания стабильного давления в рабочей полости амортизатора.

В напорную линию адаптивного комбинированного реологического амортизатора включается реологический дроссель-термостат, перед и после которого устанавливаются термодатчики. Третий термодатчик помещается в сливную линию.

Например, возможно использование термодатчиков Dallas Semiconductor (Maxim Integrated) [183] с реализацией их подключения через протокол 1-wire и их аналогов. Данный протокол позволяет подключать серию термодатчиков на одной общей шине 1-wire порта.

Мониторинг температуры позволяет осуществлять расчет изменения вязкости рабочей среды и производить корректировку управляющего сигнала. Общая жесткость адаптивного комбинированного реологического амортизатора определяется с учетом жесткостных характеристик рессорно-реологической рабочей камеры. Примем температуру дилатантной среды, находящейся в рессорно-реологической рабочей камере равной температуре окружающей среды. Поэтому для оценки жесткостных характеристик рессорно-реологической рабочей камеры необходимо измерение температуры окружающей среды и установка четвертого термодатчика на корпус амортизирующего устройства.

Входными неэлектрическими параметрами, требуемыми для осуществления обратной связи и коррекции сигнала управления на адаптивном комбинированном реологическом амортизаторе являются:

Значения измерения температуры рабочей среды (оптимизация температуры рабочей среды производится на основании рациональных значений магнитной восприимчивости);

Значения измерения температуры окружающей среды;

Значения измерения давления в рабочих полостях;

Значения измерения линейных перемещений поршня / объекта;

Значения частоты нагружения опоры;

Значения скорости течения рабочей среды.

Предложенная конструкция адаптивного комбинированного реологического амортизатора способна осуществлять виброгашение в двух рабочих режимах: в стационарном и импульсном.

Рационально выбранный режим позволяет оптимизировать процессы виброгашения. Стационарный режим представляет собой статическую настройку неоднородного распределения диссипативно-жесткостных характеристик по длине магнитореологической рабочей камеры.

Импульсный режим – соответственно импульсное изменение диссипативно-жесткостных характеристик магнитореологических субкамер, синхронно с внешним нагружением магнитореологической опоры и распространением ударной волны в жидкой среде.

Выходными электрическими параметрами сигнала управления и коррекции стационарного режима являются:

Значения частоты тока управляющего сигнала;

Значения частоты включения управляющего электромагнитного поля;

Индивидуально для каждого кольцевого электромагнита, входящего в состав дифференциального блока электромагнитного управления, значения силы тока и значения напряжения управляющего ими электрического сигнала.

Выходными электрическими параметрами сигнала управления и коррекции импульсного режима являются:

Значения частоты включения индивидуальных управляющих электромагнитных полей;

Значения скорости переключения управляющих электромагнитов;

Значения частоты тока управляющего сигнала;

Индивидуально для каждого кольцевого электромагнита, входящего в состав дифференциального блока электромагнитного управления, значения силы тока и значения напряжения управляющего ими электрического сигнала.

При поддержании температуры горячей стороны модуля термоэлектрических элементов, образующих систему термостатирования, равной температуре окружающей среды, возможно, получение падения температуры холодной стороны спая на десятки градусов.

Термоэлектрические элементы, возможно, использовать в режиме термоциклирования, так как при смене полярности постоянного тока происходит смена местами горячей и холодной сторон.

Исходя из того, что теоретически при нулевой разности температур и при малых токах холодильный коэффициент термоэлектрического элемента в пределе стремится к бесконечности, целесообразно для повышенной энергоэффективности устройства термостатирования использовать большее количество модулей при подачи на них управляющего сигнала с меньшими значениями параметров: напряжения/силы тока.

Входными неэлектрическими параметрами, требуемыми для осуществления обратной связи и коррекции сигнала управления, на реологическом дросселе-термостате являются:

Значения измерения температуры окружающей среды;

Значения измерения температуры рабочей среды;

Скорость течения рабочей среды.

Выходными электрическими параметрами сигнала управления и коррекции являются:

Значения частоты включения управляющего электрического сигнала;

Значения силы тока управляющего сигнала;

Значения напряжения управляющего сигнала.

Программный алгоритм определяет значения выходного сигнала с учетом скорости течения рабочей среды и площади контакта термоэлектрической сборки. Скорость течения рабочей среды определяется от значения подачи насосного элемента.

На рисунках 5.12–5.13 приведены алгоритмы формирования комбинации регулирующих воздействий в рабочих камерах с неоднородным распределением диссипативно-жесткостных свойств:

Генерирование неоднородного распределения диссипативно-жесткостных характеристик по длине магнитореологической рабочей камеры;

Генерирование регулирующей акустической волны в магнитореологической рабочей камере;

Модуляция восстанавливающей силы;

Модуляция гидростатической подъемной силы;

Модуляция вязкости магнитореологической рабочей среды.

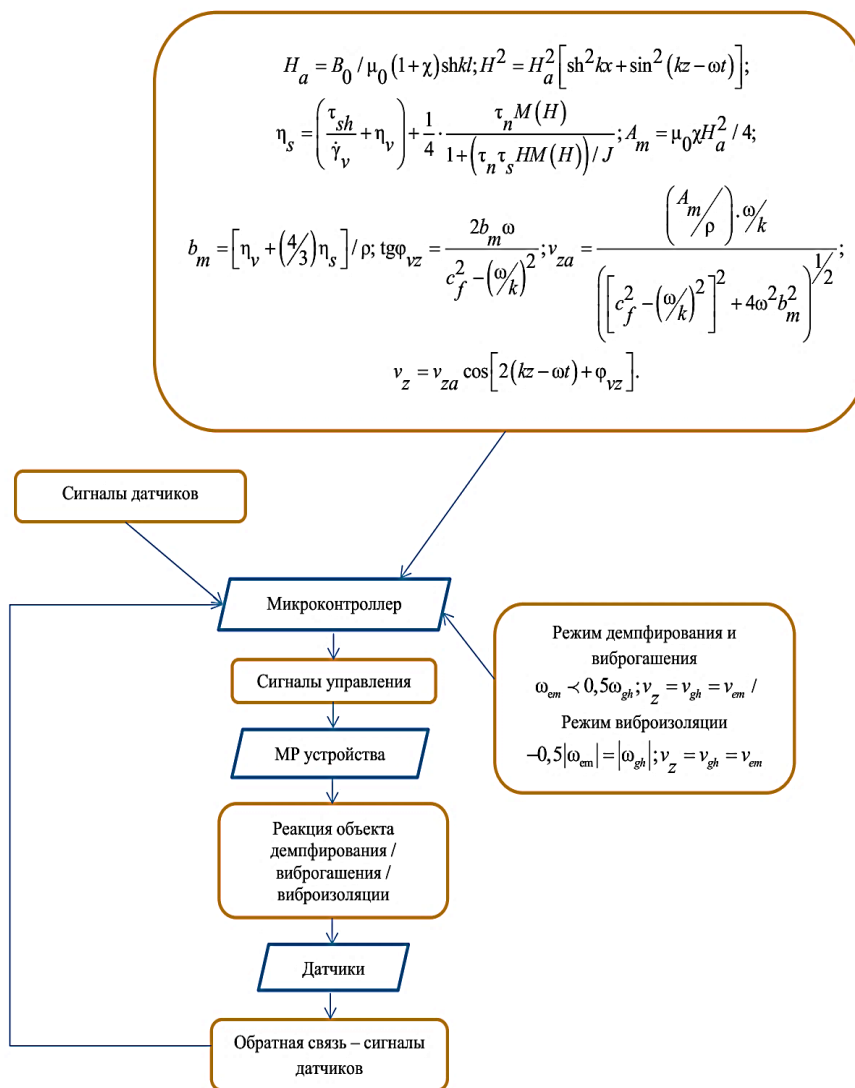


Рисунок 5.12. Алгоритм управления магнито реологической системы в режиме генерирования регулирующей акустической волны

Алгоритмы и аппаратная реализация управления в феррожидкостных активных и полуактивных системах виброзащиты во многом схожи с алгоритмами и аппаратной реализацией управления в магнито реологических системах виброзащиты комбинированного типа.

Сигнал управления генерируется катушкой индуктивности в ответ на сигналы, поступающие с датчиков, в управляющем электромагнитном поле частицы ферромагнитной среды приобретают импульсную колебательную (поступательно-вращательно-возвратную) траекторию движения. Торoidalная катушка индуктивности, генерирующая переменные вихревые управляющие электромагнитные поля, питается от генератора электрических сигналов, управление рабочими параметрами феррожидкостного устройства активной

виброзащиты осуществляется посредством изменения частотно-фазовых и вольт-амперных характеристик управляющего электрического сигнала.

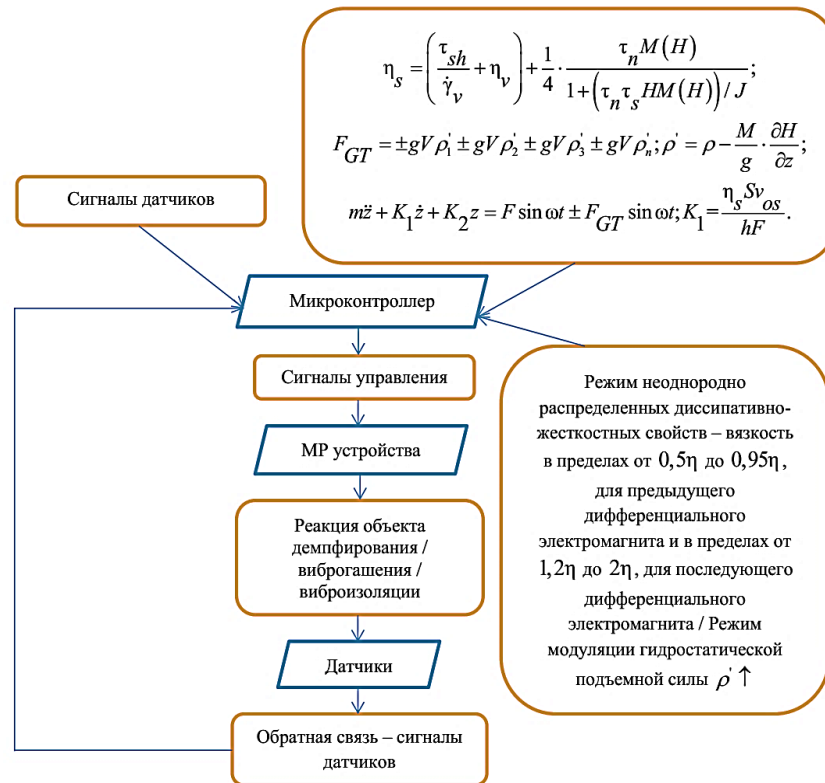


Рисунок 5.13. Алгоритм управления магнитореологической системы в режиме неоднородного распределения диссипативно-жесткостных характеристик и модуляции гидростатической подъемной силы

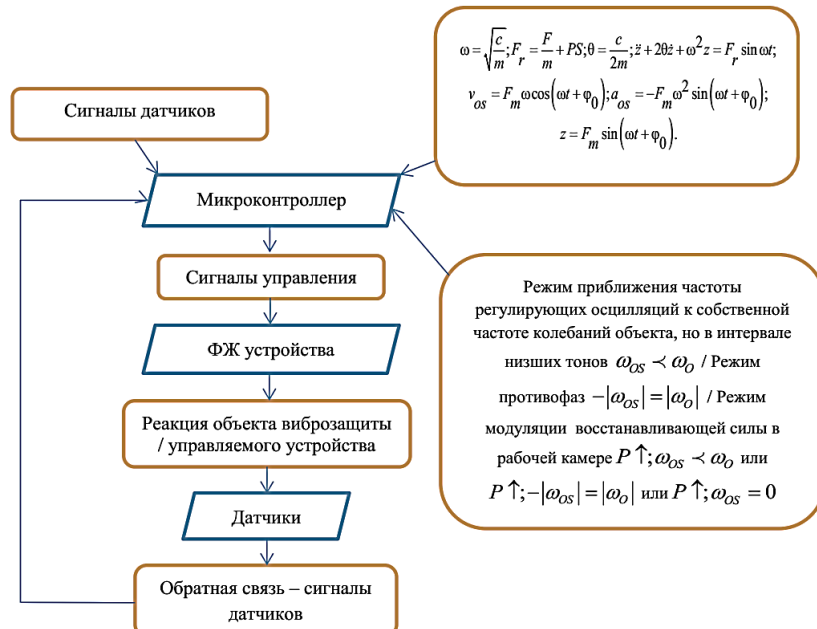


Рисунок 5.14. Алгоритм управления феррожидкостной системы в режиме генерирования регулирующих осцилляций и модуляции восстанавливающей силы

Подача управляющего сигнала, с заданными вольт-амперными характеристиками, на кольцевой электромагнит моделирует значения вязкости рабочей среды.

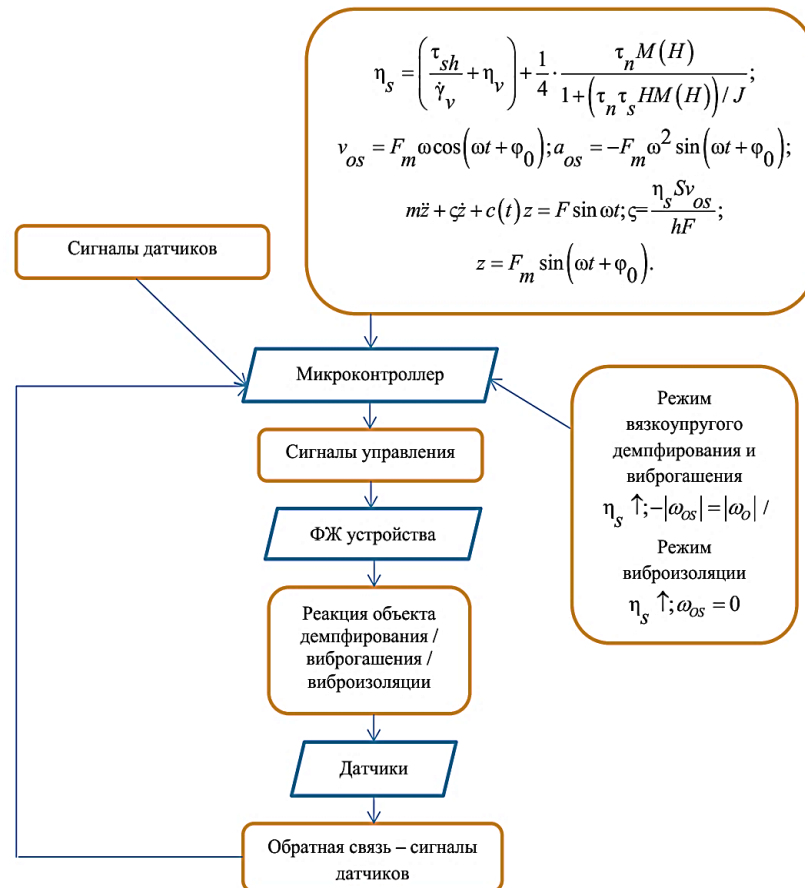


Рисунок 5.15. Алгоритм управления феррожидкостной системы в режиме вязкоупругого демпфирования и виброизоляции

Определив критические амплитудно-частотные характеристики колебательного процесса объекта, выбирается способ и оптимальный алгоритм уравнения, рисунки 5.14–5.15:

Генерирование импульсных регулирующих возмущений феррожидкостного осциллятора, приводящих к росту частоты собственных колебаний длинномерной конструкции, к сдвигу частот собственных колебаний длинномерной конструкции по отношению к возмущающей частоте и к уменьшению амплитуды колебаний;

Генерирование импульсных регулирующих возмущений феррожидкостного осциллятора, близких к частотам собственных колебаний длинномерной конструкции, но находящихся с ними в противофазе;

Генерирование регулирующих колебаний феррожидкостного осциллятора, совпадающих с гасимыми частотами, но находящихся с ними в противофазе, приводящих к взаимному подавлению колебаний;

Модуляция вязкости феррожидкостной рабочей среды.

Пакет прикладных программ MatLAB (Signal Toolbox, Control и SimuLink) позволяет работать с измерительным оборудованием и платами сбора данных, давая возможность унифицировать и автоматизировать задачи связанные с тестированием устройств и измерениями сигналов [181].

Проведено автоматизированное тестирование системы виброзащиты посредством разработки тестовых сценариев.

Выбран случай снижения амплитуды колебания без подавления распространения возмущающих колебаний, наложение регулирующих осцилляций в противофазе с учетом коэффициента подавления, рисунки 5.16–5.17.

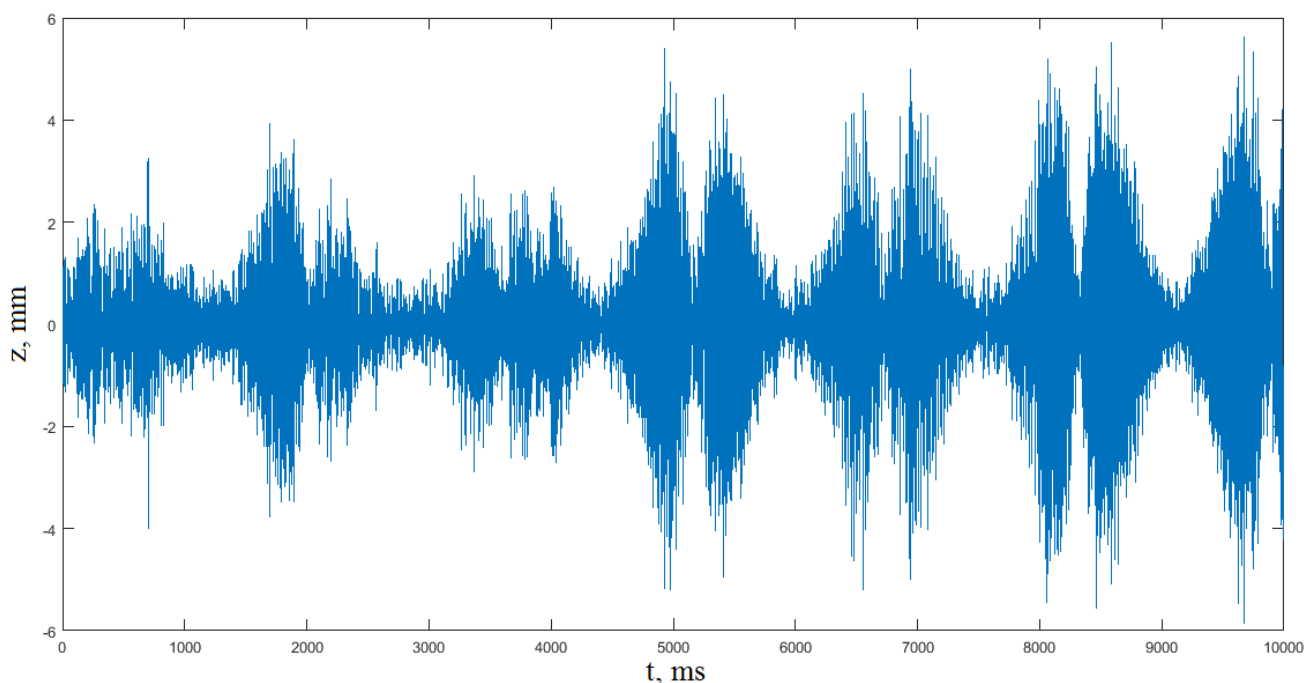


Рисунок 5.16. Возмущающие колебания

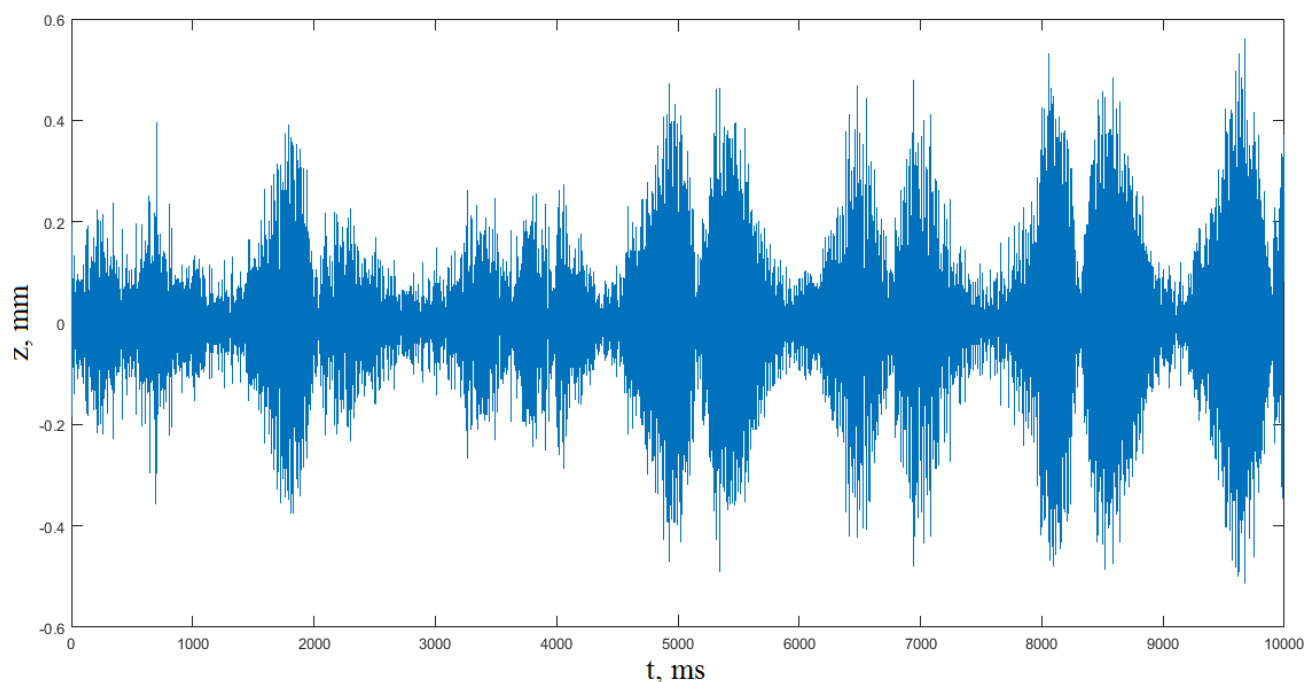


Рисунок 5.17. Возмущающие колебания после наложения регулирующих осцилляций

На осциллограммах наблюдается некоторое изменение характера колебательного процесса, что связано с малым запаздыванием формирования регулирующих осцилляций, но в целом результаты свидетельствуют об угнетении колебательного процесса и уменьшении амплитуды колебаний на порядок.

Теперь выдвиним гипотезу о рациональности применения в магнитоэологических и феррожидкостных системах трехфазного алгоритма включения дифференциальных блоков управления, как в случае генерирования винтовых управляющих электромагнитных полей, так и при генерировании бегущих управляющих электромагнитных полей. Рассмотрим варианты реализации трехфазного управления в аппаратах: магнитодинамическом насосе и устройстве защиты магнитоэологических систем высокого.

В отличие от электродвигателей, для электромагнитных блоков управления магнитоэологических устройств не рационально применять термин – пары полюсов, так как дифференциальные индуктора оказывают локальное воздействие на характеристики рабочей среды в ограниченной зоне

регулирования. Независимо от количества одновременно включаемых дифференциальных индукторов целесообразно применять трехфазный алгоритм включения дифференциальных электромагнитных блоков управления или многофазное включение, при этом количество фаз должно быть кратно трем. Это объясняется особенностями сигналов управления задаваемых по синусоидальному или косинусоидальному законам (периодичностью функций).

В случае демпфирования и виброгашения сигнал управления зависит от динамических характеристик ударной волны. Для генерирования эффекта жидкого поршня также целесообразно трехфазное включение сборок дифференциальных индукторов в каскаде электромагнитных блоков.

Гидродинамические эффекты реализуются за счет задания частицам магнитореологической жидкости требуемых значений компонентов скорости, во внешних нестационарных электромагнитных полях.

Электродинамика рабочего процесса описывается системой уравнений Максвелла и выражениями (2.28)–(2.36).

В проводимой исследовательской работе преимущественно рассматриваются регулирующие устройства проточная часть рабочей зоны, которых является кольцевым зазором, это связано с более равномерным намагничиванием объема и лучшей управляемостью потоков магнитореологической жидкости в малых зазорах. Основным рабочим параметром гидравлических, следовательно, и магнитореологических устройств является перепад давления, рисунок 5.18, поэтому целесообразно рассмотреть формирование давления в рабочей полости при трехфазном алгоритме управления. Определим расход:

$$Q = \frac{\pi d \left(\frac{D-d}{2} \right)^3}{12 \left(\left(\frac{\tau_{sh}}{\gamma} + \eta_r \right) + \frac{1}{4} \frac{\tau_n M(H)}{1 + (\tau_n \tau_s HM(H)) / J} \right) l} \Delta p \quad (5.26)$$

Δp – перепад давления, D – внешний диаметр, d – внутренний диаметр, l – длина.

Акустические волны, возникают вследствие изменения давления и плотности в среде по направлению их распространения.

В целом распространение акустических волн в среде является чередованием участков декомпрессии и компрессии среды, в которой они распространяются. Как уже было отмечено генерируемые в магнитоологической жидкости акустические волны имеют прикладное значение и применимы для гашения ударных волн, распространяющихся в жидкой среде и созданию эффекта жидкого поршня.

В случае генерирования бегущего управляющего поля скорость распространения акустической волны в магнитоологической среде описывается уравнениями (2.40)–(2.43):

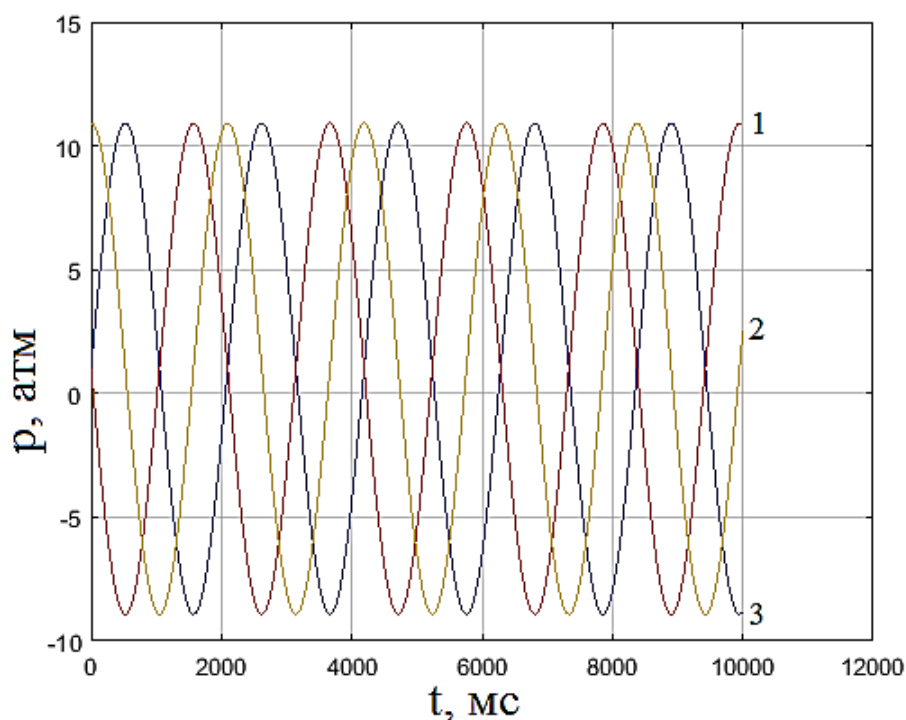


Рисунок 5.18. Статическая характеристика магнитоологического устройства: 1: $\psi_m = \pi$; 2: $\psi_m = \pi/2$; 3: $\psi_m = 0$.

Результаты численного моделирования, приведены на рисунках 5.19–5.20. Расходные характеристики магнитоологического устройства с трехфазным

алгоритмом включения дифференциального электромагнитного блока управления, рисунок 5.19. Приведенные графические зависимости иллюстрируют хорошую стабильность расходных характеристик в зоне регулирования при трехфазном алгоритме включения сборки дифференциальных индукторов.

Скоростные характеристики акустических продольных волн при трехфазном алгоритме переключения дифференциальных электромагнитных блоков, входящих в каскад, изображены на рисунке 5.20. Трехфазное включение каскада дифференциальных электромагнитных блоков обеспечивает стабильные скоростные характеристики в зоне регулирования и достаточную для генерирования гидродинамического эффекта – жидкий поршень динамику компрессии участков магнитореологической среды.

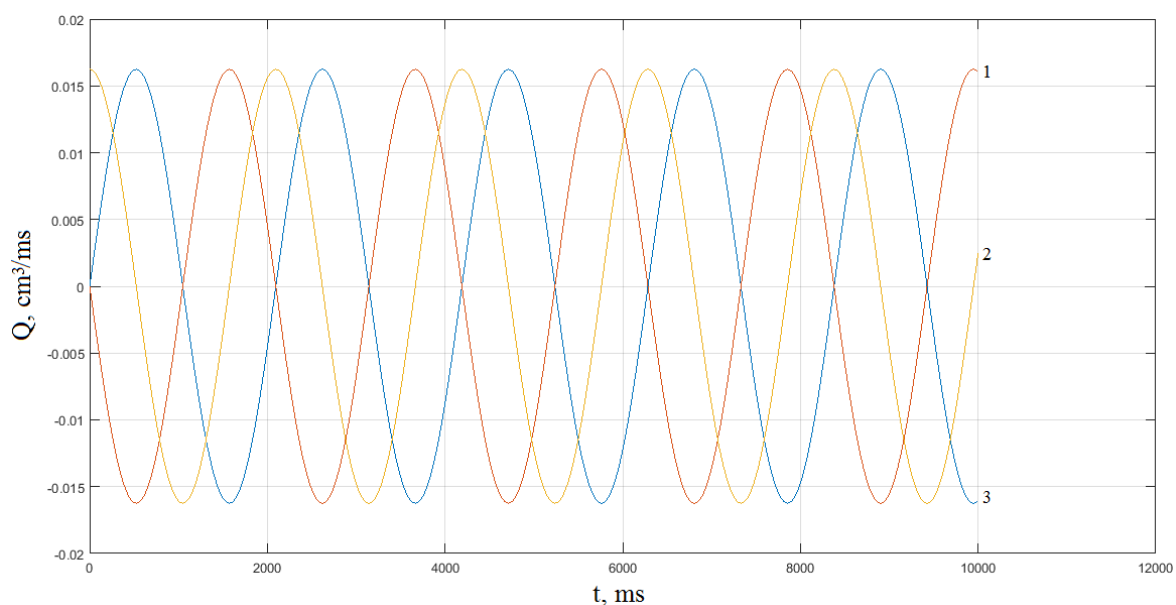


Рисунок 5.19. Расходная характеристика магнитореологического устройства: 1: $\psi_m = \pi$; 2: $\psi_m = \pi / 2$; 3: $\psi_m = 0$.

Результаты моделирования доказывают в целом целесообразность применения трехфазного алгоритма включения блоков электромагнитного управления магнитореологических устройств при генерировании вращающихся и бегущих электромагнитных управляющих полей. Трехфазный алгоритм включения магнитореологических устройств обеспечивает хорошую динамику рабочих характеристик и их стабильность.

Трехфазный алгоритм повышает эффективность отклика магнитореологической рабочей среды на регулирование дифференциальным блоком электромагнитного управления при моделировании многокритериального сигнала управления и реализации обратной связи по ряду параметров. Рисунок 5.20 иллюстрирует скоростные (линейное распространение управляющего электромагнитного поля), то есть рабочие процессы устройства защиты магнитореологических систем высокого давления при трехфазном варианте включения дифференциальных электромагнитных блоков управления.

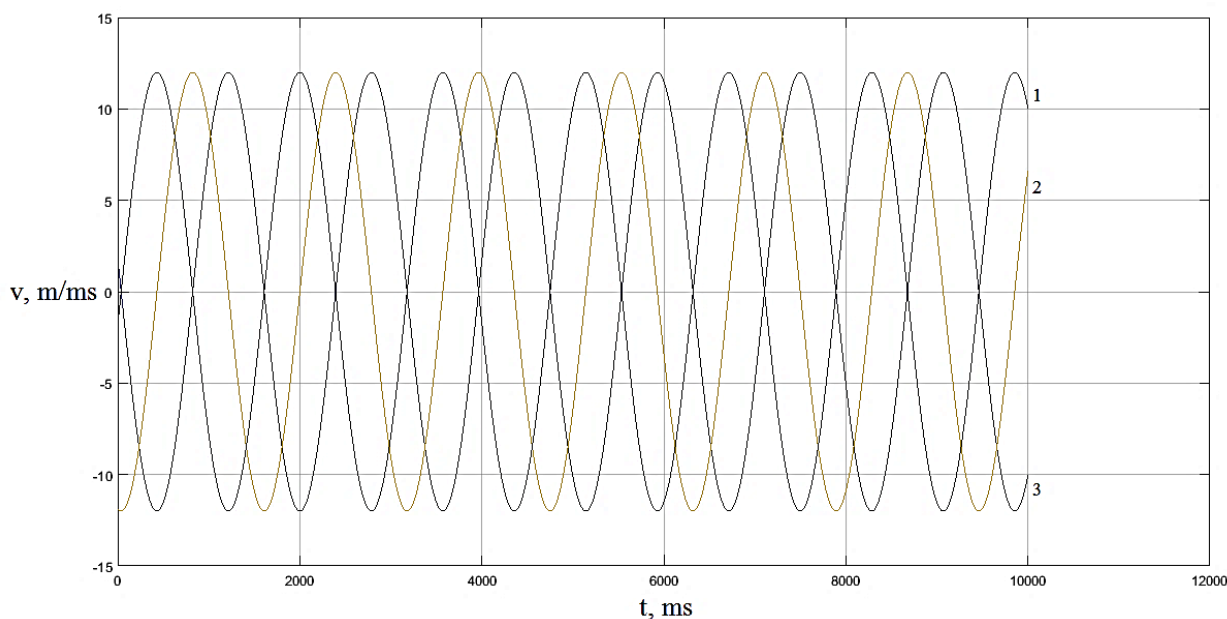


Рисунок 5.20. Скоростные характеристики акустической волны при генерировании гидродинамического эффекта – жидкий поршень: 1: $\psi_m = 0$; 2: $\psi_m = \pi/2$; 3: $\psi_m = \pi$.

Разработанные алгоритмы управления реализуют генерирование нестационарных управляющих электромагнитных полей, что в значительной степени повышает энергоэффективность систем виброзащиты. Применение приведенных алгоритмов управления и предложенных оригинальных конструкций магнитореологических и феррожидкостных аппаратов позволяет осуществлять комбинированное управление рабочим процессом магнитореологических систем виброзащиты по ряду параметров, существенно улучшая их динамические характеристики.

Применение винтовых, вращающихся и бегущих управляющих электромагнитных полей в магнитодинамических и магнитореологических устройствах предоставляет возможность простоты реализации реверсивного режима и генерирование магнитодинамических и гироскопических эффектов.

Снижается максимальный интервал изменения входного сигнала, в пределах которого выходной сигнал сохраняет свое значение неизменным, что достигается посредством применения комбинированного управления расходом, приводящего к снижению зависимости параметров входного сигнала магнитореологической системы от температуры и вязкостных характеристик рабочей среды, существенно уменьшая зону нечувствительности магнитореологического привода.

Применения импульсного управления повышает энергоэффективность магнитореологической системы. Помимо очевидной, низкой потребности электроэнергии для импульсного режима имеет место быть меньший нагрев электромагнитов и магнитореологической жидкости, а следовательно, и низкие затраты энергии на их охлаждение и меньший перепад температур, что повышает эксплуатационный ресурс.

Также импульсный режим работы магнитодинамических и магнитореологических устройств, использующих винтовые, вращающиеся и бегущие управляющие электромагнитные поля, с заданными амплитудно-частотными характеристиками приводит к осцилляции.

Поэтому в случае включения в управляющую линию системы виброзащиты, магнитореологического регулирующего аппарата предлагаемых конструкций, возможно генерирование осциллирующего сигнала, что препятствует возникновению облитерационных явлений, присущих плунжерным парам, позволяя избегать иных, более дорогостоящих и конструктивно более сложно реализуемых, методов борьбы с данным нежелательным явлением в жидкостных рабочих камерах.

5.4. Применение гибридных гидравлических технологий в комбинированных системах виброзащиты

Комбинация феррожидкостных камер и феррожидкостных элементов позволяет создавать оригинальные гибридные гидравлические устройства различного назначения с динамическими характеристиками, превосходящими классические гидравлические устройства, а также с высокими показателями надежности и энергоэффективности.

Возможно выполнение реологической камеры, заполненной дилатантной средой, и комбинирование ее с феррожидкостной камерой.

В случае необходимости применения в системе демпфирования комбинации феррожидкостных камер и реологических рабочих камер, заполненных немагнитными средами, с целью сохранения высоких динамических характеристик и низкого энергопотребления, целесообразно в немагнитных жидкостных регулирующих контурах применение феррожидкостных элементов, рисунок 5.21.

Комбинация феррожидкостной камеры и феррожидкостных элементов также применена в запатентованном устройстве (Патент РФ № 2639906) [184], которое легло в основу целого класса функциональных аналогов струйных насосов смесителей.

Сферический объем магнитной жидкости, помещенный во внешние магнитные поля трансформируется и приобретает эллиптическую форму, при этом происходит вытягивание объема в направлении действия напряженности магнитного поля и сжатие в направлении, перпендикулярном направлению действия магнитного поля [95].

Сферическая форма небольшого объема магнитной жидкости физически более предпочтительна и связана с капиллярными эффектами. В случае поподания объема магнитной жидкости в направленное внешнее магнитное поле создается разность давлений на осях симметрии сферического объема, в результате чего происходит трансформация формы объема, приобретение

эллиптической формы, компенсация неоднородности давления внутри объема магнитной жидкости, вследствие нарастания кривизны поверхности и роста капиллярного скачка давления.

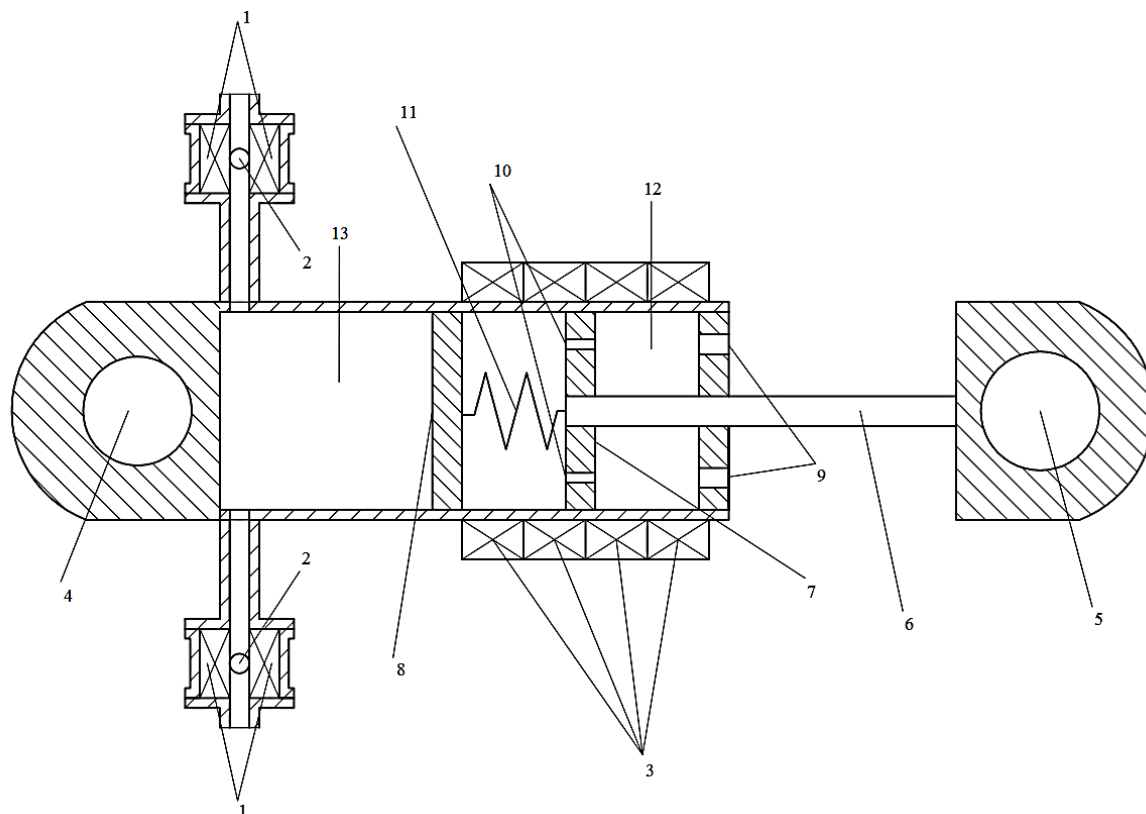


Рисунок 5.21. Комбинация феррожидкостной камеры и реологической рабочей камеры, заполненной немагнитной средой: 1 – кольцевой электромагнит, 2 – феррожидкостный элемент, 3 – управляющие электромагниты, 4; 5 – узлы для посадки на объект демпфирования, 6 – шток, 7 – поршень, 8 – межкамерная перегородка, 9 – отверстия для включения сливной и напорной линий, 10 – клапаны, 11 – пружина, 12 – магнитореологическая камера, 13 – реологическая камера

Форму объема магнитной жидкости во внешнем магнитном поле можно выразить из условия минимума суммы магнитной энергии [95]:

$$E = E_g + u_{mag} + E_S \quad (5.27)$$

u_{mag} – магнитная энергия, E_S – поверхностная энергия:

$$E_s = 2\pi\gamma ab \left[\frac{1}{k} + \arcsin\left(\frac{1}{e}\right) \right]; \quad (5.28)$$

$$k = \frac{a}{b}.$$

γ – коэффициент поверхностного натяжения, $a; b$ – оси, e – эксцентриситет эллипсойда:

$$e = \sqrt{(a^2 - b^2)} / a \quad (5.29)$$

Потенциальная энергия:

$$E_g = \rho agV \quad (5.30)$$

V – объем магнитожидкостного управляющего элемента, g – ускорение силы тяжести, ρ – плотность:

$$\rho = \frac{\eta^*}{g}; \quad (5.31)$$

$$\eta^* = \eta + \frac{1}{4} \cdot \frac{\tau_n M(H)}{1 + (\tau_n \tau_s HM(H)) / J}.$$

Энергия магнитной жидкости выражается, как:

$$u_{mag} = -V \int_0^H M(H') dH' \quad (5.32)$$

Время релаксации в ферромагнитной жидкости после помещения во внешнее магнитное поле крайне мало, поэтому динамика гибридного гидравлического устройства будет зависеть от динамики электромагнитного блока управления.

Рассмотрим динамику элемента управления приводами – электромагнита.

Динамику цепи управления электромагнита оценим из уравнений:

$$\frac{L_y}{R_y + R_b} \cdot \frac{dI_y}{dt} + I_y = U_y; \quad (5.33)$$
$$I_y = I_m \sin \omega t.$$

L_y – индуктивность обмотки управления электромагнита, R_y – активное сопротивление обмотки электромагнита, R_b – сопротивление выходного каскада электронного усилителя, U_y – напряжение, I_y – сила тока, I_m – амплитуда тока.

Алгоритм управления комбинации феррожидкостной камеры с магнитожидкостными управляющими элементами и его реализация в программном коде

Для эффективной работы устройства необходимо установить последовательность и длительность включения управляющих магнитов.

Алгоритмы реализации управления с численными зависимостями, требуемыми для расчета рабочих характеристик и программные коды, представлены на рисунках 5.22–5.23.

С целью автоматизации рабочего процесса задаются сигналы управления на биполярных транзисторных ключах (NPN) управляющих электромагнитами следующим образом.

Положительная часть переменных синусоидальных сигналов управления открывает NPN транзисторные ключи электрических контуров управляющих электромагнитов. Для NPN транзисторного ключа в электрическом контуре камеры, заполненной магнитной жидкостью, задан прямоугольный положительный сигнал.

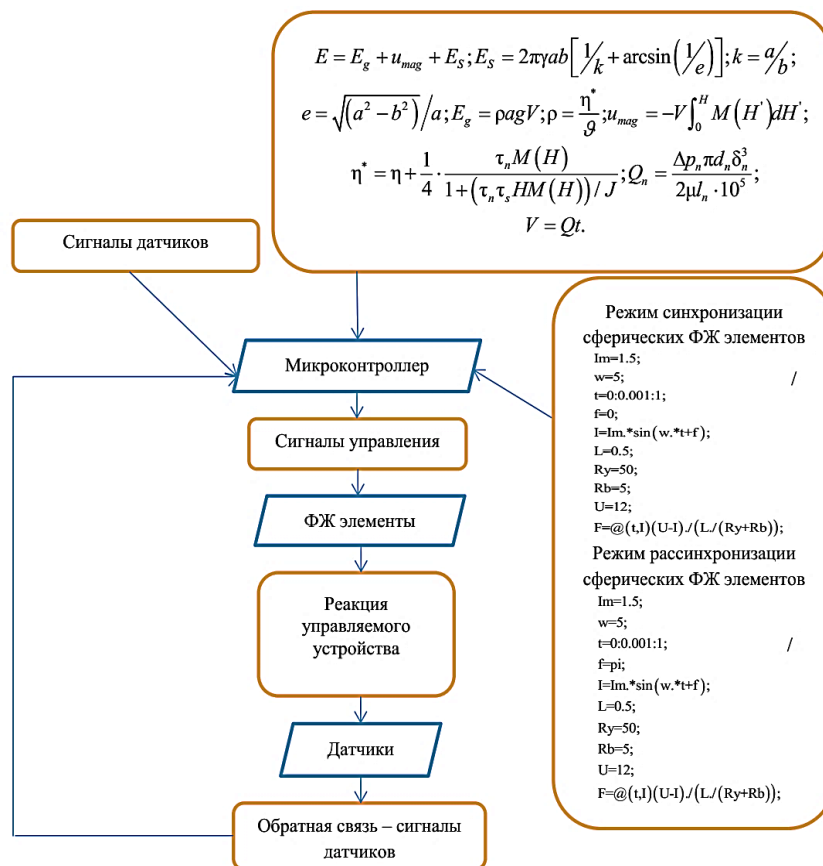


Рисунок 5.22. Алгоритм управления феррожидкостными элементами

Управляющий сигнал для электромагнитов феррожидкостный управляющих элементов (алгоритм открытие – закрытие) задается по синусоидальному закону:

```

Im=1.5;
w=5;
t=0:0.001:1;
f=0;
I=Im.*sin(w.*t+f);
L=0.5;
Ry=50;
Rb=5;
U=12;
f=@(t,I)(U-I)/(L./(Ry+Rb));

```

Управляющий сигнал для электромагнитов феррожидкостный управляющих элементов (алгоритм закрытие – открытие) также задается по синусоидальному закону:


```

Im=1.5;
w=5;
t=0:0.001:1;
f=pi;
I=Im.*sin(w.*t+f);
L=0.5;
Ry=50;
Rb=5;
U=12;
f=@(t,I)(U-I)./(L./(Ry+Rb));

```

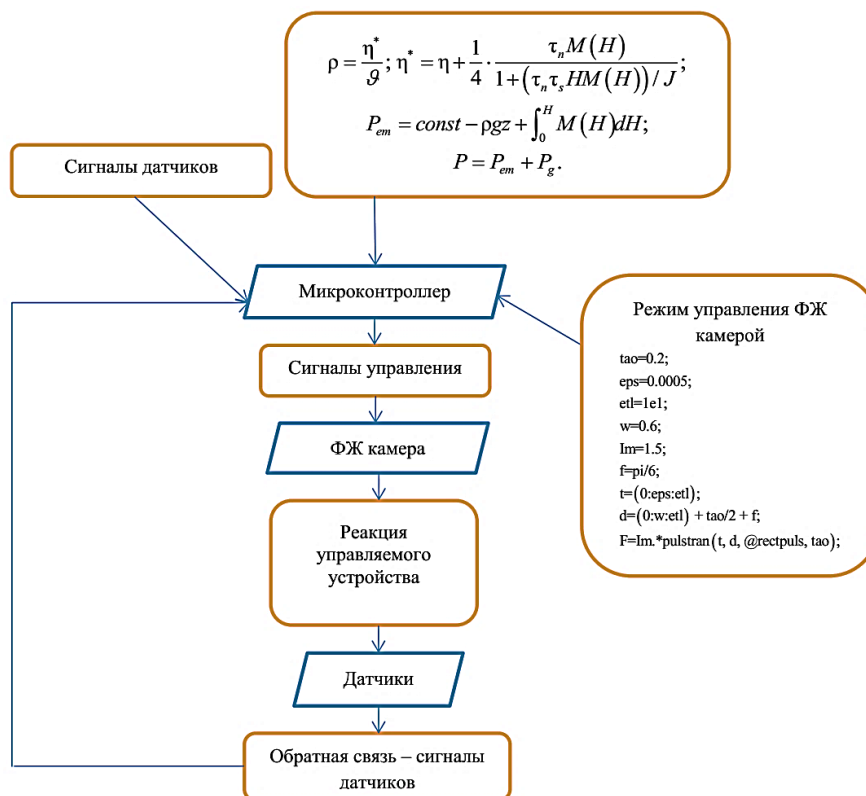


Рисунок 5.23. Алгоритм управления феррожидкостной камерой

Для электромагнита рабочей камеры, заполненной магнитной жидкостью реализуется прямоугольный сигнал управления с требуемой длительностью и периодичностью импульсов:

```

tao = 0.2;
eps = 0.0005;
etl = 1e1;

```

```

Fs =0.6;
A = 1.5;
f = pi/6;
t = (0:eps:etl);
d = (0:F_s:etl) + tao/2 + f;
x = A.*pulstran(t, d, @rectpuls, tao);

```

Расчет требуемых расходных характеристик в рабочих каналах

По полученным характеристикам управляющего сигнала, возможно, произвести расчет расходных характеристик в каналах гибридного гидравлического устройства [185–192].

Расход на феррожидкостном элементе:

$$Q = \frac{\Delta p \pi d \delta^3}{2 \mu l \cdot 10^5} \quad (5.34)$$

δ – радиальный зазор, образованный феррожидкостным элементом, Δp – перепад давления в зазоре, образованном феррожидкостным элементом, d – средний диаметр феррожидкостного элемента, μ – вязкость среды, l – длина феррожидкостного элемента.

Давление в рабочей камере, заполненной магнитной жидкостью [95]:

$$p = const - \rho g z + \int_0^H M(H') dH' \quad (5.35)$$

Перепад давления на феррожидкостном элементе:

$$\Delta p = p_2 - p_1 + \Delta p_l \quad (5.36)$$

p_1 – давление до феррожидкостного элемента, p_2 – давление после феррожидкостного элемента, Δp_l – гидравлические потери:

$$\Delta p_l = \frac{v^2}{2g} \gamma_m \xi \quad (5.37)$$

ξ – коэффициент сопротивления.

С учетом выше приведенных расчетных зависимостей и геометрических характеристик феррожидкостных управляющих элементов во внешних полях определяются рабочие сечения, образованные феррожидкостными элементами и соотносятся заданные расходные характеристики при полученных радиальных зазорах со временем открытия феррожидкостных управляющих элементов и периодичностью их открытия, требуемой для достижения заданного расхода сред через рабочие сечения.

На рисунках 5.24–5.25 представлены графические зависимости – сигналы, подаваемые на управляющие электромагниты. Сигналы открытия феррожидкостных управляющих элементов в режиме взаимной рассинхронизации (линия 1) и (линия 2). Положительная часть переменных синусоидальных входных сигналов открывает NPN транзисторные ключи, рисунок 5.24. Для NPN транзисторного ключа рабочей камеры, заполненной магнитной жидкостью, задан прямоугольный положительный сигнал, рисунок 5.25.

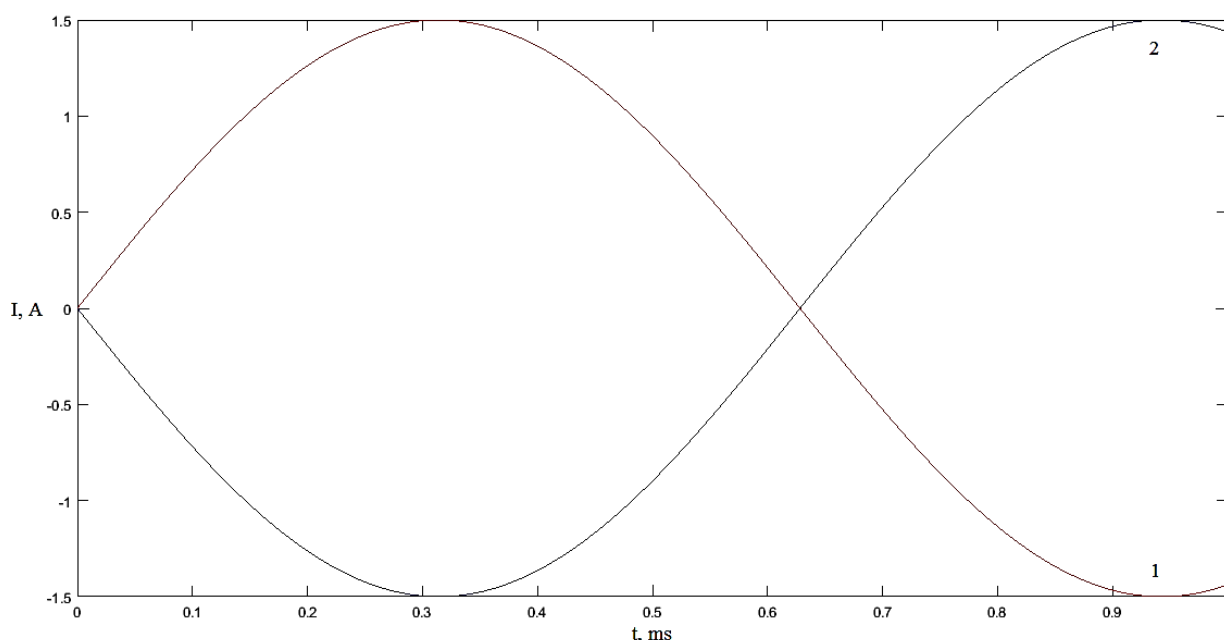


Рисунок 5.24. Управляющие сигналы для электромагнитов 1 – феррожидкостный управляющий элемент 1, 2 – феррожидкостный управляющий элемент 2

Одновременная модуляция сигналов для управляющих электромагнитов позволяет производить расинхронизацию открытия/закрытия феррожидкостных управляющих элементов каналов и синхронизацию повышения давления в рабочей камере, заполненной магнитной жидкостью, с моментом перекрытия феррожидкостных управляющих элементов, рисунок 5.25.

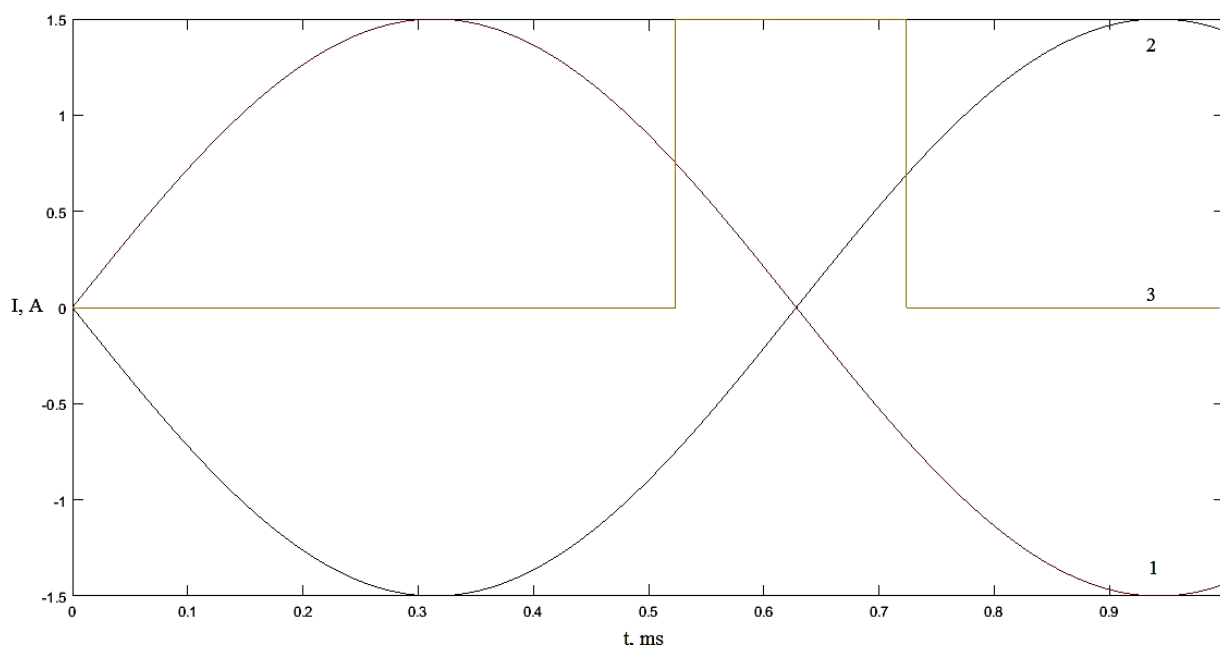


Рисунок 5.25. Управляющие сигналы для электромагнитов 1 – феррожидкостный управляющий элемент 1, 2 – феррожидкостный управляющий элемент 2, 3 – феррожидкостная рабочая камера

Разработанные алгоритмы управления и их программная реализация показали хорошие динамические характеристики при управлении опорой с комбинацией феррожидкостной и реологической камерами, а также рабочим процессом запатентованного устройства (смесителя-дозатора с магнитожидкостными управляющими элементами), переходные процессы до 1 мс.

5.5. Выводы по Главе 5

1. Предложенный подход позволяет достичь ряд технических результатов. Применение способа управления расходными характеристиками магнито-реологической жидкости за счет создания гидродинамических и неньютоновских эффектов во внешних динамических электромагнитных полях

позволяет обеспечить: повышение эффективности управляющих магнитореологических устройств, расширение диапазона рабочих давлений и увеличение глубины регулирования, а также рост точности магнитореологических приводных систем.

Использование внешних динамических электромагнитных полей, а именно вращающихся или винтовых электромагнитных полей, изменяет не только вязкостные свойства магнитореологической жидкости, но и способно генерировать в ней гидродинамические эффекты (вихревые и распределенные эффекты) и неньютоновские эффекты (псевдопластичные и вязкопластичные эффекты). Подход в управлении характеристиками потока магнитореологической среды применим для создания перепадов давления, в десятки раз превосходящих предельные перепады, реализованные только при помощи изменения вязкости магнитореологической среды и в качестве эффективных и простых в исполнении средств защиты трубопроводов магнитореологических систем от явлений гидравлического удара. Генерирование гидродинамического вихревого эффекта при минимальном повышении вязкости магнитореологической среды приводит к повышению кинетической энергии потока и росту расхода магнитореологической жидкости в зоне регулирования, при значительно более малых массогабаритных показателях магнитореологических устройств, в сравнении с реализацией линейного ускорения магнитореологической жидкости. Предложенный подход в управлении характеристиками потока магнитореологической среды в значительной степени улучшает динамику магнитореологического привода.

2. Описанные конструктивные решения предоставляют возможность создавать оригинальные магнитореологические устройства с не имеющими аналогов рабочими процессами, улучшающими характеристики магнитореологических систем виброзащиты и расширяющими интервалы рабочих параметров.

В целом совокупность численных зависимостей и предложенных методов позволяет моделировать рабочий процесс дифференциальных электромагнитных блоков управления и производить их оптимизацию.

Приведенный метод расчета параметров дифференциальных электромагнитных блоков управления обладает достаточной точностью, за счет простоты алгоритма его реализации, применим в инженерной практике, и не требует больших вычислительных мощностей.

Схемные методы повышения скорости отклика на сигналы управления и снятия остаточной намагниченности эффективны и предпочтительны для оптимизации характеристик дифференциальных электромагнитных блоков и сокращения времени переходных процессов в них.

Применение предложенных конструкций дифференциальных электромагнитных блоков позволяет создавать инновационные магнитореологические устройства с оригинальными управляющими нестационарными электромагнитными полями.

Магнитореологические устройства с дифференциальными электромагнитными блоками управления обладают хорошими динамическими характеристиками и большой глубиной регулирования.

3. Предложенный вариант аппаратной реализации регулирования магнитореологической системы демпфирования и организации обратной связи в совокупности с управляющим алгоритмом и его реализацией в программном коде позволяют производить управление адаптивным комбинированным реологическим амортизатором нового поколения и осуществлять коррекцию управляющего сигнала по группе параметров.

Разработаны алгоритмы управления магнитореологических и феррожидкостных систем виброзащиты комбинированного типа.

Выдвинута и обоснована гипотеза о рациональности применения в магнитореологических и феррожидкостных системах трехфазного алгоритма включения дифференциальных блоков управления, как в случае генерирования винтовых управляющих электромагнитных полей, так и при генерировании бегущих управляющих электромагнитных полей.

Нестационарные электромагнитные поля (вращающиеся или бегущие) инициируют в магнитореологической среде гидродинамические и реологические

эффекты, способные оказывать контролируемое воздействие на рабочие характеристики магнитореологических устройств.

4. Предложены оригинальные конструкции гибридных гидравлических устройств.

Разработанный алгоритм управления и его программная реализация позволяют полностью автоматизировать рабочий процесс гибридного гидравлического устройства с магнитожидкостными управляющими элементами.

Магнитожидкостные регулирующие элементы позволяют значительно упростить реализацию управления расходными характеристиками гидравлических аппаратов, повышают точность и скорость отклика на сигнал управления.

Гибридные гидравлические устройства имеют простую геометрию и менее склонны к эрозии проточной части, следовательно, и к изменению расходных характеристик в процессе эксплуатации.

Гибридные гидравлические устройства обладают высокой эффективностью, надежностью и потенциалом к дальнейшему развитию.

Вариант синхронизации сигналов управления элементов успешно применен для запатентованного гибридного гидравлического аппарата.

ГЛАВА 6. СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ОТВЕТСТВЕННЫХ ЭЛЕМЕНТОВ И ПРИВОДОВ МАГНИТОРЕОЛОГИЧЕСКИХ И ФЕРРОЖИДКОСТНЫХ СИСТЕМ ВИБРОЗАЩИТЫ КОМБИНИРОВАННОГО ТИПА

6.1. Конструктивная реализация охлаждающих контуров магнитореологических и феррожидкостных систем виброзащиты комбинированного типа

Температурные характеристики во многом определяют рабочие параметры аппаратов и систем. Особенно чувствительны к изменению температурных факторов системы, применяющие различные рабочие среды, вязкость которых прямо пропорциональна их температуре. К данным системам относятся: гидравлические, магнитореологические и электрореологические системы, наибольший прикладной интерес из которых имеют магнитореологические приводы.

Очевидно, целесообразность совершенствование ответственных элементов магнитореологических приводов. Подобными ответственными элементами конструкции привода являются теплообменники и системы охлаждения в целом. Существующие способы конструктивной реализации охлаждения во многих магнитореологических системах в неполной мере используют преимущества, которые им предоставляют магнитореологические рабочие среды.

Основной тенденцией развития систем и механизмов является рост и расширение параметров, увеличение их стабильности, сокращение времени переходных процессов и снижение массогабаритных показателей.

Все это приводит к потребности создания принципиально новых конструкций элементов систем и применения концептуально иных материалов. Несмотря на то, что магнитореологические и полупроводниковые технологии существуют уже не первый десяток лет, они все еще имеют неисчерпаемый потенциал для развития и совершенствования за счет разработки оптимальных конструкций и применения новых функциональных материалов. Известной проблемой эксплуатации магнитореологических систем является повышение

температуры магнитореологической жидкости во внешних электромагнитных полях, приводящее к нестабильности расходных характеристик. Ее решение возможно как за счет рационализации конструкции устройства управления термодинамическими параметрами, так и при помощи совершенствования физических свойств функциональных материалов. Зависимость вязкости рабочей среды от температурных параметров не стоит рассматривать исключительно как негативный фактор, так как он позволяет оказывать контролируемое влияние на реологические свойства – расходные характеристики потока магнитореологической жидкости. То есть может служить инструментом управления рабочими процессами, поэтому системы способные, осуществлять контроль и стабилизацию термодинамических процессов в рабочих средах магнитореологических сред, востребованы. Динамические характеристики магнитореологических систем во многом определяются их термодинамикой, поэтому оптимизация процессов выделения / поглощения / переноса тепла значительно улучшает динамику рабочих процессов.

Полупроводниковые термоэлектрические элементы позволяют создавать высокоэффективные компактные системы термостатирования уменьшая затраты материалов и пространства. Следовательно, совершенствование конструкций системы термостатирования магнитореологических приводов и развитие методов их расчета и проектирования востребованы.

Главной проблемой проектирования принципиально новых систем охлаждения для магнитореологических систем является отсутствие теоретической базы и методологических основ их разработки, что требует развитие новых способов реализации охлаждения в магнитореологических системах и их теоретического обоснования.

В целях снижения массогабаритных характеристик систем охлаждения целесообразно применение в их конструкциях термоэлектрических элементов. Полупроводниковые термоэлектрические элементы значительно снижают размеры готовых изделий, их энергопотребление и могут быть использованы для автономных и мобильных систем.

В магнитореологических приводах предпочтительней устанавливать системы локального проточного охлаждения. Это связано с тем, что разные элементы системы предъявляют различные требования к температуре рабочей среды. Например, понижение температуры рабочей среды на входе в проточную часть дросселя дает возможность значительно снизить энергетические затраты на создание перепада давления на магнитореологическом устройстве, а повышение температуры среды перед ее попаданием в рабочую полость магнитодинамического насоса способствует росту кинетической энергии жидкой среды. Поэтому разработка устройств осуществляющих отвод тепла на отдельных участках гидролиний имеет важное прикладное значение.

Конструкция подобного автономного устройства – реологического дросселя-термостата использующего для отвода тепла от рабочей среды термоэлектрические элементы (Патент РФ № 173746) [193] представлена на рисунках 6.1–6.3. Рабочая полость реологического дросселя-термостата, имеющая в радиальном сечении форму многоугольника, образована термоэлектрическими элементами, интегрированными в гидролинию и закрепленными с соблюдением их полярности в двух токопроводящих пластинах, повторяющих контуры многоугольной сборки термоэлектрических элементов. Фиксация многоугольной сборки термоэлектрических элементов в проточной части гидролинии осуществляется за счет перфорированных пластин, соединенных с каждым ребром многоугольной конструкции. Охлаждающий контур реологического дросселя-термостата отделен от рабочей магнитореологической среды и герметизирован пластинами.

Процесс охлаждения основан на принципе термоэлектрического эффекта Пельтье. Напряжение тока на термоэлектрических элементах создает разность температур на их противоположных сторонах. Отвод тепла от горячих сторон термоэлектрических элементов организован при помощи жидкостного охлаждения и принудительной циркуляция хладагента. Температура хладагента в охлаждающем контуре регулируется холодильной установкой.

В полупроводниковых термоэлектрических элементах, температура охлаждения холодной стороны сая пропорциональна величине тока управляющего сигнала, что позволяет легко осуществлять регулировку температуры рабочей среды с высокой точностью.

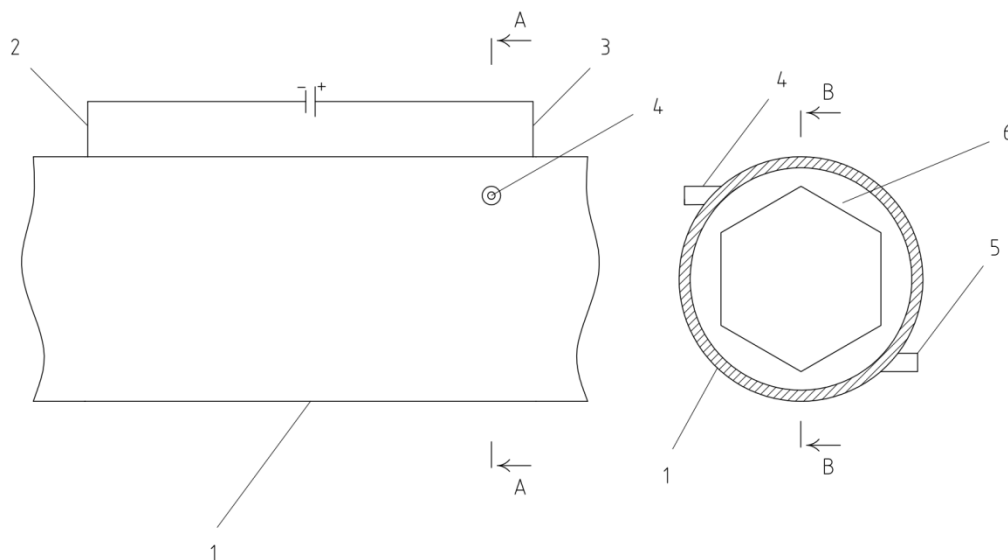


Рисунок 6.1. Реологический дроссель-термостат: 1 – гидрелиния, 2; 3 – тоководы, 4; 5 – патрубки, 6 – герметизирующая пластина

Необходимо отметить, что некоторый градиент температур в объеме магнито-реологической жидкости приводит к неоднородности ее магнитных свойств. Поэтому воздействие электромагнитного поля на объем магнито-реологической жидкости, в котором имеется температурный градиент и распределенная разность магнитной восприимчивости, приводит к неоднородности магнитной объемной силы. Вследствие наличия неоднородности магнитной объемной силы возникает эффект термомагнитной конвекции [132–138].

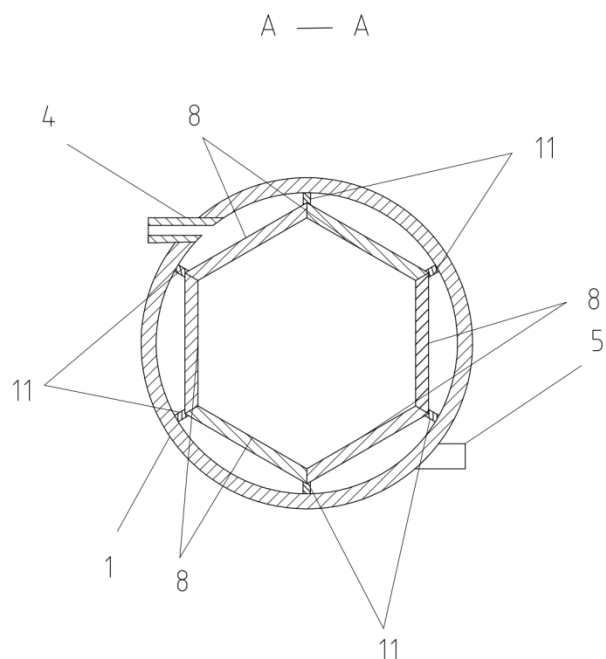


Рисунок 6.2. Реологический дроссель-термостат (вид А): 1 – гидролиния, 4, 5 – патрубки, 8 – полупроводниковые термоэлектрические элементы, 11 – перфорированная пластина

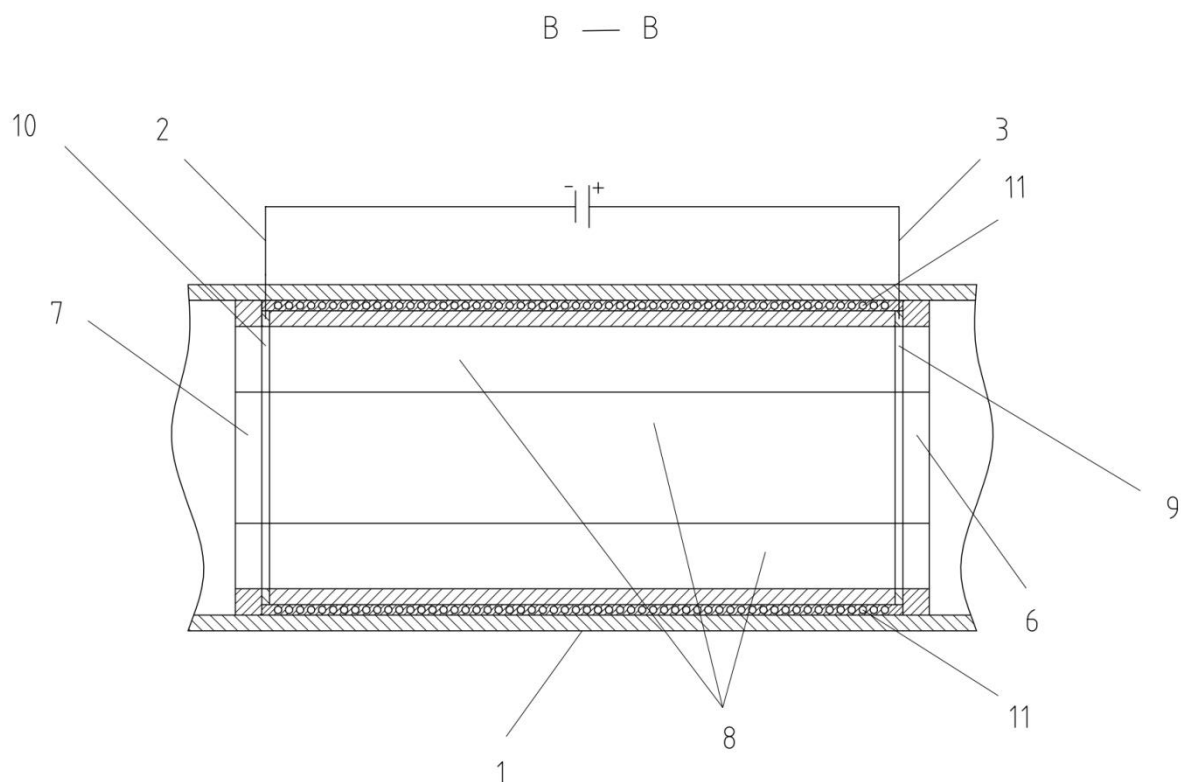


Рисунок 6.3. Реологический дроссель-термостат (вид В): 1 – гидролиния, 2; 3 – тоководы, 6; 7 – герметизирующая пластина, 9; 10 – токопроводящая пластина, 8 – полупроводниковые термоэлектрические элементы, 11 – перфорированная пластина

Эффект термомагнитной конвекции имеет прикладное значение как форма реализации процесса теплопередачи и перспективы широкого применения в микроэлектронике и для систем, эксплуатируемых в условиях пониженной или нулевой гравитации. Термомагнитная конвекция в магнитоореологических жидкостях протекает в соответствии с законом Кюри-Вейса и связана с парамагнитными свойствами и со снижением магнитной восприимчивости частиц магнетика при росте температуры рабочей среды.

Тепловыделения в слое объема магнитоореологической среды, по мере приближения к источнику электромагнитного поля, возрастают, создавая по объему градиент магнитной восприимчивости.

Очевидно, что частицы магнетика холодного объема магнитоореологической жидкости обладают большей магнитной восприимчивостью и притягиваются сильнее, чем частицы магнетика горячего объема, что приводит к самоциркуляции рабочей жидкости.

Для описания конвекции магнитоореологической жидкости применим систему уравнений феррогидродинамики Розенцвайга-Нойрингера [130–131]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial(v_1 T)}{\partial x} + \frac{\partial(v_2 T)}{\partial y} &= \frac{1}{\text{Pr}} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right); \\ \frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2} &= -\phi \left[v_1 = \frac{\partial \psi}{\partial y}, v_2 = -\frac{\partial \psi}{\partial x} \right]; \\ \frac{\partial \phi}{\partial t} + \frac{\partial(v_1 \phi)}{\partial x} + \frac{\partial(v_2 \phi)}{\partial y} &= \frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial y^2} + Gr \frac{\partial T}{\partial x} + Gr_m \left(\frac{\partial H}{\partial x} \frac{\partial T}{\partial y} - \frac{\partial H}{\partial y} \frac{\partial T}{\partial x} \right). \end{aligned} \quad (6.1)$$

$v_1; v_2$ – компоненты скорости, ψ – функция тока, ϕ – завихренность потока, Pr – критерий Прандтля:

$$\text{Pr} = \frac{\rho}{a} \quad (6.2)$$

Gr – критерий Грасгофа:

$$Gr = \beta_V g d^3 \frac{(T_1 - T_0)}{g^2} \quad (6.3)$$

β_V – коэффициент объемного расширения, d – ширина слоя.

С учетом магнитного поля:

$$\begin{aligned} Gr_m &= \mu_0 \lambda_m d^3 \frac{(T_1 - T_0) [\nabla H]}{g^2 \rho_0}; \\ \lambda_m &= k_{pm} + \beta_V M_{r0}; \\ [\nabla H] &= \frac{2I}{\pi l^2}. \end{aligned} \quad (6.4)$$

k_{pm} – пиромагнитный коэффициент, M_{r0} – равновесное значение магнитного момента единицы объема жидкости, l – высота слоя.

Намагниченность можно описать функцией [98]:

$$\begin{aligned} M &= nm_* L(\xi); \\ M &= M_s - \frac{3k_B M_s T}{4\pi \mu_m M_{0s} H R^3}; \\ M_s &= nm_*; \\ \mu_m &= MV. \end{aligned} \quad (6.5)$$

μ_m – магнитный момент, m_* – магнитный момент частицы, n – концентрация частиц, R – радиус частиц магнетика, M_{0s} – намагниченность насыщения диспергированной среды.

Комбинация термоэлектрических элементов с эффектом термомагнитной конвекции позволяет создавать системы способные работать не только в пространстве без гравитационных полей, но и в условиях гравитации они дают возможность осуществлять циркуляцию магнитной и магнитореологической среды без применения дополнительных активных устройств, снижая энергетические затраты. В качестве источника магнитного поля возможно использование постоянных магнитов и электромагнитов [194].

Применение постоянных магнитов не требует потребления энергии и является надежным источником магнитного поля, но в некоторых случаях необходима управляемость параметров внешнего поля, что приводит к выбору в качестве источника магнитного поля электромагнитов. Реализация охлаждения в системах за счет эффекта термомагнитной конвекции целесообразна, как в случаях, когда требуется охлаждение рабочей среды в целом, так и когда в отдельно взятых замкнутых полостях необходимо осуществить термостатирование рабочей среды, обладающей магнитными свойствами.

Для общего или предварительного охлаждения выполняется установка источников магнитного поля и полупроводниковых термоэлектрических элементов в баки, рисунок 6.4.

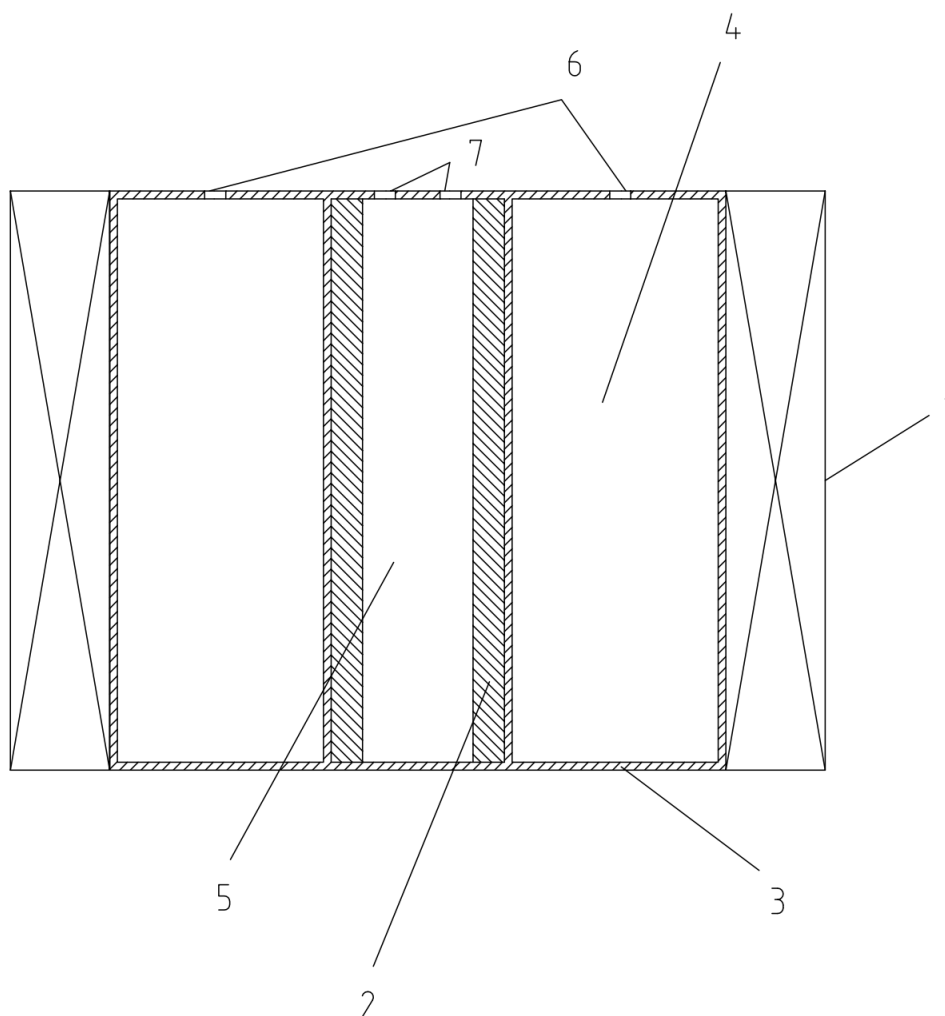


Рисунок 6.4. Принципиальная схема конструктивной реализации термостатирования жидкости, обладающей магнитными свойствами за счет эффекта термомагнитной конвекции: 1 – источник магнитного поля, 2 –

полупроводниковый термоэлектрический элемент, 3 – бак, 4 – жидкость, обладающая магнитными свойствами, 5 – хладагент, 6 – отверстия для включения сливной и напорной линий рабочего контура, 7 – отверстия для включения сливной и напорной линий охлаждающего контура

Известно, что магнитные частицы после выхода из зон регулирования магнитореологических и магнитодинамических устройств обладают некоторой остаточной намагниченностью. Установка электромагнитов в баках в качестве источников магнитного поля дополнительно позволяет производить снятие остаточной намагниченности частиц магнетика, путем их размагничивания в полях противоположного направления.

Создаваемый температурный градиент порождает распределенность магнитной восприимчивости и неоднородность магнитной объемной силы, приводя к самоциркуляции магнитореологической жидкости в объеме, формируя потоки частиц магнетика, от стенок, которые охлаждаются термоэлектрическими элементами в направлении электромагнита.

Магнитореологическая жидкость, помещенная во внешние нестационарные электромагнитные поля, подвержена выраженному нагреву, который приводит к снижению вязкости жидкости носителя и изменению ее магнитной восприимчивости, что ведет к нестабильности рабочих процессов и ухудшает характеристики устройств и систем в целом.

Очевидная простота компоновки единичных термопар дает возможность создавать монолитные термоэлектрические элементы разных пространственно-геометрических форм, что способствует их легкой интеграции в различные конструктивные полости, рисунки 6.5–6.6. Это позволяет реализовывать охлаждение и термостатирование замкнутых объемов магнитореологических и ферромагнитных сред.

Термоэлектрические элементы применимы для охлаждения, например, рабочей камеры магнитореологического демпфера. Помещенный термоэлектрический элемент внутрь штока, при осуществлении отвода тепла от

горячей стороны сая, предоставляет возможность термостатирования объема внутри рабочей магнитогеологической полости, рисунок 6.5.

Установка термоэлектрических элементов и применение эффекта термомагнитной конвекции позволяют значительно повысить устойчивость рабочих характеристик демпфирующих устройств, содержащих магнитогеологические камеры. Циркуляция хладагента в поршне позволяет получать значительные перепады температур на холодной и горячей сторонах сая.

Поддержание температуры горячей стороны термоэлектрического элемента равной, температуре окружающей среды приводит к падению температуры холодной стороны сая на десятки градусов, поэтому в некоторых конструкциях достаточна организация воздушного охлаждения горячей стороны посредством принудительной циркуляции воздуха в полости, в которую интегрирован термоэлектрический элемент.

Подобный вариант принудительного воздушного охлаждения применен в конструкции геологической опоры, на корпус которой установлен термоэлектрический элемент, рисунок 6.6.

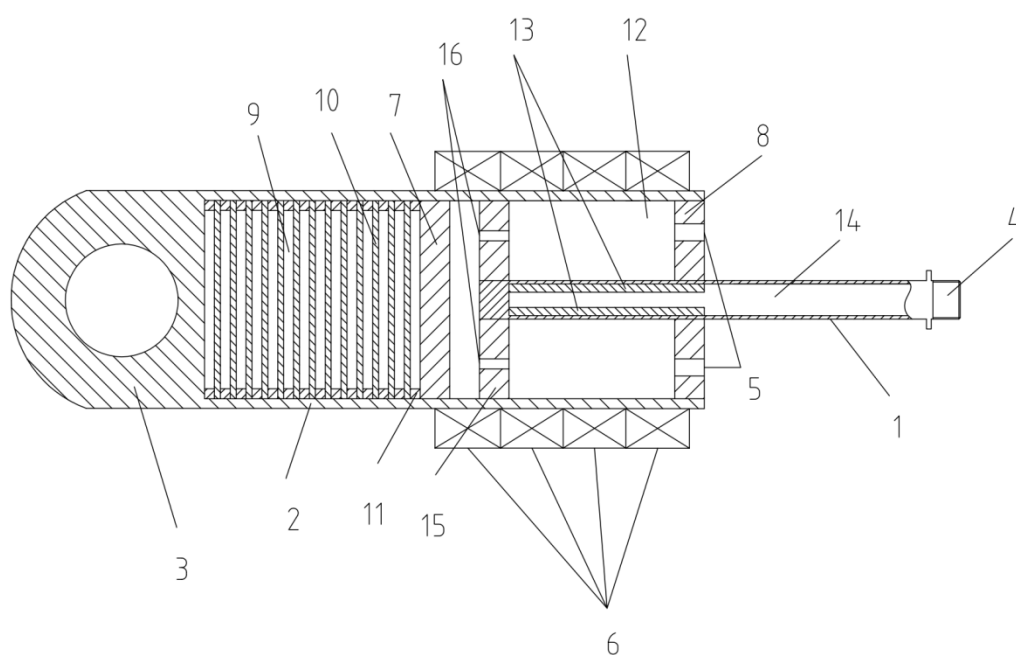


Рисунок 6.5 Магнитогеологический демпфер: 1 – шток, 2 – корпус, 3; 4 – узлы для посадки на объект демпфирования, 5 – отверстия для включения

сливной и напорной линий, 6 – серия управляющих электромагнитов, 7 – межполостная перегородка, 8 – крышка, 9 – дилатантная жидкость, 10 – упругий жесткий диск, 11 – кольцо из упругого полимерного материала, 12 – магнитореологическая жидкость, 13 – полупроводниковый термоэлектрический элемент, 14 – хладагент, 15 – плунжер, 16 – клапаны

Как и в предыдущей конструкции демпфирующего устройства, в конструкции реологической опоры рабочие процессы существенно зависят от вязкости рабочей среды – ферромагнитной жидкости. Поэтому охлаждение рабочей среды вязкоупругого демпфера сохраняет стабильность его характеристик и позволяет более эффективно бороться с воздействием ударных нагрузок.

Очевидно, что представленные конструкции способны решить одну из основных проблем эксплуатации магнитореологических систем, а именно сохранение стабильности их характеристик, нестабильность которых, прежде всего, заключается в том, что под воздействием внешних магнитных или электромагнитных полей на частицы магнетика, происходит выделение тепла по всему объему жидкости, обладающей магнитными свойствами.

Как правило отвод тепла осуществляется по поверхности объема жидкой среды, но конструктивные исполнения устройств, позволяющие применять эффект термомагнитной конвекции обеспечивают равномерность охлаждения рабочей среды по объему и улучшают отвод выделяемого в среде тепла.

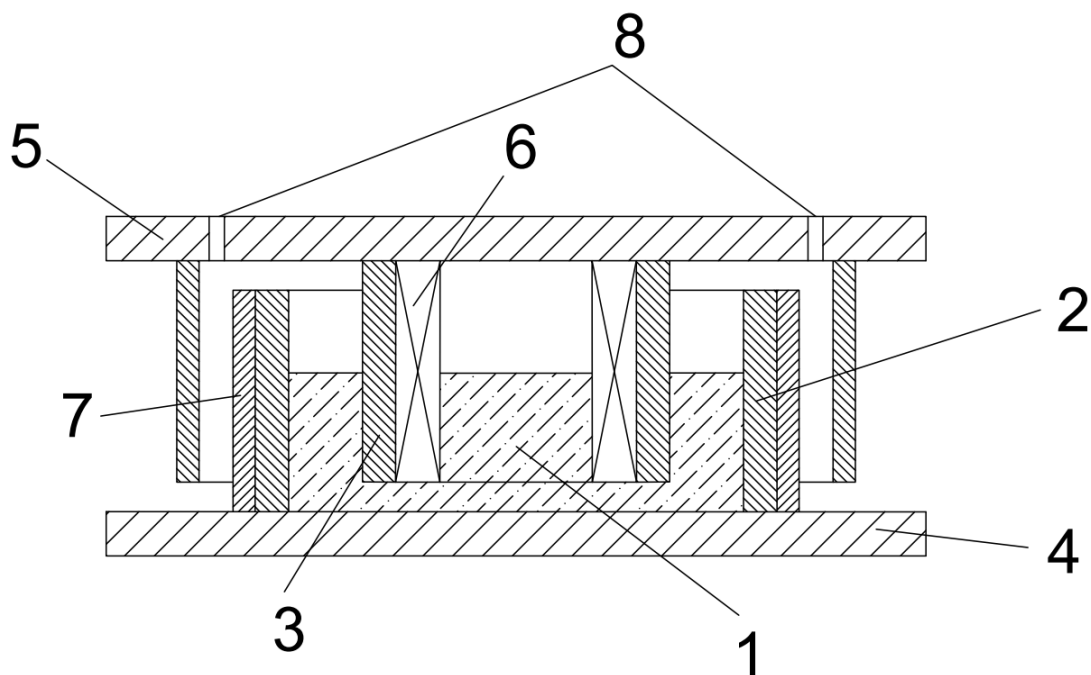


Рисунок 6.6. Реологическая опора: 1 – объем ферромагнитной жидкости, 2 – цилиндрический корпус, 3 – поршень, 4 – нижняя присоединительная плита, 5 – верхняя присоединительная плита, 6 – герметизированная тороидальная катушка индуктивности, 7 – полупроводниковый термоэлектрический элемент, 8 – вентиляционные отверстия

6.2. Общие рекомендации по проектированию и эксплуатации магнито-реологических приводных систем, применяющих в составе контуров охлаждения термоэлектрические элементы

1. В условиях эксплуатации полупроводниковый термоэлектрический элемент во внешних магнитных и электромагнитных полях, при расчете параметров управляющего электрического сигнала, требуется учет ряда магнитных явлений, а именно поперечных и продольных эффектов Нернста-Эттингсгаузена, поперечных эффектов Риги-Ледюка, эффектов изменения теплопроводности в магнитном поле [195–196].

Термомагнитный поперечный эффект Нернста-Эттингсгаузена присутствует при помещении полупроводника, имеющего градиент температуры во внешнее магнитное поле:

$$Q_{\perp} = \frac{E_y}{\frac{\partial T}{\partial x} H_z} \quad (6.6)$$

Термомагнитный поперечный эффект Риги-Ледюка возникает при помещении проводника с градиентом температур в постоянное магнитное поле, которое направлено перпендикулярно тепловому потоку, это инициирует возникновение вторичной разности температур, которая перпендикулярна магнитному полю и тепловому потоку:

$$S_{\perp} = \frac{\frac{\partial T}{\partial y}}{\frac{\partial T}{\partial x} H_z} \quad (6.7)$$

Термомагнитный продольный эффект Нернста-Эттингсгаузена:

$$Q_{\parallel} = \frac{E_x}{\frac{\partial T}{\partial x}} \quad (6.8)$$

Эффект изменения теплопроводности в магнитном поле:

$$\epsilon_{\parallel} = -\frac{q_x}{\frac{\partial T}{\partial x}} \quad (6.9)$$

2. Описание тепловых процессов для полупроводниковых термоэлектрических элементов во внешних магнитных и электромагнитных полях целесообразно производить путем совместного решения термомагнитных и гальваномагнитных уравнений, описывающих рассматриваемый процесс.

В общем виде процессы термомагнитных и гальваномагнитных явлений можно описать следующими уравнениями [197]:

$$\begin{cases} E_x = \rho e j_x + \rho_{[xy]} e j_y + a \frac{\partial T}{\partial x} + a_{[xy]} \frac{\partial T}{\partial y} \\ E_y = -\rho_{[xy]} e j_x + \rho e j_y - a_{[xy]} \frac{\partial T}{\partial x} + a \frac{\partial T}{\partial y} \\ q_x = \Pi e j_x + \Pi_{[xy]} e j_y - \chi \frac{\partial T}{\partial x} - \chi_{[xy]} \frac{\partial T}{\partial y} \\ q_y = -\Pi_{[xy]} e j_x + \Pi e j_y + \chi_{[xy]} \frac{\partial T}{\partial x} - \chi \frac{\partial T}{\partial y} \end{cases} \quad (6.10)$$

3. Выбор жидкостного или воздушного охлаждения горячей стороны спая термоэлектрических элементов производится, прежде всего, из конструктивных особенностей устройства, так как в отдельных случаях установка жидкостного охлаждения не оправдана сложностью ее реализации.

4. Увеличение площади соприкосновения полупроводниковых термоэлектрических элементов со средами (увеличение количества полупроводниковых пар) при небольших значениях параметров вольтамперных характеристик существенно повышает эффективность рабочих процессов гибридных систем терморегулирования для гидравлических и магнитореологических приводов, применяющих сочетание термоэлектрических элементов и одноступенчатых маломощных компрессорных установок.

Это обусловлено, во-первых тем, что теоретически при нулевой разности температур и при малых токах холодильный коэффициент термоэлектрического элемента в пределе стремится к бесконечности. Во-вторых данный режим эксплуатации не приводит к большим затратам электроэнергии в компрессорном оборудовании, так как не требует значительных изменений объемов хладагента. Оптимальное значение геометрических и рабочих параметров полупроводниковых термоэлектрических элементов следует определять из условия меньших затрат энергии именно в компрессорной установке.

5. В случае наличия в рабочей магнитореологической камере устройства малых отверстий или зазоров, разгрузочных канавок и в целом сложной геометрии рабочей камеры, с целью предотвращения скопления агрегатов частиц магнетика, в данных областях рабочей камеры, целесообразна организация в

замкнутом объеме ферромагнитной и магнитореологической жидкости эффекта термомагнитной конвекции.

6. Использование термоэлектрических элементов возможно в режиме термоциклирования. Это позволяет при необходимости производить предварительных подогрев рабочей среды и избегать холодного пуска систем.

7. Принимая во внимание, что в магнитореологической среде выраженность некоторых гидродинамических эффектов, применяемых при комбинированном управлении ее расходными характеристиками, с ростом вязкости жидкости носителя снижается, требуется соблюдение минимально допустимых рабочих температур, установленных из расчета оптимальных значений вязкости.

8. Применение в магнитореологических системах баков с опцией снятия остаточной намагниченности частиц магнетика нуждается в рассогласовании направления размагничивающего поля с направлениями управляющих полей в устройствах, включенных в систему непосредственно после бака в напорной линии и перед баком в сливной линии.

9. Во избежание образования слоя льда на холодной стороне полупроводниковых термоэлектрических элементов не следует в процессе эксплуатации задавать критически низкие температуры.

10. Достижение некоторых технических результатов или решение ряда эксплуатационных проблем эффективней и экономически целесообразней производить путем моделирования физико-химических свойств частиц магнетика и жидкости носителя, а не конструктивным способом.

11. Термоэлектрические элементы могут быть задействованы в комбинированном управлении реологическими характеристиками рабочих камер амортизаторов и опор, позволяя снижать параметры электромагнитного поля, требуемого для полноценного демпфирования и виброгашения динамических нагрузок.

12. Стабильность рабочих характеристик системы терморегулирования во многом зависит от эффективности реализации отвода тепла от горячей стороны полупроводниковых термоэлектрических элементов, что требует устойчивости

интенсивности циркуляции хладагента в охладительном контуре. Поэтому частота вращения вала компрессора определяется требуемой для охлаждения горячей стороны термоэлектрического элемента производительностью компрессора.

13. Динамические процессы в рабочей среде, прежде всего, зависят от ее плотности и значения коэффициента теплопроводности. Оптимизация динамики приводной системы должна производиться, в первую очередь, за счет выбора рабочих сред по рациональному соотношению значений данных физических параметров.

6.3. Методология проектирования и расчета охлаждающих контуров магнитореологических и феррожидкостных систем виброзащиты комбинированного типа

Очевидно, что динамика рабочих процессов приводов систем виброзащиты является совокупностью динамики их элементов и определяется динамикой самого медленного элементного звена. В магнитореологических приводных системах, как правило, отсутствуют подвижные механические элементы, что положительно сказывается на динамике подобных систем. Поэтому динамика магнитореологических систем зависит от динамики процессов изменения реологических свойств рабочих сред. Процессы изменения энергий взаимодействия частиц, обусловленные приложением внешних управляющих электромагнитных полей, выходят на стационарные режимы за достаточно короткое время, и переходные процессы длятся 100 – 200 нс. При этом реологические свойства магнитореологических сред зависят не только от энергии взаимодействия частиц магнетика, но и от вязкости жидкости носителя. Как известно, вязкость жидких сред имеет существенную зависимость от их температуры. Процессы теплопереноса в рабочей среде обладают скоростями значительно меньшего порядка в сравнении с процессами изменения энергий взаимодействия частиц в электромагнитных полях, следовательно, именно их

необходимо рассматривать как одну из медленных составляющих процесса регулирования реологических свойств рабочей среды в магнитореологических приводах, наряду с релаксационными процессами частиц. Но в отличие от релаксационных процессов, некоторые негативные аспекты в процессах теплопереноса легко решаемы посредством применения инновационных материалов, а повышение стабильности термодинамических характеристик возможно путем создания новых конструктивных решений.

Как известно, использование нестационарных управляющих электромагнитных полей приводит к значительному нагреву рабочей среды, что сопровождается высокими скоростями роста температуры. Также комбинированный метод управления, сочетающий в себе совокупность регулирования вязкости магнитореологической жидкости и генерирования в потоке магнитореологической среды различных акустических, реологических и гидродинамических эффектов, дополнительно создает рост температур за счет гидродинамического трения в слоях высоковязких сред. Следовательно, необходимо отметить основополагающее значение регулирования вязкостных параметров магнитореологической рабочей среды при управлении ее расходными характеристиками.

Поэтому с целью повышения эффективности и динамики процессов теплообмена необходимо произвести оптимизацию системы термостатирования рабочей среды.

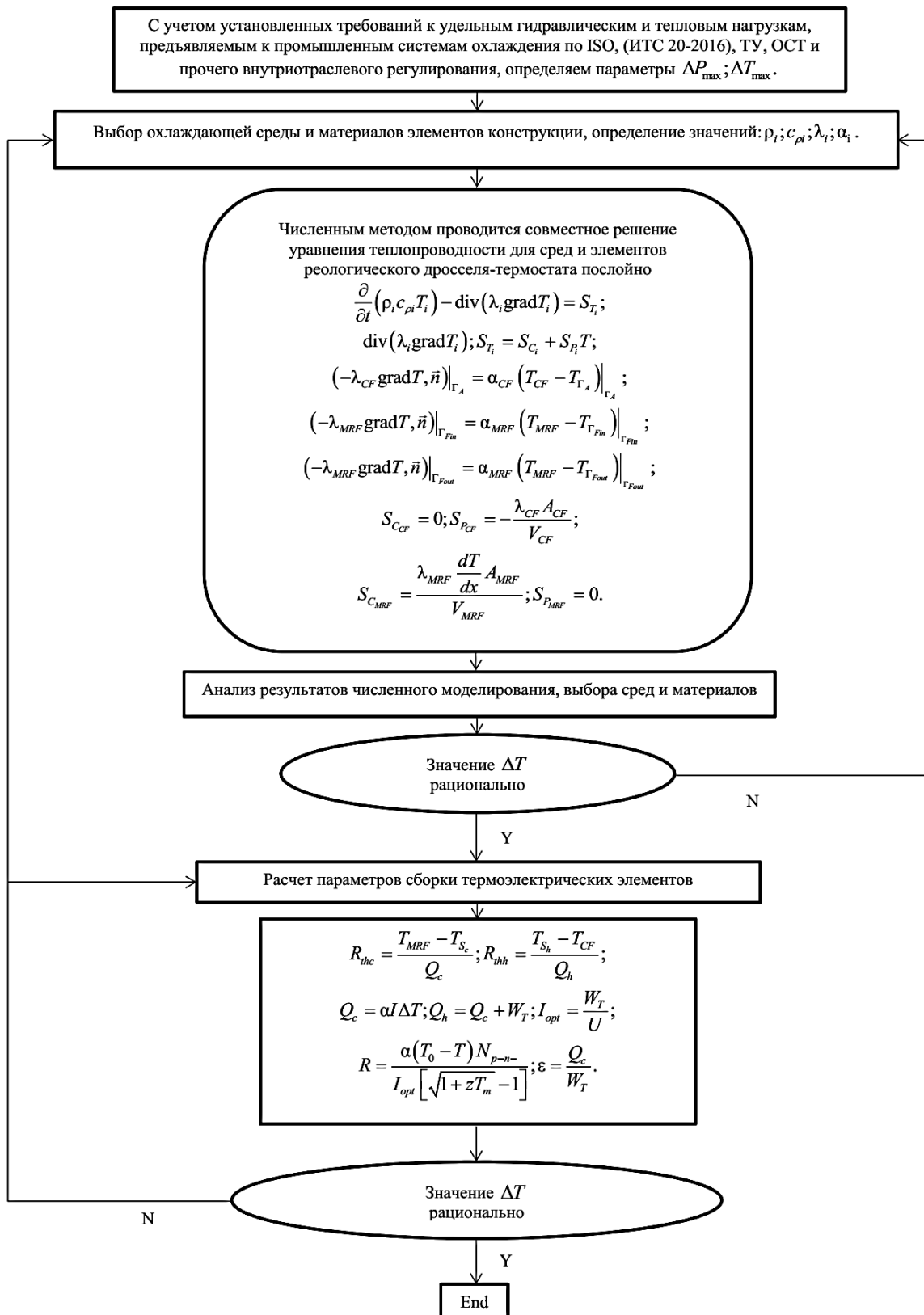


Рисунок 6.7. Обобщенные методы проектирования и расчета системы термостатирования рабочей среды, имеющей в своем составе устройство, реализующее рабочий процесс за счет применения термоэлектрических элементов с жидкостным охлаждающим контуром – 1 этап рационализация параметров термоэлектрических элементов

Так как система термостатирования имеет два жидкостных контура: контур рабочей среды и контур, заполненный хладагентом, процесс численного моделирования целесообразно разделить на два этапа: 1 этап рационализация параметров термоэлектрических элементов, охлаждающих рабочую среду, рисунок 6.7 и 2 этап рационализация параметров компрессорной установки, осуществляющей регуляцию температурных характеристик охлаждающего контура, рисунок 6.18.

На этапе рационализации параметров термоэлектрических элементов введем допущение постоянности объемов рабочей среды и хладагента.

Как известно, в полупроводниках с ростом температуры увеличивается количество свободных носителей электрического заряда, как электронов в зоне проводимости, так и дырок в валентной зоне, а при наложении внешнего электрического поля в полупроводниковом материале появляется дрейфовая компонента скорости (у дырок в направлении поля, у электронов против направления поля) [198].

В полупроводниках плотность тока является суммой электронного и дырочного токов:

$$j = j_n + j_p = qn v_n + qp v_p \quad (6.11)$$

$n; p$ – концентрации свободных электронов и дырок, $v_n; v_p$ – дрейфовые скорости носителей заряда, q – электрический заряд.

Заряды у электронов и дырок противоположны по знаку, но так как векторы дрейфовых скоростей тоже направлены в противоположные стороны, суммарный ток есть сумма модулей значений электронного и дырочного токов.

Очевидно, что дрейфовые скорости носителей заряда имеют зависимость от внешнего электрического поля, поэтому введем коэффициенты пропорциональности:

$$\mu_n = \frac{v_n}{E}; \quad (6.12)$$

$$\mu_p = \frac{v_p}{E}.$$

E – напряженность электрического поля.

$$j = qn\mu_n E + qp\mu_p E = \sigma_n E + \sigma_p E = \sigma E \quad (6.13)$$

$\sigma_n; \sigma_p$ – электронная и дырочная составляющие электропроводности полупроводника, σ – электропроводность полупроводника.

Для определения технических характеристик и динамики тепловых эффектов рассмотрим рабочий процесс реологического дросселя-термостата, при фиксированных объемах хладагента и магнитореологической рабочей среды:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_i c_{\rho_i} T_i) - \text{div}(\lambda_i \text{grad} T_i) = S_{T_i} \quad (6.14)$$

T_i – температура, λ – коэффициент теплопроводности, c_{ρ_i} – теплоемкость, t – время, ρ_i – плотность, S_{T_i} – член уравнения, учитывающий источники и стоки теплоты.

Член, описывающий влияние переноса теплоты теплопроводностью по закону Фурье:

$$\text{div}(\lambda_i \text{grad} T_i) \quad (6.15)$$

Схемы расчетных областей изображены на рисунках 6.8–6.10.

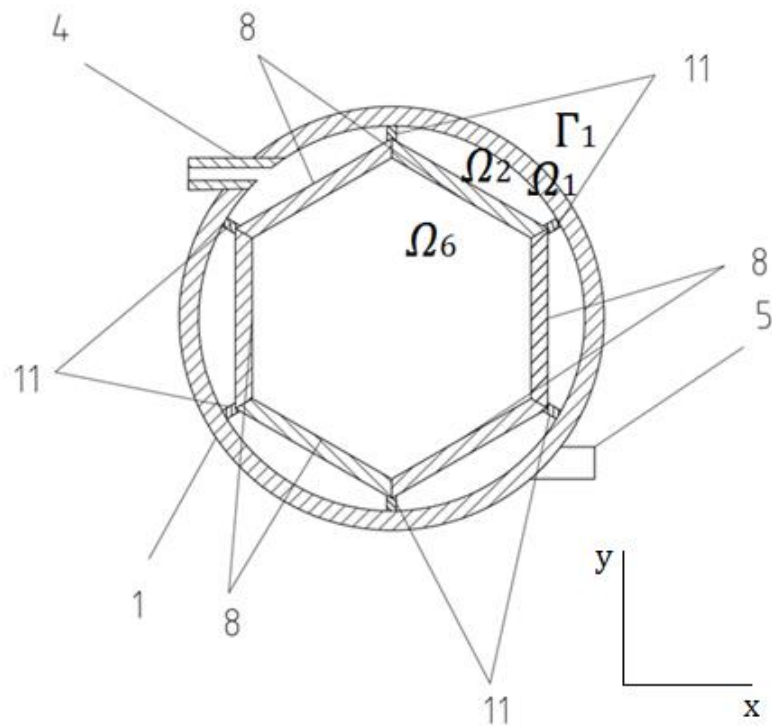


Рисунок 6.8. Реологический дроссель-термостат – Расчетная схема 1: 1 – гидролиния, 4; 5 – патрубки, 8 – полупроводниковые термоэлектрические элементы, 11 – перфорированная пластина

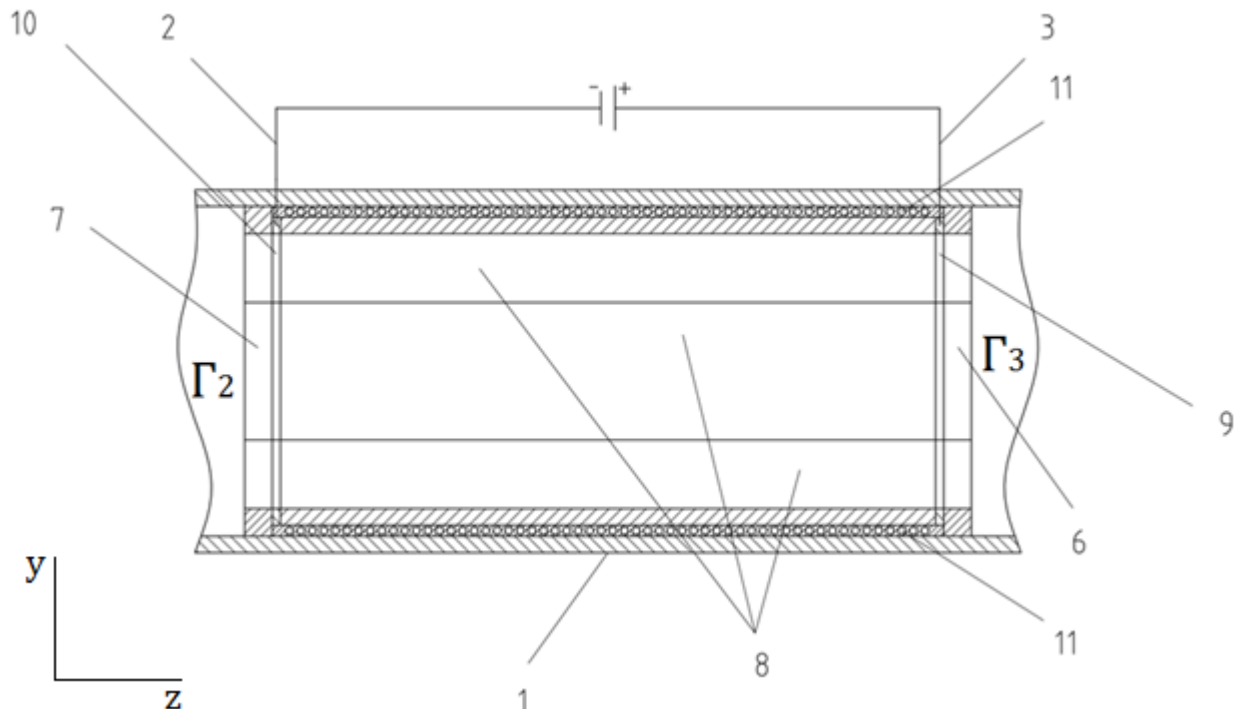


Рисунок 6.9. Реологический дроссель-термостат – Расчетная схема 2: 1 – гидролиния, 2; 3 – тоководы, 6; 7 – герметизирующая пластина, 9; 10 – токопроводящая пластина, 8 – полупроводниковые термоэлектрические элементы, 11 – перфорированная пластина

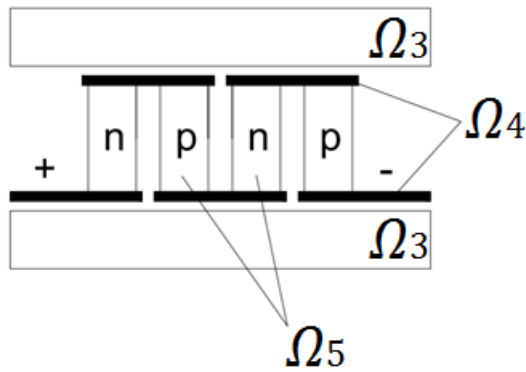


Рисунок 6.10. Термоэлектрический элемент Пельтье – Расчетная схема 3

Начальные и граничные условия:

$$\begin{aligned} T_i &= T_i(\Omega_i, t); \\ T_i(\Omega_i)|_{t=0} &= 0; \end{aligned} \quad (6.16)$$

по оси x:

$$\left(-\lambda_1 \text{grad} T, \vec{n}\right)|_{\Gamma_1} = \alpha_1 (T_1 - T_{\Gamma_1})|_{\Gamma_1} \quad (6.17)$$

по оси z:

$$\begin{aligned} \left(-\lambda_6 \text{grad} T, \vec{n}\right)|_{\Gamma_2} &= \alpha_6 (T_6 - T_{\Gamma_2})|_{\Gamma_2}; \\ \left(-\lambda_6 \text{grad} T, \vec{n}\right)|_{\Gamma_3} &= \alpha_6 (T_6 - T_{\Gamma_3})|_{\Gamma_3}. \end{aligned} \quad (6.18)$$

$\alpha_1; \alpha_6$ – средний по поверхности коэффициент теплоотдачи среде, \vec{n} – единичный вектор внешней нормали, $T_{\Gamma_1}; T_{\Gamma_2}; T_{\Gamma_3}$ – температура граничной среды,

Член уравнения, учитывающий источники и стоки теплоты:

$$S_T = S_{C_i} + S_{P_i} T \quad (6.19)$$

Для $\Omega_1; \Omega_3$:

$$S_{T_i} = 0 \quad (6.20)$$

Тепловые эффекты, возникающие в полупроводнике, формируют мощность тепловыделения в полупроводнике, их можно классифицировать следующим образом [199–204]:

Эффект Пельтье:

$$Q_p = VeTjA \quad (6.21)$$

A – площадь сечения n - и p - ветвей, V – коэффициент, характеризующий тепловые эффекты в спае.

Холодный спай $V = -1; -Q$

Горячий спай $V = 1; +Q$

Коэффициент Зеебека:

$$e = |e_n| + e_p \quad (6.22)$$

$e_n; e_p$ – коэффициенты Зеебека n - и p - ветвей.

Эффект Джоуля:

$$Q_j = j^2 R_{p-n} H_{p-n} A \quad (6.23)$$

H_{p-n} – высота полупроводника.

Удельное электрическое сопротивление ветвей термоэлемента:

$$R_{p-n} = R_n + R_p \quad (6.24)$$

$R_n; R_p$ – сопротивления n - и p - ветвей.

Эффект Томсона:

$$Q_T = Y_T (j, \text{grad}T) H_{p-n} A \quad (6.25)$$

Коэффициент Томсона:

$$Y_T = T \left(\frac{\partial e}{\partial T} \right) \quad (6.26)$$

Тепловые эффекты в хладагенте:

$$\begin{aligned} S_{C_2} &= 0; \\ S_{P_2} &= -\frac{k_2 A_2}{V_2}. \end{aligned} \quad (6.27)$$

V_2 – эффективный объем хладагента, A_2 – площадь поверхности контакта хладагента.

Горячий спай $B = 1; +Q$

$$\begin{aligned} S_{C_4} &= \frac{N_{p-n} A_4}{V_4} e j T_4; \\ S_{P_4} &= 0. \end{aligned} \quad (6.28)$$

Холодный спай $B = -1; -Q$

$$\begin{aligned} S_{C_4} &= 0; \\ S_{P_4} &= -\frac{N_{p-n} A_4}{V_4} e j. \end{aligned} \quad (6.29)$$

A_4 – площадь поверхности контакта спая, V_4 – эффективный объем спая, N_{p-n} – число п- и р- ветвей.

$$\text{Коэффициент Томсона} \left(\frac{\partial e}{\partial T} \right) \frac{\partial T}{\partial x} < 0$$

$$S_{C_5} = \frac{N_{p-n} A_5 H_{p-n}}{V_5} \left[j^2 R_{p-n} + \left(\frac{\partial e}{\partial T} \right) \frac{\partial T}{\partial x} j T_5 \right]; \quad (6.30)$$

$$S_{P_5} = 0.$$

Коэффициент Томсона $\left(\frac{\partial e}{\partial T} \right) \frac{\partial T}{\partial x} \succ 0$

$$S_{C_5} = \frac{N_{p-n} A_5 H_{p-n}}{V_5} j^2 R_{p-n};$$

$$S_{P_5} = \frac{N_{p-n} A_5 H_{p-n}}{V_5} \left(\frac{\partial e}{\partial T} \right) \frac{\partial T}{\partial x} j. \quad (6.31)$$

A_5 – площадь поверхности контакта полупроводника, V_5 – эффективный объем полупроводника.

Тепловые эффекты в магнитореологической рабочей среде:

$$S_{C_6} = \frac{k_6 \frac{\partial T}{\partial x} A_6}{V_6}; \quad (6.32)$$

$$S_{P_6} = 0.$$

A_6 – площадь поверхности контакта магнитореологической рабочей среды, V_6 – эффективный объем магнитореологической рабочей среды, $k_2; k_6$ – коэффициенты теплопроводности сред.

Мощность:

$$P = \frac{Q_c}{\varepsilon} \quad (6.33)$$

Q_c – поглощаемая тепловая мощность:

$$Q_c = \alpha I \Delta T \quad (6.34)$$

I – сила тока, α – термо-ЭДС полупроводников.

ε – холодильный коэффициент:

$$\varepsilon = \frac{T_c}{T_h - T_c} \frac{M - T_h / T_c}{M + 1} \quad (6.35)$$

M – вспомогательный коэффициент:

$$M = \sqrt{1 + 0.5z(T_h + T_c)} \quad (6.36)$$

z – добротность полупроводникового вещества, T_h – горячая поверхность, T_c – холодная поверхность.

Рассмотрим вариант оптимизации рабочих процессов реологического дросселя-термостата посредством варьирования материалов и сред.

Основываясь на первой части численной модели (1 этап рационализация параметров термоэлектрических элементов) получим зависимости градиента температур на горячей и холодной поверхностях термоэлектрического элемента от мощности, для двух вариантов охлаждающих сред и двух вариантов материала поверхностей термоэлектрических элементов.

Рассмотрим варианты зависимости градиента температур на горячей и холодной поверхностях от мощности при принудительной циркуляции хладагента и воздуха в полости, образованной корпусом и горячей стороной термоэлектрического элемента.

Результаты численного моделирования показывают высокую эффективность жидкостного охлаждения по сравнению с воздушным охлаждением, так как реализация большего градиента температур на поверхностях термоэлектрического элемента обеспечивает высокую скорость достижения заданных температур и стабилизации рабочих параметров приводной системы, рисунки 6.11–6.12.

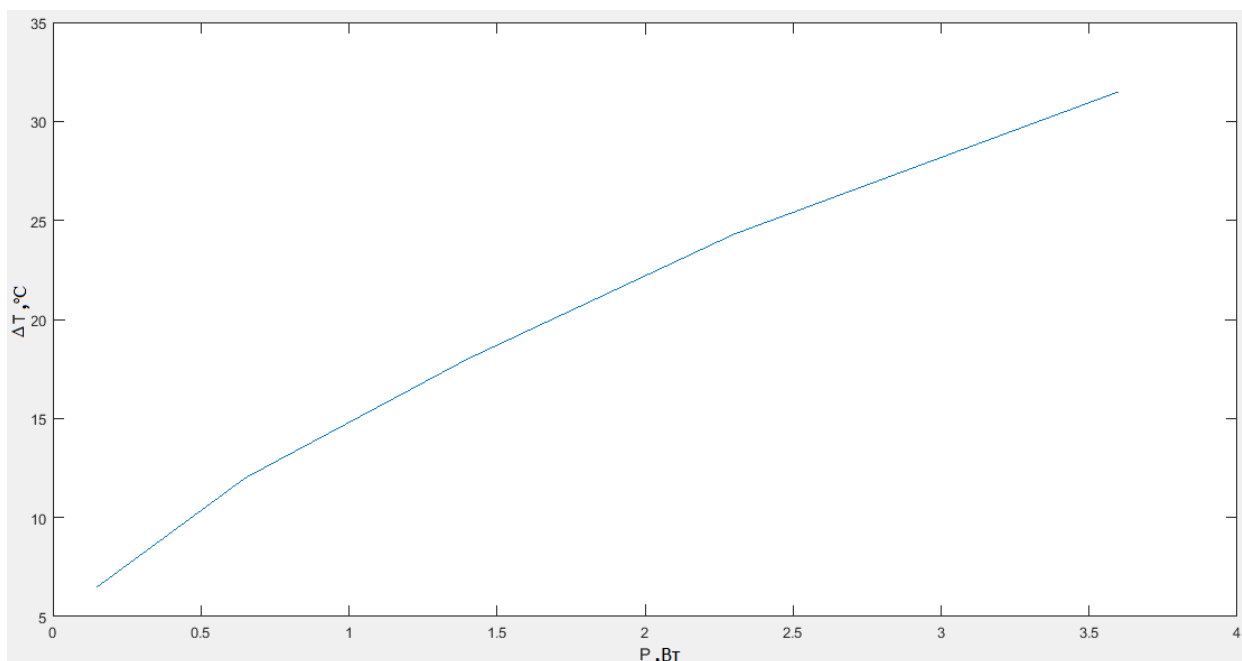


Рисунок 6.11. Зависимость градиента температур на горячей и холодной поверхностях от мощности для случая рабочая среда – циркулирующий воздух, материал поверхностей термоэлектрического элемента – композитная керамика

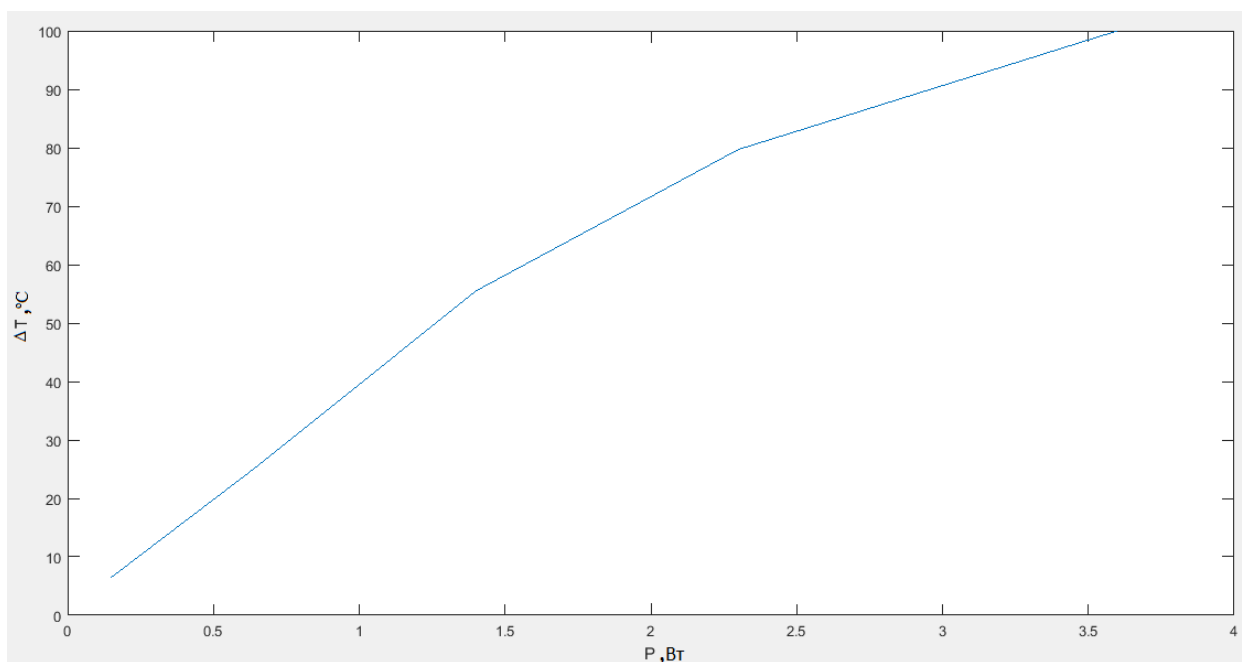


Рисунок 6.12. Зависимость градиента температур на горячей и холодной поверхностях от мощности для случая рабочая среда – жидкий хладагент, материал поверхностей термоэлектрического элемента – композитная керамика

Проведем расчеты зависимости градиента температур на горячей и холодной поверхностях от мощности для поверхностей термоэлектрического

элемента, выполненных из композитной керамики и поверхностей термоэлектрического элемента, изготовленных из алюминиевого сплава. Очевидно, что алюминиевый сплав обладает более высокой теплопроводностью в сравнении с керамикой на основе оксида алюминия, что подтверждается результатами численного эксперимента, рисунки 6.12–6.13.

Первый этап численного моделирования позволяет рационализировать выбор охлаждающих сред и материалов для реологического дросселя-термостата, что делает возможным оптимизировать работу магнитореологических приводных систем и сократить время их переходных процессов.

Также первая часть предложенной численной модели способна производить оптимизацию по целому ряду других физических и геометрических параметров.

В целом для оценки эффективности отвода тепла от рабочей среды целесообразно использовать значения термосопротивления, которое выражает изменение температуры при рассеивании мощности в 1 Вт.

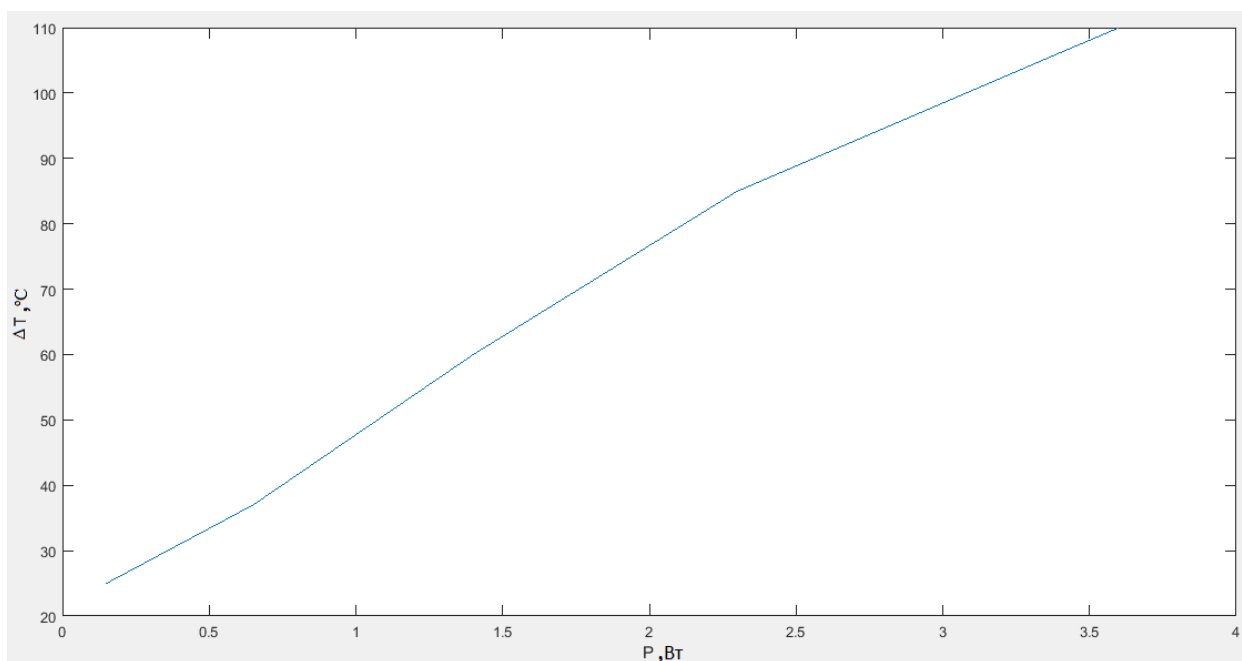


Рисунок 6.13. Зависимость градиента температур на горячей и холодной поверхностях от мощности для случая рабочая среда – жидкий хладагент, материал поверхностей термоэлектрического элемента – сплав алюминия

Поэтому теперь опишем расчетные зависимости, позволяющие провести параметрическую оптимизацию полупроводниковой сборки термоэлектрических элементов [205–208].

Термосопротивление холодной стороны системы охлаждения полупроводниковых термоэлектрических элементов:

$$R_{MRF/TSEC} = \frac{T_{MRF} - T_{TSEC}}{Q_c} \quad (6.37)$$

Термосопротивление подложки на холодной стороне полупроводниковых термоэлектрических элементов:

$$R_{TSEC/S_c} = \frac{T_{TSEC} - T_{S_c}}{Q_c} \quad (6.38)$$

Термосопротивление подложки на горячей стороне полупроводниковых термоэлектрических элементов:

$$R_{S_h/TSEH} = \frac{T_{S_h} - T_{TSEH}}{Q_h} \quad (6.39)$$

$T_{S_h}; T_{S_c}$ – температура медной подложки.

Термосопротивление горячей стороны системы охлаждения полупроводниковых термоэлектрических элементов:

$$R_{TSEH/CF} = \frac{T_{TSEH} - T_{CF}}{Q_h} \quad (6.40)$$

$T_{TSEH}; T_{TSEC}$ – температура поверхности стороны полупроводниковых термоэлектрических элементов, T_{CF} – температура охлаждающей жидкости, T_{MRF} – температура магнито-реологической рабочей среды, $Q_c; Q_h$ – мощность рассеивания тепловой энергии.

Мощность необходимая на теплопроводность между теплой стороной полупроводниковых термоэлектрических элементов и холодной:

$$Q_{p-n} = \frac{T_0 - T}{R_{p-n}} \quad (6.41)$$

R_{p-n} – термосопротивление p-n перехода:

$$R_{p-n} = \frac{T_0 - T}{Q_{p-n}} = R_{S_h/S_c} \quad (6.42)$$

T – температура, при которой поглощается тепло в охлаждающем спае, T_0 – температура, при которой выделяется тепло в горячем спае.

Термосопротивление реологического дросселя-термостата холодная сторона:

$$R_{thc} = R_{MRF/TSEC} + R_{TSEC/S_c} = \frac{T_{MRF} - T_{S_c}}{Q_c} \quad (6.43)$$

Термосопротивление реологического дросселя-термостата горячая сторона:

$$R_{thh} = R_{S_h/TSEH} + R_{TSEH/CF} = \frac{T_{S_h} - T_{CF}}{Q_h} \quad (6.44)$$

Термосопротивление элементов регулирования термодинамических параметров реологического дросселя-термостата:

$$R_{MRT} = R_{S_h/S_c} \quad (6.45)$$

Мощность полупроводниковых термоэлектрических элементов:

$$W = IU \quad (6.46)$$

I – сила тока, U – напряжение.

Принципиальная схема термоэлектрических элементов Пельтье рисунок 6.14. Схема полупроводниковых термоэлектрических пар рисунок 6.15.

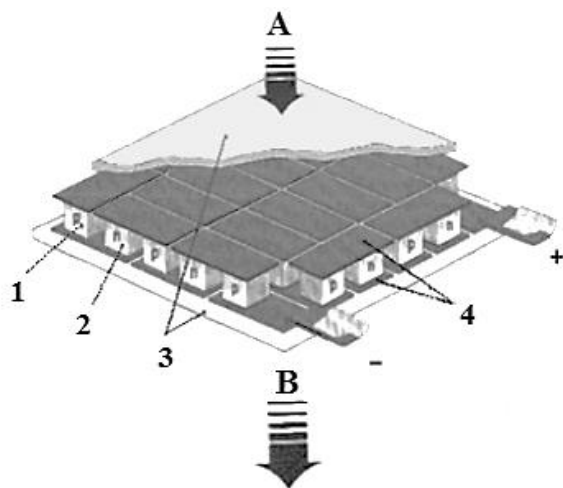


Рисунок 6.14. Термоэлектрический элемент Пельтье: А – холодная сторона, В – горячая сторона, 1 – полупроводник р-типа, 2 – полупроводник n-типа, 3 – керамический изолятор, 4 – проводящая медная подложка

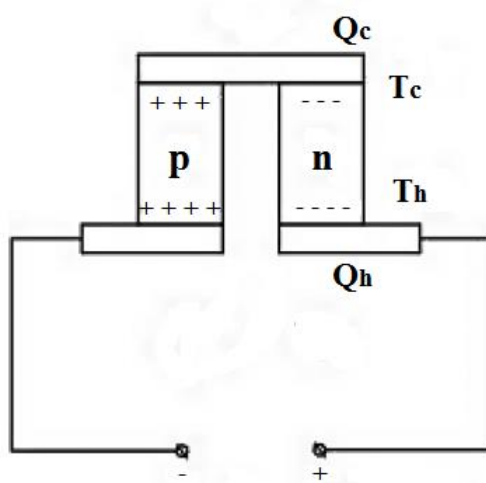


Рисунок 6.15. Схема полупроводниковых термоэлектрических пар

Для термоэлектрических пар, образующих термоэлектрические элементы Пельтье в предложенной конструкции реологического дросселя-термостата, использованы следующие полупроводниковые материалы:

p – ветвь $Bi_2Te_3Sb_{1,5}$

n – ветвь $Bi_2Te_3Se_{0.3}$

Тепловая мощность поглощаемая:

$$\begin{aligned} Q_c &= \alpha I \Delta T; \\ \Delta T &= T_0 - T. \end{aligned} \quad (6.47)$$

Сумма термо-ЭДС p- и n- ветвей полупроводников:

$$\alpha = \alpha_p + \alpha_n \quad (6.48)$$

На основании эффекта Джоуля тепловая мощность выделяемая:

$$Q_h = Q_c + W_T \quad (6.49)$$

W_T – тепловая мощность:

$$W_T = UR_0 \quad (6.50)$$

R_0 – электрическое сопротивление p- и n- ветвей:

$$R_0 = \frac{R}{N_{p-n}} \quad (6.51)$$

Сопротивление полупроводникового термоэлектрического элемента:

$$\begin{aligned} R &= \frac{\alpha(T_0 - T)N_{p-n}}{I_{opt}[\sqrt{1 + zT_m} - 1]}; \\ I_{opt} &= \frac{W_T}{U}. \end{aligned} \quad (6.52)$$

Мощность:

$$W_T = \frac{Q_c}{\varepsilon} \quad (6.53)$$

ε – холодильный коэффициент:

$$\varepsilon = \frac{T}{T_0 - T} \frac{M - T_0 / T}{M + 1} \quad (6.54)$$

M – вспомогательный коэффициент:

$$M = \sqrt{1 + 0.5z(T_0 + T)} \quad (6.55)$$

Отводимая от горячего спая к холодному теплота:

$$Q_m = k_{p-n-} (T_0 - T) \quad (6.56)$$

k_{p-n-} – средний удельный коэффициент теплопроводности ветвей.

Холодопроизводительность полупроводниковых термоэлементов с учетом потерь:

$$Q_0 = \alpha T I - 0.5 I^2 R - k_{p-n-} (T_0 - T) \quad (6.57)$$

Теплота, отводимая от горячего спая с учетом потерь:

$$Q_q = \alpha T_0 I - 0.5 I^2 R - k_{p-n-} (T_0 - T) \quad (6.58)$$

Реальная работа цикла с учетом потерь:

$$A = Q_q - Q_0 = \alpha I (T_0 - T) \quad (6.59)$$

Холодильный коэффициент реального цикла при потерях:

$$\varepsilon = \frac{\alpha I I - 0.5 I^2 R - k_{p-n-} (T_0 - T)}{I^2 R + \alpha I (T_0 - T)} \quad (6.60)$$

Добротность полупроводникового вещества:

$$z = \left[\frac{\alpha_p + \alpha_n}{\left(\frac{\chi_p}{\sigma_p}\right)^{1/2} + \left(\frac{\chi_n}{\sigma_n}\right)^{1/2}} \right]^2 \cdot 300 \quad (6.61)$$

$\chi_p; \chi_n$ – среднеинтегральные коэффициенты теплопроводности, $\sigma_p; \sigma_n$ – среднеинтегральные коэффициенты электропроводности.

КПД:

$$\eta = \frac{\Delta T}{T_0} \frac{\sqrt{1 + z T_m} - 1}{\sqrt{1 + z T_m} - \frac{T}{T_0}} \quad (6.62)$$

Требуемое количество p- n- ветвей в сборке:

$$N_{p-n-} = \frac{U}{2\alpha\Delta T} \frac{\sqrt{1 + z T_m} + 1}{\sqrt{1 + z T_m}}; \quad (6.63)$$

$$T_m = 0.5(T_0 + T).$$

Количество p- n- ветвей в полупроводниковом термоэлектрическом элементе Пельтье сборки:

$$N_{TSE} = \frac{N_{p-n}}{n_{TSE}} \quad (6.64)$$

n_{TSE} – количество полупроводниковых термоэлектрических элементов Пельтье в сборке.

Из закона Фурье величина потока тепла:

$$Q = -k_h S \frac{dT}{dx} \quad (6.65)$$

k_h – коэффициент теплопроводности, S – площадь соприкосновения, $\frac{dT}{dx}$ – изменение температуры в рассматриваемом направлении.

Очевидно, что оценку эффективности реологического дросселя-термостата допустимо произвести по значениям термосопротивления, следовательно, по значениям термосопротивления возможно проведение оптимизации рабочего процесса реологического дросселя-термостата.

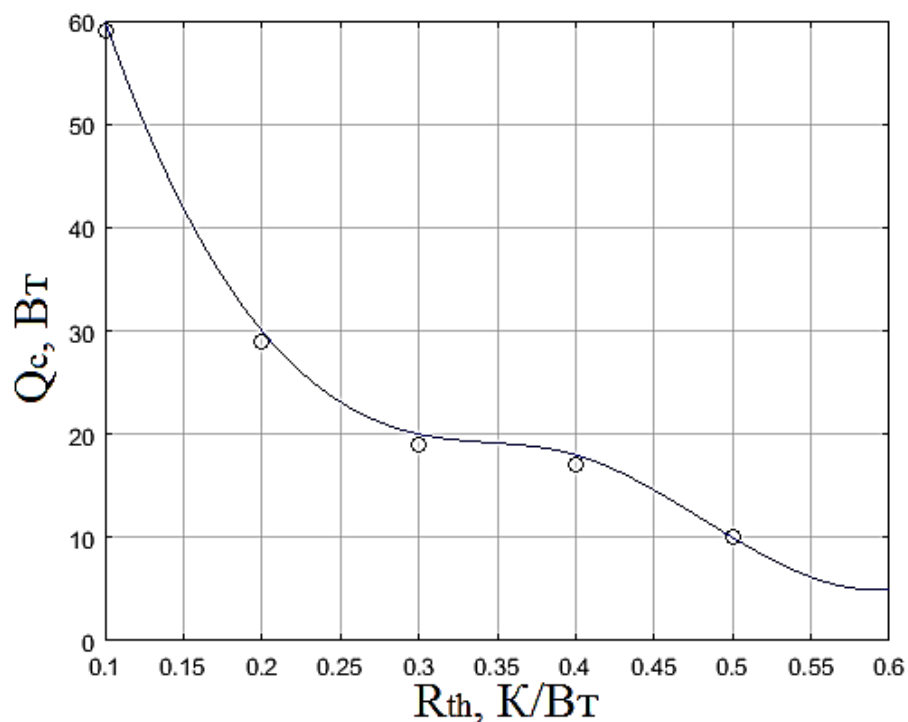


Рисунок 6.16 Зависимость поглощаемой тепловой мощности в системе термостатирования от термосопротивления. Точки – экспериментальные данные

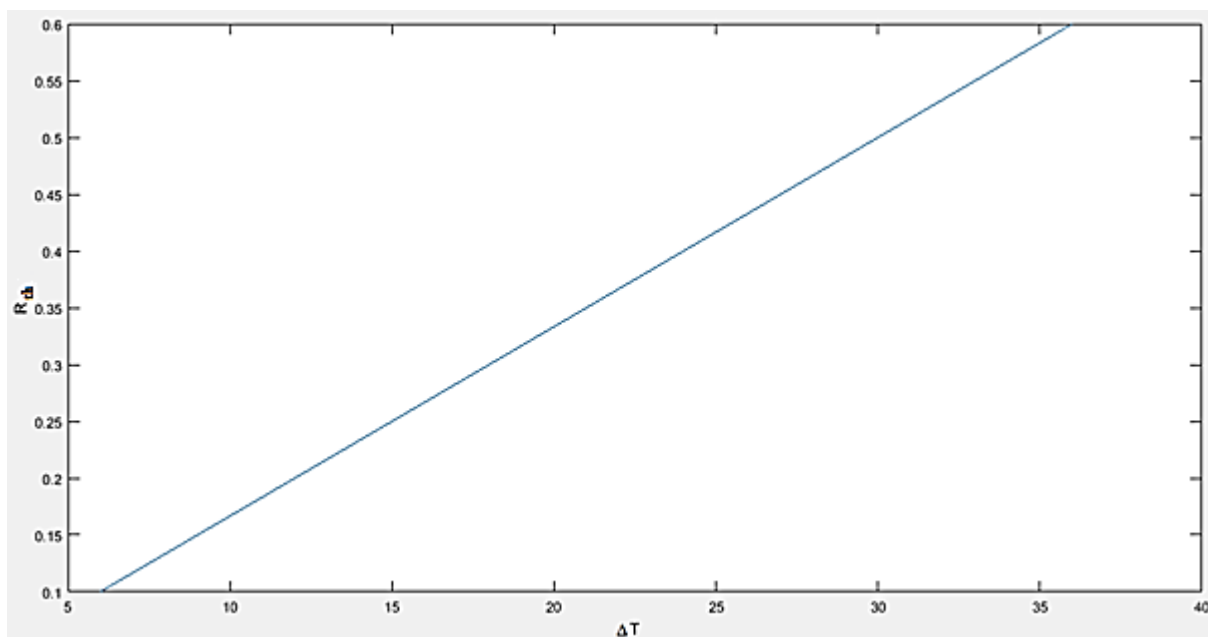


Рисунок 6.17. Результаты численного моделирования зависимости перепада температур на реологическом дросселе-термостате от термосопротивления

Приведенные результаты моделирования реологического дросселя-термостата на рисунках 6.16–6.17 наглядно иллюстрируют значительную зависимость рабочих характеристик реологического дросселя-термостата от значений термосопротивления, что подтверждает целесообразность выбора значений термосопротивления в качестве критерия оптимизации.

В качестве систем охлаждения широко применяются компрессорные холодильные машины, но высокопроизводительное компрессорное оборудование имеет большие массогабаритные показатели и немалую стоимость, так как значительные перепады температур в компрессорах реализуются путем создания многоступенчатых конструкций рабочих камер, клапанов и систем уплотнений, работающих при больших положительных и отрицательных температурах, перепадах давления. Процессы сжатия хладагента высоко энергозатратны, что приводит к значительным эксплуатационным расходам и вероятности перегрева компрессоров. Серьезной проблемой являются сложности, возникающие при сервисном обслуживании элементов рабочих камер компрессоров и их низкая ремонтпригодность. Поэтому установка высокопроизводительных компрессорных холодильных систем на приводы систем виброзащиты

существенно повышает массогабаритные показатели конечных изделий и усложняет проведение сервисных мероприятий.

Термоэлектрические элементы Пельтье позволяют создавать разность температур сторон до 70 °С и отрицательные температуры на холодной стороне термоэлектрического элемента в однокаскадных конструкциях устройств управления термодинамическими параметрами, при этом обладая малыми габаритами и массой. Для этого требуется исполнение системы терморегулирования с воздушным или жидкостным охлаждением горячей стороны термоэлектрического элемента, но применение жидкостного охлаждения является более рациональным, так как жидкость позволяет отводить значительные потоки тепла при циркуляции малых объемов хладагента, создавая достаточный градиент температур на сторонах термоэлектрического элемента. Поддержание температуры горячей стороны термоэлектрического элемента равной температуре окружающей среды приводит к снижению температуры его холодной стороны на десятки градусов. Это дает возможность реализовывать высокоэффективные системы терморегулирования на одноступенчатых маломощных компрессорных установках.

На сегодняшний день не существует универсальных общепризнанных методик конструирования и расчета гибридных систем терморегулирования для гидравлических и магнитореологических приводов, применяющих сочетание термоэлектрических элементов и компрессорных установок, что затрудняет процессы проектирования и снижает достоверность получаемых результатов численного моделирования.

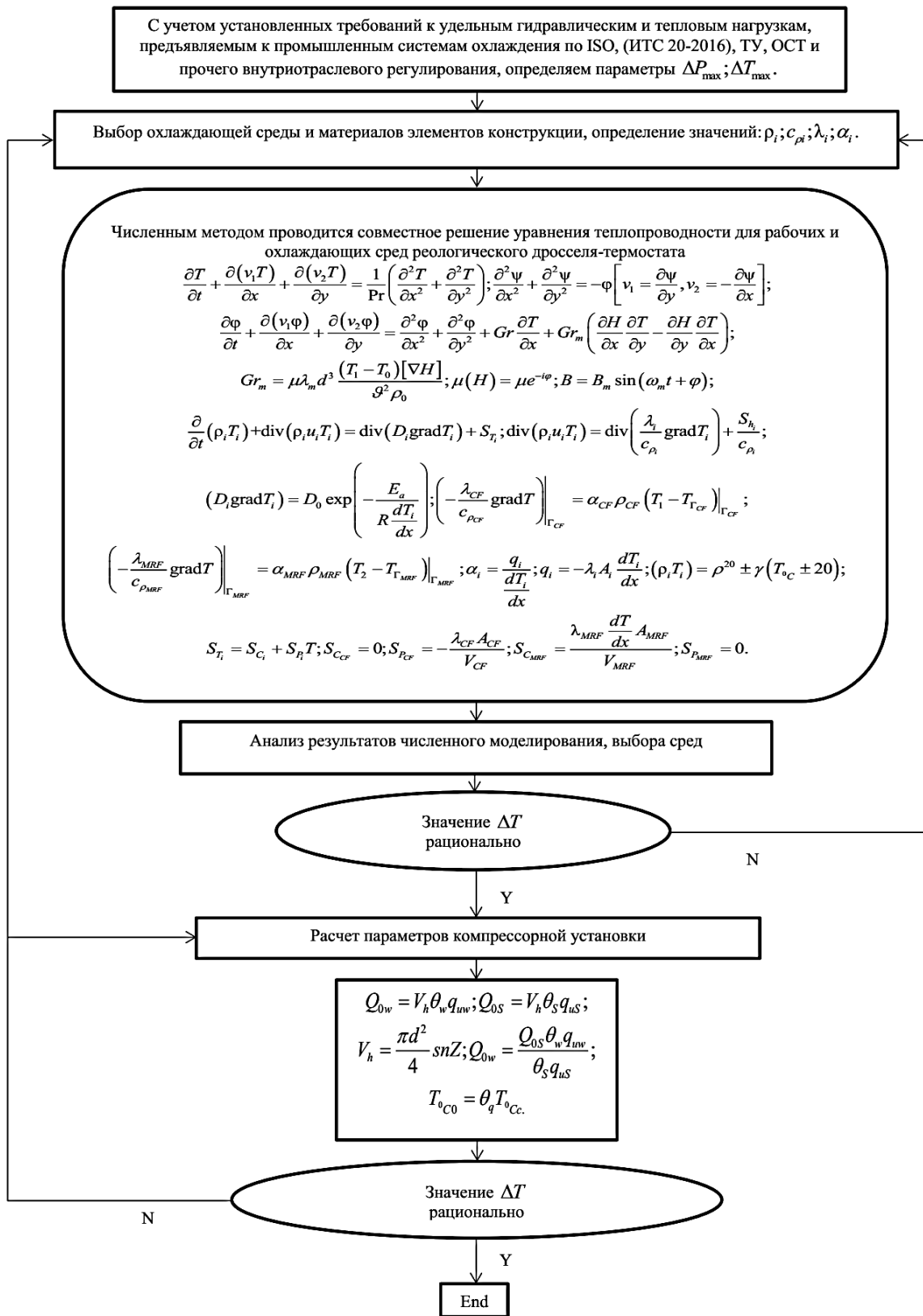


Рисунок 6.18. Обобщенные методы проектирования и расчета системы термостатирования рабочей среды, имеющей в своем составе устройство, реализующее рабочий процесс за счет применения термоэлектрических элементов с жидкостным охлаждающим контуром – 2 этап рационализация параметров компрессорной установки

Основываясь на следующих численных зависимостях, разработаем метод [209–215], опишем вторую часть численной модели (2 этап рационализация параметров компрессорной установки), рисунок 6.18.

Как уже было отмечено, варианты конструкций систем терморегулирования предусматривающих отвод тепла посредством жидкой среды являются более высокоэффективными, на рисунке 6.19 приведена схема холодильной машины.

Распределение хладагента осуществляется четырехходовым краном. Горячий хладагент из компрессора конденсируется, поступая в теплообменник, отдавая тепло к внешней среде. Через регулирующий вентиль хладагент поступает в реологический дроссель-термостат, закипая, охлаждает горячую сторону термоэлектрического элемента. Отработанные пары хладагента отводятся во всасывающую линию компрессора. Температура хладагента, поступающего в реологический дроссель-термостат, регулируется степенью изменения его компрессии в рабочей камере. Термоэлектрические элементы Пельтье способны работать в режиме термоциклирования, что достигается изменением полярности источника постоянного тока и приводит к смене горячей и холодной сторон. Границы сред обозначены на рисунке 6.20.

Тепловые процессы, протекающие в рабочей среде, опишем следующим уравнением:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_i T_i) + \operatorname{div}(\rho_i u_i T_i) = \operatorname{div}(D_i \operatorname{grad} T_i) + S_{T_i} \quad (6.66)$$

Член уравнения $\operatorname{div}(\rho_i u_i T_i)$:

$$\operatorname{div}(\rho_i u_i T_i) = \operatorname{div}\left(\frac{\lambda_i}{c_{\rho i}} \operatorname{grad} T_i\right) + \frac{S_{h_i}}{c_{\rho i}} \quad (6.67)$$

S_{h_i} – объемная скорость выделения теплоты:

$$S_{h_i} = \frac{S_{T_i}}{c_{\rho i}} \quad (6.68)$$

$c_{\rho i}$ – теплоемкость, D_i – коэффициент диффузии, T_i – температура, λ_i – коэффициент теплопроводности, t – время, ρ_i – плотность.

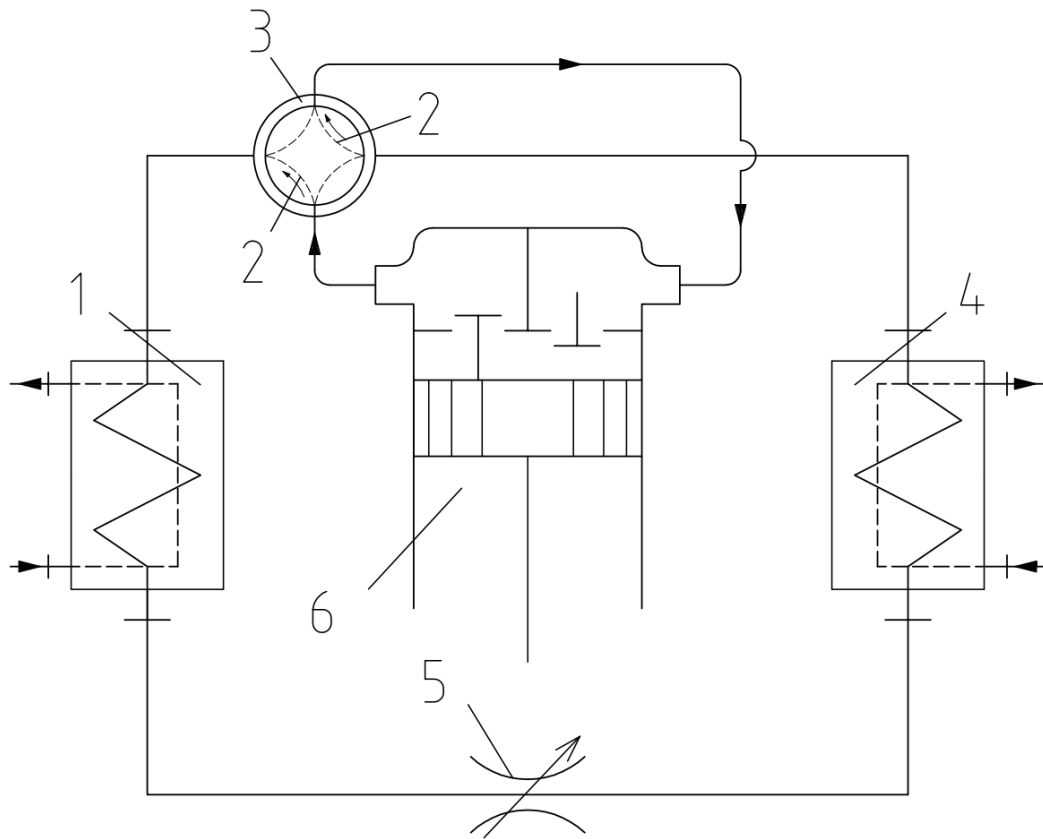


Рисунок 6.19. Система терморегулирования: 1 – теплообменник, 2 – направление движения хладагента при охлаждении термоэлектрических элементов, 3 – четырехходовой кран-переключатель, 4 – реологический дроссель-термостат, 5 – дроссель, 6 – компрессор

Член уравнения $div(D_i grad T_i)$:

$$(D_i grad T_i) = D_0 \exp \left(- \frac{E_a}{R \frac{dT_i}{dx}} \right) \quad (6.69)$$

D_0 – значение коэффициента диффузии, при температуре T_0 , E_a – энергия активации, R – универсальная газовая постоянная.

Член уравнения S_{T_i} :

$$S_{T_i} = S_{C_i} + S_{R_i} T \quad (6.70)$$

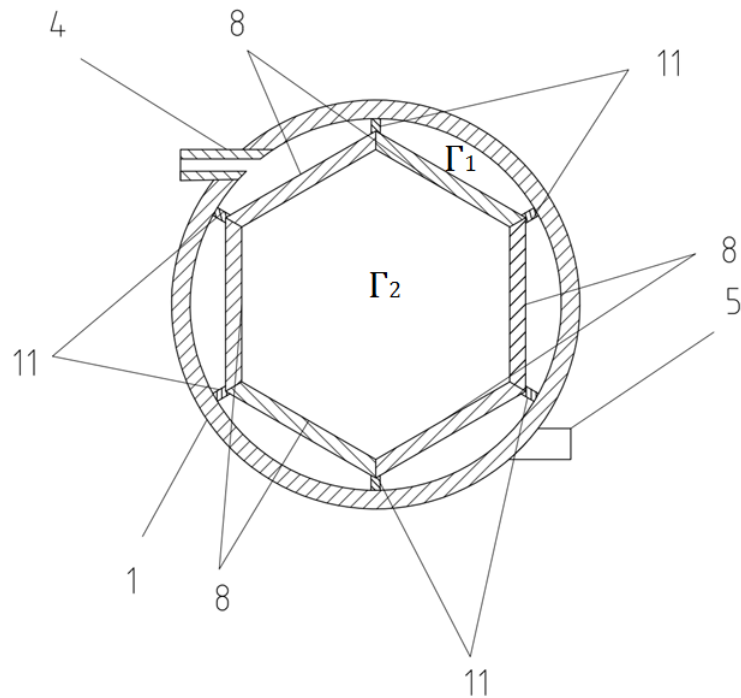


Рисунок 6.20. Реологический дроссель-термостат: 1 – гидролиния, 4; 5 – патрубки, 8 – полупроводниковые термоэлектрические элементы, 11 – перфорированная пластина

Член уравнения $div(\lambda_i grad T_i)$:

$$\left(-\frac{\lambda_1}{c_{\rho 1}} grad T \right) \Big|_{\Gamma_1} = \alpha_1 \rho_1 (T_1 - T_{\Gamma_1}) \Big|_{\Gamma_1}; \quad (6.71)$$

$$\left(-\frac{\lambda_2}{c_{\rho 2}} grad T \right) \Big|_{\Gamma_2} = \alpha_2 \rho_2 (T_2 - T_{\Gamma_2}) \Big|_{\Gamma_2}.$$

$\rho_1; \rho_2$ – плотности сред, $\lambda_1; \lambda_2$ – коэффициент теплопроводности, $T_1; T_2$ – температура стенок смачиваемых средами, $T_{\Gamma_1}; T_{\Gamma_2}$ – температура сред, $\alpha_1; \alpha_2$ – средний по поверхности коэффициент теплоотдачи среде:

$$\alpha_1 = \frac{q_1}{\frac{dT}{dx}}; \alpha_2 = \frac{q_2}{\frac{dT}{dx}}. \quad (6.72)$$

Плотность теплового потока в хладагенте:

$$q_1 = -k_1 A_1 \frac{dT}{dx} \quad (6.73)$$

Плотность теплового потока в магнитореологической рабочей среде:

$$q_2 = -k_2 A_2 \frac{dT}{dx} \quad (6.74)$$

$\frac{dT}{dx}$ – градиент температуры сред, $A_1; A_2$ – площадь соприкосновения, $k_1; k_2$ – коэффициенты теплопроводности.

Член уравнения $\frac{\partial}{\partial t}(\rho_i T_i)$:

$$(\rho_i T_i) = \rho^{20} \pm \gamma (T_{\cdot c} \pm 20) \quad (6.75)$$

ρ^{20} – плотность жидкой среды при 20°C, γ – средняя температурная поправка на 1°C, $T_{\cdot c}$ – температура в Цельсиях.

Тепловые эффекты в хладагенте:

$$\begin{aligned} S_{C_1} &= 0; \\ S_{P_1} &= -\frac{k_1 A_1}{V_1}. \end{aligned} \quad (6.76)$$

V_1 – эффективный объем хладагента.

Тепловые эффекты в магнитореологической рабочей среде:

$$S_{C_2} = \frac{k_2 \frac{dT}{dx} A_2}{V_2};$$

$$S_{P_2} = 0.$$
(6.77)

V_2 – эффективный объем магнитореологической рабочей среды.

Установим холодопроизводительность.

Рабочая холодопроизводительность компрессора:

$$Q_{0w} = V_h \theta_w q_{uw}$$
(6.78)

Стандартная холодопроизводительность компрессора:

$$Q_{0s} = V_h \theta_s q_{us}$$
(6.79)

$q_{uw}; q_{us}$ – объемная холодопроизводительность, $\theta_w; \theta_s$ – коэффициент подачи хладагента.

Объем поршневой полости компрессора:

$$V_h = \frac{\pi d^2}{4} snZ$$
(6.80)

Z – число рабочих камер, d – диаметр рабочих камер, n – частота вращения вала компрессора, s – ход поршня.

Расчет холодопроизводительности компрессора при неустановившемся режиме:

$$Q_{0w} = \frac{Q_{0s} \theta_w q_{uw}}{\theta_s q_{us}}$$
(6.81)

Температура кипения хладагента:

$$T_{c0} = \theta_q T_{cC}$$
(6.82)

θ_q – коэффициент подогрева, T_{cc} – температура конденсации.

На основе численной модели получена зависимость динамики изменения значений плотности магнитореологической среды во времени, рисунок 6.21.

Это связано с тем, что основным параметром, по которому рационально оценивать реологические и термодинамические характеристики рабочей среды является ее плотность. Как известно, именно плотность заполнения рассматриваемого объема молекулами среды определяет интенсивность процессов теплопроводности и диффузии в нем. Следовательно, изменения плотности оказывает влияние на значения каждого члена уравнения, описывающего тепловые процессы, протекающие в рабочей среде.

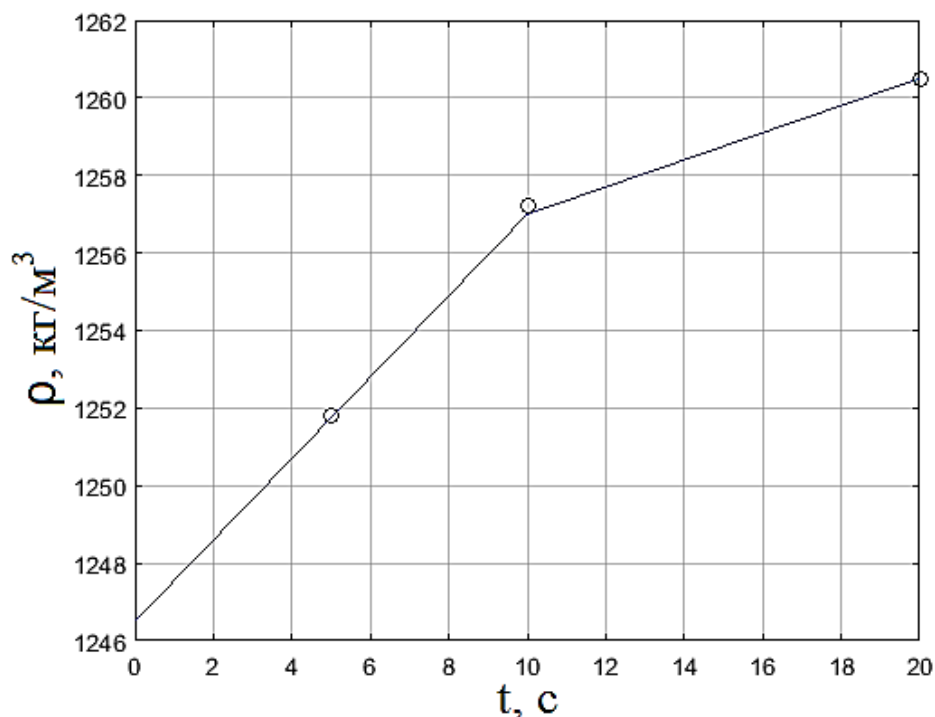


Рисунок 6.21. Динамика изменения значений плотности магнитореологической среды во времени. Точки – экспериментальные данные

Результаты численного моделирования свидетельствуют о достаточной высокой скорости изменения значений плотности рабочей среды и в целом о высокой эффективности разработанной системы терморегулирования, не смотря на ее малые размеры и низкую мощность одноступенчатой компрессорной установки.

Еще одним важным параметром систем охлаждения и термостатирования является их управляемость. Графические зависимости, рисунок 6.22., иллюстрируют хороший отклик охлаждающей системы на повышение силы тока сигнала управления и значительное увеличение поглощаемой термоэлектрическим элементом тепловой мощности при малом росте силы тока. Полученные значения поглощаемой тепловой мощности доказывают, что предлагаемая конструкция охлаждающей системы обладает хорошими мощностными показателями, и что реализация регулирования рабочих параметров системы термостатирования за счет коррекции вольт-амперных характеристик в целом эффективна, а оптимизация вольт-амперных характеристик служит хорошим методом рационализации рабочих процессов гибридных систем терморегулирования.

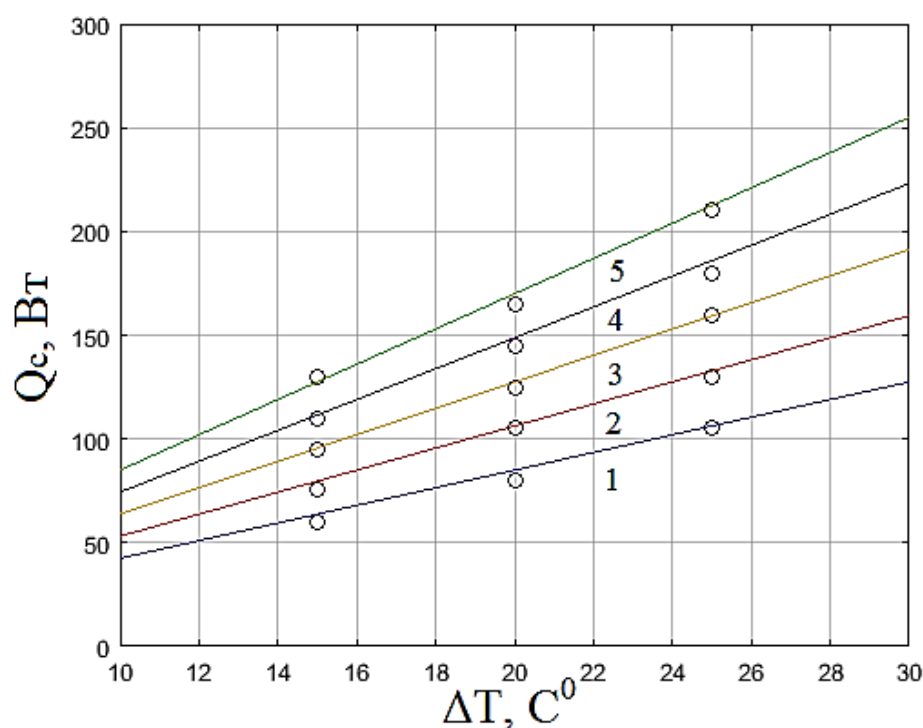


Рисунок 6.22. Зависимость поглощаемой тепловой мощности в системе термостатирования от разницы температур магнитореологической рабочей среды и хладагента при силе тока управляющего сигнала 1: $I=1$ А; 2: $I=1.25$ А; 3: $I=1.5$ А; 4: $I=1.75$ А; 5: $I=2$ А. Точки – экспериментальные данные

Учитывая магнитные свойства рабочей среды с целью поддержания заложенных параметров стабильности рабочих процессов и повышения надежности системы разработана методика расчета и настройки охлаждающего элемента, предусматривающая параметрическую оптимизацию динамических характеристик магнитореологической системы по значению градиента магнитной восприимчивости рабочей среды.

Научное обоснование предложенного метода параметрической оптимизации системы термостатирования основано на эффекте термомагнитной конвекции в средах, обладающих магнитными свойствами, которая протекает в соответствии с законом Кюри-Вейса и связана с парамагнитными свойствами и со снижением магнитной восприимчивости частиц магнетика при росте температуры рабочей среды.

Тепловыделения в слое объема магнитореологической среды, по мере приближения к источнику электромагнитного поля, возрастают, создавая по объему градиент магнитной восприимчивости.

Очевидно, что частицы магнетика холодного объема магнитореологической жидкости обладают большей магнитной восприимчивостью и притягиваются сильнее, чем частицы магнетика горячего объема, что приводит к самоциркуляции рабочей жидкости, но также и к неоднородности магнитных свойств в объеме.

Поэтому динамику тепловых процессов в объеме магнитореологической рабочей среды следует оценивать исходя из условия однородности или неоднородности магнитных свойств.

Для этого необходимо рассмотреть термогидромагнитодинамику процесса, которую для магнитореологического демпфера можно описать системой уравнений феррогидродинамики Розенцвайга-Нойрингера [130–131]:

$$\begin{aligned}
\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial(v_1 T)}{\partial x} + \frac{\partial(v_2 T)}{\partial y} &= \frac{1}{\text{Pr}} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right); \\
\frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2} &= -\Phi \left[v_1 = \frac{\partial \psi}{\partial y}, v_2 = -\frac{\partial \psi}{\partial x} \right]; \\
\frac{\partial \Phi}{\partial t} + \frac{\partial(v_1 \Phi)}{\partial x} + \frac{\partial(v_2 \Phi)}{\partial y} &= \frac{\partial^2 \Phi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \Phi}{\partial y^2} + Gr \frac{\partial T}{\partial x} + Gr_m \left(\frac{\partial H}{\partial x} \frac{\partial T}{\partial y} - \frac{\partial H}{\partial y} \frac{\partial T}{\partial x} \right); \\
Gr_m &= \mu_0 \lambda_m d^3 \frac{(T_1 - T_0)[\nabla H]}{g^2 \rho_0}; \\
\lambda_m &= k_{pm} + \beta_V M_{r0}; \\
[\nabla H] &= \frac{2I}{\pi r^2}.
\end{aligned} \tag{6.83}$$

r – радиус рабочей камеры демпфера, $[\nabla H]$ – в радиальном направлении по объему рабочей среды.

Очевидно, что данная система требует введение численных зависимостей, позволяющих учесть особенности течений в камерах оригинальных устройств, формируемые геометрией проточной части и комбинацией регулирующих воздействий.

Функция тока:

$$v = \text{rot} \psi \tag{6.84}$$

Функция вихря:

$$\omega = \text{rot} v \tag{6.85}$$

Принимая во внимание, что значения функций (6.84) и (6.85) формируются характеристиками управляющего электромагнитного поля параметры ω и v задаются и определяются из решения уравнений Максвелла.

$$\begin{aligned}
\frac{\partial B}{\partial t} &= \text{rot}([v \times B] - E); \\
\text{rot} \frac{1}{\mu} B &= 4\pi j; \\
\nabla B &= \mu j; \\
\mu &= \frac{B}{H}; \\
\text{rot} \frac{1}{\mu} B &= 4\pi j_{cm} = 4\pi \varepsilon_0 \frac{\partial E}{\partial t} + \frac{\partial P}{\partial t}.
\end{aligned}
\tag{6.86}$$

Градиент температур в направлениях x , y рассчитываются решением систем, описывающих рабочий процесс термостатирования рабочей среды численным методом.

В рабочей камере магнитореологического демпфера с распределенными диссипативно-жесткостными свойствами магнитная индукция управляющего поля неоднородна, так как сборка электромагнитов за счет последовательного включения образует бегущее электромагнитное поле, поэтому изменение значений магнитной индукции в рабочей камере в направлении z можно представить в виде:

$$B = B_m \sin(\omega_m t + \varphi) \tag{6.87}$$

Так как управляющие электромагнитные поля нестационарные и существует зависимость магнитной проницаемости среды от частоты внешних полей, справедливо следующее:

$$\mu(H) = \mu e^{-i\varphi} \tag{6.88}$$

Поэтому в уравнении феррогидродинамики при расчете градиента магнитной восприимчивости в объеме рабочей среды задаем магнитную проницаемость среды в виде функции от напряженности магнитного поля и определяем частотно-фазовые характеристики управляющих электромагнитных полей из требуемого условия минимума или максимума градиента магнитной проницаемости (градиента магнитной восприимчивости) среды.

С целью поддержания стабильности статических характеристик в проточной полости устройства задается условие минимума градиента магнитной проницаемости (градиента магнитной восприимчивости) среды.

В замкнутых полостях, для реализации эффекта термомагнитной конвекции принимается условие максимума градиента магнитной проницаемости (градиента магнитной восприимчивости) среды.

6.4. Методология проектирования и расчета корпусов магнито-реологических и феррожидкостных систем виброзащиты комбинированного типа

Не редко проблема в реализации технического проекта заключается в отсутствии материалов с заданными физико-химическими свойствами. Особенно это широко распространено в отраслях промышленности, связанных с ракето-, авио- и точным машиностроением, где существуют особые требования предъявляемые к прочностным свойствам материалов, их долговечности и способности сопротивляться различным видам деформаций и напряжений. Именно поэтому элементы корпусов данных конструкций зачастую выполняют из композитных материалов.

При проектировании магнито-реологических систем виброзащиты кроме приемлемых прочностных свойств конструктивные материалы должны обладать еще и рядом функциональных свойств, например, пропускать магнитные и электромагнитные излучения или наоборот их экранировать.

Принимая во внимание принцип работы магнито-реологических устройств, установка электромагнитных блоков управления на корпус требует изготовление корпусов из магнитопроводящих материалов и исключает применение в качестве материала металлов, что связано с замыканием магнитных потоков на металлическом элементе и возникновением эффекта экранирования металлом.

Так как управление рабочими характеристиками в магнито-реологических системах происходит за счет воздействия на жидкость, обладающую ферромагнитными свойствами, внешних электромагнитных полей. Поэтому в магнито-реологических системах виброзащиты и в их приводах элементы

конструкций, в полости которых или непосредственно на которые устанавливаются блоки электромагнитного управления, должны пропускать электромагнитные поля и для их изготовления не возможно применение металлов, а перспективным решением данной проблемы является использование полимерных композитов.

Особо высокими прочностными качествами обладают волокнистые полимерные композиты, которые способны выдерживать напряжения, превышающие допустимые напряжения, при которых сохраняется целостность стальных элементов. Недостатком волокнистых полимерных композитов является то, что данные материалы выдерживают высокие напряжения растяжения или сжатия, приложенные только в осевом направлении, то есть вдоль волокна, а их способность противостоять нагружению в радиальном направлении и по касательной значительно уступает значениям допустимых осевых напряжений.

Магнитореологические системы виброзащиты в процессе их эксплуатации испытывают разнонаправленные динамические нагрузки, что требует применения материала с более изотропными прочностными свойствами.

Формирование композитных структур из цельных волокон значительно повышает прочностные характеристики готовых изделий и позволяет им выдерживать существенные разнонаправленные динамические нагрузки.

Композитный корпус для магнитореологического демпфера (Патент РФ № 185305) [216], имеет неметаллическую оболочку 2, 3 и композитный вкладыш 1, арамидный каркас, которого изготавливается из цельного волокна, начало арамидного волокна располагается в центре основания гильзы. Арамидное волокно, по плоской спирали, сплетается в окружность нужного диаметра, скрепляя витки между собой, при помощи петель, образованных из волокна, после чего по длине полученной окружности формируется цилиндрическая стенка, за счет соединения между собой рядов петель, конец волокна закрепляется на верхнем кольцевом основании цилиндрической стенки. Полученный арамидный каркас армируется цельным углеродным волокном. Углеродное

волокно вплетается по цилиндрической стенке арамидного каркаса, от нижнего основания до верхнего основания, со смещением на каждом верхнем уровне текстильной структуры на одну структурную единицу. При этом образуя виток трехмерной спирали с шагом равным высоте цилиндрической стенки. Достигнув верхнего основания цилиндрической стенки, меняется направление углеродного волокна на обратное направление.

Углеродное волокно вплетается по цилиндрической стенке арамидного каркаса, от верхнего основания до нижнего основания, повторяя траекторию первого витка со смещением в сторону, на одну структурную единицу арамидного каркаса, относительно первого витка спирали. Достигнув нижнего основания цилиндрической стенки, углеродное волокно проходит через основание гильзы, диаметрально, и по аналогии выполняется армирующий виток спирали по цилиндрической стенке арамидного каркаса, от нижнего основания до верхнего основания. И обратный виток, от верхнего основания до нижнего основания, со смещением в сторону, на одну структурную единицу арамидного каркаса, относительно полученного армирующего витка спирали. После чего процесс повторяется и продолжается пока армирование углеродным волокном не будет произведено по всей длине окружности цилиндрического арамидного каркаса. В результате по длине окружности цилиндрического арамидного каркаса образуется круговой массив армирующих витков из углеродного волокна, витки которого переплетены с арамидным волокном и между собой.

Жесткость полимерного корпуса повышается интеграцией пластин жесткости 4, в оболочку корпуса, на уровне крепления композитного корпуса, обеспечивая устойчивость крепежных отверстий к сдвиговым напряжениям и установкой пластины жесткости 4 в область максимальных статических давлений, между основанием композитного вкладыша и внешней оболочкой корпуса, рисунки 6.23–6.25. Использование неметаллических оболочек с композитными вкладышами, позволяет существенно повысить прочностные характеристики корпусов и упростить процесс их изготовления. Арамидный каркас выполняется из цельного волокна, как цилиндрической формы, так и в форме гильзы, для

повышения прочности, арамидный каркас армируется цельным углеродным ВОЛОКНОМ.

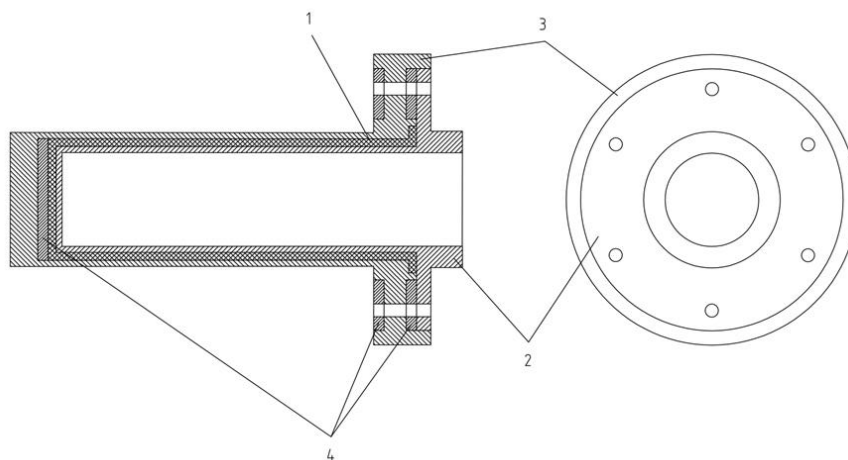


Рисунок 6.23. Композитный корпус для магнитореологического демпфера

Арамидные и углеродные волокна имеют высокую прочность на растяжение, но при условии сохранения их целостности и приложения нагрузки в осевом направлении, вдоль волокна. Удельная прочность углеродного волокна уступает удельной прочности арамидных волокон, но углеродные волокна обладают большей термической стойкостью. Поэтому рационально изготавливать каркасы композитного вкладыша из арамидного волокна, а выполнение плетеной структуры композитного вкладыша из цельных арамидных волокон и армирование цельными углеродными волокнами способствует повышению устойчивости к разнонаправленным динамическим нагрузкам.



Рисунок 6.24. Композитный корпус область крепежных отверстий

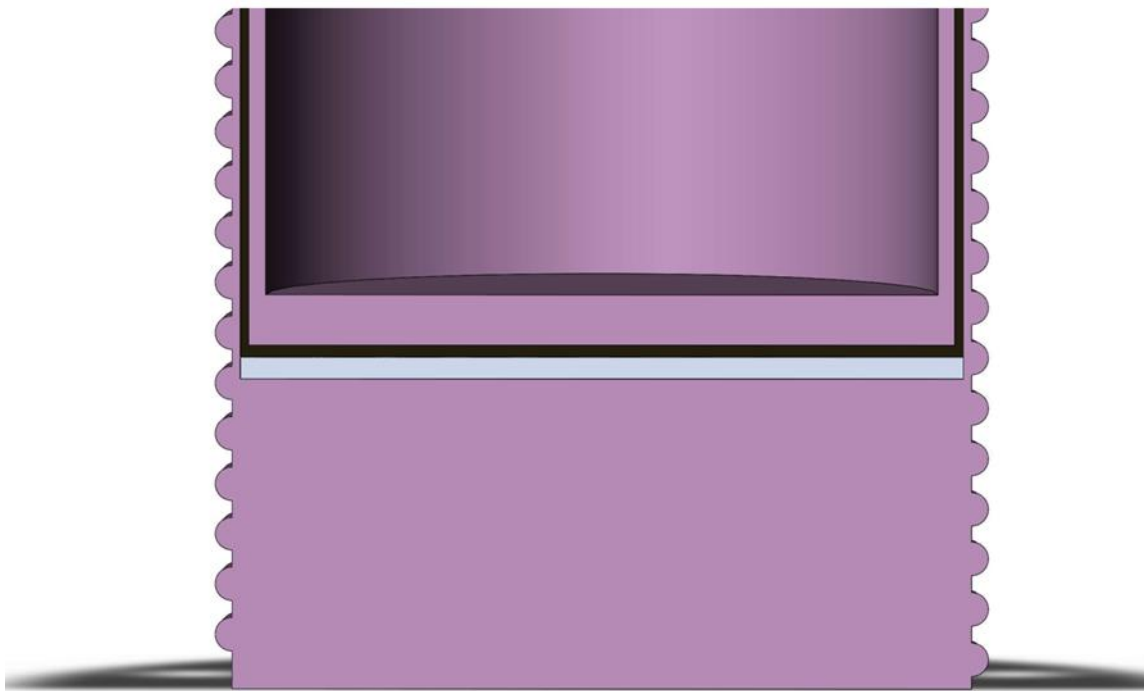


Рисунок 6.25. Композитный корпус область максимальных статических давлений

Рассмотрим вариант моделирования физических свойств композитной конструкции. Очевидно, что корпус магнитореологического демпфера является оболочкой вращения, обладает осевой симметрией и ортотропным волокнистым композитным слоем.

При рассмотрении многослойной конструкции расчет характеристик корпуса магнитореологического демпфера произведем исходя из наличия трехслойной конструкции: волокнистого композитного слоя (композитного вкладыша), связанного компаундом и помещенного между полимерными оболочками.

Углеродные волокна имеют выраженную ориентацию в пространстве. Опишем упругие характеристики композитного слоя послойно. Композитный вкладыш образован углеродным и арамидным волокнами. Принимая во внимание разнонаправленность армирующих волокон и напряжений в корпусе, выделим фрагмент волокнистого композитного слоя расположенного под углом к направлению нагружения. Очевидно, что определение упругих характеристик ортотропного слоя, армированного под углом к направлению нагружения, базируется на определении упругих характеристик композитного слоя в системе координат, совпадающей с направлением армирования и последующего учета напряжений и деформаций через направляющие косинусы углов системы координат, связанной с системой с направлением нагружения. Расчетная модель для композитного вкладыша, основана на численных зависимостях, описанных для волокнистых композитов в работах [216–220].

Поэтому введем две системы координат: ортогональную систему координат с осями x, y, z , совпадающую с направлением нагружения композитного слоя и систему координат с осями 1, 2, 3 расположенную так, что ось 1 армирующего волокна композитного слоя составляет с осью x угол φ .

Напряжения в рассматриваемом волокнистом композитном слое:

$$\begin{aligned}\sigma_x &= \sigma_1 \cos^2(\varphi) + \sigma_2 \sin^2(\varphi) - \tau_{12} \sin(2\varphi); \\ \sigma_y &= \sigma_1 \sin^2(\varphi) + \sigma_2 \cos^2(\varphi) - \tau_{12} \sin(2\varphi); \\ \tau_{xy} &= (\sigma_1 - \sigma_2) \sin(\varphi) \cos(\varphi) + \tau_{12} \cos(2\varphi); \\ \tau_{xz} &= \tau_{13} \cos(\varphi) - \tau_{23} \sin(\varphi); \\ \tau_{yz} &= \tau_{23} \cos(\varphi) - \tau_{13} \sin(\varphi).\end{aligned}\tag{6.89}$$

Деформация в волокнистом композитном слое:

$$\begin{aligned}
\varepsilon_1 &= \varepsilon_x \cos^2(\varphi) + \varepsilon_y \sin^2(\varphi) + \gamma_{xy} \sin(\varphi) \cos(\varphi); \\
\varepsilon_2 &= \varepsilon_x \sin^2(\varphi) + \varepsilon_y \cos^2(\varphi) - \gamma_{xy} \sin(\varphi) \cos(\varphi); \\
\gamma_{12} &= (\varepsilon_y - \varepsilon_x) \sin(2\varphi) + \gamma_{xy} \cos(2\varphi); \\
\gamma_{13} &= \gamma_{xz} \cos(\varphi) + \gamma_{yz} \sin(\varphi); \\
\gamma_{23} &= \gamma_{yz} \cos(\varphi) - \gamma_{xz} \sin(\varphi).
\end{aligned} \tag{6.90}$$

Арамидный слой имеет сложную плетеную структуру, выполненную из цельного волокна, что позволяет рассматривать ее ортотропность в нескольких направлениях симметрично, поэтому для случая симметричного армирования напряжения и деформации примут вид:

$$\begin{aligned}
\sigma_1^\pm &= \bar{E}_1 (\varepsilon_1^\pm + \mu_{21} \varepsilon_2^\pm); \\
\sigma_2^\pm &= \bar{E}_2 (\varepsilon_2^\pm + \mu_{12} \varepsilon_1^\pm); \\
\tau_{12}^\pm &= G_{12} \varepsilon_{12}^\pm; \\
\sigma_x^\pm &= \sigma_1^\pm \cos^2(\varphi) + \sigma_2^\pm \sin^2(\varphi) \mp \tau_{12}^\pm \sin(2\varphi); \\
\sigma_y^\pm &= \sigma_1^\pm \sin^2(\varphi) + \sigma_2^\pm \cos^2(\varphi) \pm \tau_{12}^\pm \sin(2\varphi); \\
\tau_{xy}^\pm &= \pm (\sigma_1^\pm - \sigma_2^\pm) \sin(\varphi) \cos(\varphi) + \tau_{12}^\pm \cos(2\varphi); \\
\varepsilon_1^\pm &= \varepsilon_x \cos^2(\varphi) + \varepsilon_y \sin^2(\varphi) \pm \sin(\varphi) \cos(\varphi); \\
\varepsilon_2^\pm &= \varepsilon_x \sin^2(\varphi) + \varepsilon_y \cos^2(\varphi) \mp \sin(\varphi) \cos(\varphi); \\
\gamma_{12}^\pm &= \pm (\varepsilon_y - \varepsilon_x) \sin(2\varphi) + \varepsilon_{xy} \cos(2\varphi).
\end{aligned} \tag{6.91}$$

Матрица податливости композитного материала [221]:

$$[D] = \begin{bmatrix}
1/E_1 & -\mu_{21}/E_2 & -\mu_{31}/E_3 & 0 & 0 & 0 \\
-\mu_{12}/E_1 & 1/E_2 & -\mu_{32}/E_3 & 0 & 0 & 0 \\
-\mu_{13}/E_1 & -\mu_{23}/E_2 & 1/E_3 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 1/G_{23} & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 1/G_{13} & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1/G_{12}
\end{bmatrix} \tag{6.92}$$

$\mu_{12}; \mu_{13}; \mu_{21}; \mu_{23}; \mu_{31}; \mu_{32}$ – коэффициент поперечной деформации, $E_1; E_2; E_3$ – модуль упругости, $G_{12}; G_{23}; G_{13}$ – модуль сдвига.

Запишем соотношение между напряжением и деформацией в матричном виде:

$$\{\varepsilon\} = [D] \cdot \{\sigma\} + \{\varepsilon_0\} \quad (6.93)$$

Упругие характеристики вдоль направления волокон армирования композитного материала устанавливаются экспериментально.

Определив упругие характеристики волокнистых углеродных и арамидный композитов послойно, рассчитаем модуль упругости фрагмента волокнистого композитного слоя:

$$E_l = E_{fc} V_{fc} + E_{fa} V_{fa} + E_c V_c \quad (6.94)$$

E_{fc} – модуль упругости углеродного волокна, V_{fc} – объемная доля углеродного волокна, E_{fa} – модуль упругости арамидного волокна, V_{fa} – объемная доля арамидного волокна, E_c – модуль упругости компаунда, V_c – объемная доля компаунда.

Значения эффективной магнитной проницаемости, с учетом неоднородности структуры:

$$\mu_{ef} = \frac{d_f}{V_f h + d_f} (1 + \mu V_f h / d_f) \quad (6.95)$$

d_f – диаметр волокна, h – толщина композитного вкладыша, V_f – объемная доля волокна.

В инженерной практике применение сложных методов расчета, требующих большого массива данных и внушительных мощностей ЭВМ неприемлемо. Одной из удачных моделей, позволяющей описать трехслойные композиты является модель, описанная в работе [222–225].

Поэтому пренебрегая объемными силами, базовые дифференциальные уравнения равновесия фрагмента многослойного композитного корпуса запишем в виде:

$$\begin{aligned}\frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial \xi} + \frac{\partial \sigma_{yx}}{\partial \zeta} + \frac{a}{h} \frac{\partial \sigma_{zx}}{\partial \varpi} &= 0; \\ \frac{\partial \sigma_{xy}}{\partial \xi} + \frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial \zeta} + \frac{a}{h} \frac{\partial \sigma_{zy}}{\partial \varpi} &= 0; \\ \frac{\partial \sigma_{xz}}{\partial \xi} + \frac{\partial \sigma_{yz}}{\partial \zeta} + \frac{a}{h} \frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial \varpi} &= 0.\end{aligned}\tag{6.96}$$

Безразмерные координаты:

$$\xi = \frac{x}{a}; \zeta = \frac{y}{a}; \varpi = \frac{z}{h}\tag{6.97}$$

Выразим напряжения, как:

$$\sigma_{yz} \sim \sigma \left(\frac{h}{a} \right); \sigma_{zx} \sim \sigma \left(\frac{h}{a} \right); \sigma_{zz} \sim \sigma \left(\frac{h}{a} \right)^2\tag{6.98}$$

σ – некоторое значение прочности, h – толщина фрагмента.

Принимая во внимание то, что размер композитного корпуса в измерении по оси z значительно меньше размеров в измерениях по двум другим осям x и y , выразим перемещения, как:

$$\begin{aligned}u_x(x, y, z) &= \sum_{k=0}^m a_k(x, y) z^k; \\ u_y(x, y, z) &= \sum_{k=0}^m b_k(x, y) z^k; \\ u_z(x, y, z) &= \sum_{k=0}^n c_k(x, y) z^k.\end{aligned}\tag{6.99}$$

$m+1; n+1$ – число удерживаемых членов разложения, $a_k; b_k; c_k$ – коэффициенты разложения функции аргументов x и y .

Описанные выше степенные ряды позволяют определять значения перемещений относительно аргумента z . Очевидно, что под действием рабочего

давления многослойный корпус магнитореологического демпфера испытывает напряжения поперечного сдвига и сжатия-растяжения. При этом касательные перемещения распределены по кубической параболе аргумента z и нормальные перемещения по квадратичной параболе:

$$\begin{aligned} u_x &= a_0 + a_1 z + a_2 z^2 + a_3 z^3; \\ u_y &= b_0 + b_1 z + b_2 z^2 + b_3 z^3; \\ u_z &= c_0 + c_1 z + c_2 z^2. \end{aligned} \quad (6.100)$$

Так как основным силовым элементом конструкции служит композитный вкладыш, рассчитаем его удельную энергию деформации:

$$W^{(3)} = W_1^{(3)} + W_2^{(3)} + W_3^{(3)} \quad (6.101)$$

Удельная энергия деформации композитного вкладыша в плоскости рассматриваемого фрагмента композитного корпуса:

$$W_1^{(3)} = \frac{1}{2} \left(\sigma_{xx}^{(3)} \varepsilon_{xx}^{(3)} + \sigma_{yy}^{(3)} \varepsilon_{yy}^{(3)} + \sigma_{xy}^{(3)} \gamma_{xy}^{(3)} \right) \quad (6.102)$$

Удельная энергия деформации поперечного сдвига:

$$W_2^{(3)} = \frac{1}{2} \left(\sigma_{xz}^{(3)} \gamma_{xz}^{(3)} + \sigma_{yz}^{(3)} \gamma_{yz}^{(3)} \right) \quad (6.103)$$

Удельная энергия деформации поперечного сжатия-растяжения:

$$W_3^{(3)} = \frac{1}{2} \sigma_{zz}^{(3)} \varepsilon_{zz}^{(3)} \quad (6.104)$$

Упругие характеристики полимерного материала оболочек – характерный модуль:

$$E \sim E_x^{(i)} \sim E_y^{(i)} \sim G_{xy}^{(i)} \quad (6.105)$$

Упругие характеристики композитного вкладыша:

$$\begin{aligned} E_x^{(3)} \sim E_y^{(3)} \sim G_{xy}^{(3)} \sim \beta_1 E; \\ G_{xz}^{(3)} \sim G_{yz}^{(3)} \sim \beta_2 E; \\ E_z^{(3)} \sim \beta_3 E. \end{aligned} \quad (6.106)$$

$\beta_1; \beta_2; \beta_3$ – порядок отношения модулей композитного вкладыша к характерному модулю.

Определим порядок основных напряжений и деформаций оболочки исходя из закона Кирхгофа-Лява:

$$\begin{aligned} \sigma \sim \sigma_{xx}^{(i)} \sim \sigma_{yy}^{(i)} \sim \sigma_{xy}^{(i)}; \\ \varepsilon = \varepsilon_{xx}^{(i)} \sim \varepsilon_{yy}^{(i)} \sim \gamma_{xy}^{(i)} \sim \frac{\sigma}{E}. \end{aligned} \quad (6.107)$$

Дифференциальные уравнения равновесия фрагмента оболочки многослойного композитного корпуса:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \sigma_{xx}^{(i)}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yx}^{(i)}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{zx}^{(i)}}{\partial z} = 0; \\ \frac{\partial \sigma_{xy}^{(i)}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yy}^{(i)}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{zy}^{(i)}}{\partial z} = 0; \\ \frac{\partial \sigma_{xz}^{(i)}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yz}^{(i)}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{zz}^{(i)}}{\partial z} = 0. \end{aligned} \quad (6.108)$$

Основным прочностным элементом конструкции многослойного композитного корпуса является композитный вкладыш, поэтому допустим, что:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} \sim \frac{\partial}{\partial y} \sim \frac{1}{l}; \\ \frac{\partial}{\partial z} \sim \frac{1}{h}; \\ \sigma_{xx}^{(i)} \sim \sigma_{yy}^{(i)} \sim \sigma_{xy}^{(i)} \sim \eta \sigma; \\ \sigma_{zz}^{(i)} \sim \eta^2 \sigma; \\ \eta = \frac{h}{l}. \end{aligned} \quad (6.109)$$

l – длина фрагмента.

Напряженно-деформированное состояния многослойного фрагмента:

$$\begin{aligned}
\sigma_{xz}^{(3)} &\sim \sigma_{yz}^{(3)} \sim \sigma_{xz}^{(i)} \sim \sigma_{yz}^{(i)} \sim \eta\sigma = \eta E\varepsilon; \\
\sigma_{zz}^{(3)} &\sim \sigma_{zz}^{(i)} \sim \eta^2\sigma = \eta^2 E\varepsilon; \\
\gamma_{xz}^{(3)} &\sim \gamma_{yz}^{(3)} \sim \frac{\eta\varepsilon}{\beta_2}; \\
\varepsilon_{zz}^{(3)} &\sim \frac{\eta^2\varepsilon}{\beta_3}.
\end{aligned} \tag{6.110}$$

Порядок основных деформаций:

$$\begin{aligned}
\varepsilon &\sim \varepsilon_{xx}^{(3)} \sim \varepsilon_{yy}^{(3)} \sim \gamma_{xy}^{(3)}; \\
\sigma_{xx}^{(3)} &\sim \sigma_{yy}^{(3)} \sim \sigma_{xy}^{(3)} \sim \beta_1 E\varepsilon.
\end{aligned} \tag{6.111}$$

Поэтому удельную энергию деформации фрагмента композитного вкладыша перепишем как:

$$W^{(3)} = W_1^{(3)} + W_2^{(3)} + W_3^{(3)} \sim E\varepsilon^2 \left(\beta_1 + \frac{\eta^2}{\beta_2} + \frac{\eta^4}{\beta_3} \right) \tag{6.112}$$

Алгоритм расчета композитных многослойных корпусов с волокнистым композитным вкладышем для рабочих камер магнито-реологических систем демпфирования приведен на рисунке 6.26.

Основной интерес в конструкции корпуса магнито-реологического демпфирующего устройства представляет волокнистый композитный вкладыш. Как уже было отмечено прочностным и жесткостным элементом корпуса является волокнистый композитный вкладыш, образованный матрицей из углеродных и арамидных волокон, пространство между которыми заполнено компаундом. Поэтому при проектировании и расчете корпусов справедливо изначально определять прочностные характеристики именно композитного вкладыша, образованного разнонаправленными армирующими слоями, скрепленными компаундом. Очевидно, что оптимизация жесткостных и прочностных качеств композита возможно путем варьирования объемных долей, армирующих волокон и компаунда или за счет изменения состава компаунда. Принимая во внимание, что выбор компаунда во многом зависит от предполагаемых динамических нагрузок, материалов полимерных оболочек, рабочих температур и многих

других конструктивных и эксплуатационных особенностей, рационально рассмотреть влияние объемных долей компонентов композита.

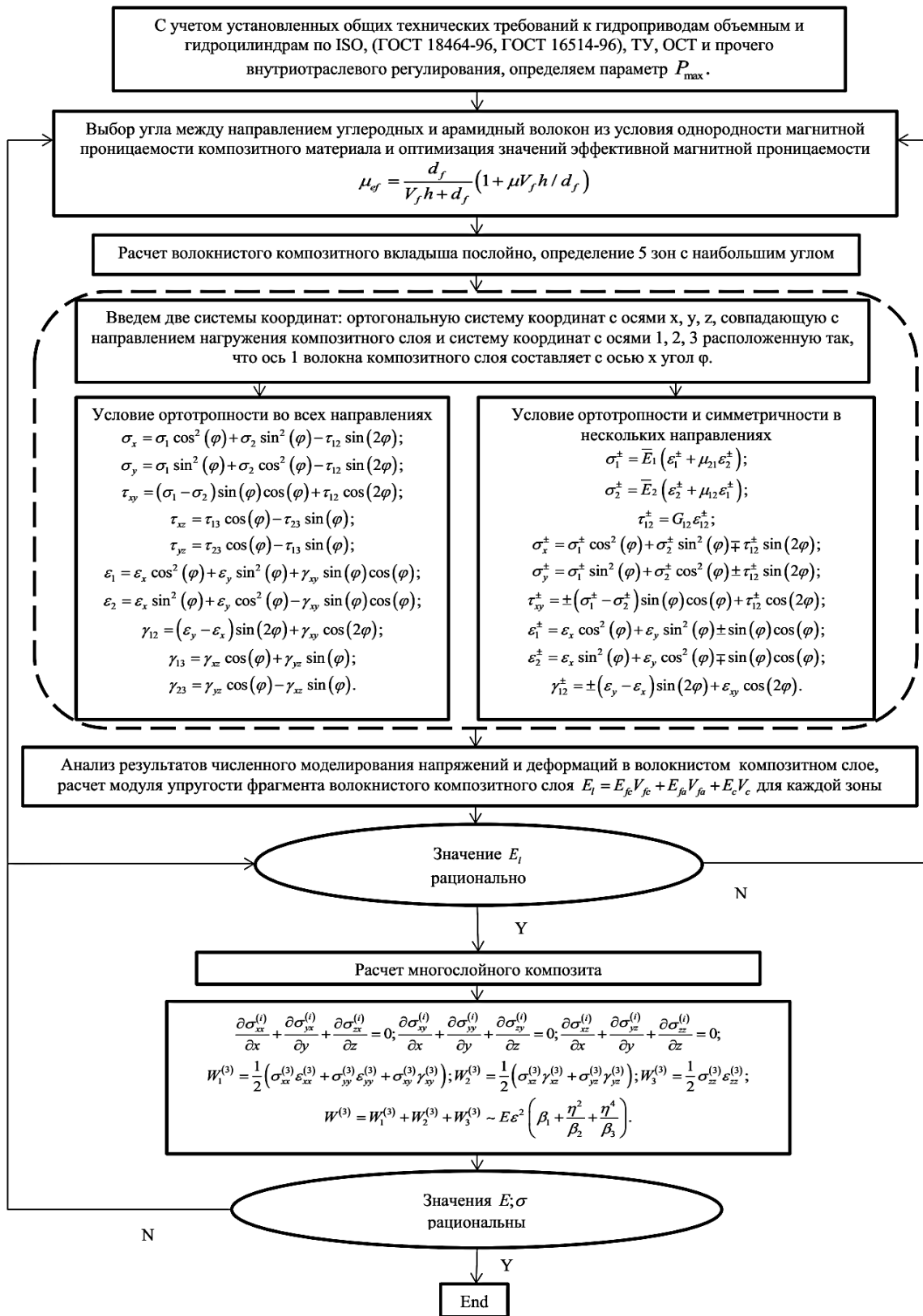


Рисунок 6.26. Обобщенные методы проектирования и расчета композитных многослойных корпусов с волокнистым композитным вкладышем для рабочих камер магнитореологических систем демпфирования

В результате численного эксперимента (MATLAB) получены следующие графические зависимости жесткости и прочности материала композитного вкладыша от общей объемной доли армирующих волокон V_f (углеродных и арамидный волокон) и угла между направлением углеродных и арамидный волокон (кривая 1 угол между углеродными и арамидными волокнами 0° , кривая 2 угол между углеродными и арамидными волокнами 45°), рисунки 6.27–6.28.

Моделирование произведено для участка композитного вкладыша, на котором объемные доли армирующих углеродных и арамидный волокон равны, а в качестве компаунда выступает полиэфирная смола.

Полученные результаты, рисунки 6.27–6.28 моделирования иллюстрируют приемлемые жесткостные и прочностные характеристики композитного вкладыша.

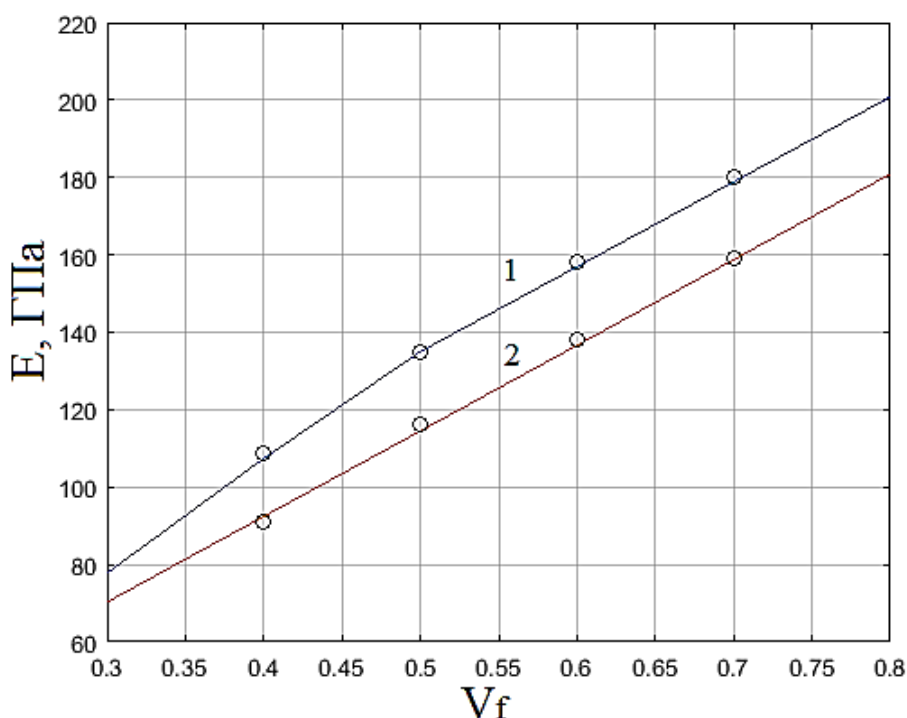


Рисунок 6.27. Зависимость жесткостных (упругих) свойств композитного вкладыша от общей объемной доли армирующих волокон. Точки – экспериментальные данные

При достаточно высоком объемном содержании армирующих волокон (в условиях рационального выбора угла армирования) прочность получаемого материала превышает прочность многих металлических сплавов, позволяя сохранить малую массу изделия и коррозионную стойкость. Это свидетельствуют

о возможности и целесообразности применения в качестве конструктивных элементов корпусов с композитными вкладышами в магнитореологических аппаратах.

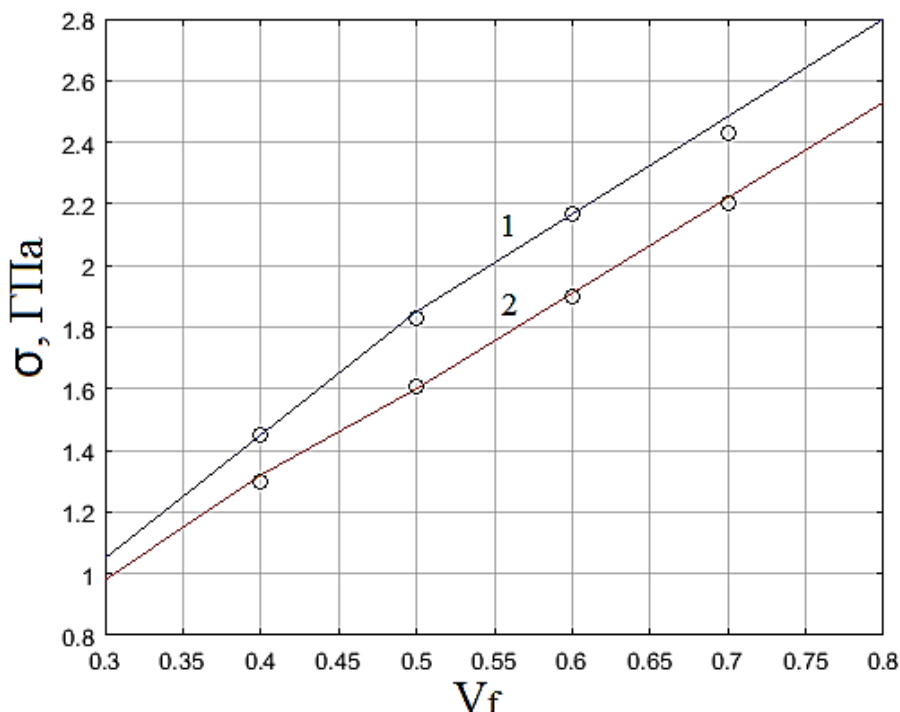


Рисунок 6.28. Зависимость прочностных свойств композитного вкладыша от общей объемной доли армирующих волокон. Точки – экспериментальные данные

Многослойные корпуса с волокнистыми композитными вкладышами обладают хорошими прочностными качествами и позволяют легко осуществлять прецизионную обработку поверхностей корпуса без снижения его прочности. В целом предложенная конструкция достигает ряд технических результатов, таких как увеличение прочности, повышение ресурса, неметаллических корпусов магнитореологических демпферов и виброопор, предоставляет возможность установки блоков электромагнитного управления на корпус устройства.

6.5. Формулировка и обоснование основ прикладной теории повышения надежности магнитореологических и феррожидкостных системы виброзащиты

Немаловажной задачей в машиностроении является повышение надежности систем и механизмов. Поэтому проведем ряд мероприятий направленных на повышение надежности магнитореологических систем виброзащиты и элементов их приводов. В качестве основных критериев надежности выберем безотказность и ремонтпригодность.

Решение поставленных задач по повышению надежности магнитореологических систем виброзащиты и элементов их приводов в диссертационной работе произведено путем совершенствования конструкций.

Разработанные конструкторско-схемные решения, позволяют исключить использование регулирующих аппаратов, имеющих механические регулирующие элементы и производить управление рабочими процессами, не создавая механических связей.

При этом достигнуто повышение их эффективности, выражающееся в улучшении динамических характеристик систем виброзащиты и элементов их приводов и в повышении стабильности их рабочих процессов, а также увеличен КПД магнитодинамических регулирующих аппаратов.

Как было показано в 1 Главе механические системы виброзащиты в значительной степени уступают другим типам. Поэтому произведем сравнения выбранных критериев надежности относительно гидравлических систем виброзащиты.

Запаздывание в гидроприводе при длительной работе возрастает вследствие старения и износа материалов элементов конструкции, что ведет к снижению запаса устойчивости привода, потере точности работы и отказу.

В различных источниках показано, что отказы, связанные с постепенным изменением параметров в процессе старения и износа, имеют нормальное распределение [142–143].

Принимая во внимание статистику отказов различных элементов гидравлических систем, в которых преобладают отказы механических элементов и то, что в магнитореологических системах отсутствуют элементы механики,

очевидно для магнитореологических систем менее надежными являются элементы электромагнитной части.

Для сравнения устройств по показателям безотказности воспользуемся значениями среднего времени безотказной работы [226]:

$$T_{cp} = \int_0^{\infty} p(t) dt \quad (6.113)$$

$p(t)$ – вероятность безотказной работы (вероятность того, что наработка до первого отказа превышает величину заданного времени):

$$p(t) = 1 - \int_0^t \omega_p(t) dt \quad (6.114)$$

ω_p – частота отказов.

Очевидно, что событие (отказ) рано или поздно наступит, описав общее количество возможных отказов для гидравлических систем за указанный в источниках период времени и приняв количество отказов для идентичных элементов магнитореологических систем аналогичным, таблица 6.1., тогда сравнение значений изменения вероятности отказа (безотказности) можно провести аналитически.

Таблица 6.1. Вероятность отказов в гидравлических и магнитореологических системах

Тип	Гидравлические системы	Магнитореологические системы
Механика	0,7	0
Электромагнитная часть	0,07	0,07 (0,25)
Статические элементы и корпус	0,03	0,03 (0,12)
Функциональные элементы	0,2	0,2 (0,63)

Если в гидравлических системах отказы электромагнитной части составляют 5–7% от общего числа, то для магнитореологических систем количество отказов электромагнитной части будет преобладающим и составит до 70% отказов, но само число отказов не будет превышать количества отказов элементов электромагнитной части гидравлических систем.

То есть безотказность систем виброзащиты и элементов их приводов возрастает на порядок.

Применение разработанных в рамках данной научно-исследовательской работы конструкторско-схемных решений снизило общее количество элементов конструкции систем виброзащиты их приводов, что также положительно сказывается на показателе надежности (безотказности), данное утверждение базируется на общеизвестной зависимости вероятности возникновения событий k от числа испытаний n :

$$\begin{aligned}
 P_n^k &= C_n^k p^k q^{n-k}; \\
 q &= 1 - p; \\
 C_n^k &= \frac{n!}{k!(n-k)!}.
 \end{aligned}
 \tag{6.115}$$

Из таблицы 6.2. видно, что общее количество элементов систем уменьшилось, следовательно, уменьшилось и количество отказов, причем исключив из системы виброзащиты всего одну общность элементов, обладающей с самой высокой вероятностью отказов, общее количество отказов снизилось втрое.

Таблица 6.2. Количество отказов в гидравлических и магнитореологических системах

Тип	Гидравлические системы	Магнитореологические системы
Механика	70 отказов	0 отказов
Электромагнитная часть	7 отказов	7 отказов
Статические элементы и	3 отказа	3 отказа

корпус		
Функциональные элементы	20 отказов	20 отказов
Общее количество отказов	100 отказов	30 отказов

Дисперсия времени безотказной работы:

$$\sigma_F^2 = 2 \int_0^{\infty} t p(t) dt - \left(\int_0^{\infty} p(t) dt \right)^2 \quad (6.116)$$

Для оценки ремонтпригодности предложенных ранее в данной работе конструкторско-схемных решений введем понятие среднего времени восстановления:

$$T_e = \int_0^{\infty} [1 - p_e(t)] dt \quad (6.117)$$

$p_e(t)$ – вероятность восстановления (вероятность того, что после момента наступления отказа работоспособность устройства будет восстановлена за время, не превышающее заданное время) [226].

Частота восстановления:

$$\omega_e = \frac{dp_e(t)}{dt} \quad (6.118)$$

Дисперсия длительности восстановления:

$$\sigma_e^2 = 2 \int_0^{\infty} t [1 - p_e(t)] dt - T_e^2 \quad (6.119)$$

Очевидно, что элементы, работающие в статическом режиме меньше подвержены износу и усталостным процессам в материале, а также вероятность восстановления для них значительно выше, в связи с отсутствием явных

изменений геометрии и структуры материала в процессе эксплуатации, соответствующей установленным техническим регламентам.

Учитывая выраженные динамические нагрузки, которым подвергаются конструктивные элементы систем виброзащиты, рекомендуемые нормы проведения ремонтных мероприятий и то, в случае отказа предусмотрена замена элементов механики, так как для большинства механических элементов проведение восстановления работоспособного состояния не предусмотрено в нормативно-технической и (или) конструкторской (проектной) документации.

Также необходимо учитывать экономическую целесообразность проведения мероприятий нацеленных на восстановление работоспособности отдельных элементов, а именно стоимость материалов и человеко-часов, требуемых для ремонтных работ.

Поэтому вероятность восстановления механических конструктивных элементов гидравлических систем прием равной нулю. Для магнито-реологических систем, в связи с отсутствием механической части, вероятность восстановления механических конструктивных элементов будет равна единице.

Электромагнитная часть приводных систем имеет высокие показатели восстанавливаемости и ремонтпригодности, так как отказ вызванный выходом из строя, например электронного компонента, быстро и легко устраним, при малой стоимости технического обслуживания.

Восстановление статических элементов и корпусов в зависимости от вида отказа может быть легко реализуема, например, в случае замены уплотнительных элементов или не возможна в случаях нарушения целостности самих корпусов.

Функциональные элементы, как правило, в случае отказа подлежат замене, например: фильтры, датчики и т.д., но существует небольшая часть отказов подлежащих восстановлению, к примеру, возможно восстановление пропускной способности в соплах, диафрагмах и в зонах прочих местных сопротивлений.

Таблица 6.3. Вероятность восстановления конструктивных элементов в гидравлических и магнитореологических системах

Тип	Гидравлические системы	Магнитореологические системы
Механика	0	1
Электромагнитная часть	0,8	0,8
Статические элементы и корпус	0,65	0,65
Функциональные элементы	0,45	0,45

В целом, численные значения вероятности восстановления конструктивных элементов также указывают на преимущества магнитореологических систем виброзащиты над гидравлическими системами, таблица 6.3.

Основным параметром, определяющим вероятность возникновения события (отказа) является число испытаний (количество элементов), поэтому уменьшение количества элементов системы в целом, снижает вероятность возникновения отказа.

Следовательно, исключение из приводов систем виброзащиты механической части (снижения числа элементов конструкции), в случае эксплуатации магнитореологических систем, понижает вероятность отказов.

Таблица 6.4. Среднее количество конструктивных элементов в гидравлических и магнитореологических системах

Тип	Гидравлические системы (среднее количество конструктивных элементов)	Магнитореологические системы (среднее количество конструктивных элементов)
Механика	более 10	0
Электромагнитная часть	более 10	более 10
Статические элементы и корпус	менее 10	менее 10
Функциональные элементы	менее 10	менее 10
Общее (среднее) количество конструктивных элементов	более 40	менее 30

Рассмотренные критерии надежности: безотказность и ремонтпригодность, и произведенное сопоставление их численных значений для гидравлических и магнитореологических приводных систем, подтверждает более высокую степень надежности магнитореологических приводных систем в сравнении с гидравлическими приводными системами.

Формулировка основ прикладной теории повышения надежности магнитореологических и феррожидкостных системы виброзащиты

Предложенные запатентованные конструктивно-схемные решения магнитореологических систем виброзащиты не содержат механических элементов и имеют значительно меньшую вероятность возникновения случая отказа.

К функциональным элементам можно отнести огромное число элементов конструкции различного назначения, большая часть функциональных элементов имеет установленный ресурс и требует плановой замены, например фильтры, поэтому вероятность их отказа хоть и велика, но легко устранима и заложена производителем на стадии проектирования.

Для некоторых элементов корпуса (уплотнений), также имеется установленный регламент обслуживания и замены, а отказы статических элементов конструкции (каналов, обтекателей, внутренних тел, струевыпрямителей и т.д.) и корпусов, случаются крайне редко.

Поэтому в случае отсутствия в конструкциях систем виброзащиты механических элементов, основное количество непредвиденных отказов в магнитореологических системах, требующих восстановления, относится к электромагнитной части, а также именно электромагнитная часть формирует требуемые характеристики и структуры управляющих полей, определяющие динамику и устойчивость рабочего процесса.

Следовательно, основным направлением повышения надежности приводов магнитореологических систем виброзащиты является совершенствование электромагнитной части.

Основной причиной отказов и сбоев в работе электромагнитов и электрических контуров приходится на неправильно подобранные тепловые режимы их эксплуатации. Следовательно, обеспечение должного охлаждения электромагнитных модулей способно повысить надежность электромагнитной части магнитореологических систем виброзащиты.

В рамках диссертационной работы разработана система термостатирования и метод ее расчета и проектирования, позволяющие оптимизировать температурные параметры в системе, разработаны конструкции регулирующих аппаратов, предусматривающих интеграцию управляющих электромагнитов в их проточную полость.

Также в 5 Главе была произведена оптимизация динамических характеристик электромагнитной части схемными методами, что существенно

повышает надежность системы, так как увеличение скорости отработки сигналов произведено путем рационализации электрического контура индуктора и не требует эксплуатации системы, с целью роста отклика в режиме перегрузки.

В целом осуществление рабочего процесса в магнитореологических системах виброзащиты комбинированного типа не предусматривает режимов перегрузки для электромагнитной части, вследствие того, что управляющий сигнал формируется совокупностью регулирующих взаимодействий и имеется возможность взаимной компенсации вклада регулирующих воздействий в случае выхода в режим перегрузки одного из элементов генерирующих комбинацию регулирующих воздействий.

6.6. Снижение стоимости производства, ремонта и модернизации элементов систем виброзащиты

Как уже было отмечено, модульность конструкций способна существенно снизить затраты предприятий на производство, ремонт и модернизацию элементов систем виброзащиты.

Для начала рассмотрим производственный цикл.

В среднем запуск производственной линии, предусматривающей обработку тел вращения, фрезеровочные и сверлильные работы, обходится в 5000000–10000000 рублей, в зависимости от класса точности оборудования и производителя.

Даже мелкосерийное производство предусматривает разделение производственных мощностей при изготовлении элементов конструкций, так как данный подход экономит затраты человеко-часов на настройку обрабатывающих станков и сокращает время производственного цикла, в том числе и при выпуске различных типоразмеров изделия.

Поэтому унификация элементов конструкции позволяет оптимизировать производственный процесс (вплоть до одной производственной линии), сократить требуемые производственные мощности и затраты на обслуживающий персонал.

Случай ремонта и модернизации элементов систем виброзащиты.

Модульность конструкции позволяет осуществлять замену, только элементов, имеющих признаки повреждения и отказа, сохранять работоспособные элементы и продолжить их эксплуатацию.

В предложенных конструктивно-схемных решениях унифицированными элементами являются блоки электромагнитного управления и элементы корпусов магнитореологических регулирующих аппаратов модульного типа.

Так как в предыдущем разделе было показано, что по количеству отказов статические элементы и корпуса в магнитореологических системах занимают третье место по частоте появления, возможность восстановления данных элементов и повышение их ремонтпригодности снижают затраты на ремонтные мероприятия.

В случае нарушения целостности корпуса, замена модуля позволяет сохранить работоспособность системы виброзащиты в целом и предотвратить расходы на приобретение нового агрегата.

Также модернизация оборудования (повышение) технических параметров в модульных системах, реализуема путем повышения количества модулей и сохранением имеющейся системы виброзащиты или ее основной части, что также не требует расходов на новую систему виброзащиты.

Средняя стоимость системы виброзащиты промышленного назначения (одной гидроопоры) от 30000 рублей.

Приведенные выше примеры свидетельствуют о значительном положительном экономическом результате внедрения предложенных конструкторско-схемных решений в технологический процесс предприятий, как с целью их производства, так и с целью эксплуатации.

6.7. Выводы по Главе 6

1. Поддержание заданной температуры и снижение градиента температур в объеме рабочей магнитной среды является конструктивно решаемой проблемой, не требующей больших материальных затрат.

На базе полупроводниковых термоэлектрических элементов возможна реализация энергоэффективных систем охлаждения.

Использование полупроводниковых термоэлектрических элементов позволяет создавать компактные системы охлаждения, легко внедряемые в конструкции различных магнитореологических устройств.

2. Даны рекомендации по проектированию и эксплуатации магнитореологических приводных систем, применяющих в составе контуров охлаждения термоэлектрические элементы, позволяющие оптимизировать их рабочий процесс.

Применение эффекта термомагнитной конвекции в замкнутых полостях дает возможность снизить градиент температур по объему и исключить возникновение застойных явлений в жидкости, обладающей магнитными свойствами, что сохраняет равномерность ее магнитных свойств и препятствует агрегации частиц магнетика.

3. Предложенная численная модель и двух этапный метод проектирования и расчета предоставляет возможность производить расчет систем термостатирования магнитореологических систем виброзащиты с учетом магнитных свойств рабочей среды, с целью поддержания заложенных параметров стабильности рабочих процессов и повышения надежности системы. Разработанная методика расчета и настройки охлаждающего элемента, предусматривает параметрическую оптимизацию динамических характеристик магнитореологической системы по значению градиента магнитной восприимчивости рабочей среды.

Разработанная запатентованная конструкция реологического дросселя-термостата за счет применения сборки термоэлектрических полупроводниковых элементов компактна и высокопроизводительна.

Применение сочетания термоэлектрических элементов и одноступенчатых малоомощных компрессорных установок в системах терморегулирования позволяет достигать рабочих параметров, сопоставимых с рабочими параметрами высокопроизводительного многоступенчатого компрессорного оборудования.

Очевидна существенная зависимость динамики рабочих процессов от физических свойств функциональных материалов и эффективность оптимизации динамики магнитореологических систем за счет рационального применения конструктивных материалов.

Отсутствие подвижных элементов конструкции обуславливает высокую надежность полупроводниковых термоэлектрических элементов и их оптимальные эксплуатационные качества в условиях вибрационных нагрузок или отсутствия гравитационных полей.

4. Разработанный инженерный метод расчета прочностных и жесткостных характеристик корпуса позволяет определить его характеристики с учетом многослойности композита и волокнистой структуры вкладыша.

Многослойные корпуса с волокнистыми композитами, запатентованной конструкции, обладают хорошими прочностными качествами. Поэтому целесообразно выполнять корпуса с композитными вкладышами. Это позволяет легко осуществлять прецизионную обработку поверхностей корпуса без снижения его прочности. В целом предложенная и запатентованная конструкция достигает ряд технических результатов, таких как увеличение прочности, повышение ресурса, неметаллических корпусов магнитореологических демпферов и виброопор, возможность установки блоков электромагнитного управления на корпус устройства.

5. Повышение надежности систем виброзащиты произведено конструктивным методом, в качестве основных критериев надежности рассмотрены безотказность и ремонтпригодность.

Сформулированы основы прикладной теории повышения надежности магнитореологических и феррожидкостных системы виброзащиты.

6. Рациональное внедрение предложенных конструкторско-схемных решений модульного типа в технологический процесс предприятий, как с целью их производства, так и с целью эксплуатации, способно значительно увеличить положительный экономический результат.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Основные результаты и выводы выполненных экспериментальных и теоретических исследований заключаются в следующем:

1. Основным принципом разработки МР и ФЖ аппаратов нового класса является выбор в качестве управляющих элементов дифференциальных электромагнитных блоков управления, которые позволяют создавать динамические электромагнитные поля сложных геометрических конфигураций, обладающих хорошими динамическими характеристиками (скорость отработки сигнала на уровне нескольких миллисекунд) и большой глубиной регулирования, допускающей точность перемещения плунжера до 1 нм. Рост эффективности работы МР и ФЖ аппаратов достигнут за счет применения схемных методов повышения скорости отклика на сигнал управления, что рационализирует характеристики дифференциальных электромагнитных блоков и сокращает время переходных процессов в пределах 1 мс. При генерировании вращающихся и бегущих управляющих электромагнитных полей предпочтительно использование трехфазных алгоритмов управления. Приведенные методы расчета параметров дифференциальных электромагнитных блоков управления обладают высокой точностью за счет простоты алгоритма реализации управления, применимы в инженерной практике и не требуют больших вычислительных мощностей. Реализация нестационарных электромагнитных полей требует существенно меньших затрат электроэнергии, до 35–50 %.

2. Созданы математические модели, на основе которых разработаны методы проектирования и расчета МР приводов систем виброзащиты комбинированного типа, доведенные до алгоритмов и программной реализации. Методология основана на применении комплекса разработанных методов, позволяющих определять вклад широкого ряда способов трансформации механической энергии, входящих в комбинированные методы и производить оценку динамики МР / ФЖ системы виброзащиты в совокупности с динамикой регулирующей аппаратуры МР управляющего контура. На тестовых примерах расчета получены высокие

динамические характеристики систем с предельным временем диссипации механических нагрузений от 1 мс до 100 мс. В рамках нового подхода совершенствования и рационализации процессов виброзащиты разработан научно-обоснованный обобщенный метод прогнозирования эффективности МР систем виброзащиты комбинированного типа, который имеет хорошую воспроизводимость результатов при оценке вклада отдельных составляющих комбинированного способа на показатели работы МР системы виброзащиты.

3. На основе анализа рабочего процесса МР систем виброзащиты комбинированного типа установлены закономерности, позволяющие определить пути повышения их эффективности. С целью прогнозирования роста эффективности МР систем виброзащиты устанавливается ряд критериев. Критерием рационализации соотношения вклада импульсного изменения электромагнитной составляющей давления и вклада колебательных движений частиц магнетика в вихревых электромагнитных полях в реализацию осцилляций в ФЖ системе виброзащиты, с учетом эффекта вязкостной диссипации механической энергии, является допустимая минимизация значений вольт-амперных характеристики вихревой катушки индуктивности (параметров управляющего электромагнитного поля ФЖ осциллятора) в соответствии с заданными значениями вольт-амперных характеристик кольцевой катушки индуктивности (со значениями восстанавливающей силы в рабочей полости ФЖ системы и выраженностью вязкостной диссипации механической энергии). Критерием рационализации количества перегородок, разделяющих рабочую камеру на субполости и оценки влияния их установки на процесс вязкостной диссипации механической энергии и подавления ударных волн путем формирования во внешних электромагнитных полях, регулирующих акустических волн, распространяющихся в объеме МР жидкости, принято значение смещения перегородок.

Впервые выявлены закономерности, определяющие допустимый градиент распределения диссипативно-жесткостных характеристик в неоднородных МР камерах, численно зависящие от соотношения значений гидравлического

сопротивления каналов, выполненных в перегородках, и вязкости МР рабочих сред.

Создание гидростатической подъемной силы в МР камерах позволяет изменять динамику перемещения плунжера и повышать грузоподъемность систем без существенного изменения скоростных параметров перемещения плунжера.

4. Разработанные методы расчета МР систем виброзащиты, применяющих комбинации регулирующих воздействий, дают возможность рационализировать их статические и динамические характеристики и существенно снизить материально-технические затраты на проектирование регулирующих МР аппаратов. Применение МР камер с адаптивными диссипативно-жесткостными свойствами в комбинации с управляющими акустическими волнами увеличивает глубину регулирования процесса вязкостной диссипации механической энергии. Рационализацию процесса вязкостной диссипации механической энергии в МР рабочей камере предпочтительней производить по частотно-фазовому принципу. В качестве критерия рационализации характеристик рабочих МР сред управляющих контуров, проявляющих неньютоновские свойства целесообразно применять динамическую вязкость, заданную в виде функции $\eta(T, H, \tau_{sh})$.

5. Впервые разработано методическое и программное обеспечение включающее:

– математическую модель, описывающую рабочие процессы МР систем виброгашения комбинированного типа на основе, которой созданы инженерные и научно-обоснованные методы проектирования и расчета.

– математическую модель и алгоритм расчета, позволяющие произвести расчет и настройку охлаждающего элемента в соответствии с требуемым значением градиента магнитной восприимчивости и комплексной магнитной проницаемости рабочей среды и рационализации их значений с учетом требуемых динамических характеристик МР системы комбинированного типа.

– методы проектирования и расчета МР / ФЖ систем активной виброзащиты способные учитывать особенности рабочего процесса при совместном

применении ФЖ осциллятора, вязкоупругого демпфирования и регулирующих МР / МД аппаратов комбинированного типа, реализованные в программном коде.

– методы проектирования и расчета, адаптивных МР систем виброзащиты способные учитывать особенности рабочего процесса МР камер с неоднородно распределенными диссипативно-жесткостными свойствами, реализованные в программном коде.

– алгоритм управления ФЖ регулирующих элементов ГГ аппаратов и рационализации динамических характеристик устройств, обладающих комбинацией ФЖ камер и ФЖ регулирующих элементов, реализованный в программном коде.

6. Для устройств, обладающих комбинацией ФЖ камер и ФЖ регулирующих элементов, установлены рациональные последовательности и длительности включения управляющих электромагнитов, а также описаны численные зависимости формирующие сигналы управления и их взаимное согласование. Разработаны рекомендации по совершенствованию конструктивно-схемных решений систем и способов виброзащиты комбинированного типа, а также ответственных элементов их приводов, наиболее удачные конструкции получили промышленное внедрение. МР и МЖ регулирующие элементы позволяют значительно упростить реализацию управления расходными характеристиками гидравлических аппаратов, повышают точность и скорость отклика на сигнал управления.

Показано, что снижение количества прецизионных пар трения, обладающих значительно более высокой вероятностью отказа в сравнении с элементами, работающими в статическом режиме, уменьшает количество отказов на порядок, а полное исключение подвижных элементов из конструкции, повышает надежность в 20–30 раз. Также упрощение геометрии проточных полостей, приводит к снижению общего числа элементов конструкции и уменьшению выраженности эрозионных процессов, повышает надежность регулирующих аппаратов приводов систем виброзащиты и демпфирования в 5–10 раз. Простота конструкций разработанных аппаратов значительно снижает

затраты на их производство и эксплуатацию. Модульность предложенных конструктивных решений для дифференциальных электромагнитных блоков и проточных полостей устройств обеспечивает унификацию конструктивных элементов, что позволяет сократить расходы на организацию технологических процессов, упростить ремонтные работы и модернизацию оборудования, с целью повышения значений или увеличения интервала рабочих параметров. Созданные конструкции МР и МД аппаратов позволили снизить зависимость характеристик, от температуры рабочей среды, стабилизировав их значения во времени и повысили к.п.д. МД насосов в 2–3 раза.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Блехман И.И. Вибрационная механика. / И.И. Блехман – М.: ФИЗМАЛИТ, 1994. – 400 с.
2. Кононенко В.О. Колебательные системы с ограниченным возбуждением. / В.О. Кононенко – М.: Наука, 1964. – 324 с.
3. Пановко Г.Я. Лекции по основам теории вибрационных машин и технологий: учеб. пособие для вузов. / Г.Я. Пановко – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – 192 с.
4. Пановко Я.Г. Устойчивость и колебания упругих систем. / Я.Г. Пановко, И.И. Губанова – М.: Наука, 1979. – 384 с.
5. Волкова Л.Ю. Исследование динамики вибрационного инструмента при его взаимодействии с обрабатываемой средой / Л.Ю. Волкова, И.В. Лупехина, Г.Я. Пановко, С.Ф. Яцун // Машиностроение и инженерное образование. – 2010. – № 4(25). – С. 43–52.
6. Фролова К.В. Теория механизмов и машин. / Под ред. К.В. Фролова. М.: Высшая школа, 1998. – 496 с.
7. Коловский М.З. Нелинейная теория виброзащитных систем. / М.З. Коловский – М.: Наука, 1966. – 211 с.
8. Коловский М.З. Автоматическое управление виброзащитными системами. / М.З. Коловский – М.: Наука. – 1976. – 320 с.
9. Фролов К.В. Прикладная теория виброзащитных систем. / К.В. Фролов, Ф.А. Фурман – М. Машиноведение, 1980. – 276 с.
10. Генкин М.Д. Виброизолирующие системы в машинах и механизмах. / под ред. М.Д. Генкина – М.: Наука, 1977. – 115 с.
11. Гордеев Б.А. Системы виброзащиты с использованием инерционности и диссипации реологических сред. / Б.А. Гордеев, В.И. Ерофеев, А.В. Синев, О.О. Мугин – М.: Физматлит, 2004. – 173 с.
12. Рыбак Л.А. Синтез активных систем виброизоляции на космических объектах. / Л.А. Рыбак, А.В. Синев, А.И. Пашков «Янус-К» – М.: 1997. – 159 с.

13. Турецкий В.В. О предельных возможностях амортизации при вибрационных нагрузках. / В.В. Турецкий // Изв. АН СССР. Механика твердого тела. 1969. №1. С. 51-63.
14. Бабицкий В.И. Об оптимальных движениях вибрационных систем. / В.И. Бабицкий, М.Я. Израилович // Машиноведение. 1967. № 6. С. 42-49.
15. Максимович Ю.П. О достижимом качестве виброзащиты отпериодического воздействия. / Ю.П. Максимович // Машиноведение. 1970. № 4, С.13-15.
16. Максимович Ю.П. Об оптимальной виброзащите. / Ю.П. Максимович // Изв. РАН. Механика твердого тела. 1970 № 5. С. 3-7.
17. Саранчук В.Г. Одна вибрационная задача в игровой постановке. / В.Г. Саранчук // Изв. РАН. Механика твердого тела. 1974. № 1. С. 176-178.
18. Болотник Н.Н. Оптимизация амортизационных систем. / Н.Н. Болотник – М.: Наука. 1982. – 256 с.
19. Hallauer W.L. Jr. On the Distribution of Shaker forces in Multiple-Shaker Modal Testing. / W.L. Jr. Hallauer, J.F. Stafford // The Shock and Vibration Bulletin, Bull., Parti, 1978, PP. 49-63.
20. Bishop R.E.D. The Matrix Analysis of Vibration. / R.E.D. Bishop, G.M.L. Gladwell, S. Michaelson // Cambridge University Press. 1965.
21. Gennensseaux A. Research for new vibration isolation technique from hydro-mounts. / A. Gennensseaux // Proceedings of SAE noise and vibration conference, 1993. №931324.
22. Bermuchon M.A. A new generation of engine mounts. / M.A. Bermuchon // Proceedings of SAE noise and vibration conference, 1984. №840259.
23. Gennensseaux A. A new generation of engine mounts. / A. Gennensseaux // Proceedings of SAE noise and vibration conference. 1995. №951296.
24. Seto K. Optimum desing method for hydraulic. / K. Seto, K. Sowatari, A. Nagamatsu // Proceedings of SAE noise and vibration conference. 1991. №911055.

25. Kodomatsu K. Hydraulic mount for shock isolation at acceleration on the FWD cars. / K. Kodomatsu // Proceedings of SAE noise and vibration conference. 1989. №891138.
26. Kim G. Nonlinear analysis of automotive hydraulic engine mount. / G. Kim // ASME, J. of dynamic system measurement and control. no. 115. 1996.
27. Bretl J. Advancements in computer simulation methods for vehicle noise and vibration. / J. Bretl // Proceedings of SAE noise and vibration conference. 1995. №951252.
28. Kern G. Computerunterstützte Auslegung von hydraulic getragenen Gummilager. / G. Kern // Automobiltechnische Zeitschrift. 1992. T.94. S.9.
29. Alsuwaiyan A.S. Performance and Dynamic stability of General-Path Centrifugal Pendulum Vibration Absorber. / A.S. Alsuwaiyan, S.W. Shaw // Journal of sound and Vibration, 252(5). 2002. PP. 791-815.
30. Haddow A.G. Centrifugal Pendulum Vibration Absorbers: An Experiment and theoretical Investigation. / A.G. Haddow, S.W. Shaw // Nonlinear Dynamic, 34. 2003. PP. 293-307.
31. Nester T.M. Experiment Investigation of Circular Path Centrifugal Pendulum Vibration Absorbers. / T.M. Nester // Master thesis. Michigan state University. 2002.
32. Wedin A. Reduction of Vibration in Engine using Centrifugal Pendulum Vibration Absorbers. / A. Wedin // Chalmers university of Technology, Gothenburg. 2011.
33. Septa R. Modeling of Centrifugal Pendulum Vibration Absorber (CPVA) in Matlab. / R. Septa, R. Verma // International Research Journal of Engineering and Technology. Vol. 4. 2017. PP. 2333-2336.
34. Feng N.S. Simulation of Vibration Signals From a Rolling Element Bearing Defect. / N.S. Feng, E.J. Hahn, R.B. Randall // The 3rd Australian Congress on Applied Mechanics, Sydney. 2002. PP. 689-694.
35. McFadden P.D. Model for the vibration produced by a single point defect in a rolling element bearing. / P.D. McFadden, J.D. Smith // J. Sound and Vibration, vol. 96, no. 1. 1984. PP. 69-82.

36. Прокопьев В.Н. Прикладная теория и методы расчета гидродинамических сложнагруженных опор скольжения. – Дисс. док. тех. наук / В.Н. Прокопьев. – Челябинск, 1985. – 423 с.
37. Vaidyanathan K. Numerical prediction of cavitation in non circular journal bearings / K. Vaidyanathan, T.G. Keith // STLE Tribol. Trans., 32 (2). 1989. PP. 215-224.
38. Miranda A.A.S. Oil Flow, Cavitation and Film Reformation in Journal Bearings Including an Interactive Computer-Aided Design Study / A.A.S. Miranda // Ph. D. thesis, Univ. of Leeds, U.K., 1983.
39. Singh R. Linear analysis of automotive hydro-mechanical mount with emphasis on decoupler characteristics . / R. Singh, G. Kim, P.V. Ravindra // Journal of Sound and Vibration 158. 1992. PP. 219-243.
40. Zhang Y.Q. A novel approach for lower frequency performance design of hydraulic engine mounts. / Y.Q. Zhang, W.B. Shangguan // Computers and Structures 84. 2006. PP. 572-584.
41. Shangguan W.B. Experimental study and simulation analysis of hydraulic engine mounts with multiple inertia tracks. / W.B. Shangguan, Z.S. Song, Y.Q. Zhang, K.H. Jiang, C. Xu // Journal of Vibration Engineering (Zhendong Gongcheng Xuebao) 18.3. 2005. PP. 318-323.
42. Lu M. Study of hydromount and hydrobushing with multiple inertia tracks. / M. Lu, J. Ari-Gur /// in: JSAE Annual Congress Proceedings, Yokohama, Japan, JSAE 68-02, 2002. PP. 5-8.
43. Kim G. Nonlinear analysis of automotive hydraulic engine mount. / G. Kim, R. Singh // Transactions of the ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control 115. 1993. PP. 482-487.
44. Kim G. A study of passive and adaptive hydraulic engine mount systems with emphasis on non-linear characteristics. / G. Kim, R. Singh // Journal of Sound and Vibration 179, 1995. PP. 427-453.

45. Tiwari M. Experimental characterization of a nonlinear hydraulic engine mount. / M. Tiwari, H. Adiguna, R. Singh // Noise Control Engineering Journal 51, 2003. PP. 36-49.

46. Adiguna H. Transient response of a hydraulic engine mount. / H. Adiguna, M. Tiwari, R. Singh, H.E. Tseng, D. Hrovat // Journal of Sound and Vibration 268. 2003. PP. 217-248.

47. He S. Discontinuous compliance non-linearities in the hydraulic engine mount. / S. He, R. Singh // Journal of Sound and Vibration 307, 2007. PP. 545-563.

48. Lee J.H. Critical analysis of analogous mechanical models used to describe hydraulic engine mounts. / J.H. Lee, R. Singh // Journal of Sound and Vibration 311, 2008. PP. 1457-1464.

49. Colgate J.E. Modeling of a hydraulic engine mount focusing on response to sinusoidal and composition excitations. / J.E. Colgate, C.T. Chang, Y.C. Chiou, W.K. Liu, L.M. Keer // Journal of Sound and Vibration 184, 1995. PP. 503-528.

50. Berthe D. Influence of the shape defects and surface roughness on the hydrodynamics of lubricated systems / D. Berthe, B. Fantino, J. Frene, M. Godet // Journal of Mechanical Engineering Science, Institution of Mechanical Engineers. – 1974. – Vol.16. – PP. 156-159.

51. Пановка Г.Я. Никифоров Моделирование динамики гидропоры с инерционным гидравлическим преобразователем при ударных воздействиях. / Г.Я. Пановка, А.Е. Шохин, А.Н. Брысин А.Н. // Машиностроение и инженерное образование, № 4, 2013. С. 63-69.

52. Sayapin S.N. One-level system of spatial active vibration isolation and pointing of objects of various application. / S.N. Sayapin, A.V. Siniov // Proceedings of 42nd UK Conference on Human Responses to Vibration. 10th – 12th September 2007. Held at: Cedar Suite, Chilworth Manor, Southampton, Hosted by: Human Factors Research Unit Institute of Sound and Vibration Research University of Southampton. Southampton S0171BJ, Southampton England. 2007. PP. 347-355.

53. Синев А.В. Робот-станок параллельной кинематики с устройствами динамического гашения колебаний. / А.В. Синев, А.Г. Чистяков, Л.Б. Былинин,

Д.Л. Эткин, Т.И. Денисенко, В.В. Яковлев // Проблемы машиностроения и автоматизации. №2. 2009. С. 36-38.

54. Брысин А. Н. Виброзащита в низкочастотном диапазоне. / А.Н. Брысин // XVI симпозиум Динамика виброударных (сильно нелинейных) систем «DYVIS-2009», 24-30 мая. Сборник трудов. Москва – Звенигород. – М.: ИМАШ 2009. С. 81-88.

55. Ноздрачева А.В. Исследование динамических свойств виброизоляторов с инерционными преобразователями движения для защиты человека-оператора машин ударного действия. / А.В. Ноздрачева, А.В. Синев, Л.А. Рыбак, Д.А. Женеvский // XVI Симпозиум. «Динамика виброударных (сильно нелинейных) систем «DVVIS-2009», 24-30 мая. Сборник трудов. Москва – Звенигород. – М.: ИМАШ 2009. С. 252-256.

56. Brysin A. Application and simulation of hydromechanical transformers as a vibration isolator. / A. Brysin, A. Nikiforov // International conference “Computational methods for coupled problems in science and engineering coupled problems”. Barcelona (Spain)-Ischia (Italia). 2009. PP. 1-4

57. Мугин О.О. Частотные свойства динамического гасителя с инерционным преобразователем/ О.О. Мугин, Т.В. Ерохина, А.В. Синев, Л.А. Степанова // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2011, №4, с. 37-40.

58. Брысин А.Н. Экспериментальные исследования виброударных процессов в системах виброзащиты с гидравлическими преобразователями. / А.Н. Брысин, А.Е. Шохин // Труды Девятой Всероссийской научной конференции им. Ю.И. Неймарка “Нелинейные колебания механических систем». 24-29 сентября 2012 г. Г. Нижний Новгород, 2012. С. 163-168.

59. Алексеев П.С. Схемно-технические решения и экспериментальные исследования виброизолятора с преобразованием движения инерционных элементов. / П.С. Алексеев, А.В. Синев, О.О. Мугин // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2012. №1, с. 96-100.

60. Артемьева Е.Н. Идентификация экспериментальной модели быстрого программного движения. / Е.Н. Артемьева // Сб. статей XIII Международной

конференции по высоким технологиям (HTFR). Санкт-Петербург, Россия, 22-26 мая, 2012, т.1, с. 217-221.

61. Израилович М.Я. Активное виброгашение вынужденных колебаний с использованием параметрического и силового воздействий. / М.Я. Израилович, А.А. Гришаев // – М.: URSS, 2012 – 80 с.

62. Израилович М.Я. Активное гашение периодических колебаний в системах с нелинейным демпфированием. / М.Я. Израилович, Б.М. Эрлих – М.: Издательство "Спутник+", 2015. – 38 с.

63. Гришаев А.А. Активное виброгашение вынужденных колебаний в машинах и механизмах с использованием параметрического и силового воздействий – Дисс. канд. тех. наук / А.А. Гришаев – Челябинск, 2011. – 119 с.

64. Пат. RU № 2020322. МКИ F16F15 Способ устранения резонансной вибрации корпуса длинномерной конструкции. Г.А. Павловым, М.Н. Лариным и Г.Н. Галкиным

65. Пат. RU № 2145394. МКИ F16F6. Магнитожидкостное устройство для гашения колебаний. Бурченков В.Н., Сизов А.П., Соловьев М.Л., и др.

66. Пат. RU № 2066005. МКИ F16F6. Амортизационное устройство. Топчий В.Д., Рулев С.В., Савостьянов А.М. и др.

67. Пат. RU № 2449188. МКИ F16F9/53. Регулируемый магнитореологический пневматический амортизатор. Хамитов Р. Н., Корчагин А. Б., Шалай В. В. И др.

68. Пат. RU № 2232316. МКИ F16F9/53. Магнитореологический амортизатор. Гусев Е.П., Плотников А.М., Воеводов С.Ю.

69. Пат. RU № 2106551. МКИ F16F15/03. Магнитореологический виброгаситель. Кудряков Ю.Б., Крылов Н.И., Шурыгин М.Н, Щелькалов Ю.Я.

70. Пат. RU № 2354867. МКИ F16F9/53, F16F9/504, F16F9/504. Динамический гаситель. Макаров В. М., Яманина Н. С., Ерехинская А. Г. и др.

71. Пат. RU № 2443911. МКИ F15B21/06, F15B11/12. Магнитореологическая позиционирующая и виброизолирующая система. Михайлов В. П., Акимов И. Ю., Борин Д. Ю., Базиненков А. М.

72. Гордеев Б.А. Математические модели адаптивных виброизоляторов мобильных и стационарных объектов / Б.А. Гордеев, В.И. Ерофеев, А.С. Плехов. – Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева, Нижний Новгород, 2017. – 124 с.

73. Гордеев Б.А. Влияние эффекта Доплера на погрешность измерения вибрации электромеханических комплексов волновыми методами / Б.А. Гордеев, С.Н. Охулков, А.Н. Осмехин, А.С. Плехов // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. – 2017. - №5. С. 56-61.

74. Гордеев Б.А. Измерение торсионных моментов на валах электротехнических комплексов, соединенных магнитореологической муфтой, частотным методом / Б.А. Гордеев, С.Н. Охулков, А.Н. Осмехин, А.С. Плехов // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. – 2017. - №3. С. 65-70.

75. Гордеев Б.А. Влияние девиации частоты отражённого от вибрирующей поверхности ультразвукового сигнала на его спектр / Б.А. Гордеев, С.Н. Охулков, А.Н. Осмехин, А.С. Плехов // Сборник научно-технических статей конференции: Актуальные проблемы электроэнергетики. – 2017. С. 88-92.

76. Гордеев Б.А. К вопросу создания цилиндрического магнитореологического трансформатора в ортогональных магнитных полях. / Б.А. Гордеев, Г.В. Маслов, С.Н. Охулков // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2014. № 2. С. 15-21.

77. Гордеев Б.А. Влияние газовых включений на характеристики гидравлических виброопор. / Б.А. Гордеев, В.П. Горсков, А.Н. Осмехин, С.Н. Охулков // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2012. № 2. С. 98-102.

78. Гордеев Б.А. К вопросу измерения перемещений магнитореологического трансформатора ударных нагрузок волновыми методами. / Б.А. Гордеев, Е.Г. Иванов, С.Н. Охулков // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2017. № 1. С. 88-92.

79. Гордеев Б.А. Магнито-реологический трансформатор, управляемый вращающимся магнитным полем. / Б.А. Гордеев, А.И. Ермолаев, С.Н. Охулков // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2018. № 4. С. 28-35.

80. Giuclea M. Model parameter identification for vehicle vibration control with magnetorheological dampers using computational intelligence methods / M. Giuclea, T. Sireteanu, D. Stancioiu, C.W. Stammers // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. 2004.

81. Guo S. Dynamic modeling of magnetorheological damper behaviors / S. Guo, S. Yang, C. Pan // Journal of Intelligent Material Systems and Structures. 2006. Vol. 17. Is. 3. PP. 3-14.

82. Sireteanu T. Semi-active vibration control using balance-logic strategy: modeling and testing. / T. Sireteanu, Gh. Ghita, D. Stancioiu, C. W. Stammers // RJAV I, 31-8, 2004.

83. Shen Y. Semi-active control of hunting motion of locomotive based on magnetorheological damper. / Y. Shen, S. Yang, C. Pan, H. Xing // Int. J. Innov. Comput. I. 2, 2006. PP. 323-29.

84. Wang D.H. Semi-active suspension systems for railway vehicles using magnetorheological dampers. / D.H. Wang, W.H. Liao // Part I: system integration and modeling, Vehicle Syst. Dyn. 0, 1-21, 2009.

85. Wang D.H. Semi-active suspension systems for railway vehicles using magnetorheological dampers. / D.H. Wang, W.H. Liao // Part II: simulation and analysis, Vehicle Syst. Dyn. 0, 1-33, 2009.

86. Urick R.J. A sound velocity method for determining the compressibility of finely divided substances. / R.J. Urick // J. Appl. Phys., Vol. 18, 1947. PP. 983–987.

87. Urick R. J. The absorption of sound in suspensions of irregular particles. / R.J. Urick // J. Acous. Soc. Amer. Vol. 20, 1948 – p. 283.

88. Urick R. J. The propagation of sound in composite media. / R.J. Urick, W. S. AMENT J. Acous. Soc. Amer. Vol. 21, 1949. PP. 115–119.

89. D.Y. Chung, W.E. Isler, J. Appl. Phys. 49, 1978. 1809.

90. J.W.M. Boelhouwer, Physica 26, 1960. 1021–1028.

91. Rudnick I. Measurements of the acoustic radiation pressure on a sphere in a standing wave field. / I. Rudnick // J. Acoust. Soc. Am. 62, 20, 1977.
92. Charuhas P.A. Relationship between uncomfortable loudness level and acoustic reflex threshold as a function of hearing loss. / P.A. Charuhas, D.Y. Chung, S. Barry // The Journal of Auditory Research, 18(4), 1978. PP. 237-242.
93. Lin T.C. Wave Propagation through Fluid Contained in a Cylindrical, Elastic Shell. / T.C. Lin, G.W. Morgan // The Journal of the Acoustical Society of America 28, 1956. 1165.
94. R. Kaiser, Can. J. Phys. 37, 1959. 1499.
95. Такетоми С. Магнитные жидкости / С. Такетоми, С.Тикадзуми, пер. с японск. // – М.: Мир, 1993. – 272 с.
96. Mc Taque J.P. Magnetoviscosity of magnetic colloids. / J.P. Mc Taque // J. Chem. Phys., V. 51, No. 1, 1969. PP. 133-136.
97. Тарапов И.Е. Звуковые волны в намагничивающейся среде. / И.Е. Тарапов // ПМТФ. No 1, 1973. С. 15-22.
98. Полуниин В.М. Акустические свойства нанодисперсных магнитных жидкостей. / В.М. Полуниин –М.: Физматлит, 2012. – 383 с.
99. Гогосов В.В. Распространение ультразвука в магнитной жидкости. Анализ экспериментов; определение размеров агрегатов. / В.В. Гогосов, С.И. Мартынов, С.Н. Цуриков, Г.А. Шапошникова // Магнит, гидродинамика. N3, 1987. С.15-22.
100. Виноградов А.Н. Определение свойств магнитных жидкостей по распространению ультразвука. Анализ экспериментов. Определение зависимости характерных параметров магнитной жидкости от температуры; изменение свойств магнитной жидкости со временем. / А.Н. Виноградов, В.В. Гогосов, Г.С. Никольский, А.А. Усанов, С.Н. Цуриков // Магнит, гидродинамика. N3, 1992. С. 61-70.
101. Sokolov V.V. Viscous mechanism of ultrasonic absorption in suspensions. / V.V. Sokolov, V.V. Nadvoretzky // Revista Latinoamericana de Acústica. V.3. N1, 1995. PP.33-41.

102. Кузин Б.И. Применение методов физической акустики к исследованию магнитных жидкостей. / Б.И. Кузин, А.Е. Лукьянов, В.В. Соколов, Э.А. Трегубкин // Приборы и методы измерения физических параметров ферроколлоидов. 1991. С. 76-81.
103. Берковский Б.М. Упругие свойства магнитной жидкости на основе воды. / Б.М. Берковский // Магн. гидродинамика. № 1. 1986. С. 67-72.
104. Баштовой В.Г. Резонансное возбуждение звука в ферромагнитной жидкости. / В.Г. Баштовой, М.С. Краков // Магн. гидродинамика. № 3. 1974. С. 3-7.
105. Налетова В.А. Исследование течения магнитной жидкости в трубе с учетом анизотропии жидкости в присутствии магнитного поля. / В.А. Налетова, Ю.М. Шкель // Магнитная гидродинамика. № 4. 1987. С. 51-57.
106. Налетова В.А. Влияние течения на процесс релаксации намагниченности в магнитной жидкости / В.А. Налетова, Ю.М. Шкель // Изв. АН СССР, Механика жидкости и газа. 23, № 6. 1988. С. 94-98.
107. Mace B.R. Wave transmission through structural inserts. / B.R. Mace, R.W Jones, N.R. Harland, // Journal of the Acoustical Society of America, 109 (4), 2001. PP. 1417-1421.
108. Лобова, О.В. Исследование физического механизма формирования упругих свойств магнитожидкостных наполнителей межполюсных зазоров – Дисс. к. физ.-мат. наук. Курск, 2001. – 131 с.
109. Полуниин В.М. Исследование прочностных свойств разрывной магнитожидкостной мембраны. / В.М. Полуниин, Ю.Ю. Михайлова // Сб. тр. XVIII сессии РАО. – М.: ГЕОС, Т. 1. 2006. С. 55-58.
110. Полуниин В.М. Упругие свойства магнитожидкостных уплотнений Текст. / Г. В. Карпова, Е. Б. Постников, В. М. Полуниин, О. В. Лобова, Г. Т. Сычев, А. А. Чернышева 2001. - 14 с. - Деп. А ВИНТИ 9.02.01, №344-В.
111. Kovarda, V. V. On the strength properties of the magnetic fluid membrane Text. / V. V. Kovarda, Y. Y. Mikhailova, V. M. Polunin, P. A. Ryapolov, E. K. Zubarev, S. S. Khotynyuk // Magnetohydrodynamics. V. 43. № 3. 2007. PP. 333-344.

112. Kovarda, V.V. The elasticity of a magnetic-fluid membrane Text. / V.V.Kovarda, O.V. Lobova, Yu.Yu. Mikhailova, V.M. Polunin, S.S. Khotynyuk // Acoustical physics. V. 54. № 4. 2008. PP. 469-474.

113. Sawada T. Influence of a magnetic field on ultrasound propagation in a magnetic fluid . / T. Sawada, H. Nishiyama and T. Tabata // J. Magn. Mater. 252, 186. 2002.

114. Полуниин В.М. К изучению формы дисперсных наночастиц на основе модели вращательной вязкости. / В.М. Полуниин, А.Н. Кутуев // Известия высших учебных заведений. Секция физика. No 8. 2009. С. 10-15.

115. Полуниин, В. М. Акустический анализ физических параметров наночастиц магнитной жидкости / В.М. Полуниин, В.М. Пауков, П.А. Ряполов // Сборник научных трудов II Всероссийской научной конференции «Физикохимические и прикладные проблемы магнитных дисперсных» наносистем». – Ставрополь, 2009. С. 85-92.

116. Братухин Ю.К. Движение деформируемой капли магнитной жидкости во вращающемся магнитном поле. / Ю.К. Братухин, А.В. Лебедев, А.Ф. Пшеничников // Изв. РАН. МЖГ. № 1. 2000. С. 22-30.

117. Братухин Ю.К. Устойчивость стационарного разрыва жидкого слоя на поверхности несмешивающейся жидкости. / Ю.К. Братухин, А.Л. Зуев, К.Г. Костарев, А.В. Шмыров // МЖГ. № 3. 2009. С. 11-22.

118. Гладилин А.В. Вибрационный преобразователь с магнитной левитацией. / А.В. Гладилин, В.А. Пирогов, И.П. Голямина // Акустический журнал, том 61, № 3, 2015 С. 409-415.

119. Карпова Г.В. Экспериментальное исследование воздушно-магнитожидкостного резонатора. / Г.В. Карпова, О.В. Лобова, В.М. Пауков, В.М. Полуниин, Е.Б. Постников // Акустический журнал, том 48, № 3, 2002. С. 354-357.

120. M El-Raheb, P Wagner (JPL). J Appl. Mech. vol. 53. no 4,1986. PP. 902-909.

121. Moskowitz R. Nonmechanical torque-driven flow of a ferromagnetic fluid by an electromagnetic field. / R. Moskowitz and R.E. Rosensweig // Appl. Phys. Lett., 11, No. 10, 1967. 301-306.
122. Зайцев В.М. Характер неустойчивости поверхности раздела двух жидкостей в постоянном поле. / В.М. Зайцев, М.И. Шлиомис // Докл. АН СССР, 188:6 .1969. PP. 1261-1262.
123. Зайцев В.М. К гидродинамике ферромагнитной жидкости / В.М. Зайцев, М.И. Шлиомис // ПМТФ, № 1, 1968.
124. Зайцев В.М. Связанные магнитозвуковые волны в проводящей парамагнитной жидкости / В.М. Зайцев, М.И. Шлиомис // Изв. АН СССР, МЖГ, № 2, 1969.
125. Зайцев В.М. Увлечение ферромагнитной суспензии вращающимся полем / В.М. Зайцев, М.И. Шлиомис // ПМТФ, № 5, 1969.
126. А.В. Лебедев Динамика магнитной жидкости в переменных полях – Дисс. док. физ.-мат. наук. / Лебедев А.В. // Пермь, 2005. – 288 с.
127. Блум Э.Я. Магнитные жидкости / Э.Я. Блум, М.М. Майоров, А.О. Цеберс. – Рига: Зинатне, 1989. – 386 с.
128. Воронков А.В. Математическое моделирование работы МГД-насоса. / А.В. Воронков, М.П. Галанин, А.С. Родин // Препринты ИПМ им. М. В. Келдыша, 2010. № 51. – 36 с.
129. Найгерт К.В. Моделирование и расчет рабочих процессов магнитореологического дросселя – Дисс. канд. тех. наук. / К.В. Найгерт // – Челябинск, 2016. –147 с.
130. Шапошников И.Г. Гидродинамика намагничивающихся сред. / И.Г. Шапошников, М.И. Шлиомис // Магнитная гидродинамика. No 1, 1975. С.47-58.
131. Соколов В.В. Ультразвук и динамические свойства магнитных жидкостей – Дисс. док. физ.-мат. наук. / В.В. Соколов // – Москва, 1997. – 230 с.
132. Полевиков В.К. Исследование теплообмена через горизонтальный кольцевой слой магнитной жидкости при охлаждении цилиндрических

проводников с током. / В.К. Полевилов, В.Е. Фертман // Магнитная гидродинамика. № 1. 1977. С. 15-21.

133. Berkovsky B.M. Specific features of natural convection heat transfer in magnetic fluids. / B.M. Berkovsky, V.E. Fertman, V.K. Polevikov, S.V. Isaev // Heat Transfer – Washington: Hemisphere Publ., Vol. 3. 1978. PP. 147-151.

134. Bashtovoy V.G. Thermal convection in a ferromagnetic fluid in an inhomogeneous magnetic field. / V.G. Bashtovoy, S.V. Isaev, M.I. Pavlinov, V.K. Polevikov, V.E. Fertman // Heat Transfer, Soviet Research. Vol. 10, No. 6. 1978. PP. 5-9.

135. Берковский Б.М. Особенности теплообмена при естественной конвекции магнитных жидкостей. / Б.М. Берковский, В.Е. Фертман, В.К. Полевилов, С.В. Исаев // Теплообмен, Советские исследования. – М.: Наука, 1980. С. 155-164.

136. Орлов Л.П. Теоретическое исследование термогидродинамических процессов в магнитожидкостном уплотнении. / Л.П. Орлов, В.К. Полевилов, В.Е. Фертман // Трение и износ. Т. 3, № 1. 1982. С. 123-128.

137. Беляев А.В. Конвекция магнитной жидкости под действием переменного магнитного поля. / А.В. Беляев, Б.Л. Смородин // Прикладная механика и техническая физика. Т. 50. №4. 2009. С. 18-27.

138. Finlayson B.A. Convective instability of ferro-magnetic fluids. / B.A. Finlayson // Journal of Fluid Mechanics. Vol.40, no.4. 1970. PP.753-767.

139. Шлиомис М.И. Магнитные жидкости. / М.И. Шлиомис // Успехи физ. наук. Т. 112. No 3. 1974. С. 427-459.

140. Rayleigh J W S Philos. Mag. 32, 529. 1916.

141. Найгерт К.В. Магнитореологические приводные системы нового поколения. / К.В. Найгерт, В.А. Целищев // Наука ЮУрГУ материалы 70-й научной конференции. Южно-Уральский государственный университет. 2018. С. 390-398.

142. Матвеевский В.Р. Надежность технических систем. / В.Р. Матвеевский // Учебное пособие –

Московский государственный институт электроники и математики. – М., 2002. – 113 с.

143. Боровиков С. М. Расчет показателей надежности радиоэлектронных средств : учеб. метод. пособие / С. М. Боровиков, И. Н. Цырельчук, Ф. Д. Троян : под ред. С. М. Боровикова. – Минск: БГУИР. 2010. – 68 с.

144. Патент РФ № 2624082. Модульная система электромагнитной транспортировки жидкостей, обладающих магнитными свойствами / К.В. Найгерт, С.Н. Редников, опубл. 30.06.2017 Бюл. № 19.

145. Патент РФ № 2634163. Магнитореологический привод прямого электромагнитного управления характеристиками потока верхнего контура гидравлической системы золотника / К.В. Найгерт, С.Н. Редников, опубл. 24.10.2017 Бюл. № 30.

146. Патент РФ № 2634166. Магнитореологический привод прямого электромагнитного управления характеристиками потока верхнего контура гидравлической системы с гидравлическим мостиком / К.В. Найгерт, С.Н. Редников, опубл. 24.10.2017 Бюл. № 30.

147. Патент РФ № 175044. Адаптивный комбинированный реологический амортизатор / К.В. Найгерт, В.Т. Тутынин, опубл. 20.11.2017 Бюл. № 32.

148. Zhou Q. Semi-active control of shallow cables with magnetorheological dampers under harmonic axial support motion. / Q. Zhou, S. R. K. Nielsen, W. L. Qu // Journal of Sound and Vibration, Vol. 311, No. 3-5, 2008. PP. 683-706.

149. Патент РФ № 185538. Магнитореологическое устройство активной защиты длинномерной конструкции от резонансной вибрации / К.В. Найгерт, В.Т. Тутынин, опубл. 07.12.2018 Бюл. № 34.

150. Найгерт К.В. Реологические системы демпфирования, применяющие комбинированные и ротационные магнитореологические технологии. / К.В. Найгерт, В.А. Целищев // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». Т. 19, № 1. 2019. С. 26-36.

151. Naigert K.V. The rotating magnetorheological fluid technologies in actuators of industrial automation systems. / K.V. Naigert // Инновации в

современной науке (Innovations in modern science) [Электронный ресурс]. Научно-издательский центр «Мир науки», Vydavatel «Osvícení». 2017. С. 102-113.

152. Naigert K.V. The realization principles of new generation magnetorheological systems. / K.V. Naigert // Современная наука: актуальные вопросы и перспективы развития (Modern science: current issues and development prospects) [Электронный ресурс]. Научно-издательский центр «Мир науки», Издателска Къща «СОРОС». 2017. С. 132-147.

153. Митрофанова О.В. Гидродинамика и теплообмен закрученных потоков в каналах ядерно-энергетических установок. / О.В. Митрофанова – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2010. – 288 с.

154. Трофимова Т.И. Курс физики. / Т.И. Трофимова // Учебник. 9-е изд. – М.: изд-во Академия, 2006. – 560 с.

155. Морозов А.И. Движение частиц в винтовом тороидальном магнитном поле / А.И. Морозов, Л.С. Соловьев // Журнал технической физики. Том XXX. Вып. 3. С. 271. 1960.

156. Пустовитов В.Д. Равновесие и устойчивость плазмы в стеллараторах. / В.Д. Пустовитов, В.Д. Шафранов // Вопросы теории плазмы. Выпуск 15. – М.: Энергоатомиздат. 1987. – 146 с.

157. Холодова С.Е. Специальные функции в задачах математической физики. / С.Е. Холодова, С.И. Перегудин // – СПб: НИУ ИТМО, 2012. – 72 с.

158. Найгерт К.В. Защита приводных систем от гидроудара магнитореологическими устройствами. / К.В. Найгерт, В.А. Целищев // Вестник Магнитогорского государственного технического университета им. Г.И. Носова. Т.17. №3. 2019. С. 70-77.

159. Хакимов А.Г. Определение осевого усилия, плотности жидкости в трубопроводе по собственным частотам колебаний // А. Г. Хакимов // – URL: http://www.ivtn.ru/2014/pdf/d14_08.pdf, (дата обращения: 15.12.2019).

160. Ферромагнитный резонанс: сб. статей. М.: Физматгиз, 1961, гл. 2.

161. Сликтер Ч. Основы теории магнитного резонанса. / Ч. Сликтер – М.: Мир, 1967, гл. 1–2.

162. Валландер С.В. Лекции по гидроаэромеханике. / С.В. Валландер // Учеб. пособие. Л., Изд-во Ленингр. ун-та, 1978. – 296 с.

163. Солнцева А.А. Теоретический курс по дисциплине «механика жидкости и газа» – URL: <https://mylektsii.ru/5-131758.html> (дата обращения: 14.12.2019).

164. Амосов А.П. Элементарные теплофизические модели трения. / А.П. Амосов // Известия Самарского научного центра Российской академии наук, т. 13, №4(3), 2011.

165. Fan H. Asymptotic Stability of Solutions to Elastic Systems with Structural Damping. / H. Fan, F. Gao // Electronic Journal of Differential Equations. 245. 2014. PP. 1-9.

166. Fan H. Analyticity and Exponential Stability of Semigroups for the Elastic Systems with Structural Damping in Banach Spaces. / H. Fan, Y. Li // J. Math. Anal. Appl. 410. 2014. PP. 316-322.

167. Balescu R. Equilibrium and nonequilibrium statistical mechanics. / R. Balescu // Wiley-Interscience publication. Wiley. 1975.

168. Suli E. An Introduction to Numerical Analysis. / E. Suli E, D. Mayers // Cambridge University Press. 2003.

169. Ciccotti G. Molecular-dynamics simulation of statistical-mechanical systems. / G. Ciccotti G, W. Hoover // Varenna on Lake Como, Villa Monastero, 23 July – 2 August 1985. Proceedings of the International School of Physics Enrico Fermi. – North-Holland. 1986. PP. 43-65.

170. Архипов В.Н. и др. Механическое действие ядерного взрыва / В.Н. Архипов и др. – М.: Физматлит, 2003. – 384 с.

171. Найгерт К.В. Защита приводных систем от гидроудара магнитореологическими устройствами. / К.В. Найгерт, В.А. Целищев // Вестник Магнитогорского государственного технического университета им. Г.И. Носова. Т.17. №3. 2019. С. 70-77.

172. Найгерт К.В. Расчет характеристик комбинированных магнитореологических опор с учетом эффектов магнитной левитации и

особенностей определения коэффициентов их элементов. / К.В. Найгерт, В.А. Целищев // Наука и технологии Том 1 – Материалы XXXVIII Всероссийской конференции, посвященной 75-летию Южно-Уральского государственного университета – Москва: РАН, 2018 г. С. 125-137.

173. Сподарева Л.А. Устойчивость течений не-newтоновских жидкостей. / Л.А. Сподарева // Прикладная механика и техническая физика. Т. 41, № 3. 2000.

174. Найгерт К.В. О быстродействии электромагнитных блоков управления магнитореологических систем нового поколения. / К.В. Найгерт, В.А. Целищев // Вестник УГАТУ. Серия «Электротехника». Т.22, № 4(82). 2018. С.109-118.

175. Балагуров В. А. Проектирование электрических аппаратов авиационного электрооборудования. / В. А. Балагуров, Ф.Ф. Галтеев, А.В. Гордон – М.: Оборонгиз, 1960. –515 с.

176. Сахаров П. В. Проектирование электрических аппаратов. / П.В. Сахаров // – М.: Энергия, 1975. – 560 с.

177. Гуревич А.Г. Ферриты на сверхвысоких частотах. / А.Г. Гуревич // – М.: Физматгиз, 1960. – 408 с.

178. Ландау Л.Д. Теория поля. / Л.Д. Ландау, Е.М. Лифшиц // – М.: Наука, 1988. –512 с.

179. Найгерт К.В. Автоматизация рабочего процесса магнитореологического дросселирующего устройства. / К.В. Найгерт, С.Н. Редников // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». Т. 16, № 2. 2016. С. 23-32.

180. TE sensor solutions Website of Measurement Specialties Inc. – URL: http://www.te.com/content/dam/te-com/documents/sensors/global/SSTSTE100/TE-SensorSolutions_SS-TS-TE100.pdf. (дата обращения: 14.12.2019).

181. MATLAB Website of MathWorks. <https://www.mathworks.com>. (дата обращения: 14.12.2019).

182. Макаров А.А. Разработка программного обеспечения для встраиваемых систем с помощью программы Matlab. Simulink. / А.А. Макаров, С.В. Захаркина // Дизайн и технологии 53 (95) 2016 С. 89-92.

183. Thermal sensors DS18S20 (2017) Maxim Integrated Inc. – URL: <https://datasheets.maximintegrated.com/en/ds/DS18S20.pdf>. (дата обращения: 14.12.2019).

184. Патент РФ № 2639906. Смеситель-дозатор с магнитожидкостными управляющими элементами / К.В. Найгерт, В.Т. Тутынин, опублик. 25.12.2017 Бюл. № 36.

185. Программный комплекс для расчета и оптимизации управляющего сигнала в гибридных гидравлических устройствах / К.В. Найгерт, Тутынин В.Т. // Свидетельство о регистрации программы для ЭВМ РФ № 2019662270, опублик. 19.09.2019.

186. Найгерт К.В. Особенности расчета рабочих параметров гибридных гидравлических систем с магнитожидкостными управляющими элементами. / К.В. Найгерт, В.А. Целищев // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». Т. 18, № 4. 2018. С. 38-47.

187. Dorfmann A. Nonlinear Magnetoelastic Deformations / A. Dorfmann, R.W. Ogden // Q. J. Mech. Appl. Math. Vol. 57 (4). 2004. PP. 599-622.

188. Bustamante R. On Variational Formulations in Nonlinear Magnetoelastostatics / R. Bustamante, A. Dorfmann, R.W. Ogden // Math. Mech. Solids. Vol. 13. 2008. P. 725.

189. Filipcsei, G. Magnetodeformation Effects and the Swelling of Ferrogels in a Uniform Magnetic Field / G. Filipcsei, M. Zrínyi // J. Phys. Condens. Matter 22. 2010. P. 276001.

190. Bustamante R. A Nonlinear Magnetoelastic Tube under Extension and Inflation in an Axial Magnetic Field: Numerical Solution / R. Bustamante, A. Dorfmann, R.W. Ogden // J. Eng. Math. Vol. 59. 2007. PP. 139-153.

191. Bohm V. Material Transport of a Magnetizable Fluid by Surface Perturbation / V. Bohm, V.A. Naletova, J. Popp et al. // Journal of Magnetism and Magnetic Materials. Vol. 395. 2015. PP. 67-72.

192. Carlson J.D. MR Fluid, Foam and Elastomer Devices / J.D. Carlson, M.R. Jolly // Mecha-tronics. Vol. 10. 2000. PP. 555-569.

193. Патент РФ № 173746. Реологический дроссель-термостат / К.В. Найгерт, В.Т. Тутынин, опублик. 07.09.2017 Бюл. № 25.

194. К.В. Найгерт Монография «Итоги науки. Выпуск 37». Глава 2. Термоэффекты и новые устройства охлаждения в магнитореологических приводных системах. / К.В. Найгерт, В.А. Целищев // Избранные труды Международного симпозиума по фундаментальным и прикладным проблемам науки – Москва: РАН, 2018 г. – 151 с.

195. Цидильковский И.М. Термомагнитные явления в полупроводниках / И.М. Цидильковский // – М.: Физматгиз, 1960. – 396 с.

196. Житинская М.К. Влияние неоднородностей кристаллов Bi_2Te_3 на поперечный эффект Нернста – Эттингсгаузена. / М.К. Житинская, С.А. Немов, Т.Е. Свечникова // Физика и техника полупроводников. Т. 31. № 4. 1997. С. 441-443.

197. Воробьев А.В. Математическая модель анизотропного магниторезистивного датчика для инженерных расчетов. / А.В. Воробьев // Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета. Т. 16, № 1. 2012. С. 161-166.

198. Парфенов В.В. Физика полупроводников (элементы теории, руководство и задания к лабораторным работам). / В.В. Парфенов, Р.Х. Закиров // Учебно методическое пособие для студентов физического факультета. Казань. 2001.

199. Патанкар С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости. / С. Патанкар // – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 152 с.

200. Сакун И.А. Холодильные машины. / И.А. Сакун // – Л.: Машиностроение, 1985. – 510 с. 19.

201. Себеси Т., Брэдшоу П. Конвективный теплообмен. Физические основы и вычислительные методы: пер. с англ. – М.: Мир, 1987. – 592 с.

202. Бубенчиков А.М. Математические модели неоднородной анизотропной турбулентности во внутренних течениях. / А.М. Бубенчиков, С.Н. Харламов – Томск: Изд-во Томского государственного университета, 2001. – 448 с.

203. Котур В.И. Электрические измерения и электрические приборы. / В.И. Котур, М.А. Скомская, Н.Н. Храмова // – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 400 с.
204. Найгерт К.В. Оценка температурных факторов, влияющих на рабочие процессы магнитореологических систем нового поколения. / К.В. Найгерт, В.А. Целищев // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Машиностроение, материаловедение. Т. 21, № 3. 2019. С. 93-99.
205. Бибик Е.Е. Реология дисперсных систем / Е.Е. Бибик. – Л.: Изд-во. Ленингр. ун-та, 1981. – 172 с. 206. Гусев В.В. Физические основы проектирования оборудования / В.В. Гусев, В. К. Самойликов, Учебное пособие – М.: МИЭТ, 1999. – 141 с.
207. Булат Л.П. Термоэлектрические охлаждающие устройства / Л.П. Булат, Е.В. Бузин – СПб.: СПбГУНиПТ, 2001. – 41 с.
208. Найгерт К.В. Расчет и оптимизация систем термостатирования для магнитореологических приводов нового поколения. / К.В. Найгерт, В.А. Целищев // Фундаментальные и прикладные проблемы науки – Материалы XIII Международного симпозиума – Москва: РАН, 2018 г. С. 89-99.
209. Найгерт К.В. Конструктивные особенности систем демпфирования и виброгашения, базирующихся на принципе неоднородного распределения диссипативно-жесткостных свойств рабочей среды / К.В. Найгерт, В.А. Целищев // Вестник ПНИПУ Серия «Машиностроение, материаловедение». Т. 21, № 2. 2019. С. 40-46.
210. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем / Д.Н. Попов. – М.: Машиностроение, 1976. – 424 с.
211. Свешников В.К. Станочные гидроприводы / В.К. Свешников, А.А. Усов. – М: Машино-строение, 1988. – 512 с.
212. Чупраков Ю.И. Гидропривод и средства гидроавтоматики / Ю.И. Чупраков. – М.: Машиностроение, 1979. – 232 с.
213. Смык А.Ф. Физика. Электромагнетизм: курс лекций / А.Ф. Смык. – М.: МГУП, 2007. – 160 с.

214. Фройштетер Г.Б. Течение и теплообмен неньютоновских жидкостей в трубах / Г.Б. Фройштетер, С.Ю. Данилевич, Н.В. Радионова. – Киев: Наукова думка, 1990. – 216 с.
215. Kramarenko E.Y. Magnetic and Viscoelastic Response of Elastomers with Hard Magnetic Filler / E.Y. Kramarenko, A.V. Chertovich, G.V. Stepanov et al. // Smart Materials and Structures. Vol. 24. – 2015. P. 035002.
216. Патент РФ № 185305. Композитный корпус для магнитореологического демпфера / К.В. Найгерт, В.Т. Тутынин, опубл. 29.11.2018 Бюл. № 34.
217. Beer F. Mechanics of materials. / F. Beer // McGraw-Hill companies. New York. 2009.
218. Harmsen S.C. Inferences about the local stress field from focal mechanisms: applications to earthquakes in the southern. / S.C. Harmsen, A.M. Rogers // Great Basin of Nevada Bull. seism. Soc. Am. 76 PP. 1986. 1560-1572
219. Grabisch M. The Moebius transform on symmetric ordered structures and its application to capacities on finite sets. / M. Grabisch // Discrete Mathematics. 287: 2004. PP. 17-34.
220. Евсеев К. Б. Метод расчета упругих элементов из композиционных материалов для систем подрессоривания колесных машин. Дисс. канд. тех. наук / К. Б. Евсеев. – Москва, 2017. – 160 с.
221. Landau L.D. Theory of Elasticity. / L.D. Landau, E.M. Lifshits // 3rd edn. Heinemann. Oxford. 1986.
222. Dudarev SL Elastic fields, dipole tensors, and interaction between self-interstitial atom defects in bcc transition metals. / S.L. Dudarev, P.W. Ma // Phys. Rev. Mater. 2. 2018. 033602.
223. Dederichs PH, Schroeder K (1978) Anisotropic diffusion in stress fields. / P.H. Dederichs, K. Schroeder // Phys. Rev. B 17. 1978. PP. 25-24.
224. Скворцов Ю.В. Конспект лекций по дисциплине механика композиционных материалов. / Ю.В. Скворцов // Самара, 2013. – 94 с.
225. Alexandrov S. Elastic/Plastic Disks under Plane Stress Conditions. / S. Alexandrov // Springer: New York. USA. 2018

226. Кравченко И.Н. Основы надежности машин. / И.Н. Кравченко // Учебное пособие для вузов. М.: Изд-во, 2007. – 260 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО
«Уфимское агрегатное предприятие
«ГИДРАВЛИКА»

ТЕХНОДИНАМИКА
Гидравлика

450001, Россия, Республика Башкортостан,
г. Уфа, ул. Володарского, 2
Тел.: +7 (347) 246-70-01
Факс: +7 (347) 282-04-19
e-mail: gidravlika@tdhc.ru
http: technodinamika.ru

Исх.№ _____ от _____
На вх.№ _____ от _____

«УТВЕРЖДАЮ»

Генеральный директор
АО «УАП «Гидравлика»

В. А. Новиков

2019 г.



А К Т

внедрения результатов докторской диссертации Найгерт Катарини Валерьевны в производственную деятельность АО «УАП «Гидравлика»

Комиссия в составе главного конструктора Тука Д.Е. и начальника сектора разработки фильтров и агрегатов, к.т.н. Гарипова А.А. подтверждает, что результаты научной работы Найгерт Катарини Валерьевны получили промышленное внедрение в АО «УАП «Гидравлика», специализирующейся на работе в машиностроительной и авиационной промышленности.

Предложенные К.В. Найгерт методы, значительно упрощают проектирование и расчет магнитореологических устройств нового класса – магнитореологических устройств комбинированного типа, сокращая временные и материальные затраты.

Программная реализация методов проектирования инновационных и высокотехнологичных магнитореологических устройств не требует обязательного использования высококвалифицированных инженерных кадров, значительно снижая затраты на заработную плату персонала без ущерба для качества проектной документации.

Главный конструктор

Д. Е. Тук

Начальник сектора разработки
фильтров и агрегатов, к.т.н.

А. А. Гарипов

000972

ОБЩЕСТВО С ОГРАНИЧЕННОЙ ОТВЕТСТВЕННОСТЬЮ «КОНТАКТ»
Российская Федерация, 454008, Челябинская область,
город Челябинск, проспект Победы, 184 А, офис 2
ИНН/КПП 7447202507 / 744801001

АКТ ВНЕДРЕНИЯ

результатов докторской диссертации Найгерт Катарины Валерьевны

Результаты научно-исследовательской деятельности Найгерт Катарины Валерьевны, а именно предложенные оригинальные способы управления характеристиками магнитореологических приводных систем и их конструктивная реализация в виде запатентованных устройств, а также методы расчета элементов магнитореологических приводных систем специального назначения внедрены ООО «Контакт» при модернизации технологического оборудования, применяемого для производства элементов электронной аппаратуры и печатных плат.

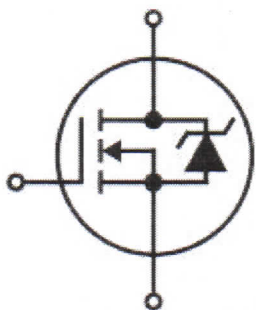
Предложенные К.В. Найгерт конструкции инновационных устройств магнитореологических приводных систем и методы их расчета позволяют повысить прецизионность позиционирования электронных компонентов и качество выпускаемой продукции.

Настоящий АКТ не является основанием для предъявления финансовых требований.

Генеральный директор



Панарин Г.В.



**ОБЩЕСТВО С ОГРАНИЧЕННОЙ ОТВЕТСТВЕННОСТЬЮ
«Научно-производственное предприятие
Авионика и Мехатроника»**

Российская Федерация, 454084, город Челябинск, улица Калинина, дом 16, офис 5.
ИНН / КПП 7447275907 / 744701001 ОГРН 1177456073849
Тел.: +7(908)5819705

Исх. №001
От 05.09.2017 г.

АКТ ВНЕДРЕНИЯ

Разработки Старшего научного сотрудника ООО «НПП Авионика и Мехатроника»

Найгерт Катарины Валерьевны

«05» сентября 2017 г.

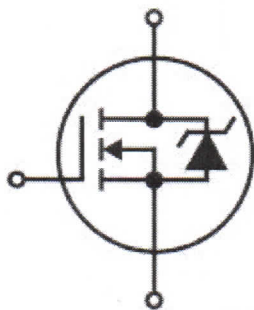
Разработка Найгерт Катарины Валерьевны, а именно «Реологический дроссель-термостат», использована в системе жидкостного охлаждения энергетического блока и блока управления беспилотного летательного аппарата.

Преимущество разработки заключается в высокой скорости охлаждения рабочей среды и стабильности поддержания заданных рабочих температур, что обеспечивает безотказную работу беспилотного летательного аппарата и повышает срок эксплуатации охлаждающей жидкости. Это существенно снижает затраты при обслуживании систем охлаждения. Также применение в конструкции реологического дросселя-термостата элементов Пельтье упрощает расчет электрического сигнала управления, а за счет отсутствия трансформации электрического управляющего сигнала в иные повышается скорость его обработки. Возможность монтажа реологического дросселя-термостата в полость трубопровода значительно уменьшает габариты беспилотных летательных аппаратов и облегчает процесс компоновки его систем.

Заместитель
Генерального
директора



Тутынин В.Т.



**ОБЩЕСТВО С ОГРАНИЧЕННОЙ ОТВЕТСТВЕННОСТЬЮ
«Научно-производственное предприятие
Авионика и Мехатроника»**

Российская Федерация, 454084, город Челябинск, улица Калинина, дом 16, офис 5.
ИНН / КПП 7447275907 / 744701001 ОГРН 1177456073849
Тел.: +7(908)5819705

Исх. №002
От 05.09.2017 г.

АКТ ВНЕДРЕНИЯ

Разработки Старшего научного сотрудника ООО «НПП Авионика и Мехатроника»

Найгерт Катарини Валерьевны

«05» сентября 2017 г.

Разработка Найгерт Катарини Валерьевны, а именно «Модульная система электромагнитной транспортировки жидкостей, обладающих магнитными свойствами», использована в системе жидкостного охлаждения энергетического блока и блока управления беспилотного летательного аппарата.

Преимущество разработки заключается в высокой производительности модульного насосного элемента при малых габаритах и малом весе, что значительно уменьшает вес беспилотного летательного аппарата. Разработанная конструкция отличается низким уровнем энергопотребления. Это реализовано за счет оригинальной конструкции электромагнитного блока и оптимизированного алгоритма управления его рабочим процессом. Также модульность насосного элемента позволяет легко модифицировать его рабочие характеристики, варьируя число модулей, входящих в компоновку насосного элемента, упрощая технологический процесс производства насосных элементов для различных типоразмеров беспилотных летательных аппаратов, существенно снижая производственные затраты.

Заместитель
Генерального
директора



Тутынин

Тутынин В.Т.

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ПАТЕНТ

НА ПОЛЕЗНУЮ МОДЕЛЬ

№ 173746

РЕОЛОГИЧЕСКИЙ ДРОССЕЛЬ-ТЕРМОСТАТ

Патентообладатели: *Найгерт Катарина Валерьевна (RU), Тутынин Валерий Тимофеевич (RU)*

Авторы: *Найгерт Катарина Валерьевна (RU), Тутынин Валерий Тимофеевич (RU)*

Заявка № 2017115492

Приоритет полезной модели 02 мая 2017 г.

Дата государственной регистрации в

Государственном реестре полезных

моделей Российской Федерации 07 сентября 2017 г.

Срок действия исключительного права

на полезную модель истекает 02 мая 2027 г.

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Г.П. Ивлиев



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ПАТЕНТ

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

№ 2639906

Смеситель-дозатор с магнитожидкостными управляющими элементами

Патентообладатели: **Найгерт Катарина Валерьевна (RU), Тутынин Валерий Тимофеевич (RU)**

Авторы: **Найгерт Катарина Валерьевна (RU), Тутынин Валерий Тимофеевич (RU)**

Заявка № 2017116080

Приоритет изобретения 05 мая 2017 г.

Дата государственной регистрации в

Государственном реестре изобретений

Российской Федерации 25 декабря 2017 г.

Срок действия исключительного права

на изобретение истекает 05 мая 2037 г.

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Г.П. Ивлиев



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ПАТЕНТ

НА ПОЛЕЗНУЮ МОДЕЛЬ

№ 185538

МАГНИТОРЕОЛОГИЧЕСКОЕ УСТРОЙСТВО АКТИВНОЙ ЗАЩИТЫ ДЛИННОМЕРНОЙ КОНСТРУКЦИИ ОТ РЕЗОНАНСНОЙ ВИБРАЦИИ

Патентообладатели: *Найгерт Катарина Валерьевна (RU), Тутьнин Валерий Тимофеевич (RU)*

Авторы: *Найгерт Катарина Валерьевна (RU), Тутьнин Валерий Тимофеевич (RU)*

Заявка № 2018124391

Приоритет полезной модели 03 июля 2018 г.

Дата государственной регистрации в
Государственном реестре полезных
моделей Российской Федерации 07 декабря 2018 г.

Срок действия исключительного права
на полезную модель истекает 03 июля 2028 г.

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

 Г.П. Ивлиев



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ПАТЕНТ

НА ПОЛЕЗНУЮ МОДЕЛЬ

№ 175044

АДАПТИВНЫЙ КОМБИНИРОВАННЫЙ РЕОЛОГИЧЕСКИЙ АМОРТИЗАТОР

Патентообладатели: **Найгерт Катарина Валерьевна (RU), Тумынин Валерий Тимофеевич (RU)**

Авторы: **Найгерт Катарина Валерьевна (RU), Тумынин Валерий Тимофеевич (RU)**


Заявка № 2017130606

Приоритет полезной модели 29 августа 2017 г.

Дата государственной регистрации в
Государственном реестре полезных
моделей Российской Федерации 20 ноября 2017 г.

Срок действия исключительного права
на полезную модель истекает 29 августа 2027 г.

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

 Г.П. Ивлиев



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ПАТЕНТ

НА ПОЛЕЗНУЮ МОДЕЛЬ

№ 185305

КОМПОЗИТНЫЙ КОРПУС ДЛЯ МАГНИТОРЕОЛОГИЧЕСКОГО ДЕМПФЕРА

Патентообладатели: *Найгерт Катарина Валерьевна (RU), Тутынин Валерий Тимофеевич (RU)*

Авторы: *Найгерт Катарина Валерьевна (RU), Тутынин Валерий Тимофеевич (RU)*

Заявка № 2018130967

Приоритет полезной модели 27 августа 2018 г.

Дата государственной регистрации в

Государственном реестре полезных

моделей Российской Федерации 29 ноября 2018 г.

Срок действия исключительного права

на полезную модель истекает 27 августа 2028 г.

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Г.П. Ивлиев



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ПАТЕНТ

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

№ 2634166

МАГНИТОРЕОЛОГИЧЕСКИЙ ПРИВОД ПРЯМОГО ЭЛЕКТРОМАГНИТНОГО УПРАВЛЕНИЯ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ ПОТОКА ВЕРХНЕГО КОНТУРА ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ С ГИДРАВЛИЧЕСКИМ МОСТИКОМ (ВАРИАНТЫ)

Патентообладатели: *Найгерт Катарина Валерьевна (RU), Редников Сергей Николаевич (RU)*

Авторы: *Найгерт Катарина Валерьевна (RU), Редников Сергей Николаевич (RU)*

Заявка № 2015139197

Приоритет изобретения 18 августа 2014 г.

Дата государственной регистрации в


Государственном реестре изобретений

Российской Федерации 24 октября 2017 г.

Срок действия исключительного права

на изобретение истекает 18 августа 2034 г.

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

 Г.П. Ивлиев





**ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ**

(12) ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ

(21)(22) Заявка: 2015138983, 18.08.2014

(24) Дата начала отсчета срока действия патента:
18.08.2014

Дата регистрации:
30.06.2017

Приоритет(ы):

(22) Дата подачи заявки: 18.08.2014

(43) Дата публикации заявки: 20.03.2017 Бюл. № 8

(45) Опубликовано: 30.06.2017 Бюл. № 19

(85) Дата начала рассмотрения заявки РСТ на
национальной фазе: 11.09.2015

(86) Заявка РСТ:
RU 2014/000508 (18.08.2014)

(87) Публикация заявки РСТ:
WO 2016/028180 (25.02.2016)

Адрес для переписки:
454091, г. Челябинск, а/я 13403, Найгерт
Катарина Валерьевна

(72) Автор(ы):

**Найгерт Катарина Валерьевна (RU),
Редников Сергей Николаевич (RU)**

(73) Патентообладатель(и):

**Найгерт Катарина Валерьевна (RU),
Редников Сергей Николаевич (RU)**

(56) Список документов, цитированных в отчете
о поиске: SU 1001353 А, 28.02.1983. SU
1001353 А, 28.02.1983. US 20110037325 А1,
17.02.2011. SU 1834421 А1, 20.03.1995. US
3257949 А1, 28.06.1966. RU 2020266 С1,
30.09.1994.

**(54) МОДУЛЬНАЯ СИСТЕМА ЭЛЕКТРОМАГНИТНОЙ ТРАНСПОРТИРОВКИ ЖИДКОСТЕЙ,
ОБЛАДАЮЩИХ МАГНИТНЫМИ СВОЙСТВАМИ**

(57) Реферат:

Изобретение относится к машиностроению. Модульная система предназначена для электромагнитной транспортировки жидкостей, обладающих магнитными свойствами. Принцип транспортировки жидкостей, обладающих магнитными свойствами, посредством прямого электромагнитного управления характеристиками потока основан на магнитореологических эффектах изменения внутренней энергии частиц магнетика и энергии взаимодействия частиц

между собой в магнитном поле, а также взаимодействия частиц с магнитным полем и законах гидродинамики. Технический результат - повышение надежности и долговечности систем транспортировки жидкостей, обладающих магнитными свойствами, за счет применения гидроаппаратуры с конструкцией, исключаяющей подвижные механические элементы. 2 н.п. ф-лы, 4 ил.



ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ

(12) ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ

(21)(22) Заявка: 2015138981, 18.08.2014

(24) Дата начала отсчета срока действия патента:
18.08.2014Дата регистрации:
24.10.2017

Приоритет(ы):

(22) Дата подачи заявки: 18.08.2014

(43) Дата публикации заявки: 16.03.2017 Бюл. № 8

(45) Опубликовано: 24.10.2017 Бюл. № 30

(85) Дата начала рассмотрения заявки РСТ на
национальной фазе: 11.09.2015(86) Заявка РСТ:
RU 2014/000510 (18.08.2014)(87) Публикация заявки РСТ:
WO 2016/028182 (25.02.2016)Адрес для переписки:
454091, г. Челябинск, а/я 13403, Найгерт
Катарина Валерьевна

(72) Автор(ы):

Найгерт Катарина Валерьевна (RU),
Редников Сергей Николаевич (RU)

(73) Патентообладатель(и):

Найгерт Катарина Валерьевна (RU),
Редников Сергей Николаевич (RU)(56) Список документов, цитированных в отчете
о поиске: SU 1317406 A1, 15.06.1987. RU
2029447 C1, 20.02.1995. SU 929945 A,
30.07.1979. SU 1399522 A1, 30.05.1988. WO 94/
11640 A1, 26.05.1994.(54) МАГНИТОРЕОЛОГИЧЕСКИЙ ПРИВОД ПРЯМОГО ЭЛЕКТРОМАГНИТНОГО УПРАВЛЕНИЯ
ХАРАКТЕРИСТИКАМИ ПОТОКА ВЕРХНЕГО КОНТУРА ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ
ЗОЛОТНИКА (ВАРИАНТЫ)

(57) Реферат:

Изобретение относится к машиностроению. Магнитореологический привод прямого электромагнитного управления характеристиками потока верхнего контура гидравлической системы золотника предназначен для автоматического управления гидравлическим или пневматическим последующим нижним контуром системы посредством золотника. Принцип прямого электромагнитного управления характеристиками потока основан на магнитореологических эффектах изменения внутренней энергии частиц

магнетика и энергии взаимодействия частиц между собой в магнитном поле, а также взаимодействия частиц с магнитным полем и законах гидродинамики. Технический результат - повышение быстродействия, точности, надежности и долговечности верхнего контура системы, следовательно, гидравлической системы в целом за счет применения гидроаппаратуры с конструкцией, исключающей подвижные механические элементы. 5 н. п. ф-лы, 7 ил.

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2017662736

**Программный комплекс комбинированной оценки вязкости
магнитореологической среды во внешних энергетических
ПОЛЯХ**

Правообладатель: **Найгерт Катарина Валерьевна (RU)**

Авторы: **Найгерт Катарина Валерьевна (RU),
Целищев Владимир Александрович (RU)**

Заявка № **2017617677**

Дата поступления **31 июля 2017 г.**

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ **15 ноября 2017 г.**

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Г.П. Ивлиев



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2018615438

**ПРОГРАММНЫЙ КОМПЛЕКС ДЛЯ РАСЧЕТА
ХАРАКТЕРИСТИК АДАПТИВНОГО
КОМБИНИРОВАННОГО РЕОЛОГИЧЕСКОГО
АМОРТИЗАТОРА**

Правообладатель: *Тутынин Валерий Тимофеевич (RU)*

Авторы: *Тутынин Валерий Тимофеевич (RU),
Найгерт Катарина Валерьевна (RU)*

Заявка № 2018612828

Дата поступления 20 марта 2018 г.

Дата государственной регистрации
в Реестре программ для ЭВМ 08 мая 2018 г.

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Г.П. Ивлиев



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

RU

2019662270**ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ
(12) ГОСУДАРСТВЕННАЯ РЕГИСТРАЦИЯ ПРОГРАММЫ ДЛЯ ЭВМ**

Номер регистрации (свидетельства):

[2019662270](#)Дата регистрации: **19.09.2019**

Номер и дата поступления заявки:

2019661021 09.09.2019Дата публикации: [19.09.2019](#)

Контактные реквизиты:

kathy_naigert@mail.ru

Авторы:

**Тутынин Валерий Тимофеевич (RU),
Найгерт Катарина Валерьевна (RU)**

Правообладатель:

Тутынин Валерий Тимофеевич (RU)

Название программы для ЭВМ:

ПРОГРАММНЫЙ КОМПЛЕКС ДЛЯ РАСЧЕТА И ОПТИМИЗАЦИИ УПРАВЛЯЮЩЕГО СИГНАЛА В ГИБРИДНЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВАХ**Реферат:**

Программный комплекс предназначен для расчета рабочих характеристик и оптимизации геометрических параметров гибридных гидравлических устройств, имеющих в своей конструкции феррожидкостные рабочие камеры и феррожидкостные управляющие элементы. Программный комплекс имеет серию инструментов расчета и рационализации характеристик управляющих электрических сигналов, подаваемых на управляющие электромагниты, которые формируют требуемые рабочие параметры феррожидкостных рабочих камер и феррожидкостных управляющих элементов. Описанный алгоритм моделирует динамику их открытия, синхронизацию процесса активации управляющих электромагнитов и длительность открытия, что в совокупности с расчетными геометрическими параметрами феррожидкостных управляющих элементов позволяет определять расходные характеристики в проточных полостях гибридных гидравлических устройств. Программный комплекс может быть использован при проектировании и эксплуатации гибридных гидравлических устройств в области энергетики, нефтехимической промышленности, автомобиле-, аэро- и машиностроения. Тип ЭВМ: IBM PC-совмест. ПК; ОС: Windows XP/7/8/8.1/10.

Язык программирования: MatLab**Объем программы для ЭВМ: 8 Кб**