

**Министерство образования и науки Российской Федерации**

федеральное государственное автономное образовательное учреждение  
высшего образования

**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ  
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Школа новых производственных технологий

Направление подготовки 15.04.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение  
машиностроительных производств»

Отделение школы (НОЦ) материаловедения

**МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ**

Тема работы
<b>Моделирование нелинейного амортизатора ВЗС</b>

УДК 62-567-047.58:530.152.15

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
8НМ61	Кенесова Сания Серикжановна		

Руководитель

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Профессор	Крауиньш П.Я.	д.т.н.		

**КОНСУЛЬТАНТЫ:**

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Старший преподаватель	Хапёрская А.В.			

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Ассистент	Мезенцева И.Л.			

**ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:**

Руководитель ООП	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Профессор	Крауиньш П.Я.	д.т.н.		

**ЗАПЛАНИРОВАННЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ОБУЧЕНИЯ**  
**по основной образовательной программе подготовки магистров по направлению 15.04.05**  
**«Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств»,**  
**профиль подготовки «Конструирование технологического оборудования»**  
**ИШНПТ ТПУ, отделение материаловедения, руководитель ООП Крауиньш П. Я.**

Код Результата	Результат обучения (выпускник должен быть готов)	Требования ФГОС, критериев и/или заинтересованных сторон
<i>Профессиональные компетенции</i>		
P1	Применять глубокие естественно-научные, математические и инженерные знания для создания нового технологического оборудования и его эксплуатации.	Требования ФГОС ВО (ПК-19, 20) <sup>1</sup> , Критерий 5 АИОР (п. 1.1), согласованный с требованиями международных стандартов <i>EUR-ACE</i> и <i>FEANI</i>
P2	Применять глубокие знания в области современных методов проектирования и технологий машиностроительного производства для решения междисциплинарных инженерных задач	Требования ФГОС ВО (ПК-1, ОК-8), Критерий 5 АИОР (пп. 1.1, 1.2), согласованный с требованиями международных стандартов <i>EUR-ACE</i> и <i>FEANI</i>
P3	Ставить и решать инновационные задачи инженерного анализа, связанные с созданием технологических машин и их эксплуатацией, с использованием производственных испытаний, системного анализа, моделирования объектов и процессов машиностроения	Требования ФГОС ВО (ПК-16, ОК-2, 3), Критерий 5 АИОР (пп. 1.2), согласованный с требованиями международных стандартов <i>EUR-ACE</i> и <i>FEANI</i>
P4	Разрабатывать и проектировать новое оборудование и технологические машины и использовать новое оборудование, и инструменты для производства изделий, конкурентоспособных на мировом рынке машиностроительного производства	Требования ФГОС ВО (ПК-5, 23, 26), Критерий 5 АИОР (п. 1.3), согласованный с требованиями международных стандартов <i>EUR-ACE</i> и <i>FEANI</i>
P5	Проводить теоретические и экспериментальные исследования при создании современных высокоэффективных машин, технологий производства изделий, материалов, nano технологий.	Требования ФГОС ВО (ПК-21, 24, ОК-4, 6), Критерий 5 АИОР (п. 1.4), согласованный с требованиями международных стандартов <i>EUR-ACE</i> и <i>FEANI</i>

<sup>1</sup> Указаны коды компетенций по ФГОС ВО (направление 15.04.05 – Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств)

P6	Внедрять, эксплуатировать и обслуживать современные высокотехнологичные линии автоматизированного производства, обеспечивать их высокую эффективность, соблюдать правила охраны здоровья и безопасности труда на машиностроительном производстве, выполнять требования по защите окружающей среды	Требования ФГОС ВО (ПК-1, 2, 4, 14, 15, 25), Критерий 5 АИОР (п. 1.5), согласованный с требованиями международных стандартов <i>EUR-ACE</i> и <i>FEANI</i>
<i>Универсальные компетенции</i>		
P7	Использовать глубокие знания по проектному менеджменту для ведения инновационной инженерной деятельности с учетом юридических аспектов защиты интеллектуальной собственности	Требования ФГОС ВО (ПК-3, 8, 9, 10, 11, 12, 13), Критерий 5 АИОР (п. 2.1), согласованный с требованиями международных стандартов <i>EUR-ACE</i> и <i>FEANI</i>
P8	Активно владеть иностранным языком на уровне, позволяющем работать в иноязычной среде, разрабатывать документацию, презентовать и защищать результаты инновационной инженерной деятельности	Требования ФГОС ВО (ПК-7, ОК-9), Критерий 5 АИОР (п. 2.2), согласованный с требованиями международных стандартов <i>EUR-ACE</i> и <i>FEANI</i>
P9	Эффективно работать индивидуально, в качестве члена и руководителя группы, состоящей из специалистов различных направлений и квалификаций, демонстрировать ответственность за результаты работы и готовность следовать корпоративной культуре организации	Требования ФГОС ВО (ПК-6, 17, 18, ОК-10), Критерий 5 АИОР (пп. 1.6, 2.3.), согласованный с требованиями международных стандартов <i>EUR-ACE</i> и <i>FEANI</i>
P10	Демонстрировать глубокие знания социальных, этических и культурных аспектов инновационной инженерной деятельности, компетентность в вопросах устойчивого развития	Требования ФГОС ВО (ПК-22, ОК-7), Критерий 5 АИОР (пп. 2.4, 2.5), согласованный с требованиями международных стандартов <i>EUR-ACE</i> и <i>FEANI</i>
P11	Самостоятельно учиться и непрерывно повышать квалификацию в течение всего периода профессиональной деятельности	Требования ФГОС ВО (ОК-1, 5), Критерий 5 АИОР (2.6), согласованный с требованиями международных стандартов <i>EUR-ACE</i> и <i>FEANI</i>

**Министерство образования и науки Российской Федерации**

федеральное государственное автономное образовательное учреждение  
высшего образования

**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ  
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Школа новых производственных технологий

Направление подготовки (специальность) 15.04.05 «Конструкторско-технологическое  
обеспечение машиностроительных производств»

Отделение школы (НОЦ) материаловедения

УТВЕРЖДАЮ:

Руководитель ООП

\_\_\_\_\_ Крауиньш П. Я.

(Подпись) (Дата) (Ф.И.О.)

**ЗАДАНИЕ**

**на выполнение выпускной квалификационной работы**

В форме:

Магистерской диссертации

(бакалаврской работы, дипломного проекта/работы, магистерской диссертации)

Студенту:

Группа	ФИО
8НМ61	Кенесова Сания Серикжановна

Тема работы:

«Моделирование нелинейного амортизатора ВЗС»

Утверждена приказом директора (дата, номер)

Срок сдачи студентом выполненной работы:

**ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ:**

**Исходные данные к работе**

*(наименование объекта исследования или проектирования; производительность или нагрузка; режим работы (непрерывный, периодический, циклический и т. д.); вид сырья или материал изделия; требования к продукту, изделию или процессу; особые требования к особенностям функционирования (эксплуатации) объекта или изделия в плане безопасности эксплуатации, влияния на окружающую среду, энергозатратам; экономический анализ и т. д.).*

Объект исследования: амортизирующая система кузнечно-прессового оборудования средней и малой мощности. Амортизатор должен обладать повышенным быстродействием по сравнению с аналоговым устройством с использованием фундамента. Устройство должно эффективно гасить вибрацию, как на низких частотах, так и на высоких.

Разработать модель и провести исследования на примере кузнечно – прессового оборудования. Создать конструктивную схему амортизатора и провести его кинематическое и динамическое исследование и расчет его элементов с использованием виртуальных моделей.

<p><b>Перечень подлежащих исследованию, проектированию и разработке вопросов</b></p> <p><i>(аналитический обзор по литературным источникам с целью выяснения достижений мировой науки техники в рассматриваемой области; постановка задачи исследования, проектирования, конструирования; содержание процедуры исследования, проектирования, конструирования; обсуждение результатов выполненной работы; наименование дополнительных разделов, подлежащих разработке; заключение по работе).</i></p>	<p>Информационно – аналитический обзор конструкций; описание конструктивной схемы устройства; необходимые расчеты по конструктивной схеме устройства, исследование кинематики движения исполнительного механизма и динамики конструкции с построением математических моделей.</p>
<p><b>Перечень графического материала</b> <i>(с точным указанием обязательных чертежей)</i></p>	<p>Конструктивная схема, математические модели, графики переходного процесса.</p>

**Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы**  
*(с указанием разделов)*

Раздел	Консультант
Информационно-аналитический обзор	Крауиньш Пётр Янович
Конструкция и расчеты	Крауиньш Пётр Янович
Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение	Хаперская Алена Васильевна
Социальная ответственность	Мезенцева Ирина Леонидовна
Английский язык	Степура Светлана Николаевна

**Названия разделов, которые должны быть написаны на русском и иностранном языках:**

Информационно – аналитический обзор

<b>Дата выдачи задания на выполнение выпускной квалификационной работы по линейному графику</b>	
---	--

**Задание выдал руководитель:**

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Профессор	Крауиньш П.Я.	д.т.н.		

**Задание принял к исполнению студент:**

Группа	ФИО	Подпись	Дата
8НМ61	Кенесова Саня Серикжановна		

**ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА  
«ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И  
РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ»**

Студенту:

<b>Группа</b>	<b>ФИО</b>
8НМ61	Кенесова Сания Серикжановна

<b>Школа</b>	<b>ИШНПТ</b>	<b>Отделение</b>	Материаловедения
<b>Уровень образования</b>	Магистратура	<b>Направление/ специальность</b>	15.04.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств»

**Исходные данные к разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»:**

1. Стоимость ресурсов научного исследования (НИ): материально – технических, энергетический, финансовых, информационных и человеческих	Оклад руководителя принять в соответствии с научной степенью и занимаемой должностью, оклад студента принять равным окладу инженера ТПУ. Дополнительную заработную плату принять в размере 14% от основной. Среднедневную заработную плату рассчитывать при 6-дневной рабочей недели. Коэффициент отчислений на уплату во внебюджетные фонды принять равным 27,1%. Коэффициент, учитывающий накладные расходы принять в размере 16 %.
2. Нормы и нормативы расходования ресурсов	
3. Используемая система налогообложения, ставки налогов, отчислений, дисконтирования и кредитования	

**Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:**

1. Оценка коммерческого и инновационного потенциала НТИ	Проведение предпроектного анализ: оценка потенциальных потребителей, SWOT-анализ, оценка готовности проекта к коммерциализации, методы коммерциализации
2. Разработка устава научно-технического проекта	Определение целей, результатов и требований к результатам проекта
3. Планирование процесса управления НТИ: структура и график проведения, бюджет, риски и организация закупок	Планирование этапов работы, определение календарного графика и трудоемкости разработки, расчет бюджета

**Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей):**

1. Карта сегментирования рынка
2. Оценочная карта
3. Матрица SWOT
4. Календарный план-график

<b>Дата выдачи задания для раздела по линейному графику</b>	
---	--

**Задание выдал консультант:**

<b>Должность</b>	<b>ФИО</b>	<b>Ученая степень, звание</b>	<b>Подпись</b>	<b>Дата</b>
Старший преподаватель	Хапёрская А.В.			

**Задание принял к исполнению студент:**

<b>Группа</b>	<b>ФИО</b>	<b>Подпись</b>	<b>Дата</b>
8НМ61	Кенесова Сания Серикжановна		

## ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА «СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ»

Студенту:

Группа 8НМ61	ФИО Кенесова Сания Серикжановна
-----------------	------------------------------------

Школа	ИШНПТ	Отделение	Материаловедения
Уровень образования	Магистратура	Направление/ специальность	15.04.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств»

### Исходные данные к разделу «Социальная ответственность»:

1. Характеристика объекта исследования (вещество, материал, прибор, алгоритм, методика, рабочая зона) и области его применения	Рабочим местом является лаборатория «гидравлики» корпуса № 16 ОМ ИШНПТ ТПУ. Объект исследования: амортизатор с обратным клапаном. Область применения: кузнечно-прессовое оборудование.
--	--

### Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:

1. Производственная безопасность	<ul style="list-style-type: none"> <li>– повышенный уровень шума и вибрации на рабочем месте;</li> <li>– недостаточная освещенность рабочей зоны;</li> <li>– отклонение показателей микроклимата от нормы;</li> <li>– перенапряжение анализаторов;</li> <li>– движущиеся машины и механизмы; подвижные части производственного оборудования;</li> <li>– электрический ток.</li> </ul>
2. Экологическая безопасность:	– анализ воздействия объекта на атмосферу и литосферу;
3. Безопасность в чрезвычайных ситуациях:	<ul style="list-style-type: none"> <li>– возникновение ЧС: пожара, транспортной аварии.</li> <li>– наиболее вероятная ЧС – пожар на рабочем месте.</li> <li>– источники пожара: замыкание электропроводки.</li> </ul>
4. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности:	<ul style="list-style-type: none"> <li>– специальные правовые нормы трудового законодательства;</li> <li>– организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны.</li> </ul>

Дата выдачи задания для раздела по линейному графику	
--	--

### Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Ассистент	Мезенцева И.Л.			

### Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
8НМ61	Кенесова Сания Серикжановна		

## Реферат

Выпускная квалификационная работа содержит пояснительную записку, содержащую 102 страниц, включает 40 рисунков, 30 таблиц, два приложения.

Ключевые слова: вибрация, виброзащита, амортизатор, рукава высокого давления, обратный клапан, кузнечно-прессовое оборудование..

Объект исследования: амортизирующая система кузнечно-прессового оборудования средней и малой мощности.

Цель работы: исследование динамики амортизатора.

В процессе работы проведены теоретические исследования существующих устройств защиты, основания технологического оборудования, сделан сравнительный анализ их достоинств и недостатков.

В результате исследования было выявлено, что амортизатор повышает быстродействие системы, что подтверждается материалами исследования, приведенными в выпускной квалификационной работе.

Степень внедрения: данное устройство возможно внедрять в современные предприятия, использующие технологическое оборудование, испытывающие ударные и вибрационные нагрузки. Низкая цена, повышенное быстродействие, простота конструкции – эти показатели делают устройство конкурентоспособным поэтому степень внедрения его на рынке высока.

Область применения: Производства, использующие технологическое оборудование, испытывающее ударные и вибрационные нагрузки.

Экономическая эффективность/значимость работы: Эффективность данного устройства определяется высоким быстродействием, увеличением срока эксплуатации оборудования, возможностью регулирования параметров, влияющих на время восстановления системы.

В будущем планируется провести анализ реального устройства и сравнить полученные значения с теоретическими.



## **НОРМАТИВНЫЕ ССЫЛКИ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ**

В настоящей научно исследовательской работе использованы ссылки на следующие стандарты:

1. ГОСТ 12.3.002-75. Система стандартов безопасности труда. Процессы производственные. Общие требования безопасности
2. ГОСТ 12.1.004—91. Пожарная безопасность. Общие требования
3. ГОСТ 12.1.005-88 ССБТ. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны
4. ГОСТ 12.2.032-78 «Система стандартов безопасности труда.
5. СанПиН 2.2.4.548-96 Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений.

В работе приняты следующие сокращения:

РВД – рукава высокого давления

ВЗС – виброзащитная система

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	13
1 ИНФОРМАЦИОННО – АНАЛИТИЧЕСКИЙ ОБЗОР.....	16
1.1 Обзор гидравлических систем виброзащиты.....	16
1.2 Обзор класса оборудования.....	18
1.3 Обзор амортизирующего устройства под оборудования.....	20
1.4 Обзор рукавов высокого давления.....	27
1.5 Обзор запорно-регулирующей аппаратуры.....	31
1.6 Обзор гидроаккумуляторов.....	38
2 ОБЪЕКТ И МЕТОД ИССЛЕДОВАНИЯ.....	42
2.1 Цели проводимой работы.....	42
2.2 Обоснование для разработки.....	42
2.3 Основное содержание работы.....	42
2.4 Методы исследования.....	42
3 КОНСТРУКЦИЯ И РАСЧЕТЫ.....	43
3.1 Особенности конструкции и работы амортизатора.....	43
3.2 Составление расчетной схемы.....	52
3.3 Составление математической модели.....	54
3.4 Исследование математической модели.....	56
3.5 Оценка параметров.....	59
4 ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТИ И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ.....	64
4.1 Оценка коммерческого потенциала и перспективности проведения научных исследований с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения.....	64
4.1.1 Потенциальные потребители результатов исследования.....	64
4.1.2 Анализ конкурентных технических решений с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения.....	66
4.1.3 SWOT-анализ.....	67
4.2 Планирование научно-исследовательских работ.....	69
4.2.1 Иерархическая структура работ в рамках научного исследования.....	69

4.2.2	Разработка графика проведения научного исследования.....	69
4.3	Бюджет научно-технического исследования (НТИ) .....	71
4.3.1	Расчет материальных затрат НТИ.....	71
4.3.2	Основная заработная плата исполнителей темы .....	72
4.3.3	Дополнительная заработная плата исполнителей темы .....	75
4.3.5	Накладные расходы .....	77
4.3.6	Формирование бюджета затрат научно-исследовательского проекта .	77
4.4	Определение ресурсной финансовой, бюджетной, социальной и экономической эффективности исследования.....	78
5.	СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ.....	82
5.1	Профессиональная социальная безопасность .....	83
5.1.1	Анализ вредных и опасных факторов, которые могут возникнуть при эксплуатации амортизатора с обратным клапаном. ....	83
5.1.2	Анализ вредных факторов .....	84
5.1.3	Анализ выявленных опасных факторов при эксплуатации устройства. .....	90
5.1.4	Обоснование мероприятий по защите исследователя от действия опасных и вредных факторов .....	91
5.2	Экологическая безопасность.....	93
5.2.1	Анализ влияния амортизатора с обратным клапаном на окружающую среду .....	93
5.2.2	Анализ «жизненного цикла» объекта исследования.....	93
5.2.3	Обоснование мероприятий по защите окружающей среды .....	94
5.3	Безопасность в чрезвычайных ситуациях .....	94
5.3.1	Анализ вероятных ЧС, которые может инициировать объект исследования. ....	94
5.3.2	Анализ вероятных ЧС, которые могут при проведении исследований. .....	95
5.3.3	Обоснование мероприятий по предотвращению ЧС и разработка порядка действия в случае возникновения ЧС .....	95
5.4	Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности .....	96

5.4.1 Специальные (характерные для проектируемой рабочей зоны) правовые нормы трудового законодательства.....	96
5.4.2 Организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны .....	98
Заключение .....	100
Список публикаций.....	101
Список используемых источников.....	102
Приложение А .....	104
Приложение Б.....	130

## ВВЕДЕНИЕ

В современном машиностроении одной из главных проблем является проблема шума и вибрации сопровождающих работу технологического оборудования. Для устранения воздействий вибрации на окружающую среду необходимо применять меры по снижению вибраций в источнике возникновения, если это невозможно, ослаблять ее на путях распространения. Поэтому важно с наибольшим эффектом защитить человека и оборудования от вредного действия вибрации. Для защиты от вибрации применяют фундаменты под оборудования. Недостком фундаментов является дорогостоящими по исполнению и сложные в процессе эксплуатации, большие силы удары вызывают сотрясение грунта, что приводит к осадке фундаментов зданий и отражается на точной работе установленных вблизи машин. Поэтому важно продлить время работы и обеспечить плавность работы оборудования без вибрации и шума. Замена фундамента на конструкцию амортизатора для машин циклического ударного действия этим и обусловлена актуальность работы.

Исходя из темы исследования, были определены цель, объект, предмет, задачи исследования.

Объектом исследования является амортизирующая система кузнечно-прессового оборудования средней и малой мощности.

Предметом исследования является амортизатор.

Таким образом, в данной работе рассмотрена защита основания применительно к машинам циклического ударного действия.

Цель магистерской диссертации – исследование динамики амортизатора.

В результате выполнения работы решались следующие задачи:

- проанализировать информацию об устройствах для гашения вибрации с использованием виброзащитных систем;
- изучить возможности применения амортизатора виброзащитной системы;
- разработать модификацию внедрения амортизатора;

- исследовать математическую модель;
- рассмотреть необходимые требования относящийся к экологической и производственной безопасности;
- расчет ресурсоэффективности и ресурсосбережения исследуемого устройства.

Научная новизна: заключается в разработке математической модели устройства.

Практическая значимость:

- разработана конструкция устройства;
- разработана расчетная схема;
- разработана имитационная модель устройства.

Структура дипломной работы: работа состоит из введения, четырех глав, заключения, списка используемой литературы и приложений.

В главе I «Информационно аналитический обзор» посвящен определению особенностей гидравлических систем виброзащиты, класса оборудования, дросселей, рукавов высокого давления, гидроаккумуляторов.

В главе II «Объект и метод исследования» определены цели проводимой работы, выбран расчетно – экспериментальный метод при использовании программного продукта PascalABC.

В главе III «Конструкция и расчеты» сконструирован амортизатор в программе SolidWorks для кузнечно прессового оборудования. Составлена и описана принципиальная схема устройства, проведено математическое исследование модели и расчётная схема данного устройства.

В главе IV «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение» проведен подробный расчет себестоимости разрабатываемого устройства, состоящей из затрат на проектирование, разработку и изготовление экземпляра устройства. Кроме того, рассмотрена конкурентоспособность разработки на российском рынке.

В главе V «Социальная ответственность» рассмотрены положения действующего законодательства по охране труда. Выполнен анализ опасных и вредных производственных факторов, проанализирована социальная ответственность, выбран тип работ, оптимальные показатели микроклимата, освещенности, шума и вибрации на рабочем месте исполнителя ВКР, выполнен расчёт освещения в лаборатории. Также были предложены мероприятия по улучшению условий труда и меры пожарной безопасности на рабочем месте и требования по СанПин к рабочему месту.

В заключении охарактеризована значимость полученных результатов работы, включающих основные теоретические выводы и практические рекомендации по итогам дипломной работы.

# 1 ИНФОРМАЦИОННО – АНАЛИТИЧЕСКИЙ ОБЗОР

## 1.1 Обзор гидравлических систем виброзащиты

В настоящее время широкое применение нашли методы пассивной виброзащиты. Пассивные методы самые простые и наиболее широко распространённые на практике системы, основываются на компенсации вибровозмущений с помощью: демпфирующих устройств, пружин, резиновых амортизаторов. В таких устройствах не применяются системы с вторичным питанием.

На рисунке 1.1 наглядно показано устройство пассивных систем, на месте амортизирующего устройства применяется резиновый демпфер. Подавление вибровозмущений в данной системе реализуется по принципу уменьшения вибрационной энергии в резиновом демпфере [1].

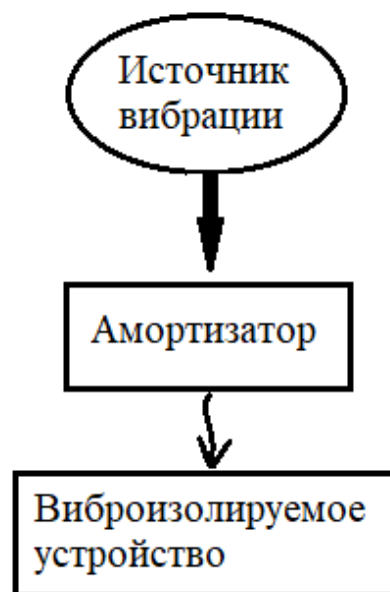


Рисунок 1.1 – Схема пассивной системы виброзащиты

На рисунке 1.2 изображена принципиальную схему простейшей виброзащитной системы.



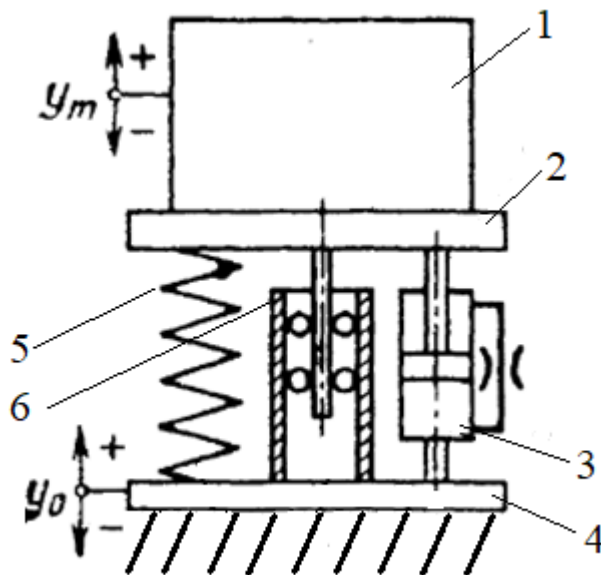


Рисунок 1.2 – Принципиальная схема простейшей виброзащитной системы.

Объект виброзащиты 1, закрепленный на каркасе 2, размещен на основании 4 с помощью направляющего механизма 5, обеспечивающего только вертикальное перемещение каркаса 2 относительно основания 4. Нейтральное положение каркаса 2 относительно основания 4 обеспечивается с помощью упругого элемента 6 (в данном случае пружины). Демпфирование свободных колебаний объекта виброзащиты 1 и каркаса 2 осуществляется с помощью гидравлического демпфера 3, который в простейшем случае представляет собой гидроцилиндр, рабочие полости которого соединены между собой гидролинией с установленным в ней гидродросселем [2].

Рассматриваемый пример простой пассивной виброзащиты, по своим параметрам соответствует редким и лучшим встречающимся образцам. На практике такие системы обладают резонансной частотой в пределах 1,1 – 1,2 Гц. Больше этих частот являются опасными для организма человека. Пассивные виброзащитные системы малоэффективны до частот 3 – 5 Гц, так как они не решают целиком и полностью сложных требований предъявляемых к виброзащитным устройствам. В работе будет рассмотрен специальный гидромеханический амортизатор. В дальнейшем пружина 5 будет заменена

шлангами , а система 3 гидроаккумулятор будет с дросселем и обратным клапаном.

Важно отметить недостатки пассивных систем:

- низкий КПД компенсации вибровозмущений низких частотах;
- нет возможности в реализации алгоритмов, компенсирующих вибрацию;
- довольно большие габариты.

## 1.2 Обзор класса оборудования

К основным машинам циклично-ударного действия являются кузнечно-прессовое оборудование к ним относятся молоты и прессы различного назначения. Существуют 3 вида молотов: большие, средние, маленькие. Кинетическая энергия в больших молотов составляет 4000 кДж, средних 300 кДж, у малых от 50 – 100 кДж. В данной работе ориентируемся на средние молоты с энергией удара 300 – 500 кДж. Преимущество данных малогабаритных молотов в их конструкции и небольшой массе, этим и выигрывает данный молот при сравнении с большими молотами.

На рисунке 1.3 представлен кузнечный пневматический молот



Рисунок 1.3 - Кузнечный пневматический молот

Далее, представлена таблица 1.1 технических характеристик молотов

Таблица 1.1 – Технические характеристики молотов

Серия ГН	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	3200	4000
Энергия удара [кДж]	63	80	100	125	160	200	250	320	400
Макс.ход нижней бабы [мм]	100	105	125	125	135	140	140	145	150
Макс.ход верхней бабы [мм]	430	440	495	500	535	540	550	565	575
Глубина бабы [мм]	750	900	1000	1100	1200	1250	1400	1600	1800
Макс. высота штампа без хвостика [мм]	450	500	550	620	700	760	820	880	960
Мин. высота штампа без хвостика [мм]	300	320	340	370	400	440	490	570	620
Расстояние в свету между направляющими [мм]	660	710	770	830	900	970	1040	1130	1220
Ширина молота [мм]	2440	2800	3000	3200	3420	3800	4200	4500	4900
Глубина молота [мм]	1400	1520	1650	1800	1900	2100	2400	2600	2900

Общая масса [т]	46	57	73	89	112	142	178	240	320
Высота над полом F в стандартном исполнении [мм]	5100	5700	6000	6200	6400	6900	7500	7800	8400
Мощность двигателя	2*45	2*55	2*75	2*90	2*110	2*145	2*160	2*200	4*145

Простота конструкции, легкость в обслуживании, надежность работы являются основными особенностями молотов. Отличительный недостаток – ударный характер работы. Удары вызывают вибрацию фундамента и грунта, действуя на соседнее оборудование и само здание, что негативно влияет на здоровье работающих [3].

Вибрации, создаваемые молотами, представляют собой импульсные неустановившиеся колебания. Спектральная характеристика вибраций располагается в области на частоте 8 – 50 Гц. Максимальные значения виброперемещения достигают 1,5 мм, виброскорости – 100 мм/с. Максимальные перемещения в низкочастотной области (8-20 Гц) составляют до 1,2 мм, в высокочастотной (25-50 Гц) – до 0,5 мм.

Чем крупнее молоты, тем больше проявляются перечисленные недостатки, поэтому настоящее время молоты для свободнойковки и штамповки с большим весом падающей части как правильно, не строят.

### 1.3 Обзор амортизирующего устройства под оборудования

Амортизирующее устройство под оборудования называются они фундаментами. Фундаменты изготавливаются в виде массивных железобетонных блоков. Размеры фундамента зависят от величины ударной энергии молота и характеристик грунта, т.е. от несущей способности грунта. Несмотря на большие размеры фундаментов вибрации, возникающие при ударе, не удаётся избежать осадок грунта основания и перекосов установки.

Шаботные фундаменты делятся на:

– жесткие . На рисунке 1.4 представлена схема жесткого фундамента под пневматический ковочный молот. Работает следующим образом, он установлен на жесткий фундамент во время нагрузочного цикла удара приводит к упругой деформации подшаботной прокладки и, соответственно, грунта под фундаментом. Но в течение разгрузочного цикла потенциальная энергия упругой деформации (прокладки и почвы) переходит в кинетическую. Таким образом, возникают колебания фундамента, создающие упругие волны. Распространяясь в грунте, они вызывают его неравномерное уплотнение и вибрации соседнего оборудования;

Жесткие фундаменты просты в изготовлении, и стоят в 2 – 3 раза меньше чем виброизолированные фундаменты.

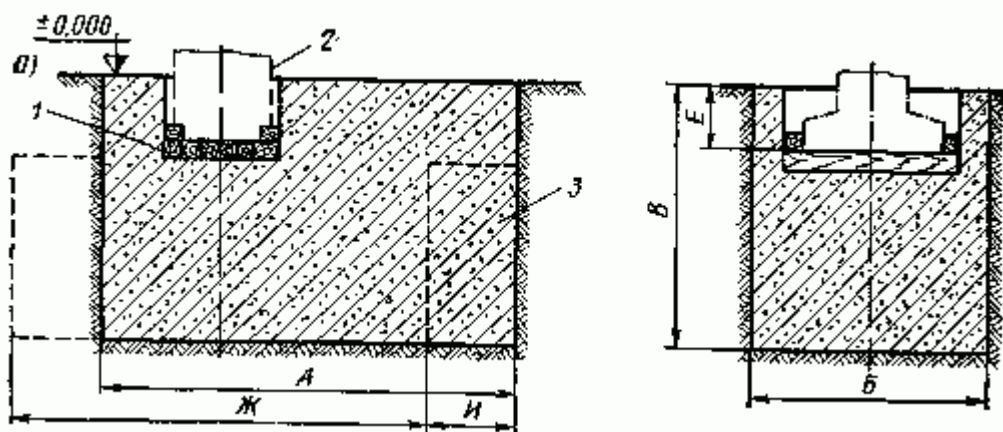


Рисунок 1.4 – Жесткий фундамент

1 – подшаботная прокладка, 2 – шабот, 3 – бетон, 4 – железобетон, 5 – фундаментный блок, 6 – подфундаментный короб, 7 – виброизоляторы

– виброизолированные. На рисунке 1.5 изображена схема виброизолированного фундамента под пневматический ковочный молот. В указанных конструкциях массивный железобетонный блок или непосредственно шабот изолированы, что значительно снижает вибрации. Данный фундамент следует применять только при неблагоприятных грунтовых условиях, при наличии вблизи устанавливаемых молотов цехов с точным оборудованием и чувствительными приборами и т.д.

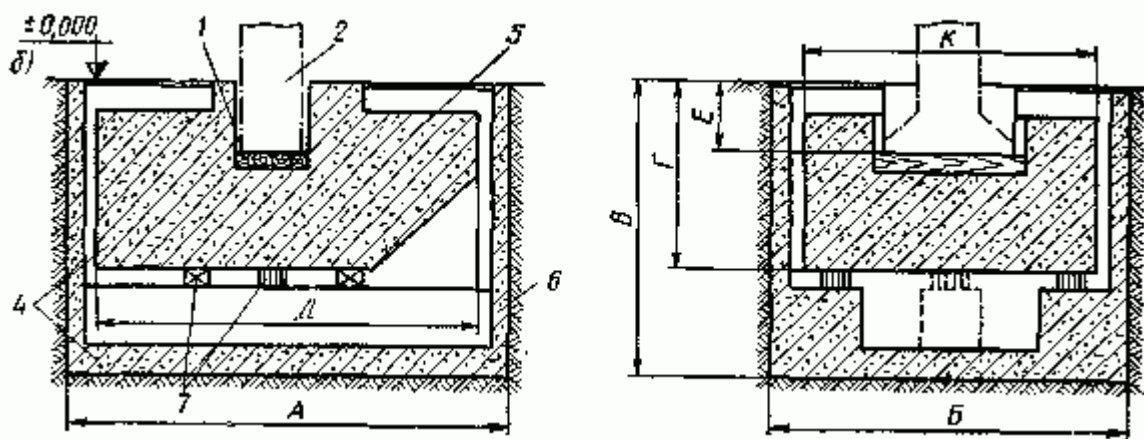


Рисунок 1.5 – Виброизолированный фундамент

1 – подшаботная прокладка, 2 – шабот, 3 – бетон, 4 – железобетон, 5 – фундаментный блок, 6 – подфундаментный короб, 7 – виброизоляторы

### Шаботный виброизолирующий фундамент

На рисунке 1.6 изображен виброизолированный фундамент с инерционным блоком.

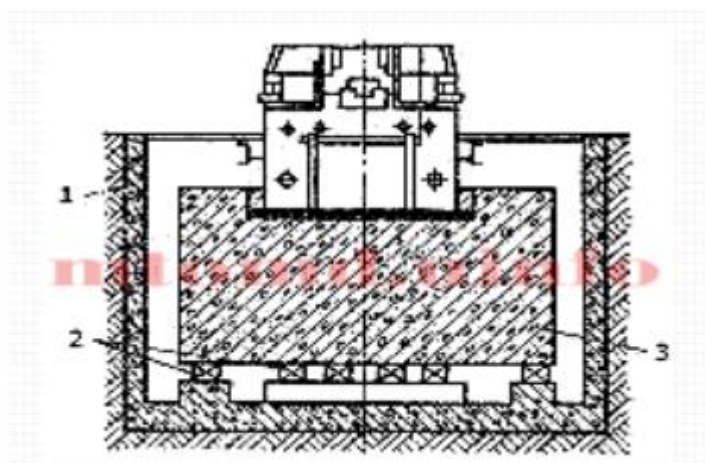


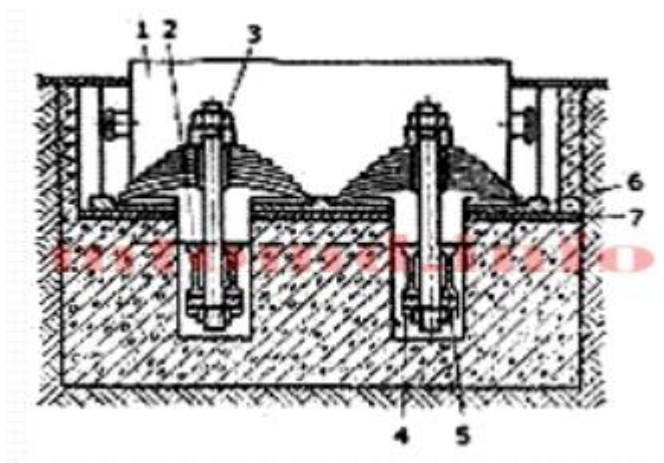
Рисунок 1.6 – Виброизолированный фундамент с инерционным блоком:

1 – железобетонный короб; 2 – виброгасители; 3 – опоры.

Фундаменты с изоляцией инерционного блока являются дорогостоящими по исполнению и сложные в процессе эксплуатации, работа системы виброизоляции нарушается с проникновением грунтовых вод [4].

### Подшаботная виброизоляция

На рисунке 1.7 показан виброизолированный фундамент.



Рисунке 1.7 – Виброизолированный фундамент: 1 – шабот; 2 – балка; 3 – тяга; 4 – гайка; 5 – замок; 6 – опорная плита; 7 – подкладка.

Несмотря на то, что виброизолированный фундамент успешно эксплуатируются. Данная установка имеет ряд недостатков такие как:

- шабот поворачивается при ударе относительно стоек, что приводит к сбрасыванию поковки с нижнего штампа;
- снижается КПД удара;
- недостаток деревянных амортизирующих подушек малый срок их службы (3-5 лет). Вместо деревянных подушек можно применять прокладки толщиной 10-80 мм из прорезиненной ткани. Допускаемое давление на прорезиненную ткань в 3 раза больше давления на дубовую подушку.

Анализ имеющихся источников показал, что есть несколько примеров амортизаторов:

– **виброизолирующие опоры**

На рисунке 1.8 представлены конструкции пружинных и резиновых виброизоляторов.

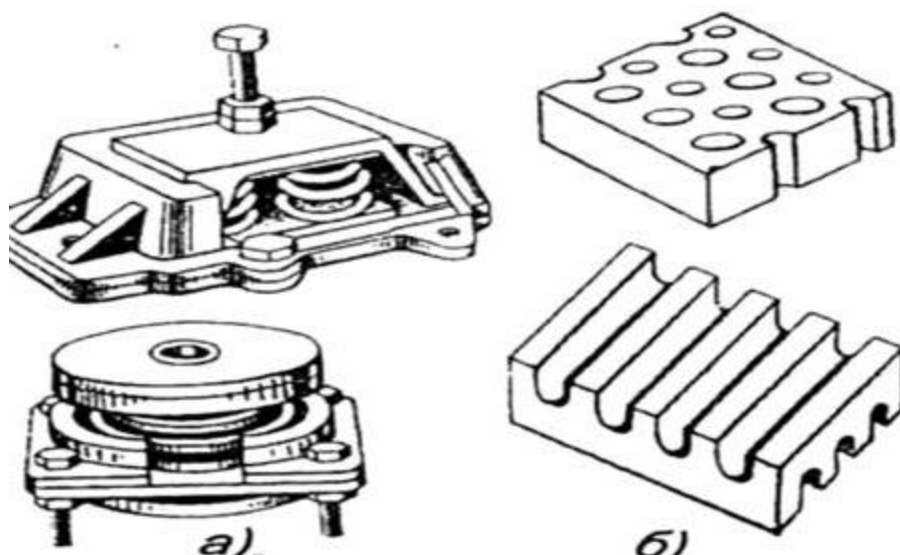


Рисунок 1.8 – Виброизолирующие опоры:

а – пружинные; б – резиновые виброизоляторы

Виброизолирующие опоры представляют несложную конструкцию, они дают возможность устанавливать оборудование, при этом не возводя фундамент под каждое. Благодаря этому экономятся средства, потому что строительства фундамента довольно затратное дело. Недостатком является то, что они используются в узком диапазоне нагрузок. Поэтому для нагружения от 500 до 45000 Н необходимо использовать целый комплекс виброопор.

#### **Пневматические виброизоляторы типа воздушных подушек**

На рисунке 1.9 изображена схема пневматического виброизолятора.

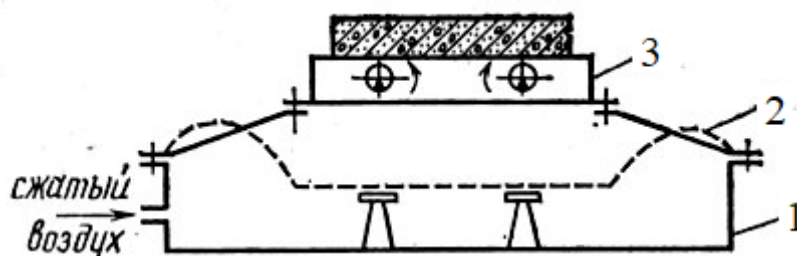


Рисунок 1.9 – Схема пневматических виброизоляторов: 1 – камера воздушной подушки; 2 – гибкая резинокордная оболочка; 3 – виброплатформа

Пневматический виброизолятор работает в двух вариантах:



- 1 «опорный» между машиной и основанием;
- 2 «подвесной» отличается от первого случая, что работает на сжатие и растяжение.

На рисунке 1.10 изображены варианты виброизоляции под молоты. Во всех случаях фундамент заглублен в грунт, поэтому предусмотрено устройство ограждающего короба, внутри которого размещаются фундаментный блок и виброизоляторы.

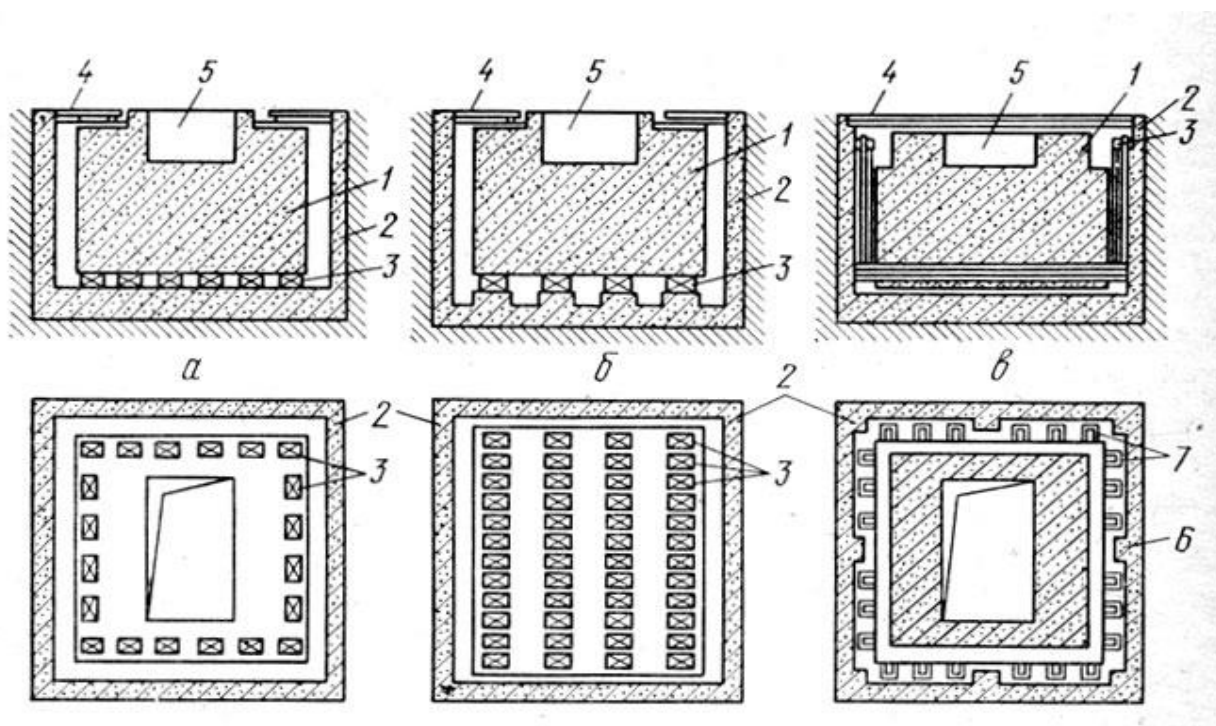


Рисунок 1.10 – Схемы виброизоляции молотов: а, б – опорный вариант; в – подвесной вариант; 1 – фундаментный блок; 2 – подфундаментный короб; 3 – виброизоляторы; 4 – настил; 5 – подшаботная выемка; 6 – пилястры; 7 – подвесные стержни

В модели *а, б* соответствует опорному варианту, фундамент установлен на виброизоляторы с рядным расположением. Модель *в* соответствует подвесному варианту, фундаментный блок удерживается с помощью короба и подвесных стержней, концы которых опираются на виброизоляторы [5].

Недостаток данных установок, что нету направляющих и установки могут колебаться, образуется не центровая нагрузка.

Подробно рассмотрим основные конструктивные элементы, которые входят в состав амортизатора. В современных гидравлических конструкциях используются рукова высокого давления отличаются высоким коэффициентом гибкости. Основная функция такого приспособления заключается в подаче рабочих жидкостей (эмульсий или масел).

## 1.4 Обзор рукавов высокого давления

Как отмечено в разрабатываемом амортизаторе в качестве пружин будут применены РВД. Рукав высокого давления (сокращенно РВД) или, как его часто называют, шланг высокого давления. Рукав высокого давления конструктивно состоит из особого герметизирующего внутреннего резинового слоя, металлического или текстильного каркаса и защитного наружного слоя. Современные производители изготавливают всевозможные типы рукавов, с различным диаметром, стойкостью к рабочей среде и температурным воздействиям, рабочее давление которых, прямо связано с их конструкцией. Сегодня на технике вы можете встретить шланги РВД:

- с одной металлической оплеткой (1SC - EN 857, 1SN - EN 853);
- с двумя металлическими оплетками (2SC - EN 857, 2SN -- EN 853);
- с четырьмя металлическими оплетками (4SP - EN 856, 4SH - EN 856), термостойкие шланги (1ST, 2ST – EN853);
- спиральные шланги, шланги для горнодобывающей промышленности, шланги сверхвысокого (EN 856R13, SAE100R15);
- высокого, среднего и низкого давления, рукава с текстильной оплеткой (1TE 2TE 3TE - EN 854 );
- всасывающие, напорно-всасывающие шланги (SAE100R4);
- термопластичные пластмассовые промышленные шланги (SAE100R7 - EN 855, SAE100R8 - EN 855);

Более подробно разберем основные технические характеристики шлангов для высокого, среднего и низкого давления (1TE 2TE 3TE - EN 854 ).

### **1) 3 TE EN 854**

На рисунке 1.11 изображен шланг 3 TE EN 854



Рисунок 1.11 – Шланг 3 TE EN 854

Таблица 1.2 – Свойства шланга

Термостойкость	-40°C + 100°C (кратковременно до 125°C)
Внешнее покрытие	синтетический каучук стойкий к износу, воздействию озона и погодных условий
Усиление	две высокопрочные тканевые оплётки
Внутренний канал	из маслостойкого синтетического каучука
Предназначен для следующих жидкостей	масла на минеральной основе, биомасла, масла из рапса, масла на базе полигликоля, вода и водно-масляные эмульсии

Таблица 1.3 – Технические характеристики

Размеры			Внутренний диаметр	Диаметр по оплётке	Внешний диаметр	Рабочее давление	Разрывное давление	Радиус изгиба min	Вес
Size	DN	Inch	mm	mm	Mm	bar	bar	mm	Kg/m
03	05	3/16"	4,8	-	11,8	80	320	25	0,114
04	06	1/4"	6,4	-	13,4	75	300	40	0,144
05	08	5/16"	7,9	-	14,9	68	272	50	0,165
06	10	3/8"	9,5	-	16,5	63	252	60	0,185
<b>08</b>	<b>12</b>	<b>1/2"</b>	<b>12,7</b>	-	<b>19,7</b>	<b>58</b>	<b>232</b>	<b>70</b>	<b>0,237</b>
<b>10</b>	<b>16</b>	<b>5/8"</b>	<b>15,9</b>	-	<b>23,9</b>	<b>50</b>	<b>200</b>	<b>90</b>	<b>0,322</b>
12	20	3/4"	19,0	-	27,0	45	180	110	0,382
16	25	1"	25,4	-	34,4	40	160	150	0,557
20	32	1.1/4"	31,8	-	41,3	35	140	160	0,645
24	38	1.1/2"	38,1	-	48,5	28	112	210	0,927
32	50	2"	50,8	-	62,3	33	132	300	1,219

## 2) 1 TE EN 854

На рисунке 1.12 представлен шланг 1 TE EN 854



Рисунок 1.12 – Шланг 3 1 TE EN 854

Таблица 1.4 – Свойства шланга

Термостойкость	-40°C + 100°C (кратковременно до 125°C)
Внешнее покрытие	синтетический каучук стойкий к износу, воздействию озона и погодных условий
Усиление	две высокопрочные тканевые оплётки
Внутренний канал	из маслостойкого синтетического каучука
Предназначен для следующих жидкостей	масла на минеральной основе, биомасла, масла из рапса, масла на базе полигликоля, вода и водно-масляные эмульсии

Таблица 1.5 – Технические характеристики

Размеры			Внутренний диаметр	Диаметр по оплётке	Внешний диаметр	Рабочее давление	Разрывное давление	Радиус изгиба min	Вес
Size	DN	Inch	mm	mm	Mm	bar	bar	mm	Kg/m
03	05	3/16"	4,8	-	11,8	80	320	25	0,114
04	06	1/4"	6,4	-	13,4	75	300	40	0,144
05	08	5/16"	7,9	-	14,9	68	272	50	0,165
06	10	3/8"	9,5	-	16,5	63	252	60	0,185
<b>08</b>	<b>12</b>	<b>1/2"</b>	<b>12,7</b>	-	<b>19,7</b>	<b>58</b>	<b>232</b>	<b>70</b>	<b>0,237</b>
<b>10</b>	<b>16</b>	<b>5/8"</b>	<b>15,9</b>	-	<b>23,9</b>	<b>50</b>	<b>200</b>	<b>90</b>	<b>0,322</b>
12	20	3/4"	19,0	-	27,0	45	180	110	0,382
16	25	1"	25,4	-	34,4	40	160	150	0,557
20	32	1.1/4"	31,8	-	41,3	35	140	160	0,645
24	38	1.1/2"	38,1	-	48,5	28	112	210	0,927

### 3) 1 TE EN 854

На рисунке 1.13 изображен шланг 1 TE EN 854



Рисунок 1.13 – Шланг 1 TE EN 854

Таблица 1.6 – Свойства шланга

Термостойкость	-40°C + 100°C (кратковременно до 125°C)
Внешнее покрытие	синтетический каучук стойкий к износу, воздействию озона и погодных условий
Усиление	две высокопрочные тканевые оплётки
Внутренний канал	из маслостойкого синтетического каучука
Предназначен для следующих жидкостей	масла на минеральной основе, биомасла, масла из рапса, масла на базе полигликоля, вода и водно-масляные эмульсии

Таблица 1.7 – Технические характеристики

Размеры			Внутренний диаметр	Диаметр по оплётке	Внешний диаметр	Рабочее давление	Разрывное давление	Радиус изгиба min	Вес
Size	DN	Inch	mm	mm	Mm	bar	bar	mm	Kg/m
03	05	3/16"	4,8	-	10,8	25	100	35	0,090
04	06	1/4"	6,4	-	12,4	25	100	45	0,106
05	08	5/16"	7,9	-	13,9	20	80	65	0,121
06	10	3/8"	9,5	-	15,5	20	80	75	0,154
08	12	1/2"	12,7	-	18,7	16	64	90	0,180
10	16	5/8"	15,9	-	22,9	16	64	115	0,263
12	20	3/4"	19,0	-	26,0	12	48	135	0,305
16	25	1"	25,4	-	33,4	12	48	165	0,459

Таким образом, газовый шланг изготовлен из более прочной резины. Кроме того, он оснащен кордовой нитью, что делает его способным выдерживать высокое давление и применять в производстве. Он также более приспособлен к низким температурам, чем обычный резиновый шланг. Для

устройства мы выбрали шланги с двумя кордовыми оплеткой. Рассмотрим элементы регулирующей гидроаппаратуры (дроссели) входящие в состав амортизатора, которые дают гидравлическое сопротивление, предназначенное для снижения давления в потоке рабочей жидкости.

### 1.5 Обзор запорно-регулирующей аппаратуры

В системе вязкого сопротивления разрабатываемого амортизатора могут быть применены гидравлические дроссели. Дроссели представляют собой гидравлическое сопротивление и различаются по виду потерь и типу регулирования.

**В линейных гидродросселях** движению жидкости препятствует сопротивление трения жидкости о стенки канала. Для получения больших сопротивлений диаметр канала уменьшают, а длину увеличивают. В дросселях такого типа устанавливается ламинарный режим течения жидкости, при котором перепад давления прямо пропорционален скорости или расходу.

Дросселирующими устройствами можно регулировать перепад давления, принцип работы которых создан на изменении длины или поперечного сечения канала для прохода жидкости. Такого типа регулирование можно осуществлять с помощью пробки. Дросселирующее устройство показано на рисунке 1.14.

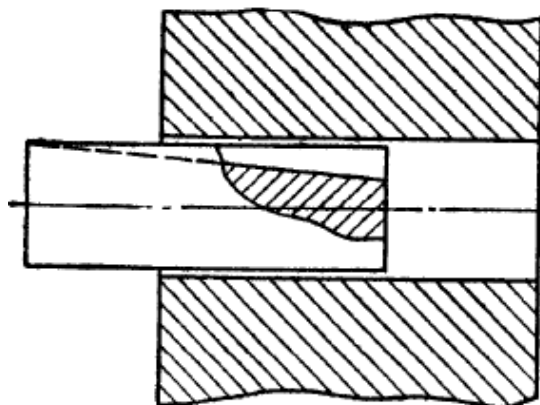


Рисунок 1.14 – Дросселирующее устройство

При перемещении пробки одновременно изменяются сечение канала и его рабочая длина. В качестве линейного дросселя, в процессе настройки можно изменять сопротивление, применяют винт с неподвижным профилем нарезки. От положение этого винта в гайке зависит величина сопротивления. Дросселирующее устройство с винтом и неподвижным профилем нарезки показано на рисунке 1.15.

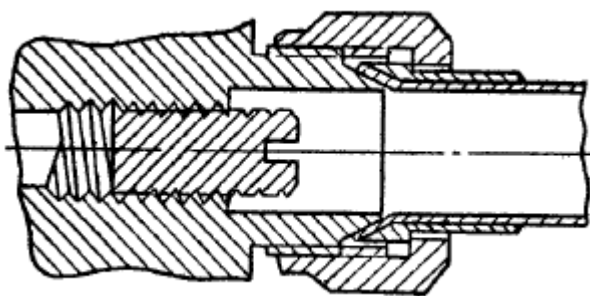


Рисунок 1.15 – Дросселирующее устройство с винтом и неподвижным профилем нарезки

Недостатком линейных гидродросселей является нестабильность работы системы, потому что его сопротивление зависит от вязкости жидкости, которая изменяется с изменением температуры. Из-за этого они в системах гидроавтоматики практически не встречаются [7].

**Нелинейные гидродроссели** представляют собой малые отверстия в тонкой стенке. Перепад давления в дросселях такого типа определяется квадратичной зависимостью.

Так как в нелинейном дросселе потери энергии связаны с вихреобразованиями, а потери от трения минимальны, то гидравлическое сопротивление не зависит от вязкости жидкости, а следовательно, и от изменения температуры.

Большое сопротивление можно получить лишь в дросселях с малыми диаметрами отверстий, которое с течением времени засоряются. Для уменьшения засорения последовательно устанавливают несколько сопротивлений с отверстиями увеличенного диаметра. На рисунке 1.16



изображено дросселирующее устройство с пластинами. Настройку такого пластинчатого дросселя осуществляют путем набора необходимого числа пластин.

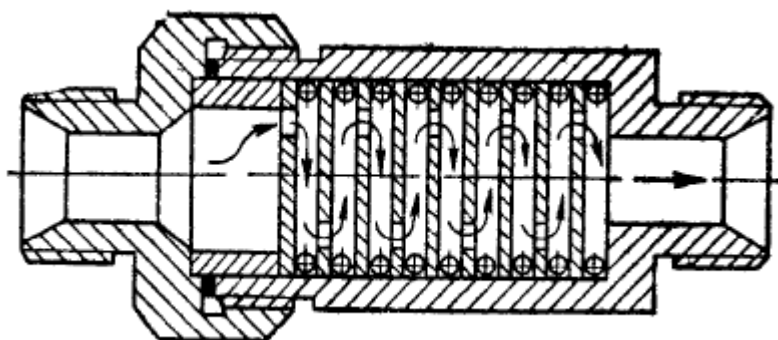


Рисунок 1.16 – Дросселирующее устройство с пластинами

Квадратичные гидродроссели в отличие от линейных имеют стабильную характеристику, не зависящую от температуры жидкости. В связи с этим квадратичные гидродроссели получили наибольшее распространение в гидроприводах и системах гидроавтоматики [8].

**Регулируемые гидродроссели** различаются на крановые, золотниковые, клапанные запорно-регулирующие элементы, дроссели типа «сопло-заслонка». Рассмотрим особенности этих типов гидродросселей.

На рисунке 1.17 изображен крановый гидродроссель.

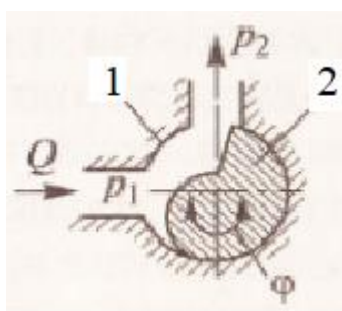


Рисунок 1.17 – Крановый гидродроссель: 1 – корпус;  
2 - запорно-регулирующего элемента (кран).

Недостатком такого гидродросселя является то, что его запорно-регулирующий элемент не разгружен от давления в потоке жидкости. Это при значительном рабочем давлении является причиной возрастания момента, необходимого для управления краном. Поэтому крановые гидродроссели используются в низконапорных гидросистемах.

На рисунке 1.18 показаны два варианта золотниковых гидродросселей.

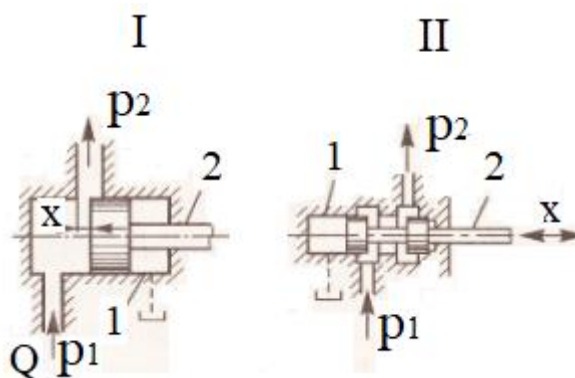


Рисунок 1.18 – Золотниковый гидродроссель: 1 – корпус;  
2 – золотник

В первом варианте золотник не разгружен от давления. Недостатком является, что усилие управления им зависит от давления в потоке жидкости. Поэтому такие конструкция на практике используются только в гидросистемах с низким рабочим давлением.

Во втором варианте жидкость под давлением поступает между двумя поясками золотника. Возникающие при этом силы давления, действующие на золотник в осевом направлении, взаимно уравниваются. Усилие управления при этом должно преодолевать только силу трения между золотником 2 и корпусом 1.

На рисунке 1.19 представлен клапанный гидродроссель.

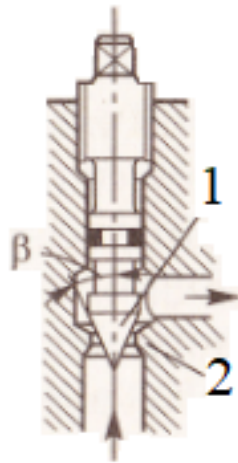


Рисунок 1.19 – Клапанный гидродроссель: 1 – запорно-регулирующий элемент; 2 – седло.

В данном гидродросселе запорно-регулирующий элемент 1 приближается к седлу 2 или удаляется от него. Недостатком гидродросселя является то, что его запорно-регулирующий элемент не разгружен от давления в потоке жидкости, а значит усилие, необходимое для управления, зависит от этого давления.

На рисунке 1.20 показан гидродроссель типа «сопло-заслонка».

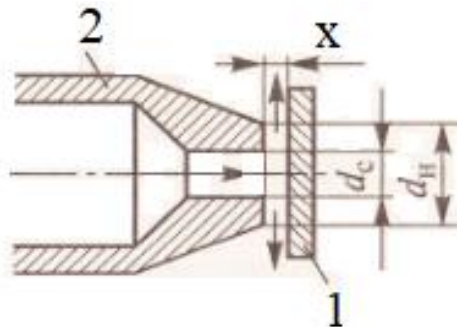


Рисунок 1.20 – Гидродроссель «сопло-заслонка»: 1 – заслонка; 2 – сопло.

В этом гидродросселе усилие, необходимое для управления заслонкой, пропорционально величине потерь давления на гидродросселе. Эта особенность может использоваться при проектировании систем автоматического управления объемным гидроприводом[9].

**Дроссель с обратным клапаном.** Для увеличения расхода рабочей жидкости, протекающей через дроссель в обратном направлении, в нем иногда предусматривают установку обратного клапана.

На рисунке 1.21, 1.22 изображен принцип действия дросселя с обратным клапаном для трубного монтажа.

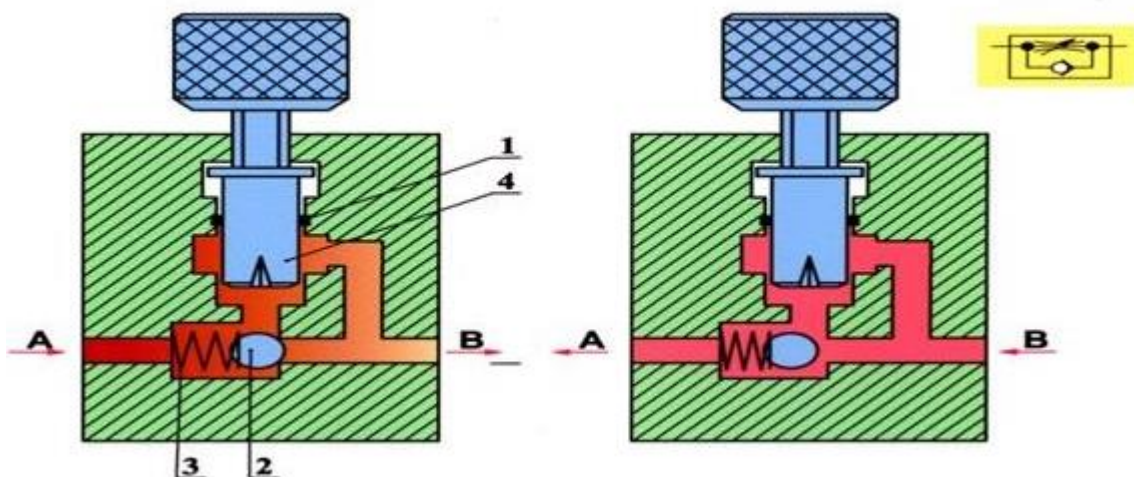


Рисунок 1.21 – Принцип действия дросселя с обратным клапаном: 1 - кольцо; 2 - дроссель; 3 - пружина; 4 – седло.

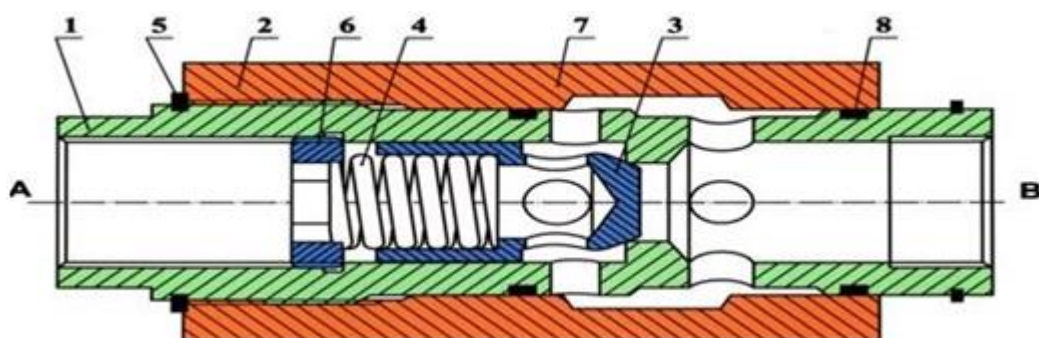


Рисунок 1.22 – Принцип действия дросселя с обратным клапаном для трубного монтажа: 1 – внутренний корпус; 2 – поворотный корпус; 3 - седло; 4 – пружина; 5 – запорное кольцо; 6 – упорная шайба; 7 – наружный корпус; 8 – резиновое кольцо; А – отвод (выход); В – подвод (вход).

Дроссель с обратным клапаном является регулируемым дросселем и обладает теми же недостатками. К ним относятся, например, зависимость расхода при движении потока рабочей жидкости.

Рассмотрим гидродроссели с регулятором типа Г55-3 предназначены для регулирования скорости перемещения рабочих органов машин путем изменения расхода рабочей жидкости. Независимо от нагрузки рабочих органов совместное действие дросселя и регулятора обеспечивают равномерную скорость. Дроссели работают на чистом минеральном масле вязкостью 80-60 мм<sup>2</sup>/сек при температуре масла до 50°С.

Технические характеристики гидродросселей приведены в таблице 1.8.

Таблица 1.8 – Технические характеристики

Параметр	Типоразмер и модерфикация										
	Г55-31В	Г55-31Б	Г55-31А	Г55-31	Г55-32А	Г55-32	Г55-33	Г55-34	Г55-35А	Г55-31	Г55-36А
Номинальный расход рабочей жидкости, л/мин.	1,5	3,0	5,0	8,0	12,0	18,0	35,0	70	100	140	200
Наименьший рекомендуемый расход, л/мин.	0,07	0,11	0,16	0,25					1,0		
Номинальное давление, МПа	0,5-12,5								0,7-12,5		
Отклонение установленного расхода при изменении давления от наименьшего до наибольшего,%	±15										
Утечка рабочей жидкости со	-			75					180		

слива, см <sup>3</sup> /мин, не более			
---------------------------------------	--	--	--

### Продолжение таблицы 1.8

Утечка рабочей жидкостис дренажа, см <sup>3</sup> /мин.	-	40	60
Масса, кг	2,75	3,7	9,6

На основе сделанного обзора можно сказать, что в нашей конструкции, мы будем применять плунжерный дроссель золотникового типа управляемый с обеих сторон давлением. Далее рассмотрим популярные гидроаккумуляторы в чем их преимущества и недостатки, какие особенности использования и монтажа.

### 1.6 Обзор гидроаккумуляторов

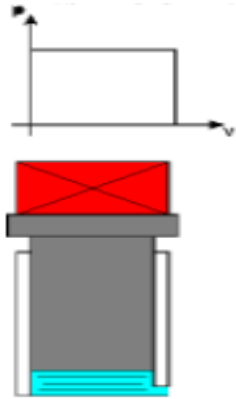
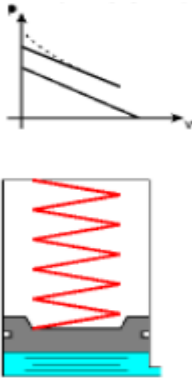
Гидропневматический аккумулятор позволяет накапливать в гидравлических системах значительную энергию в ограниченном объёме.

Преимущества применения аккумуляторов:

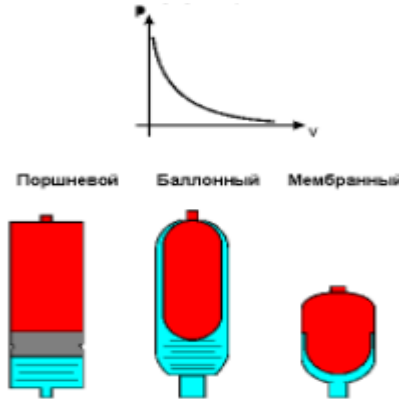
- повышение эффективности гидропривода;
- повышение операционной гибкости;
- обеспечение высокой надежности гидросистемы;
- увеличение срока службы узлов гидропривода [11].

В таблице 1.9 представлены преимущества и недостатки гидроаккумуляторов.

Таблица 1.9 – Преимущества и недостатки гидроаккумуляторов.

	Преимущества	Недостатки
<p>Грузовой гидроаккумулятор</p>  <p>Возврат в систему происходит за счёт механической энергии сжатой пружины</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>– постоянное давление аккумулятора;</li> <li>– простота конструкции;</li> <li>– большой рабочий объём;</li> <li>– низкая стоимость;</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>– низкая энергоёмкость;</li> <li>– высокая инерционность;</li> <li>– громоздкость конструкции;</li> <li>– низкое давление;</li> </ul>
<p>Пружинный гидроаккумулятор</p>  <p>Возврат в систему происходит за счёт механической энергии сжатой пружины</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>– относительная простота конструкции ;</li> <li>– невысокая стоимость;</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>– давление зависит от характеристики и линейной деформации пружины;</li> <li>– небольшой рабочий объём;</li> <li>– инерционность;</li> </ul>

Продолжение таблицы 1.9

<p>Пневмогидравлических аккумуляторов</p>  <p>Возврат в систему происходит за счёт энергии сжатого газа (азот)</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>– высокая энергоёмкость при малых размерах;</li> <li>– различные исполнения по конструкции и назначению;</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>– давление аккумулятора изменяется в соответствии с политропным процессом сжатия и расширения газа;</li> </ul>
---	--	---

Более подробно разберем пневмогидравлические аккумуляторы, по конструктивному исполнению гидроаккумуляторы делят на три типа: баллонные, поршневые и мембранные. В таблице 1.10 представлены технические характеристики гидроаккумуляторов по типу.

Таблица 1.10 – Технические характеристики гидроаккумуляторов по типу

	<p>Баллонные</p> 	<p>Поршневые</p> 	<p>Мембранные</p> 
<p>Максимальное рабочее давление (Ps), бар</p>	<p>до 360</p>	<p>до 375</p>	<p>до 330</p>



Продолжение таблицы 1.10

Давление испытания, бар	Ps x 1,43	Ps x 1,43	Ps x 1,43
Диапазон рабочих температур, °С	От -40°С до +120	От -20 °С до +150	От -20 до +150
Номинальная ёмкость, л	0,2 ÷ 55	до 300 л	0,05 ÷ 10
Возможные исполнения корпуса	Углеродистая сталь, нержавеющая сталь, никелирование	Низкоуглеродистая сталь, нержавеющая сталь, никелирование	Разъемный, кованный, сварной, пластиковый.

## 2 ОБЪЕКТ И МЕТОД ИССЛЕДОВАНИЯ

### 2.1 Цели проводимой работы

Создание и исследование математической модели амортизатора для определения его параметров при дальнейшем проектировании.

### 2.2 Обоснование для разработки

Актуальность работы обусловлена обеспечить плавность работы оборудования без вибрации и шума. Замена фундаментов на конструкцию амортизатора для машин циклического ударного действия.

### 2.3 Основное содержание работы

Создание математической модели амортизатора и его анализ с целью определения оптимальных параметров работы.

### 2.4 Методы исследования

В качестве метода исследования выбран расчетно – экспериментальный метод. Математическое исследование проводится в программном продукте PascalABCNET.

### 3 КОНСТРУКЦИЯ И РАСЧЕТЫ

#### 3.1 Особенности конструкции и работы амортизатора

Для выполнения данной выпускной квалификационной работы разработан амортизатор, предназначенная для симуляции процесса гашения общей вибрации, передаваемый через фундамент. На рисунке 3.1.1 приведена принципиальная схема указанного устройства. Амортизатор состоит из аккумулятора, гидравлической упругой оболочки (поджатые рукава с кордовой оплеткой), обратный клапан и настраиваемый дроссель, все эти элементы помещены в отдельный корпус.

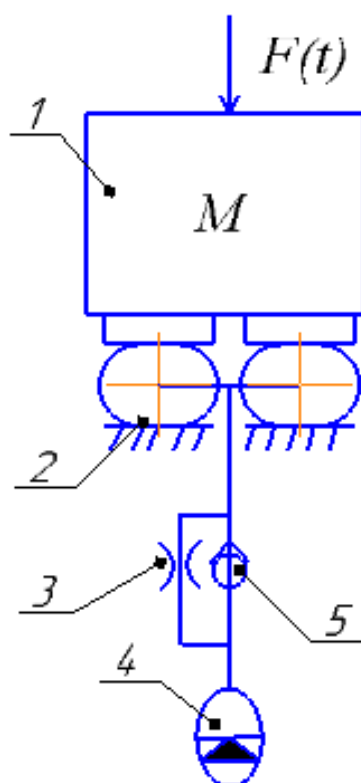


Рисунок 3.1 – Принципиальная схема амортизатора: 1 – масса; 2 – рукава высокого давления (РВД); 3 – дроссель; 4 – гидроаккумулятор; 5 – обратный клапан.

На основании принципиальной схемы создана 3D модель. На рисунке 3.2 показана 3D виртуальная модель амортизатора которая содержит верхнюю платину с винтом 1, рукава 2, аккумулятор 3, дроссель 4, обратный клапан 5, корпус 6.

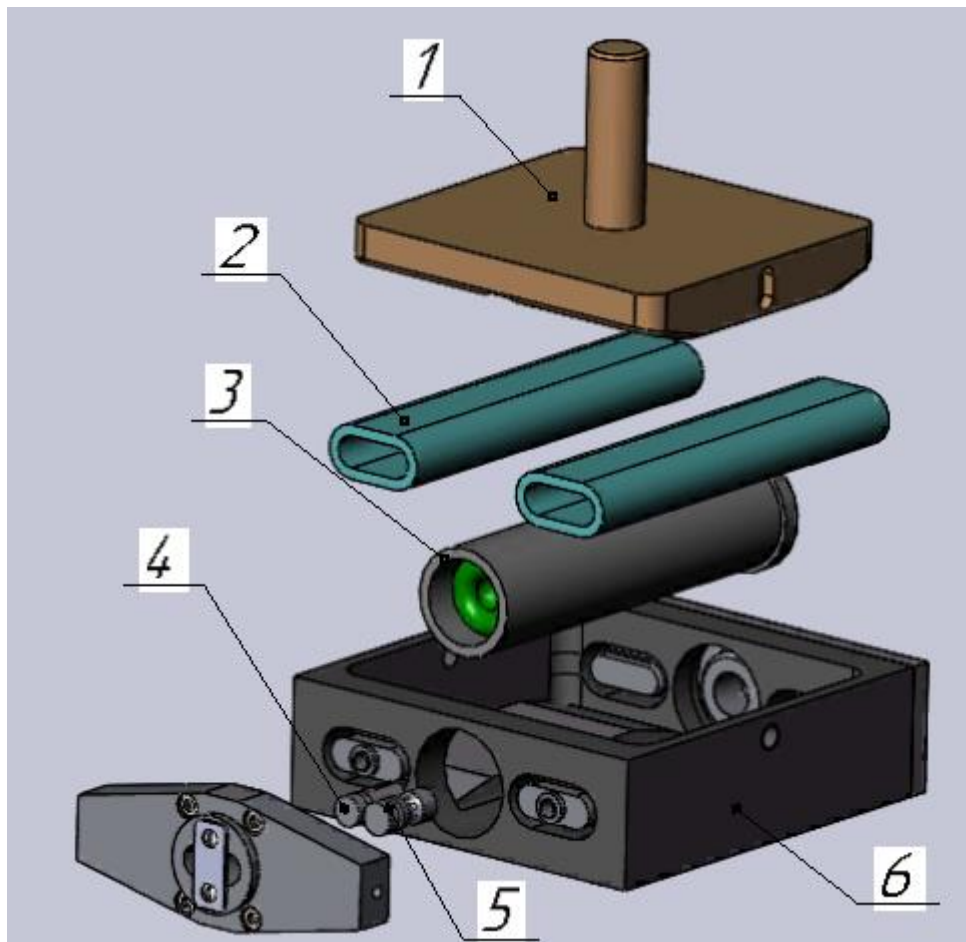


Рисунок 3.2 – Виртуальная модель для исследований

На рисунке 3.3 показана сборка амортизатора с обратным клапаном.

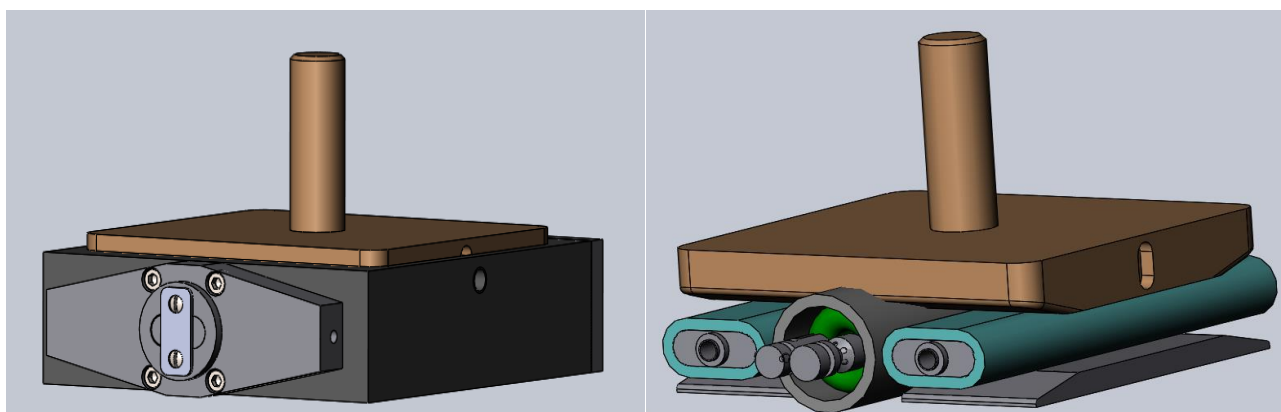


Рисунок 3.3 – Сборка амортизатора с обратным клапаном

Рассмотрим отдельно элементы входящие в амортизатор:

Первый элемент рисунке 3.4 представлен рукавами высокого давления (РВД), значимым параметром которого является объемная упругость. На рисунке 3.5 изображена схема РВД, представлены в поджатом состоянии.

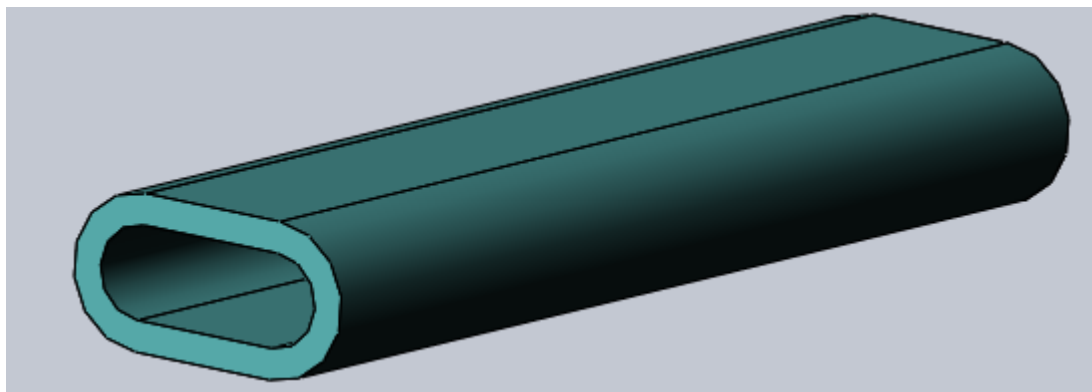


Рисунок 3.4 – Рукава высокого давления

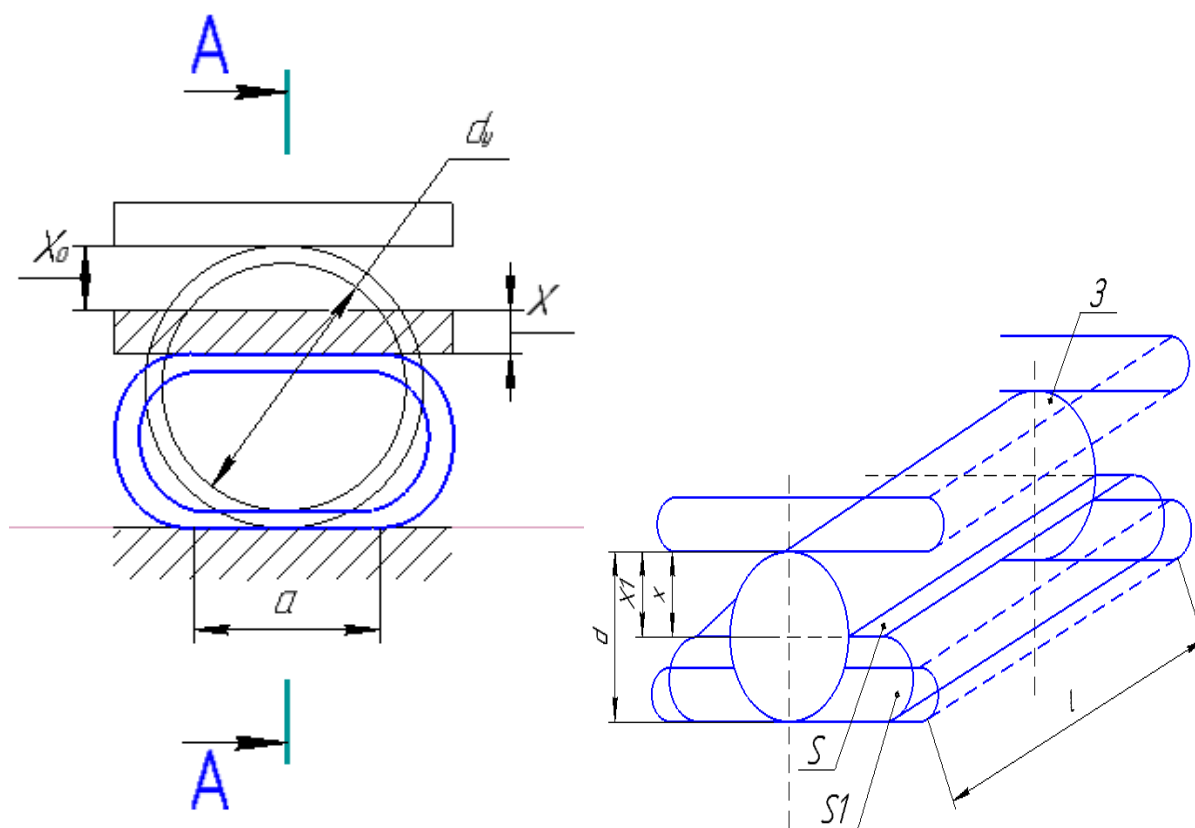


Рисунок 3.5 – Схема рукавов высокого давления

Когда рукава установлены в амортизатор то они в нем характеризуются:

$W_0$  – объемом всех полостей, включая коммутирующие;

$E$  – суммарный модуль упругости в рукавах высокого давления с жидкостью;

$P_0$  – рабочее давление созданное в аккумуляторе;

$l$  – суммарная длина поджатых РВД;

$F(x)$  – рабочая площадь рукавов высокого давления.

На рисунке 3.6 представлена длина деформации в радиальном направлении участков рукавов высокого давления.

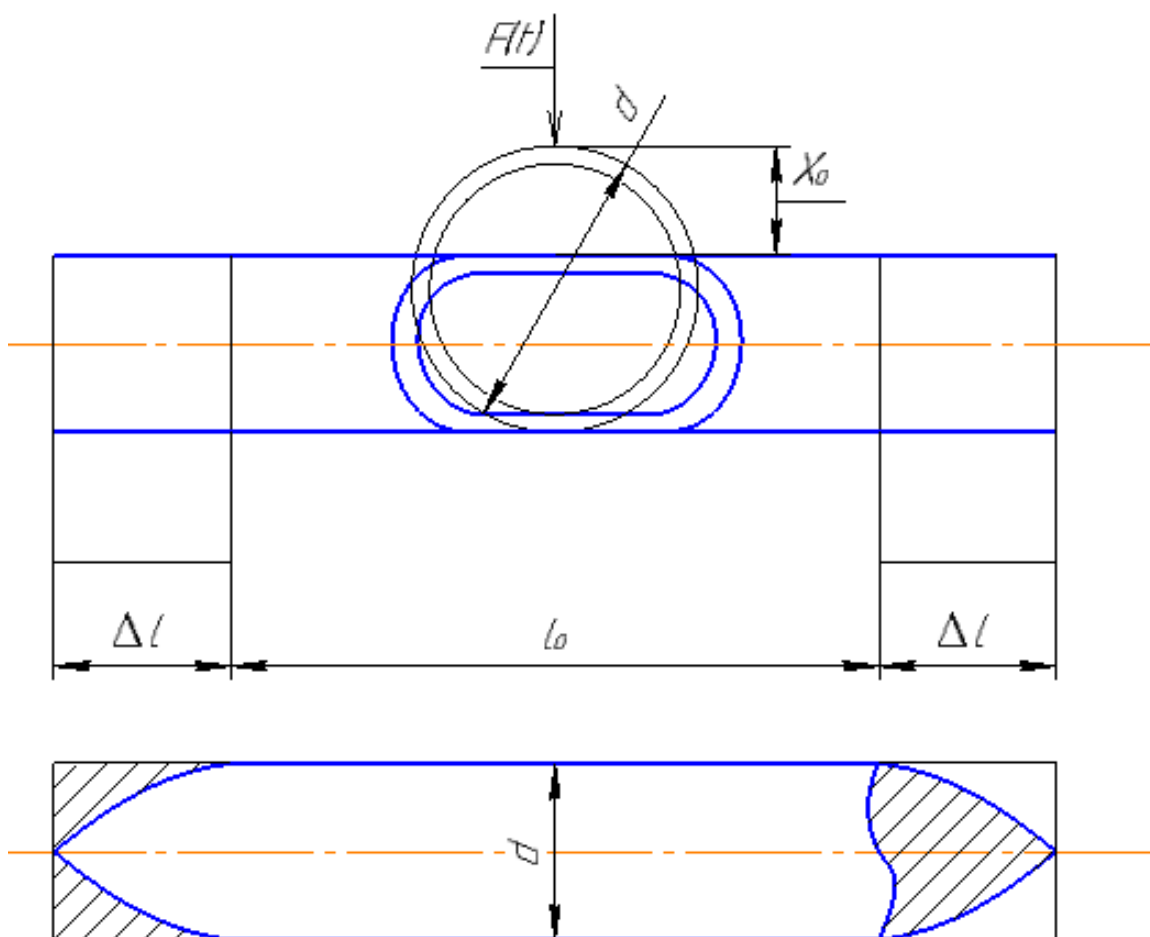


Рисунок 3.6 – Длина деформации рукава высокого давления

Поджатого участка рукава определяется следующим образом по формуле 3.1:

$$l = (l_0 + \Delta l) * 2 \quad (3.1)$$

Суммарная площадь определяется по формуле 3.2:

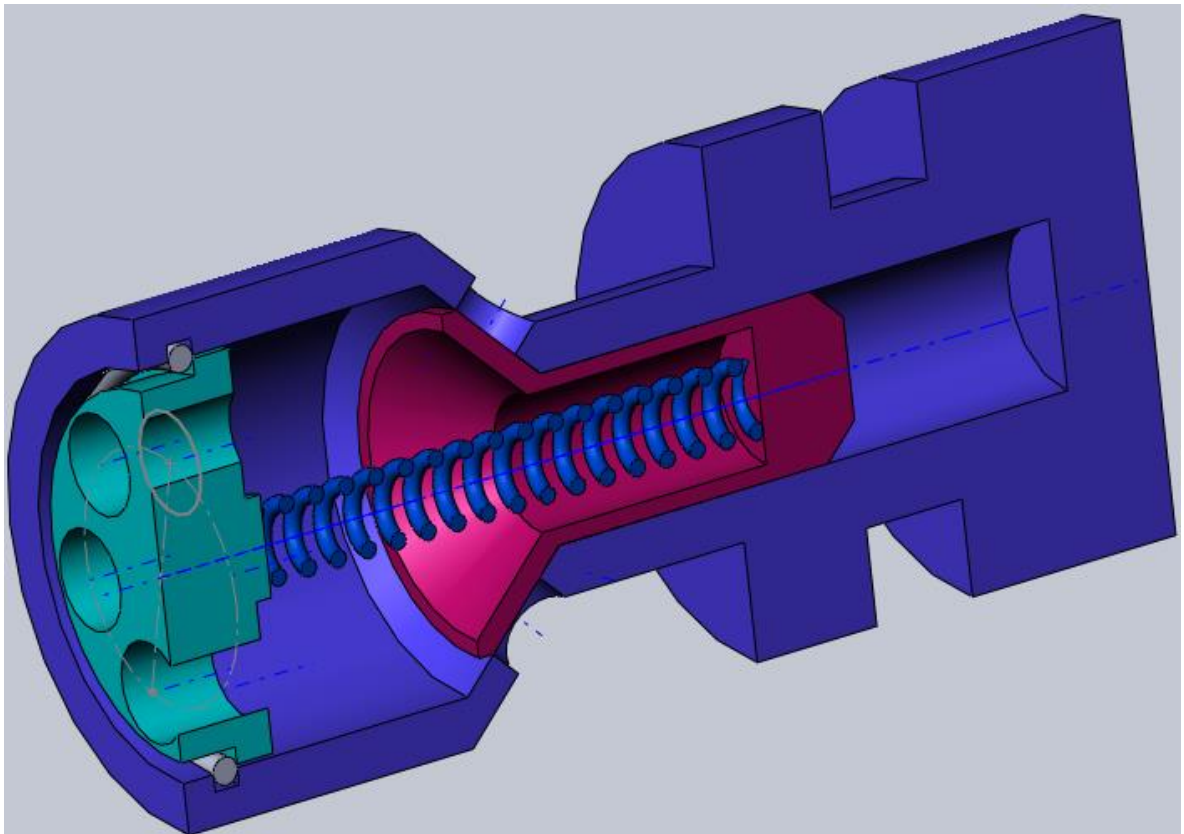
$$S = a * l \quad (3.2)$$

Второй элемент гидроаккумулятор включает газовую и жидкостную полость, гибкий полимерный разделитель. Корпус вмонтирован в амортизатор который показан на рисунке 3.7. Жидкостная полость должна быть в пять или восемь раз меньше газовой, тогда давление при наполнении или освобождении меняется незначительно. Для данного гидроаккумулятора выбрана восемь.



Рисунке 3.7 – Гидроаккумулятор

Третий элемент обратный клапан. изображен на рисунке 3.8. Устройства для работы необходимо обеспечить максимальное быстродействие и максимальную возможную площадью отверстия.



Рисунке 3.8 – Обратный клапан

Площадь обратного клапана определяется по формуле 3.3:

$$f_0 = \frac{\pi * d_0^2}{4} \quad (3.3)$$

Площадь контаканта истечения шара с седлом будет вычислять по формуле 3.4

$$f_{\text{конт.ист}} = d_{\text{конт}} * \pi * h \quad (3.4)$$

$$f_{\text{конт.ист}} > f_0$$

Рассчитаем потери, возникающие в обратном клапане  $\alpha_{\text{обр.кл}}$  через конструктивные параметры амортизатора.

Известно, что расход жидкости в обратном клапане определяется по формуле 3.5

$$Q = f_0 * \mu \sqrt{\frac{2}{\rho}} * \sqrt{P - P_0} \quad (3.5)$$



$\mu = 0,65$  – коэффициент расхода;

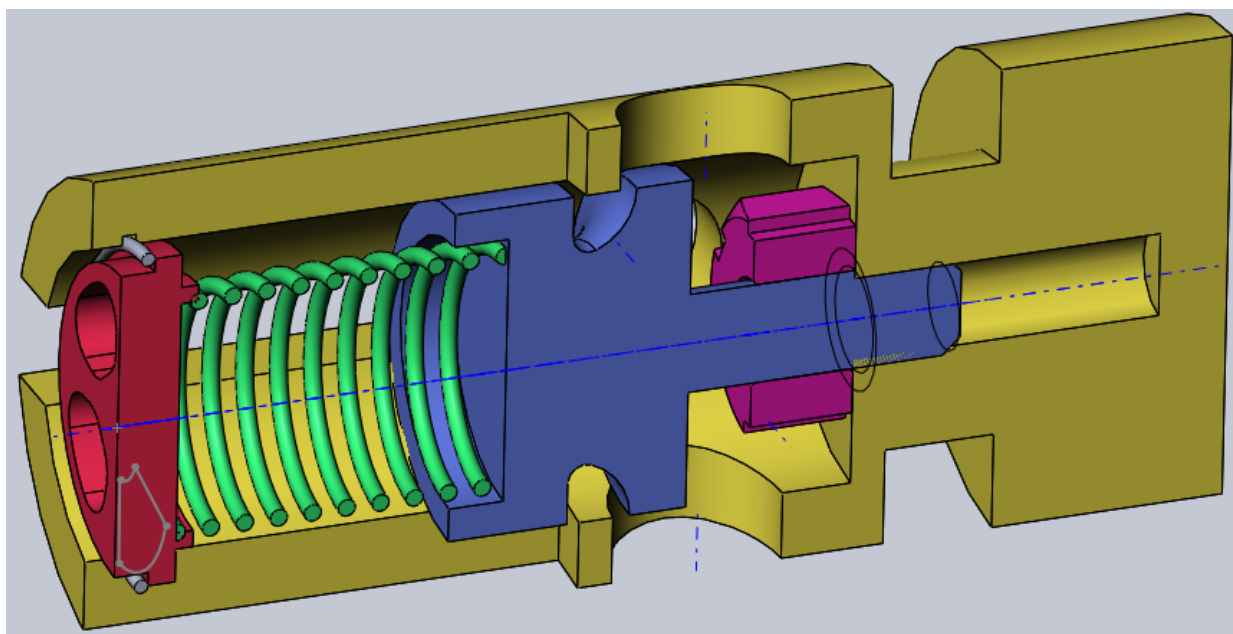
$\rho = 0,85 \text{ г/ см}^3$  – плотность жидкости для масла АМГ – 10;

$P$  – давление жидкости при осадке;

$P_0$  – рабочее давление созданное в аккумуляторе;

Что бы система осаживалась и не давала сопротивления, перепад должен быть минимальным.

Четвертый элемент дроссель. Устройства для работы необходимо обеспечить регулирование в данном случае дросселирование осуществляется за счет уменьшения или увеличения отверстия, через которое проходит среда. При уменьшении отверстия теряется удельная энергия среды, скорость ее течения уменьшается, а давление на регулируемом участке падает. На рисунке 3.9 показан дроссель.



Рисунке 3.9 – Дроссель

Принцип работы данного амортизатора заключается в следующем: под действием внешней силы  $F(t)$ , масса 1 деформирует рукава высокого давления

2, начнут оседать вниз, жидкость из полостей рукавов высокого давления сбросится через обратный клапан в гидроаккумулятор, и будет оседать вниз как будто у него нету никакого сопротивления, но усилие  $P$  растет за счет того что меняется площадь и имеется собственная жесткость шланга. Гидроаккумулятор через дроссель с меньшей скоростью восстанавливает давления в сдеформированных рукавов высокого давления.

Такой амортизатор представлен двумя циклами:

I – энергия накапливается

II – на котором происходит гашения энергии, которая накопилась. В амортизаторе сопротивление которое может регулироваться или быть постоянным в зависимости от задач который выполняет амортизатор.

Схема циклов представлена на рисунке 3.10.

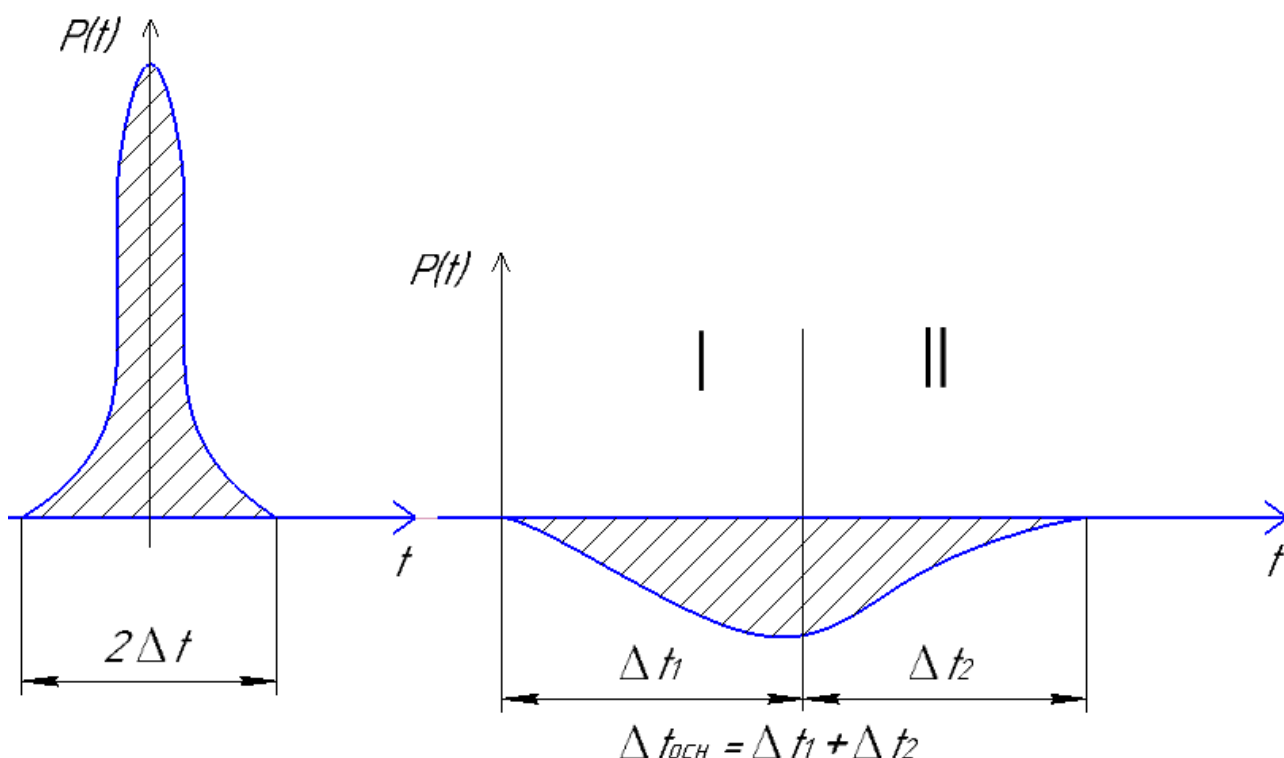


Рисунок 3.10 – Импульс превращаем в замедленный процесс с двумя циклами

I цикл – Энергия накапливается (осадка)	II цикл на котором происходит гашения энергии, которая накопилась (подъем).
---	---

<p>Аккумулятор при первой осадке удерживает амортизатор.</p> <p><math>F_0</math> - площадь обратного клапана должна быть максимальной и не создавать сопротивления.</p> $c_0, c_1 = \frac{\pi}{2} * P_0 * l$ <p><math>c_0</math> – собственная жесткость шланга;  <math>c_1</math> – жесткость шланга с учетом давления;  <math>P_0</math> – давление в аккумуляторе</p> <p>Когда амортизатор находится в нижнем положении отпределяем по формуле, значение должно быть минимальным:</p> $\Delta P = (c_0 + c_1) * x_{max}$ $P = P_0 + \Delta P$ <p>Параметры для первого этапа:  <math>l</math> - длина поджатого участка;  <math>x_0</math> - величина поджатия;  <math>d_{ш}</math> – диаметр шланга;</p>	<p>На втором этапе подъема чтобы система поднялась вверх и точно была зафиксирована в одном положении, нужно иметь дроссель который можно настроить, тогда сопротивление у этого дросселя будет постоянным. Обратный клапан должен надежно закрыться, тогда возникнет постоянное сопротивление <math>\alpha_2</math>. Можно второй участок сделать регулируемый.</p>
--	--

### 3.2 Составление расчетной схемы

В ходе исследования разработана расчетная схема устройства, представляющая собой одномассовую систему рисунок 3.12 (а,б)

Система состоит из штампа 1, рукавов высокого давления 2, основания 3, обратный клапан 4 (рисунок а), дроссель 4 (рисунок б). На рисунке 3.11 изображена схема силового импульса передаваемого на землю.

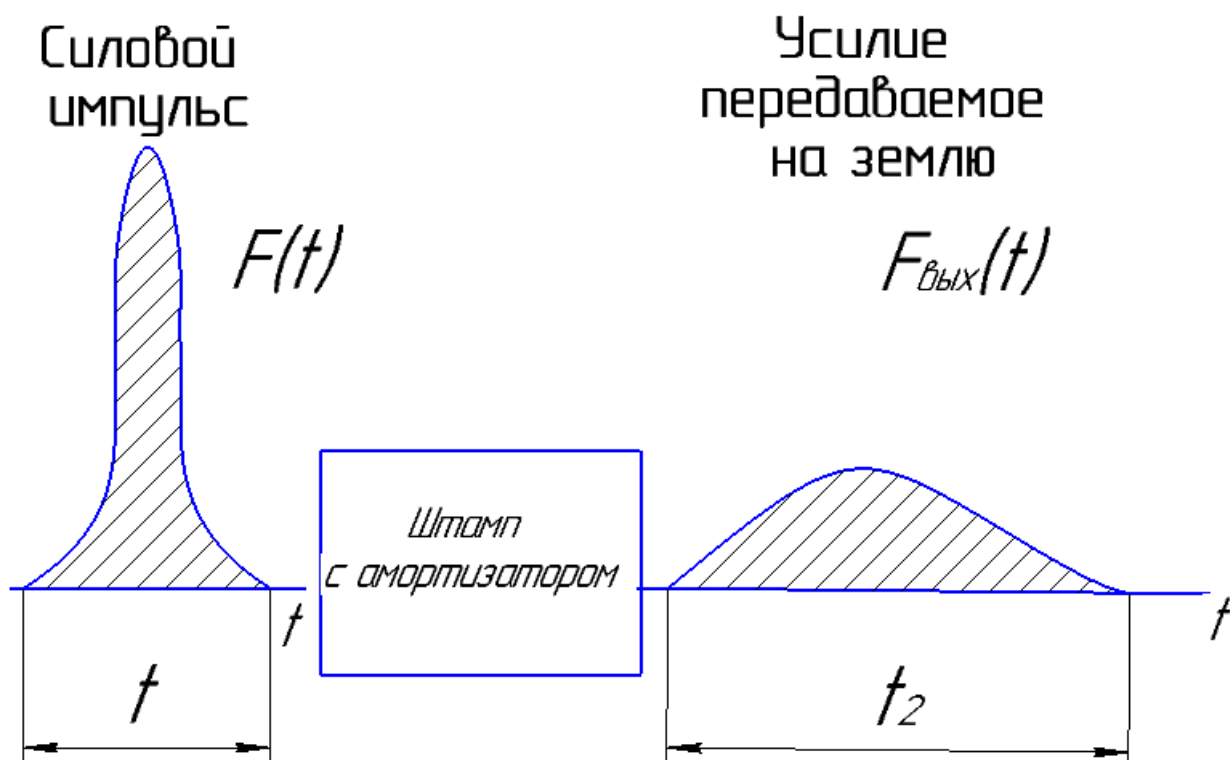


Рисунок 3.11 – Схема силового импульса передаваемого на землю

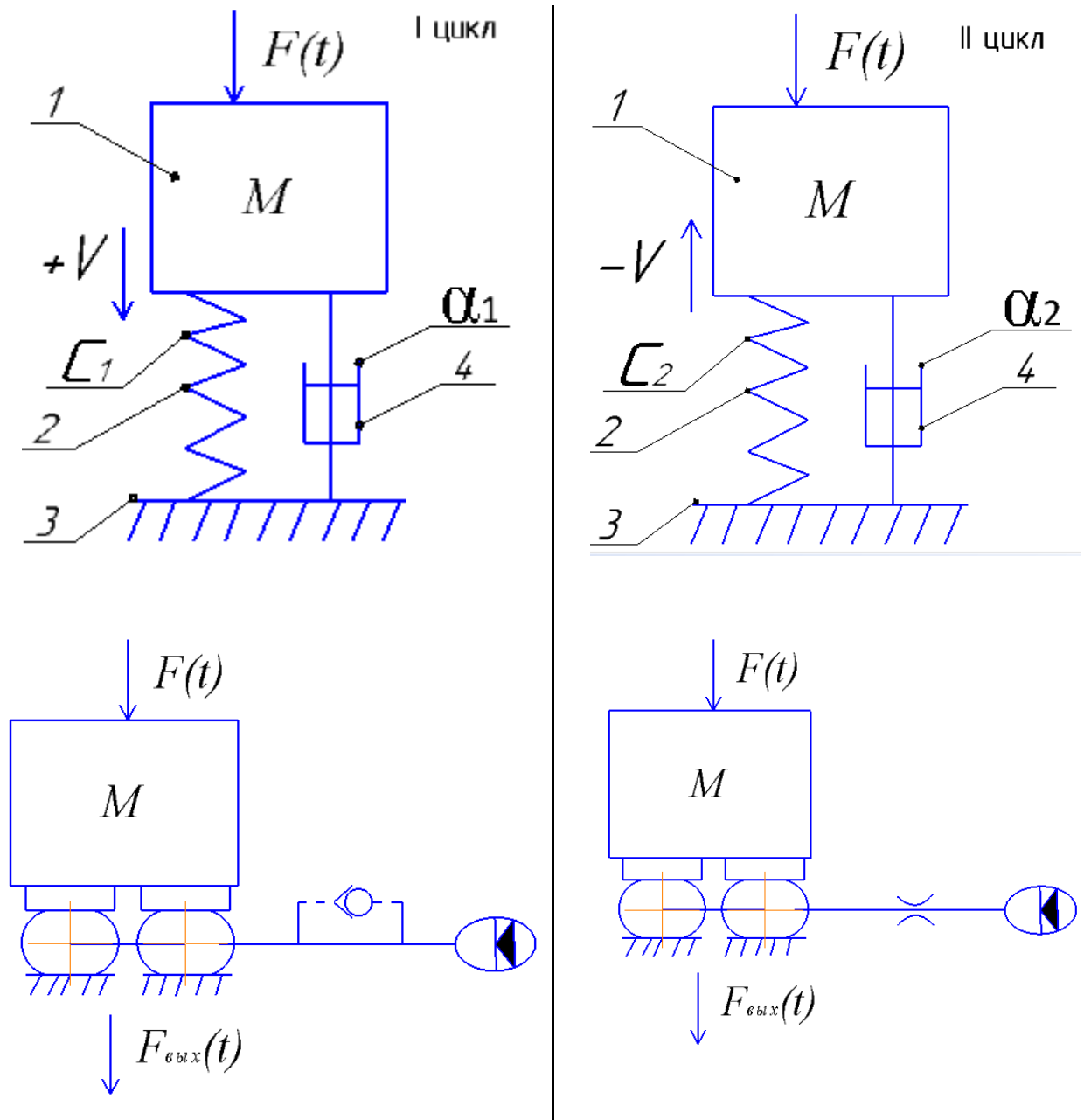


Рисунок 3.12 – Расчетная и принципиальная схема устройства

Где,  $m$  – масса системы, кг;

$c$  – коэффициент жесткости, (Н/м)

$\alpha_n$  – коэффициент демпфирования, (Н с/м)

В модели имеется два цикла:

I – при осадки параметры  $m$ ,  $c_1$ ,  $\alpha_1$ .

II – при осадки параметры  $m$ ,  $c_2$ ,  $\alpha_2$ .

Расчетная схема системы состоит из штампа под которым установлен амортизатор представляющий собой РВД с деформированные в радиальном направлении. Масса принимает воздействие от штампа и передает энергию

удара через демпфер  $\alpha_1$  и пружину  $c_1$  непосредственно гидроаккумулятору. Вся энергия удара переходит в кинетическую энергию, тем самым происходит процесс обмена энергии. Гидроаккумулятор в свою очередь оказывает влияние через демпфер  $\alpha_2$  и пружину коэффициентом жесткости  $c_1$ . Таким образом, масса была зафиксирована в одном положении

Под действием внешней силы  $F(t)$ , показанной на рисунке 3.11 масса  $m$  начинает двигаться, ей противодействует сила инерции, которая описывается формулой 3.6:

$$F_{ин} = c * x \quad (3.6)$$

В упругом и вязком элементах под действием массы  $m$ , возникает сила трения и сила упругости, направленные, в противоположную сторону движению массы  $m$ , которые описываются формулами 3.7, 3.8:

$$F_{упр} = c * x \quad (3.7)$$

$$F_{тр} = m * a \quad (3.8)$$

Исходя из действующих сил на тела, составим уравнение баланса сил:

$$F_m + F_\alpha + F_{ин} = F(t)$$

### 3.3 Составление математической модели

В данном разделе рассматривается математическое моделирование и дальнейшее исследование динамических процессов амортизатора с целью определения оптимального режима работы. Анализ источников информации, навык исследования динамики тел и определенное количество элементов исследуемой конструкции позволили создать математическую модель динамики исследуемого устройства. С точки зрения динамики необходимо учесть массу, коэффициент жесткости и коэффициент демпфирования, каждого узла исследуемой системы.

В работе составлено математическое описание, позволяющее оценить свойства системы. Рассмотрим с одной степенью свободы механическую систему, обладающую трением  $\alpha$  и жесткостью  $c$ . Воздействует сила  $F(t)$  на систему. Уравнение колебаний имеет вид:

$$m * \frac{d^2x}{dt^2} + \alpha * \frac{dx}{dt} + c * x = F(t)$$

где  $m$  - масса системы, кг;

$c$  – коэффициент жесткости, кг/см

$P_0$  – давление в аккумуляторе, кг/см<sup>2</sup>;

$x$  – значение вибро смещения, м;

$\frac{dx}{dt}$  – значение виброскорости, м/с;

$\frac{d^2x}{dt^2}$  – значение виброускорения, м/с<sup>2</sup>;

$\alpha$  – коэффициент сопротивления, кг/с;

$F$  – сила, влияющая на систему, Н;

Производим замену  $\frac{dx}{dt} = V$ ,  $\frac{d^2x}{dt^2} = a$ , получаем, уравнение вида:

$$m * a + \alpha * V + c * x = F$$

Из получившегося выше уравнения выразим ускорение (a):

$$a = \frac{F - \alpha V - c * x}{m}$$

Преобразуем в систему уравнений

$$\begin{cases} a = \frac{F - \alpha v - c * x}{m} \\ v = \frac{dx}{dt} \end{cases} \quad \begin{cases} \frac{dv}{dt} = \frac{F - \alpha v - c * x}{m} \\ v = \frac{dx}{dt} \end{cases}$$

Математическая модель устройства представлена системой уравнений, позволяющая провести оценку амплитуды перемещения и скорости амортизатора для работы на оптимальных режимах.

На рисунке 3.13 составлена структурная схема амортизатора.

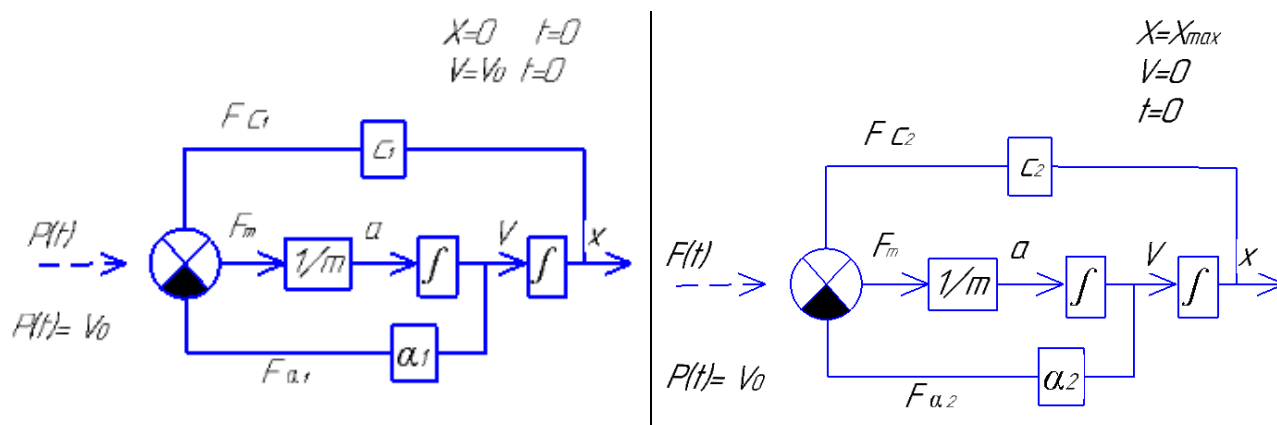


Рисунок 3.13 – Структурная схема амортизатора

### 3.4 Исследование математической модели

Для проведения дальнейшего решения и исследования выбрана программа PascalABC. Метод проведения исследования – метод Рунге – Кутты. Выбранный метод позволяет построить схему интегрирования дифференциального уравнения любого порядка. На основе математической модели и уравнений составлена программа текст которая состоит из двух частей, представлены в приложении Б.

Построим графики перемещения, скорости, ускорения. Выбираем оптимальные параметры амортизатора, получаем следующие результаты:

На рисунке 3.14 представлен график изменения перемещения, скорости и ускорения, когда в системе восстанавливается при регулировке дросселирующей щели. Из данного графика видно, что с началом движения скорость возрастает, при резком увеличении скорости происходит переключение, то есть резко увеличивается жесткость и вязкое сопротивление до  $\alpha_2=30\text{Н}\cdot\text{с}/\text{см}$ . После чего скорость начинает падать, при достижении



определенного значения сопротивления уменьшается до  $\alpha_1=15\text{H}^*\text{c}/\text{cm}$  и процесс повторяется. При изменении площади дросселирующей щели меняется время восстановления системы в исходное состояние покоя, при увеличении давления увеличивается интенсивность гашения вибраций.

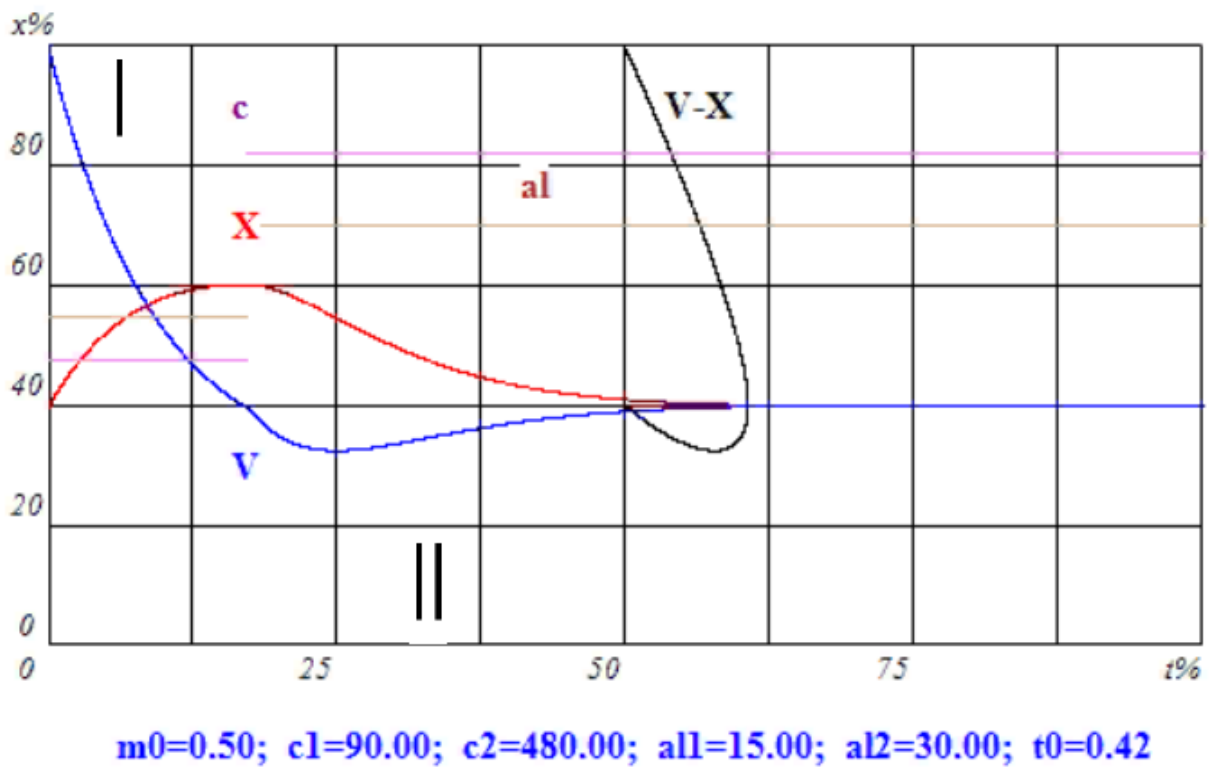
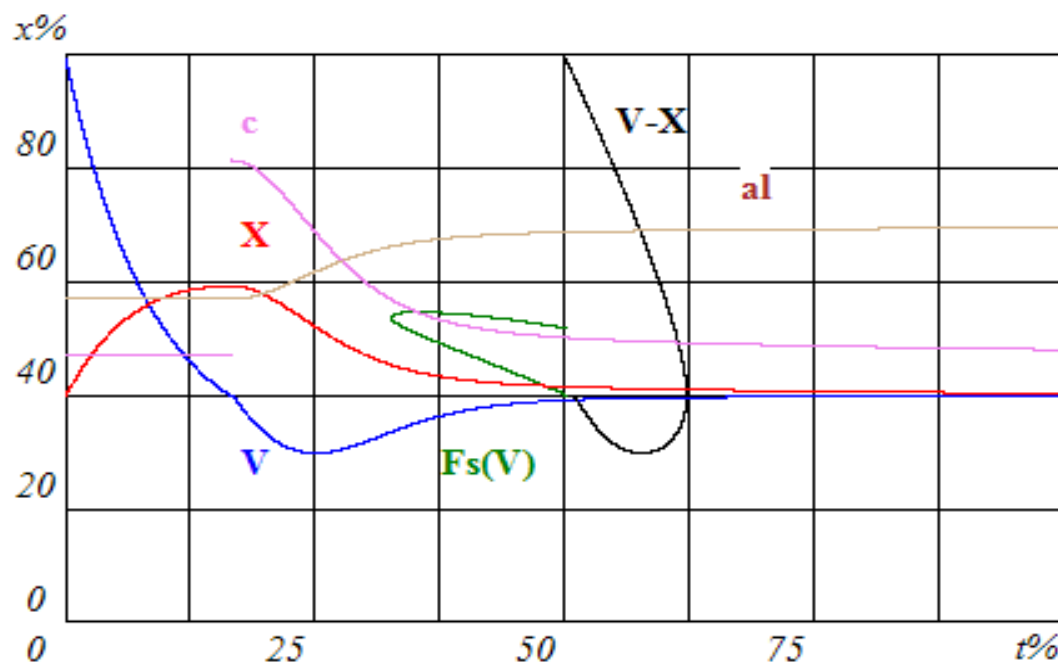


Рисунок 3.14 – Работа амортизатора



$m0=0.50; c1=90.00; c2=520.00; a11=16.00; a12=28.00; t0=0.42sec$

Рисунок 3.15 – Работа устройства

На рисунке 3.15 представлен график изменения перемещения, скорости и ускорения, когда дроссель нерегулируемый. Из данного графика видно, что когда амортизатор осаживается потери определяются величиной жесткости, сопротивление не влияет, когда он достиг максимума, тогда подключается сопротивление и влияет жесткость. На этом этапе теряется мало энергии, он продолжает осаживаться несмотря на то что жесткость его изменилась. Когда скорость осадки амортизатора равна 0, силы сопротивления растут медленно, когда у него максимально достигла скорость, то силы сопротивления меняются, возврат происходит по мере уменьшения скорости. То есть  $F_{\Sigma}(V) = F_x + F_v$  (суммарные силы) показывает, как действуют силы. Сначала эти силы продолжают быть большими, потому что жесткость большая и сопротивление мало влияет на него. С ростом отрицательной скорости растут силы. Когда он достиг максимальной скорости и когда скорость станет равна 0, то силы должны уменьшиться. Пружина возвращает в исходное положение, вязкое

сопротивление было большое и в результате этого сопротивление и жёсткость резко меняются, скорость уменьшается и в результате силы падают.

### 3.5 Оценка параметров

В результате исследования установлено, что для данной массы  $m=500\text{кг}$  приемлемыми параметрами жесткости  $c$  и сопротивления  $\alpha$  являются:

– в режиме осадки находится в диапазоне  $c_1=(60 - 110\text{кгс/ см}^2)$ ,  $\alpha_1=(5 - 14 \text{ Н*с/м}^2)$ .

– в режиме восстановления в диапазоне  $c_2=(450 - 550 \text{ кгс/ см}^2)$ ,  $\alpha_2=(15 - 40\text{Н*с/м}^2)$ .

На основании данных моделирования были выбраны конструктивные параметры:

$l_{\max} = 40 \text{ см}$  – максимальная длина РВД;

$d = 1,6 \text{ см}$  – внутренний диаметр РВД;

$x_0 = 0,8 \text{ см}$  – максимальная радиальная деформация оболочки;

$P_0 = 10 \text{ кг/см}^2 = 1,0\text{МПа}$  – давления в гидроаккумуляторе.

$m = 500\text{кг}$  – масса действующая на один амортизатор;

$C_0 = 10 \text{ кгс/см}$  собственная жесткость оболочки РВД.

Длина поджатия РВД  $l_{\text{подж}}$  под действием веса машины и заданным уровнем давления в системе  $P_0$  определяется с учетом выражения (3.9) соотношением:

$$l_{\text{подж}} = \frac{G}{\left(C_0 + \frac{\pi}{2} * P_0\right) * x_0} \quad (3.9)$$

$$l_{\text{подж}} = \frac{500}{\left(10 + \frac{\pi}{2} * 10\right) * 0,8} = 24,3\text{см}$$

$$G_1 = x_0 * c_0 * l \quad (3.10)$$

$$G_1 = 0,8 * 10 * 24,3 = 194,4 \text{ кг}$$

$$G_2 = x_0 * \frac{\pi}{2} P_0 * l \quad (3.11)$$

$$G_2 = 0,8 * \frac{\pi}{2} * 10 * 24,3 = 305,2 \text{ кг}$$

$$G = G_1 + G_2$$

$$G = 194,4 + 305,2 = 500 \text{ кг}$$

В работе приведенный коэффициент жесткости  $C_1$  определяется по формуле (3.12), которой включает в себя коэффициенты жесткости упругой характеристики системы РВД совместно с аккумулятором:

$$c_1 = c_0 * l + \frac{\pi}{2} * P_0 * l \quad (3.12)$$

$$c_1 = 10 * 24,3 + \frac{\pi}{2} * 10 * 24,3 = 90 \text{ кгс/см}$$

Рабочая площадь системы РВД зависит от текущей координаты и определяется, исходя из постоянства параметров РВД в радиальном направлении, выражением:

$$S_p = \frac{\pi}{2} * x_0 * l \quad (3.13)$$

$$S_p = \frac{\pi}{2} * 0,8 * 24,3 = 30,5 \text{ см}^2$$

На рисунке 3.16 представлены каналы в конструкции которые соединяются с гидроаккумулятором:

$l_1 \dots l_i$  – длина каналов диаметров  $d_{тр}$

$j_1 \dots j_i$  – местные сопротивления

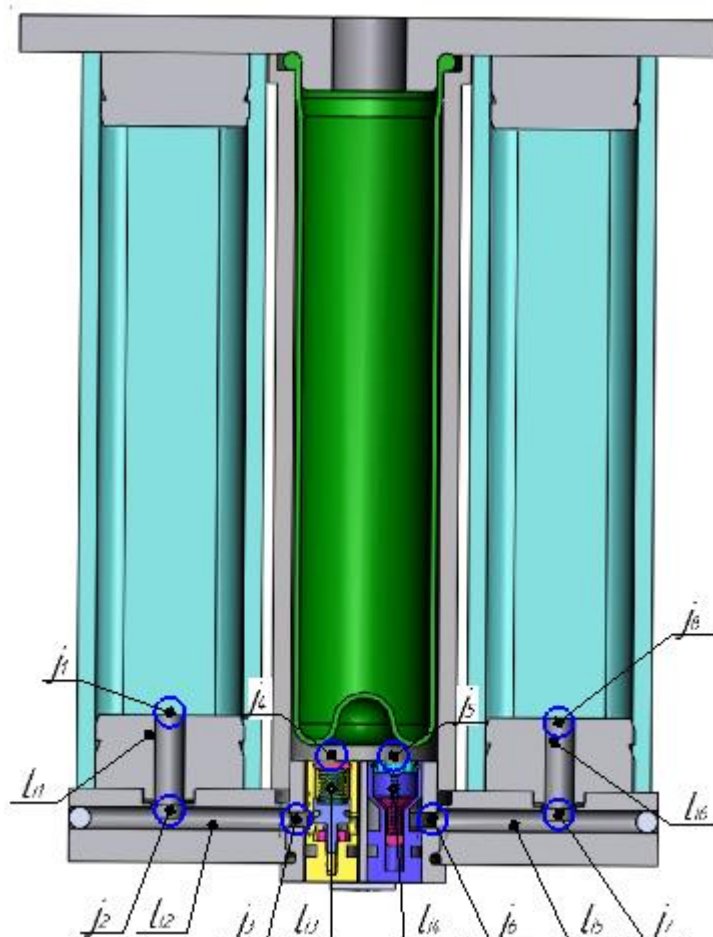


Рисунок 3.16 – Каналы конструкции амортизатора

Суммарные потери определяется по формуле (3.14):

$$\Delta P_{\Sigma} = \lambda \frac{l}{d_{\text{тр}}} \rho \left( \frac{s}{f_{\text{тр}}} \right)^2 \frac{v^2}{2} \quad (3.14)$$

Где  $\lambda = 0,003$  – коэффициент потерь на трение по длине.

$\rho = 0,85 \text{ г/см}^3$  – плотность жидкости

$v = 9 \text{ см/с}$

Площадь трубы определяется по формуле (3.15):

$$f_{\text{тр}} = \frac{\pi}{4} * d^2 \quad (3.14)$$

$$f_{\text{тр}} = \frac{\pi}{4} * 0,6^2 = 30,5 \text{ см}^2$$

Вычисляем суммарные потери:

$$\Delta P_{\Sigma} = 0,003 \frac{20}{0,6} 0,85 \left( \frac{2}{30,5} \right)^2 \frac{9^2}{2} = 0,01 \text{ кг/см}^2$$

Для того чтобы найти силу потерянную трением нужно умножить на рабочую площадь РВД:

$$F = \lambda \frac{l}{d_{\text{тр}}} * \rho \frac{S^3}{f_{\text{тр}}^2} * V^2$$

$$\frac{dF}{dV} = \lambda \frac{l}{d_{\text{тр}}} * \rho \frac{S^3}{f_{\text{тр}}^2} * V$$

$$\frac{dF}{dV} = \alpha_1$$

$$\alpha_1 = \lambda \frac{l}{d_{\text{тр}}} * \rho \frac{S^3}{f_{\text{тр}}^2} * V$$

$$\alpha_1 = 0,003 \frac{20}{0,6} * 0,008 \frac{2^3}{0,28^2} * 9 = 15 \text{ кгс/см}^3$$

Определим жесткость при восстановлении системы по формуле (3.15):

$$c_2 = c_0 * l + \frac{S^2}{W_0} * E \quad (3.15)$$

Где, E=800 – 1500 – модель упругости

W<sub>0</sub> = 40 – 80 – объем трубопроводов

$$S = \frac{\pi}{4} * d^2$$

$$S = \frac{\pi}{4} * 1,6^2 = 2 \text{ см}^2$$

Вычислим коэффициент жесткости c<sub>2</sub>

$$c_2 = 10 * 40 + \frac{2^2}{40} * 800 = 480 \text{ кгс/см}^2$$

$$\alpha_2 = \frac{dF_{\Sigma}}{dV} = \frac{F^3}{S^2 * K_{\text{др}}} * 2V$$

Где K<sub>др</sub>=0,72

$$S_{\text{др}} = \pi * d_{\text{пл}} * h$$

$$S_{\text{др}} = \pi * 0,656 * 0,185 = 0,38 \text{ см}^2$$

$$\alpha_{\text{др}} = \frac{0,34^3}{0,38^2 * 0,72} * 0,75 = 2,378 \text{ кгс/см}^3$$

$$\alpha_2 = \alpha_1 + \alpha_{\text{др}}$$

$$\alpha_2 = 15 + 2,378 = 17,378 \text{ кгс/см}^3$$

Расчет показал, что параметры полученные в результате моделирования могут быть выражены через конструктивные параметры амортизатора.

## 4 ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТИ РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ

4.1 Оценка коммерческого потенциала и перспективности проведения научных исследований с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения

### 4.1.1 Потенциальные потребители результатов исследования

В настоящее время перспективность научного исследования определяется не столько масштабом открытия, оценить которое на первых этапах жизненного цикла высокотехнологического и ресурсоэффективного продукта бывает достаточно трудно, сколько коммерческой ценностью разработки. Оценка коммерческой ценности разработки является необходимым условием при поиске источников финансирования для проведения научного исследования и коммерциализации его результатов. Это важно для разработчиков, которые должны представлять состояние и перспективы проводимых научных исследований.

Необходимо понимать, что коммерческая привлекательность научного исследования определяется не только превышением технических параметров над предыдущими разработками, но и тем, насколько быстро разработчик сумеет найти ответы на такие вопросы - будет ли продукт востребован рынком, какова будет его цена, каков бюджет научного проекта, какой срок потребуется для выхода на рынок и т.д.

Таким образом, целью раздела «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение» является проектирование и создание конкурентоспособных разработок, технологий, отвечающих современным требованиям в области ресурсоэффективности и ресурсосбережения.

Достижение цели обеспечивается решением задач:



- оценка коммерческого потенциала и перспективности проведения научных исследований;
- определение возможных альтернатив проведения научных исследований, отвечающих современным требованиям в области ресурсоэффективности и ресурсосбережения;
- планирование научно-исследовательских работ;
- определение ресурсной (ресурсосберегающей), финансовой, бюджетной, социальной и экономической эффективности исследования.

Для анализа потребителей результатов исследования необходимо рассмотреть целевой рынок и провести его сегментирование.

Целевой рынок: машиностроительные производства.

Таблица 4.1 – Карта сегментирования рынка по использованию средств защиты от вибрации

		Отрасли машиностроения			
		Тяжелое машиностроение	Среднее машиностроение	Общее машиностроение	Производство точных машин, механизмов, приборов и инструмента
Устройства защиты	Виброопоры, виброизоляторы				
	Гидравлические системы защиты от вибрации				

В данной карте сегментирования показано, что амортизатор относящийся к гидравлическим системам защиты от вибрации, будет продаваться в отрасли среднего машиностроения, а также в отрасли по

производству точных машин, механизмов, приборов и инструментов.

#### 4.1.2 Анализ конкурентных технических решений с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения

На рынке аналогом данного амортизатора является фундамент. Поэтому анализ конкурентов будем проводить с фундаментом.

Таблица 4.2 – Оценочная карта для сравнения конкурентных технических решений (разработок)

Критерии оценки	Вес критерия	Баллы		Конкурентоспособность	
		Б <sub>ф</sub>	Б <sub>к1</sub>	К <sub>ф</sub>	К <sub>к1</sub>
1	2	3	4	5	6
<b>Технические критерии оценки ресурсоэффективности</b>					
1. Регулирование диапазона гашения	10	10	3	100	30
2. Быстродействие	10	10	5	100	50
3. Удобство в эксплуатации	5	3	3	15	15
4. Надежность	10	9	5	90	50
5. Безопасность	8	7	7	56	56
6. Переналадка	10	8	4	80	40
<b>Экономические критерии оценки эффективности</b>					
1. Конкурентоспособность продукта	10	8	7	80	70
2. Уровень проникновения на рынок	5	2	4	10	20
3. Цена	8	5	7	40	56
4. Предполагаемый срок эксплуатации	10	9	5	90	50
5. Послепродажное обслуживание	9	8	3	72	27
6. Срок выхода на рынок	5	2	3	10	15
<b>Итого</b>	<b>100</b>	<b>81</b>	<b>56</b>	<b>743</b>	<b>479</b>

По оценочной карте видно, что амортизатор по многим показателям

превосходит своего аналога. Главным достоинством данного устройства является его надежность, переналадка, быстроедействие и возможность регулирования диапазона гашения.

#### 4.1.3 SWOT-анализ

SWOT – Strengths (сильные стороны), Weaknesses (слабые стороны), Opportunities (возможности) и Threats (угрозы) – представляет собой комплексный анализ научно-исследовательского проекта. SWOT-анализ применяют для исследования внешней и внутренней среды проекта.

Таблица 4.3 – Матрица SWOT

	<p><b>Сильные стороны научно-исследовательского проекта:</b></p> <p>С1. Регулировка диапазона гашения, возможность настройки устройства на различные частоты вибрации.</p> <p>С2. Переналадка, возможность адаптации к различным станкам.</p> <p>С3. Быстроедействие, уменьшение времени восстановления системы.</p> <p>С4. Простота эксплуатации.</p> <p>С5. Надежность, способность долгое время обходиться без ремонта, в связи с отсутствием подвижных элементов.</p>	<p><b>Слабые стороны научно-исследовательского проекта:</b></p> <p>Сл1. Более высокая себестоимость.</p> <p>Сл2. Продукт не продавался.</p>
--	---	---

Продолжение таблицы 4.3

<b>Возможности:</b> В1. Быстрое продвижение на рынок.	В1С1С2С3С5 - быстрое продвижение на рынок в связи с преимуществами данного устройства.	В1Сл2 - может не быть быстрого продвижения на рынок так как ранее продукт не продавался, и потребители не знают о нем.
<b>Угрозы:</b> У1. Отсутствие спроса на новые технологии производства. У2. Кризис		У2Сл1 - из-за более высокой себестоимости могут возникнуть проблемы с продажей данного устройства.

Таблица 4.4 – Интерактивная матрица проекта

Сильные стороны проекта						
Возможности проекта		С1	С2	С3	С4	С5
	В1	+	+	+	-	+

Таблица 4.5 – Интерактивная матрица проекта

Слабые стороны проекта			
Возможности проекта		Сл1	Сл2
	В1	-	-

Таблица 4.6 – Интерактивная матрица проекта

Сильные стороны проекта						
Угрозы		С1	С2	С3	С4	С5
	У1	-	-	-	0	-

Таблица 4.7 – Интерактивная матрица проекта

Слабые стороны проекта			
Угрозы		Сл1	Сл2
	У1	0	+
	У2	+	0

## 4.2 Планирование научно-исследовательских работ

### 4.2.1 Иерархическая структура работ в рамках научного исследования

Таблица 4.7 – Перечень этапов, работ и распределение исполнителей

Основные этапы	№ работ	Этапы научного исследования	Должность исполнителя
Разработка технического задания	1	Составление и утверждение технического задания	Руководитель
Выбор направления исследований	2	Изучение материалов по теме	Студент
	3	Проведение информационно – аналитический обзор	Студент
Теоретические и экспериментальные исследования	4	Составление принципиальной схемы устройства	Студент
	5	Составление принципиальной схемы потерь	Студент
	6	Расчет потерь	Студент
	7	Составление расчетной схемы	Студент
	8	Составление математической модели	Студент
	9	Исследование математической модели	Студент
	10	Написание статьи	Студент
Проведение опытно-конструкторской работы			
Оформление отчета	11	Заполнение пояснительной записки	Студент

### 4.2.2 Разработка графика проведения научного исследования

Диаграмма Ганта - это тип столбчатых диаграмм (гистограмм), который используется для иллюстрации календарного плана проекта, на котором работы

по теме представляются протяженными во времени отрезками, характеризующимися датами начала и окончания выполнения данных работ.

Таблица 4.8 – Календарный план – график проведения НИОРК по теме

№ работ	Вид работ	Исполнители	$T_k$	Продолжительность выполнения работ														
				Март			Апрель			Май			Июнь					
1	Составление и утверждение технического задания	Руководитель	2	■														
2	Изучение материалов по теме	Студент	5	■														
3	Проведение информационно – аналитического обзора	Студент	6	■														
4	Объект и методы исследования	Студент	6		■													
5	Конструкция и расчеты	Студент	4			■												
6	Особенности конструкции и работы амортизатора	Студент	4			■												
7	Составление расчетной схемы	Студент	7				■											
8	Составление математической модели	Студент	3					■										
9	Исследование математической модели	Студент	28						■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
10	Написание статьи	Студент	28														■	■



принадлежности, тиражирование материалов). Материальные затраты необходимые для данной разработки, заносятся в таблицу 9.

Таблица – 4.9 Материальные затраты

Наименование	Марка, размер	Кол-во	Цена за единицу, руб.	Сумма, руб.
Корпус		1	12173	12173
Аккумулятор гидравлический		1	10990	10990
Дроссель		1	1968	1968
Обратный клапан		1	5000	5000
Шланги высокого давления		1	220	220
Масло		1	110	110
Всего за материалы				30461
Транспортно-заготовительные расходы (3-5%)				914
Итого по статье $C_m$				31375

#### 4.3.2 Основная заработная плата исполнителей темы

Величина расходов по заработной плате определяется исходя из трудоемкости выполняемых работ и действующей системы оплаты труда. В состав основной заработной платы включается премия, выплачиваемая ежемесячно из фонда заработной платы (размер определяется Положением об оплате труда). Расчет основной заработной платы сводится в табл. 19.



Таблица – 4.10 Расчет основной заработной платы

№ п/п	Наименование этапов	Исполнители по категориям	Трудоем- кость, чел.- дн.	Заработная плата, приходящаяся на один чел.- дн., тыс.руб.	Всего заработная плата по тарифу (окладам), тыс. руб.
1	Составление и утверждение ТЗ	Руководитель	1,4	1588,5	2223,9
2	Изучение материалов по теме	Студент	3,4	497,9	1692,8
3	Проведение информационно– аналитического обзора	Студент	3,8	497,9	1892
4	Объект и методы исследования	Студент	3,8	497,9	1892
5	Конструкция и расчеты	Студент	2,4	497,9	1194,9
6	Особенности конструкции и работы амортизатора	Студент	2,8	497,9	1394,1
5	Составление расчетной схемы	Студент	1,8	497,9	896,2
6	Составление математической модели	Студент	2,8	497,9	1394,1
7	Исследование математической модели	Студент	18,8	497,9	9360,5
8	Написание статьи	Студент	18,8	497,9	9360,5
11	Заполнение пояснительной записки	Студент	4,8	497,9	2389,9

Статья включает основную заработную плату работников, непосредственно занятых выполнением проекта, (включая премии, доплаты) и дополнительную заработную плату.

$$C_{зп} = Z_{осн} + Z_{доп} \quad (4.1)$$

Где  $Z_{осн}$  – основная заработная плата;

$Z_{доп}$  – дополнительная заработная плата.

Основная заработная плата ( $Z_{осн}$ ) руководителя (лаборанта, инженера) от предприятия (при наличии руководителя от предприятия) рассчитывается по следующей формуле:

$$Z_{осн} = Z_{дн} + T_{раб} \quad (4.2)$$

где  $Z_{осн}$  – основная заработная плата одного работника;

$T_{раб}$  – продолжительность работ, выполняемых научно-техническим работником, раб. дн. (табл. 10);

$Z_{дн}$  – среднедневная заработная плата работника, руб.

Среднедневная заработная плата рассчитывается по формуле:

$$Z_{дн} = \frac{Z_{м} * M}{F_{д}} \quad (4.3)$$

где  $Z_{м}$  – месячный должностной оклад работника, руб.;

$M$  – количество месяцев работы без отпуска в течение года:

при отпуске в 24 раб. дня  $M = 11,2$  месяца, 5 – дневная неделя;

при отпуске в 48 раб. дней  $M = 10,4$  месяца, 6-дневная неделя;

$F_{д}$  – действительный годовой фонд рабочего времени научно-технического персонала, раб. дн. (табл. 4.11).

Таблица 4.11 – Баланс рабочего времени

Показатели рабочего времени	Руководитель	Студент
Календарное число дней	366	366

### Продолжение таблицы 4.11

Количество нерабочих дней		
- выходные дни	105	105
- праздничные дни	15	15
Потери рабочего времени		
- отпуск	48	48
- невыходы по болезням	-	-
Действительный годовой фонд рабочего времени	198	198

$$Z_{\text{дн1}} = \frac{Z_{\text{м}} * M}{F_{\text{д}}} = \frac{30244 * 10,4}{198} = 1588,5 \text{ руб.} - \text{заработная плата}$$

руководителя за 1 день;

$$Z_{\text{дн2}} = \frac{Z_{\text{м}} * M}{F_{\text{д}}} = \frac{9481 * 10,4}{198} = 497,9 \text{ руб.} - \text{заработная плата студента за 1}$$

день.

$$Z_{\text{осн1}} = 1588,5 * 1,4 = 2223,9 \text{ руб.} - \text{руководитель};$$

$$Z_{\text{осн2}} = 497,9 * 63,2 = 31467,2 \text{ руб.} - \text{студент.}$$

$$C_{\text{зп1}} = 2223,9 + 2223,9 * 0,15 = 2557,5 \text{ руб.} - \text{руководитель};$$

$$C_{\text{зп2}} = 31467,2 + 31467,2 * 0,15 = 36187,3 \text{ руб.} - \text{студент.}$$

#### 4.3.3 Дополнительная заработная плата исполнителей темы

Затраты по дополнительной заработной платы исполнителей темы включает суммa выплат, предусмотренных законодательством о труде, например, оплата очередных и дополнительных отпусков; оплата времени, связанного с выполнением государственных и общественных обязанностей; выплата вознаграждения за выслугу лет и т.п. (в среднем – 12 % от суммы основной заработной платы).

Дополнительная заработная плата рассчитывается исходя из 10- 15% от основной заработной платы, работников, непосредственно участвующих в выполнении темы:

$$Z_{\text{доп}} = k_{\text{доп}} + Z_{\text{осн}} \quad (4)$$

где,  $Z_{\text{доп}}$  – дополнительная заработная плата, руб.;

$k_{\text{доп}}$  – коэффициент дополнительной зарплаты;

$Z_{\text{осн}}$  – основная заработная плата, руб.

$Z_{\text{доп}} = 0,14 * 2557,5 = 358$  руб. – руководитель.

$Z_{\text{доп}} = 0,14 * 31467,2 = 4405,4$  руб. – студент.

Отчисления на социальные нужды определяется исходя из следующей формулы:

$$C_{\text{внеб}} = k_{\text{внеб}} * (Z_{\text{осн}} + Z_{\text{доп}}) \quad (5)$$

где  $k_{\text{внеб}}$  – коэффициент отчислений на уплату во внебюджетные фонды (пенсионный фонд, фонд обязательного медицинского страхования и пр.).

На 2018 г. в соответствии с Федеральным законом от 24.07.2009 №212-ФЗ не изменен и размер страховых взносов равный 30%. На основании пункта 1 ст.58 закона №212-ФЗ для учреждений осуществляющих образовательную и научную деятельность в 2014 году водится пониженная ставка – 27,1%<sup>2</sup> .

Отчисления на социальные нужды представлены в табличной форме (табл. 12).

Таблица 4.12 – Отчисления на социальные нужды

Исполнитель	Основная заработная плата, руб.	Дополнительная заработная плата, р. уб.
Руководитель	2557,5	358
Студент-дипломник	36187,3	4405,4
Коэффициент отчислений во внебюджетные фонды	27,1%	27,1%
Итого		11790,7

$$C_{\text{внеб}} = k_{\text{внеб}} * (Z_{\text{осн}} + Z_{\text{доп}}) = 27,1\% * (2557,5 + 358) = 790,1 \text{ руб.} -$$

руководитель

$$C_{\text{внеб}} = k_{\text{внеб}} * (Z_{\text{осн}} + Z_{\text{доп}}) = 27,1\% * (36187,3 + 4405,4) =$$

11000,6 руб. – студент – дипломник

#### 4.3.5 Накладные расходы

Накладные расходы учитывают прочие затраты организации, не попавшие в предыдущие статьи расходов: печать и ксерокопирование материалов исследования, оплата услуг связи, электроэнергии, почтовые и телеграфные расходы, размножение материалов и т.д. Их величина определяется по следующей формуле:

Расчет накладных расходов ведется по следующей формуле:

$$C_{\text{накл}} = k_{\text{накл}} * (Z_{\text{осн}} + Z_{\text{доп}}) \quad (4.6)$$

Где  $k_{\text{накл}}$  - коэффициент накладных расходов.

Величину коэффициента накладных расходов можно взять в размере 16%.

#### 4.3.6 Формирование бюджета затрат научно-исследовательского проекта

Рассчитанная величина затрат научно-исследовательской работы (темы) является основой для формирования бюджета затрат проекта, который при формировании договора с заказчиком защищается научной организацией в качестве нижнего предела затрат на разработку научно-технической продукции.

Определение бюджета затрат на научно-исследовательский проект по каждому варианту исполнения приведен в таблице 4.13.

Таблица 4.13 – Расчет бюджета затрат НТИ

Наименование статьи	Сумма, руб.		Примечание
	Исп. 1	Исп. 2	
1. Материальные затраты НТИ	30461	27825	Пункт 3.3.4.1
2. Затраты по основной заработной плате исполнителей темы	38744,8	38744,8	Пункт 3.3.4.2
3. Затраты по дополнительной заработной плате исполнителей темы	4763,4	4763,4	Пункт 3.3.4.3
4. Отчисления во внебюджетные фонды	11790,7	11790,7	Пункт 3.3.4.4
5. Накладные расходы	13721,6	13299,8	16 % от суммы ст. 1-4
6. Бюджет затрат НТИ	99481,5	96423,7	Сумма ст. 1- 5

#### 4.4 Определение ресурсной финансовой, бюджетной, социальной и экономической эффективности исследования

Определение эффективности происходит на основе расчета интегрального показателя эффективности научного исследования. Его нахождение связано с определением двух средневзвешенных величин: финансовой эффективности и ресурсоэффективности.

Интегральный показатель финансовой эффективности научного исследования получают в ходе оценки бюджета затрат трех (или более) вариантов исполнения научного исследования (см. табл. 14). Для этого наибольший интегральный показатель реализации технической задачи принимается за базу расчета (как знаменатель), с которым соотносятся финансовые значения по всем вариантам исполнения.

Интегральный финансовый показатель разработки определяется как:

$$I_{\Phi}^p = \frac{\Phi_{pi}}{\Phi_{max}}, \quad (7)$$

где  $I_{\Phi}^p$  – интегральный финансовый показатель разработки;

$\Phi_{pi}$  – стоимость /-го варианта исполнения;

$\Phi_{max}$  – максимальная стоимость исполнения научно-исследовательского проекта (в т.ч. аналоги).

Полученная величина интегрального финансового показателя разработки отражает соответствующее численное увеличение бюджета затрат разработки в разгах (значение больше единицы), либо соответствующее численное удешевление стоимости разработки в разгах (значение меньше единицы, но больше нуля).

$I_{\Phi}^p = \frac{99481.5}{99481.5} = 1$  – интегральный финансовый показатель разработки первого исполнения.

$I_{\Phi}^p = \frac{99481.5}{99423.7} = 0,989$  – интегральный финансовый показатель разработки второго исполнения.

Интегральный показатель ресурсоэффективности *вариантов* исполнения объекта исследования можно определить следующим образом:

$$I_m^a = \sum_{i=1}^n a_i * b_i^a, \quad I_m^p = \sum_{i=1}^n a_i * b_i^p, \quad (4.8)$$

Где  $I_m$ - интегральный показатель ресурсоэффективности вариантов;

$a_i$  – весовой коэффициент  $i$ -го параметра;

$b_i^a, b_i^p$  – бальная оценка  $i$ -го параметра для аналога и разработки, устанавливается экспертным путем по выбранной шкале оценивания;

$n$  – число параметров сравнения.

Расчет интегрального показателя ресурсоэффективности рекомендуется проводить в форме таблицы, пример которой приведен ниже.

Таблица 4.14 – Сравнительна оценка характеристик вариантов исполнения проекта

ПО	Весовой коэффициент параметра	Исп.1	Исп.2
Критерии			
1. Быстродействие	0,25	5	3

Продолжение таблицы 4.14

2. Удобство в эксплуатации (соответствует требованиям потребителей)	0,15	5	5
3. Стоимость	0,15	4	5
4. Переналадка	0,10	5	4
5. Надежность	0,20	5	3
6. Материалоемкость	0,15	5	4
ИТОГО	1		

$$I_{p-исп1} = 5 * 0,25 + 5 * 0,15 + 4 * 0,15 + 5 * 0,1 + 5 * 0,2 + 5 * 0,15 = 4,85;$$

$$I_{p-исп2} = 3 * 0,25 + 5 * 0,15 + 5 * 0,15 + 4 * 0,1 + 3 * 0,2 + 4 * 0,15 = 3,82.$$

Интегральный показатель эффективности вариантов исполнения разработки ( $I_{испi}$ ) определяется на основании интегрального показателя ресурсоэффективности и интегрального финансового показателя по формуле:

$$I_{исп.1} = \frac{I_{p-исп1}}{I_{финр}}, \quad (4.9)$$

$$I_{исп.1} = \frac{4,85}{1} = 4,85,$$

$$I_{исп.1} = \frac{3,85}{0,989} = 3,89.$$

Сравнение интегрального показателя эффективности вариантов исполнения разработки позволит определить сравнительную эффективность проекта (см.табл.15) и выбрать наиболее целесообразный вариант из предложенных. Сравнительная эффективность проекта ( $\mathcal{E}_{ср}$ ):

$$\mathcal{E}_{ср} = \frac{I_{исп.1}}{I_{исп.2}} \quad (4.10)$$



Таблица 4.15 – Сравнительная эффективность разработки

№ п/п	Показатели	Исп.1	Исп.2
1	Интегральный финансовый показатель разработки	1	0,989
2	Интегральный показатель ресурсоэффективности разработки	4,85	3,85
3	Интегральный показатель эффективности	4,85	3,89
4	Сравнительная эффективность вариантов исполнения	Исп.1/ Исп.2=1,24	Исп.2/ Исп.1=0,80

## 5. СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ

Вибрация является наиболее распространенным вредным производственным фактором в промышленности. Она может оказывать отрицательное воздействие на работоспособность и здоровье человека, а так же приводить к развитию вибрационной болезни.

Вибрация - это сложные механические колебательные движения, передаваемые телу человека или отдельным его частям при непосредственном контакте.

Вибрация характеризуется: спектром частот (в Гц), виброскорость (м/с), виброускорение (м/с<sup>2</sup>). Существуют не только абсолютные значения этих параметров, но также и логарифмические уровни (дБ). Воздействие вибрации на организм человека. Тело человека рассматривается как сочетание масс с упругими элементами, имеющими собственные частоты, которые для плечевого пояса, бедер и головы относительно опорной поверхности (положение "стоя") составляют 4~6 Гц, головы относительно плеч (положение "сидя") - 25-30 Гц. Для большинства внутренних органов собственные частоты лежат в диапазоне 6 – 9 Гц.

Исходя из вышеизложенных проблем была выбрана тема диссертации «Моделирование нелинейного амортизатора виброзащитной системы».

Устройство, рассматриваемое в работе, называемое амортизатором с обратным клапаном позволит защитить прецизионное оборудование от негативных влияний, возникающих при работе других станком, поскольку такие вибрации могут нарушать технологический процесс и отрицательно сказываться на качестве выпускаемой продукции. Гидравлический амортизатор планируется установить под кузнечно-прессовое оборудование циклично-ударного действия.

Также данную технологию можно применять и для защиты людей. Повышение уровня колебаний на рабочем месте человека – оператора доминирует механический шум, обусловленный колебаниями деталей машин и

их взаимным перемещением. Его причина в силовых воздействиях неуравновешенных вращающихся масс, в ударах, возникающих в сочленениях деталей, и т. д. Все эти факторы оказывают неблагоприятные воздействия на человека и значительно снижают производительность его труда. Поэтому одним из условий, обеспечивающих комфортность на рабочем месте человека – оператора, является применение эффективных средств виброзащиты.

## 5.1 Профессиональная социальная безопасность

5.1.1 Анализ вредных и опасных факторов, которые могут возникнуть при эксплуатации амортизатора с обратным клапаном.

На человека в процессе его трудовой деятельности могут воздействовать опасные (вызывающие травмы) и вредные (вызывающие заболевания) производственные факторы. Опасные и вредные производственные факторы подразделяются на четыре группы: физические, химические, биологические и психофизиологические.

В рамках производства изделия, представленного в ВКР, предварительная оценка опасных и вредных факторов при проведении работ по ГОСТ 12.0.003-74 ССБТ показана в таблице 5.1 [10].

Таблица 5.1 – Опасные и вредные факторы при выполнении работ по оценке технического состояния амортизатора с обратным клапаном

Источник фактора	Факторы (по ГОСТ12.0.003-74)		Нормативные документы
	Вредные	Опасные	

## Продолжение таблицы 5.1

1) Обратный клапан при работе амортизатора	1.Повышенный уровней шума и вибрации на рабочем месте; 2.Недостаточная освещенность рабочей зоны; 3.Отклонение показателей микроклимата от нормы 4.Перенапряжение анализаторов.	1. Электрический ток.	1. Параметры уровня шума и вибрации устанавливаются: СН 2.2.4/2.1.8.562-96 [11]; ГОСТ 12.1.003-83 (ССБТ) [12]; ГОСТ 31319-2006 [13]. 2.Параметры освещенности устанавливаются: СанПиН 2.2.1/2.1.1.1278–03 [14]; СП 52.13330.2016 [15]. 3. Параметры микроклимата устанавливаются СП [16]. 4. Параметры электрического тока устанавливаются ГОСТ ИЕС 61140-2012 [16].
--	--	-----------------------	---

### 5.1.2 Анализ вредных факторов

#### 1) Повышенный уровней шума и вибрации на рабочем месте

Основным источников шума в лаборатории является вентиляторы блоков питания ЭВМ и система вентиляции. Работа системы вентиляции сопровождается шумом. Продолжительный шум оказывает негативное влияние на сердечно-сосудистую и нервную системы, слух, а так же приводит к снижению работоспособности и производительности труда. В лаборатории уровень шума колеблется от 35 до 40дБА. Согласно ГОСТ 12.1.003–83 при выполнении основной работы в лаборатории уровень звука на рабочем месте не должен превышать 80дБА. Лаборатория находится вдали от центральных улиц, автомобильных и железных дорог, аэропортов. Следовательно, можно считать, что кабинет соответствует выше указанным нормам.

Если уровень шума на работе превышает 70-80 дБ необходимо использовать индивидуальные средства защиты (затычки для ушей, специальные наушники). В обеденный перерыв обязательно нужно покидать рабочее место и отправляться в более тихое место, чтобы слух немного

отдохнул и адаптировался к нормальному уровню громкости. Не реже 1 раза в год (или в полгода, если уровень шума очень высокий) проверять слух у врача-оториноларинголога, следует уловить момент ухудшения и принять меры.

2) Вибрация — это механические колебания машин и механизмов, которые характеризуются такими параметрами, как частота, амплитуда, колебательная скорость, колебательное ускорение. Вибрацию порождают неуравновешенные силовые воздействия, возникающие при работе кузнечно-прессового оборудования.

При изучении действия вибрации на организм человека нужно учитывать, что колебательные процессы присущи живому организму прежде всего потому, что они в нем постоянно протекают. Внутренние органы можно рассматривать как колебательные системы с упругими связями. Их собственные частоты лежат в диапазоне 3–6 Гц. При воздействии на человека внешних колебаний таких частот происходит возникновение резонансных явлений во внутренних органах, способных вызвать травмы, разрыв артерий, летальный исход. Собственные частоты колебаний тела в положении лежа составляют 3–6 Гц, стоя — 5–12 Гц, грудной клетки — 5–8 Гц. Воздействие на человека вибраций таких частот угнетает центральную нервную систему, вызывая чувство тревоги и страха.

Воздействие вибрации, при циклично-ударного действии, на человека вызывает изменения как физиологического, так и функционального состояния организма человека. Изменения в функциональном состоянии организма проявляются в повышении утомляемости, увеличении времени двигательной и зрительной реакции, нарушении вестибулярных реакций и координации движений. Все это ведет к снижению производительности труда. Изменения в физиологическом состоянии организма — в развитии нервных заболеваний, нарушении функций сердечно-сосудистой системы, нарушении функций опорно-двигательного аппарата, поражении мышечных тканей и суставов, нарушении функций органов внутренней секреции. Все это приводит к возникновению вибрационной болезни.

В последнее время принято различать три формы вибрационной болезни: периферическую — возникающую от воздействия вибрации на руки (спазмы периферических сосудов, приступы побеления пальцев рук на холоде, ослабление подвижности и боль в руках в покое и ночное время, потеря чувствительности пальцев, гипертрофия мышц); церебральную — от преимущественного воздействия вибрации на весь организм человека (общемозговые сосудистые нарушения и поражение головного мозга); смешанную — при совместном воздействии общей и локальной вибрации.

Вредность вибрации усугубляется одновременным воздействием на работающих пониженной температуры воздуха рабочей зоны, повышенного уровня шума, охлаждения рук рабочего при работе с ручными машинами, запыленности воздуха, неудобной позы и др.

Гидравлический амортизатор можно использовать при защите от общей вибрации I, II, III (а) категории. Согласно ГОСТ 31319-2006 предельно допустимые величины нормируемых параметров вибрации мест при длительности вибрационного воздействия 480 мин. (8 ч) приведены в таблице 2:

Таблица 5.2 - Предельно допустимые значения вибрации

Показатель	Класс условия труда					
	Допустимый	Вредный				Опасный
		2	3.1	3.2	3.3	
Шум. Эквивалентный уровень звука, дБА	< ПДУ	5	15	25	35	> 35
Вибрация локальная. Эквивалентный скорректированный уровень виброскорости, дБ	< ПДУ	3	6	9	12	> 12
Вибрация общая. Эквивалентный скорректированный уровень виброскорости, дБ	< ПДУ	6	12	18	24	> 24

Продолжение таблицы 5.2

Инфразвук. Общий уровень звукового давления, дБ Лин	< ПДУ	5	10	15	20	> 20
Ультразвук воздушный. Уровни звукового давления в 1/3 октавных полосах частот, дБ	< ПДУ	10	20	30	40	> 40
Ультразвук контактный. Уровень виброскорости, дБ	< ПДУ	5	10	15	20	> 20

3) Недостаточное освещение на рабочем месте. Основными понятиями, характеризующими свет, являются световой поток, сила света, освещённость и яркость. Световым потоком называют поток лучистой энергии, оцениваемый глазом по световому ощущению.

Утомляемость органов зрения может быть связана как с недостаточной освещенностью, так и с чрезмерной освещенностью, а также с неправильным направлением света.

Нормальная освещённость достигается в дневное время за счёт естественного света, проникающего через оконные проёмы, в утренние и вечерние часы за счёт искусственного освещения лампами.

В качестве источников искусственного света будем использовать люминесцентные лампы, которые по сравнению с лампами накаливания имеют ряд существенных преимуществ: по спектральному составу они близки к дневному, естественному свету; обладают более высоким КПД (в 1,5-2 раза выше, чем КПД ламп накаливания); обладают повышенной светоотдачей (в 3-4 раза выше, чем у ламп накаливания); более длительный срок службы.

Освещенность рабочего стола должна быть не менее 300÷500 лк нормируется документом [6], что может достигаться установкой местного освещения. Местное освещение не должно создавать бликов на экране. Следует ограничивать отраженную блесккость на рабочих поверхностях (экран, стол, клавиатура) за счет правильного выбора и расположения светильников, яркость

бликов на экране не должна превышать 40 кд/м<sup>2</sup>. Светильники местного освещения должны иметь не просвечивающий отражатель.

### 3) Отклонение показателей микроклимата от нормы.

Микроклимат производственных помещений определяют следующие параметры:

- температура воздуха в помещении;
- относительная влажность воздуха;
- скорость движения воздуха.

Перечисленные параметры оказывают огромное влияние на функциональную деятельность человека, его самочувствие и здоровье и на надежность работы средств вычислительной техники.

Повышенные или пониженные значения этих параметров выступают как опасные или вредные факторы производства. Приведем требования к микроклимату в помещении для инженера таблица 3.

Таблица 5.3 – Оптимальные и допустимые показатели микроклимата в рабочей зоне производственного помещения

Период года	Температура, °С		Относительная влажность, %		Скорость движения, м/с	
	Оптимальная граница	Допустимая граница	Оптимальная граница	Допустимый максимум	Оптимальная	Допустимый максимум
Холодный	18-20	17-23	40-60	75	Не более 0.2	Не более 0.3
Теплый	21-23	18-27	40-60	55	Не более 0.3	0.2 – 0.4

Параметры микроклимата в помещении, где находится рабочее место, регулируются системой центрального отопления и приточно-вытяжной вентиляцией, и имеют следующие значения: влажность 50%, скорость движения воздуха 0,1 м/с, температура летом 20..25°С, зимой 20..22°С.



К мероприятиям по оздоровлению воздушной среды в производственном помещении относятся: правильная организация вентиляции и кондиционирования воздуха, отопление помещений. Вентиляция может осуществляться естественным и механическим путём. В помещении должны подаваться следующие объёмы наружного воздуха: при объёме помещения до  $20\text{ м}^3$  на человека – не менее  $30\text{ м}^3$  в час на человека; при объёме помещения более  $40\text{ м}^3$  на человека и отсутствии выделения вредных веществ допускается естественная вентиляция.

В лаборатории осуществляется искусственная и естественная вентиляция. Воздух поступает и удаляется через щели, окна, двери и с помощью кондиционера. Так как объём на одного человека  $28\text{ м}^3$ , что ниже норм (должно быть  $40\text{ м}^3$ ), то достаточный приток свежего воздуха обеспечивается с помощью кондиционера, установленного в помещении.

В зимнее время в помещении необходимо предусмотреть систему отопления. Она должна обеспечивать достаточное, постоянное и равномерное нагревание воздуха. В помещениях с повышенными требованиями к чистоте воздуха должно использоваться водяное отопление. В рассматриваемой аудитории используется водяное отопление со встроенными нагревательными элементами и стояками. Кроме того, воздух нагревается с помощью того же кондиционера.

4) Перенапряжение анализаторов. Центральная нервная система получает информацию от внешнего мира, внешней среды с помощью чувствительных аппаратов, воспринимающих сигналы. Эти аппараты академиком И.П. Павловым названы анализаторами.

Основная характеристика анализаторов – высокая чувствительность, хотя не всякий раздражитель, действующий на анализатор, вызывает ощущение. Чтобы ощущение проявилось, необходима определенная интенсивность раздражителя. Всякое воздействие, превышающее предел интенсивности, вызывает боль и нарушение деятельности анализаторов.

В центральную нервную систему в процессе труда поступает большой объем информации. Мозг ее «перерабатывает» и «сортирует» по степени важности. Самыми важными являются сигналы, имеющие значение для жизнедеятельности всего организма; затем воспринимаются сигналы, имеющие значение для отдельных систем и органов.

Задача правильного проектирования технологического процесса – не допустить перенапряжения анализаторов, которое может привести к стрессам.

5.1.3 Анализ выявленных опасных факторов при эксплуатации устройства.

1) Поражение электрическим током. Электрический ток, так как в лаборатории будет использоваться сеть с напряжением 380/220 В [17]. По степени поражения людей электрическим током помещение лаборатории относится к особо опасным, так как имеет место:

- а) наличие токопроводящего пола (железобетонный пол),
- б) возможность одновременного прикосновения человека к имеющим соединение с землей металлоконструкциями зданий, механизмами с одной стороны, и металлическим корпусом электрооборудования – с другой.

Незащищенные подвижные элементы металлообрабатывающих станков: вращение заготовки, движение различных элементов станков.

Основными мероприятиями по обеспечению электробезопасности являются:

- изолирование (ограждение) токоведущих частей, исключающее возможность случайного прикосновения к ним;
- установки защитного заземления;
- защитное отключение;
- зануление;
- наличие общего рубильника;

- своевременный осмотр технического оборудования, изоляции.

#### 5.1.4 Обоснование мероприятий по защите исследователя от действия опасных и вредных факторов

Анализ опасных факторов производится с указанием средств защиты индивидуальной и коллективной. Производственные условия на участке характеризуются наличием следующих опасных факторов ГОСТ 12.0.003-74 ССБТ.

Для уменьшения воздействий опасных факторов рекомендуется использовать следующие меры:

1) Использование средств индивидуальной защиты: очки, спец. одежда, головные уборы, специальная обувь.

2) Применение профилактических испытаний станка и его узлов: на механическую прочность, на электрическую проводимость, на надёжность срабатывания предохранительных устройств-блокировок.

3) Использование и применение специальных средств обеспечения безопасности: защитное контурное заземление  $R_3 \leq 4$  Ом. средства дробления сливной стружки в процессе резания, искусственное освещение станков, ограничители шума УЗД=97дБА, ПДУ=80дБА и вибрации  $f=18$ Гц, ПДУ=92дБ, манипуляторы с программным управлением.

4) Ограждение опасных зон: движущихся частей станков и механизмов, режущих инструментов, обрабатываемого материала, токоведущих частей электрооборудования, зоны выделения стружки. Также, средство защиты – механизм, не позволяющий работать станку с открытой дверью.

5) Применение предохранительных устройств: от перегрузки станка, от перехода движущихся узлов за установленные пределы, от внезапного падения или повышения напряжения электрического тока.

6) Использование системы дистанционного управления: управление станком осуществляется с помощью стойки ЧПУ, которая включает в себя

клавиатуру для ввода команд и дисплей. Стойка ЧПУ расположена вне опасной зоны станка.

7) Использование сигнализации безопасности: цветовой и знаковой.

8) Отключающие устройства станка, в том числе аварийные, окрашены в красный сигнальный цвет согласно. При нарушении технологического процесса на станке предусмотрены сигнальные лампы, окрашенные в красный цвет. Открытые и не полностью закрытые движущиеся части оборудования окрашены в желтый цвет. На шкафах с электрооборудованием станка нанесен знак «Осторожно! Электрическое напряжение».

9) Применение расстояния и габаритных размеров безопасности: габаритные размеры рабочих мест, безопасные расстояния между станками и элементами производственного помещения, габаритные размеры, габаритные размеры подвеса электрических проводов.

10) Для снижения вероятности возникновения пожара проводится необходимый инструктаж, соблюдаются правила при работе с электрооборудованием, на рабочих местах запрещено курить и пользоваться источниками открытого огня. В качестве мер противопожарной защиты на участке и в цехе предусмотрены средства пожаротушения. Для тушения пожаров водой используются внутренние и внешние водопроводы, а в качестве первичных средств пожаротушения пенные огнетушители ОХВП-10, углекислотные огнетушители ОУ-2, ОУ-5, и ОУ-8 1-у штуку на 700м<sup>2</sup> площади, ящики с песком 1-ин на 500м<sup>2</sup> площади.

Весь персонал обязан знать и строго соблюдать правила техники безопасности. Обучение персонала технике безопасности и производственной санитарии состоит из вводного инструктажа и инструктажа на рабочем месте ответственным лицом.

## 5.2 Экологическая безопасность

### 5.2.1 Анализ влияния амортизатора с обратным клапаном на окружающую среду

К основным видам воздействия амортизатора с обратным клапаном на окружающую среду следует отнести:

– загрязнение окружающей среды во всех трех средах обитания (атмосфере, гидросфере и литосфере).

Защита воздушного бассейна. Источники загрязнения отсутствуют. Атмосфера не загрязняется.

Защита гидросферы. Источников загрязнения не имеется так как, в гидроамортизаторе с обратным клапаном используется масло-водяная эмульсия (смесь воды и масла).

Защита литосферы. Твердые отходы, опасные для литосферы отсутствуют.

### 5.2.2 Анализ «жизненного цикла» объекта исследования

Воздействие амортизатора с обратным клапаном на окружающую среду происходит на протяжении всего жизненного цикла продукции. Жизненный цикл продукции определяется процессами изготовления, эксплуатации и утилизации.

Гидроамортизатор состоит из корпуса, шланга, уплотнения, амортизирующая жидкость, дросселя, гидроаккумулятора. Гидроамортизатор состоит из корпус – сталь; шланг – резина; уплотнение – каучук; амортизирующая жидкость (эмульсия); дроссель – сталь, латунь; гидроаккумулятор – нержавеющей сталь. В процессе эксплуатации они не оказывают негативного воздействия на окружающую среду.

После завершения эксплуатации утилизируем данные комплектующие. Резина, сталь отправляются на переработку на специализированные заводы, где и производится утилизация.

В процессе изготовления гидроамортизатора образуются отходы в виде металлических опилок и резины.

### 5.2.3 Обоснование мероприятий по защите окружающей среды

Для защиты окружающей среды от вредного воздействия выбросов промышленных предприятий можно применять следующие меры:

- полный переход к безотходным и малоотходным технологиям и производствам;
- совершенствование технологических процессов и разработка нового оборудования с меньшим уровнем выбросов примесей и отходов в окружающую среду;
- экологическая экспертиза всех видов производств и промышленной продукции;
- замена токсичных отходов на нетоксичные;
- замена не утилизируемых отходов на утилизируемые;
- последствия промышленного загрязнения окружающей среды.

## 5.3 Безопасность в чрезвычайных ситуациях

5.3.1 Анализ вероятных ЧС, которые может инициировать объект исследования.

При эксплуатации устройства, возможен возникновение пожара. Возгорание устройства невозможно, так как оно исключает возможность

инициирования ЧС. Возгорание возможно при нарушении норм и правил пожарной безопасности в лаборатории.

5.3.2 Анализ вероятных ЧС, которые могут при проведении исследований.

При нарушении норм и правил пожарной безопасности в лаборатории, неисправности электрооборудования, электропроводки может возникнуть пожар. Основная причина возникновения пожара: короткое замыкание электропроводки в электропроводке вследствие неисправности самой проводки или электро-соединений и электрораспределительных щитов; возгорание устройств вычислительной аппаратуры вследствие нарушения изоляции или неисправности самой аппаратуры; возгорание мебели или пола по причине нарушения правил пожарной безопасности, а также неправильного использования дополнительных бытовых электроприборов и электроустановок. Пожаром является неконтролируемое горение очага, наносящее материальный ущерб, а также вызывающее несчастные случаи и причинение вреда здоровью человека.

5.3.3 Обоснование мероприятий по предотвращению ЧС и разработка порядка действия в случае возникновения ЧС

Для исключения возможности возникновения пожара в рабочем помещении, необходимо систематически проверять целостность изоляционных покрытий электрических проводов, осуществлять курение только в специально отведенных местах.

Согласно № 123-ФЗ «Технический регламент о требованиях пожарной безопасности» лаборатория корпуса № 16 имеет класс функциональной пожарной опасности Ф5.1.

В соответствии с ГОСТ Р 22.0.01-94 тушение пожаров предусматривает использование средств и снаряжения пожаротушения. Для пожаротушения в лаборатории корпуса № 16 может быть использован углекислотный огнетушитель [18].

Требования по обеспечению пожарной безопасности регламентируются ГОСТ Р 22.0.01-94. Помещение постоянно должно содержаться в чистоте и систематически очищаться от отходов производства. В зависимости от категории установлены соответствующие нормативы по огнестойкости строительных конструкций, планировке зданий, этажности, оснащенности устройствами противопожарной защиты и др. Особые требования предъявляются к устройству и размещению кабельных коммуникаций.

Вынужденная эвакуация при пожаре протекает в условиях нарастающего действия опасных факторов пожара. Поэтому безопасность людей находится в прямой зависимости от времени пребывания их в здании при пожаре. Кратковременность процесса вынужденной эвакуации достигается устройством эвакуационных путей и выходов, число и размеры конструктивно-планировочные решения, которых регламентированы. Успех ликвидации пожара на производстве зависит, прежде всего, от быстроты оповещения о его начале. Для этого используется система пожарной сигнализации.

#### 5.4 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности

5.4.1 Специальные (характерные для проектируемой рабочей зоны) правовые нормы трудового законодательства

Создается служба охраны труда или вводится должность специалиста по охране труда, имеющего соответствующую подготовку или опыт работы в этой области, в целях обеспечения соблюдения требований охраны труда, осуществления контроля их выполнения в каждой организации,



осуществляющей производственную деятельность, с численностью более 100 работников.

В соответствии с трудовым законодательством организация обеспечения безопасности труда в подразделениях возложена на их руководителей. Они проводят инструктаж по охране труда на рабочих местах. Общую ответственность за организацию работ по охране труда несет руководитель лаборатории..

Комитет (комиссия) по охране труда организует совместные действия работодателя и работников по обеспечению требований охраны труда, предупреждению производственного травматизма и профессиональных заболеваний. Также организует проведение проверок условий и охраны труда на рабочих местах и информирование работников о результатах указанных проверок, сбор предложений к разделу коллективного договора (соглашения) об охране труда.

Руководствуясь трудовым законодательством, режим труда и отдыха предусматривают с учетом специфики труда всех работающих, в первую очередь обеспечивают оптимальные режимы работающих, с повышением физическими и нервно-эмоциональными нагрузками, в условиях монотонности и с воздействием опасных и вредных производственных факторов. Нормальная продолжительность рабочего времени сотрудников не может превышать 40 часов в неделю. Основным режимом работы является пятидневная рабочая неделя с двумя выходными днями. При пятидневной рабочей неделе продолжительность ежедневной работы определяется правилами внутреннего трудового распорядка или графиками сменности, составляемыми с соблюдением установленной продолжительности рабочего рабочей недели и утверждаемыми администрацией по согласованию с профсоюзным комитетом. В течение рабочего дня (смены) работнику должен быть предоставлен перерыв для отдыха и питания продолжительностью не более двух часов и не менее 30 минут, который в рабочее время не включается.

На работах с вредными условиями труда работникам бесплатно выдаются прошедшие обязательную сертификацию или декларирование соответствия специальная одежда, специальная обувь и другие средства индивидуальной защиты. При работе в лаборатории в качестве СИЗ используется халат.

Санитарно-бытовое обслуживание и медицинское обеспечение работников в соответствии с требованиями охраны труда возлагается на работодателя. В этих целях работодателем по установленным нормам оборудуются санитарно-бытовые помещения, помещения для приема пищи, помещения для оказания медицинской помощи, комнаты для отдыха в рабочее время и психологической разгрузки; организуются посты для оказания первой помощи, укомплектованные аптечками для оказания первой помощи.

#### 5.4.2 Организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны

Рабочее место по отношению к световым проемам должно располагаться таким образом, чтобы естественный свет падал преимущественно слева. Оконные проемы должны быть оборудованы регулируемыми устройствами, например, жалюзи.

Конструкция рабочего стола должна обеспечивать оптимальное размещение на рабочей поверхности оборудования. Конструкция рабочего стула должна обеспечивать поддержание рациональной рабочей позы при работе, позволять изменять позу с целью снижения статического напряжения мышц шейно-плечевой области и спины для предупреждения развития утомления. Рабочий стул должен быть подъемно-поворотным, регулируемым по высоте и углам наклона сиденья и спинки, а также расстоянию спинки от переднего края сиденья. При этом регулировка каждого параметра должна быть независимой, легко осуществляемой и иметь надежную фиксацию. Поверхности сиденья, спинки и других элементов стула должны быть

полумягкими, с нескользящим, слабо электризующимся и воздухопроницаемым покрытием, обеспечивающим легкую очистку от загрязнений.

## Заключение

В ходе выполнения магистерской диссертации был проведен информационно аналитический обзор устройств для гашения вибраций с использованием гидравлических систем. Были отмечены их достоинства и недостатки, на основании которых в основу исследуемого устройства был взят амортизатор, выполненный в виде рукавов высокого давления. Составлена и описана принципиальная схема, математическая модель, расчетная схема данного амортизатора. В работе приведены графики исследования математической модели. Проанализировав графики зависимости изменения скорости и перемещения (выражающие вибрацию) от создаваемого импульса, сделан вывод что, меняя параметр вязкого трения на дросселе можно регулировать время восстановления системы к моменту возникновения следующего импульса.

В разделе «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение» проведен подробный расчет себестоимости разрабатываемого устройства, состоящей из затрат на проектирование, разработку и изготовление экземпляра устройства. Кроме того, рассмотрена конкурентоспособность разработки на российском рынке.

В разделе «Социальная ответственность» рассмотрены положения действующего законодательства по охране труда. Выполнен анализ опасных и вредных производственных факторов, проанализирована социальная ответственность, выбран тип работ, оптимальные показатели микроклимата, освещенности, шума и вибрации на рабочем месте исполнителя ВКР, выполнен расчёт освещения в лаборатории. Также были предложены мероприятия по улучшению условий труда и меры пожарной безопасности на рабочем месте и требования по СанПин к рабочему месту.

## Список публикаций

1) Моделирование нелинейного амортизатора виброзащитной системы/  
К. К. Кенесова, А.М. Кормилицын; науч. рук. П. Я. Крауиньш // Ресурсоэффективные системы в управлении и контроле: взгляд в будущее: VI Международная конференция школьников, студентов, аспирантов, молодых ученых, г. Томск. 9 – 14 октября 2017 г.

2) Виброзащита прессово-штамповочного оборудования / А.М. Кормилицын, К. К. Кенесова; науч. рук. П. Я. Крауиньш // Ресурсоэффективные системы в управлении и контроле: взгляд в будущее: VI Международная конференция школьников, студентов, аспирантов, молодых ученых, г. Томск. 9 – 14 октября 2017 г.

## Список используемых источников

1. Ильинский, В. С. Защита аппаратов от динамических воздействий/ В. С. Ильинский . — М. : Энергия, 1970. — 320 с. : ил. — Библиогр.: с. 317 – 318.
2. Чупраков Ю.И. Гидравлические системы защиты человека-оператора от общей вибрации. – М.: Машиностроитель, 1987. – 224 с.: ил.
3. Кузнечно – штамповочное оборудование / Живов Л.И., Овчинников А.Г.: – под ред. Л.И. Живова М.: МГИУ, 2006. – 380 с.
4. Климов И. В., Кошелев В. П., Носов В. С. Виброизоляция штамповочных молотов. М.: Машиностроение, 1979. 133 с.
5. Кузнечно-штамповочное оборудование: Учебник для машиностроительных вузов / Банкетов А. Н., Ю. А. Бочаров, Н. С. Добринский, Е. Н. Ланской, В. Ф. Прейс, И. Д. Трофимов. – Издательство «Машиностроение», 1982. – 365 с.
6. Элементы и устройства струйной техники / А. В. Богачева, А.Н. Добрынин, В. Г. Завьялов, К.Н. Петров, А. И. Скобелев, Е.Б. Тарасова, Л. И. Толокнова.; под ред. Ф. А. Короткова, – М.: Энергия, 1972. – 125 с.
7. Гидравлика и гидропневмопривод: Учебник. Ч. 2. Гидравлические машины и гидропневмопривод / Лепешкин А.В., Михайлин А.А., Шейпак А.А.; под ред. А. А. Шейпак – М.: МГИУ, 2003. – 352 с.
8. Машиностроение. Энциклопедия в сорока томах (37 томов): Том IV-2. Книга 2. Электропривод. Гидро – и виброприводы. Гидро – и виброприводы / Коллектив.; – Машиностроение, 1994 – 650 с.
9. Барекян А.Ш. Основы гидравлики и гидропневмоприводов: Учебное пособие. – 1-е изд. Тверь: 2006. – 84с.
- 10.ГОСТ 12.0.003-74. ССБТ. Опасные и вредные производственные факторы. Классификация.

11. СН 2.2.4/2.1.8.562-96. Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки // Библиотека ГОСТов и нормативов. 2016.
12. ГОСТ 12.1.003-83 (ССБТ). Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Шум. Общие требования безопасности.
13. ГОСТ 31319-2006. Вибрация. Измерение общей вибрации и оценка ее воздействия на человека. Требования к проведению измерений на рабочих местах.
14. СанПиН 2.2.1/2.1.1.1278–03. Гигиенические требования к естественному, искусственному и совмещённому освещению жилых и общественных зданий.
15. СП 52.13330.2016. Естественное и искусственное освещение.
16. Санитарные правила по гигиене труда водителей автомобилей: N 4616-88, 5 мая 1988 г.
17. Гигиенические требования к ВДТ, ПЭВМ и организации работы. Санитарные правила и нормы 2.2.2.542 – 96. – М., 1996
18. ГОСТ Р 22.0.01-94. Безопасность в ЧС. Основные положения.

## Приложение А

Раздел

Английская часть

Студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
8НМ61	Кенесова Сания Серикжановна		

Руководитель ВКР

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Профессор	Крауиньш П.Я.	д.т.н.		

Консультант – лингвист отделения иностранных языков

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Степура С. Н.	к.ф.н.		



## 1. INFORMATION AND ANALYTICAL REVIEW

### 1.1 Hydraulic systems overview and its vibration protection

Nowadays passive vibration protection methods are widely used. These methods are the simplest and most widely used systems. They are based on vibration perturbations compensation with damping devices, springs and rubber dampers. Systems with secondary power are not used in above mentioned devices.

Figure 1.1 shows passive systems device. In this system a rubber damper is used instead of cushioning device. Suppression of vibration perturbations in this system is being implemented by the principle of reducing of vibrational energy in a rubber damper.

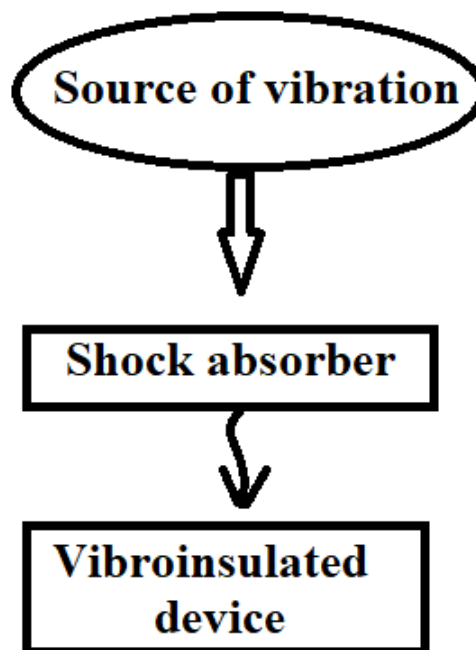


Figure 1.1 - Scheme of passive vibration protection system

Figure 1.2 demonstrates a schematic diagram of the simplest vibration protection system.

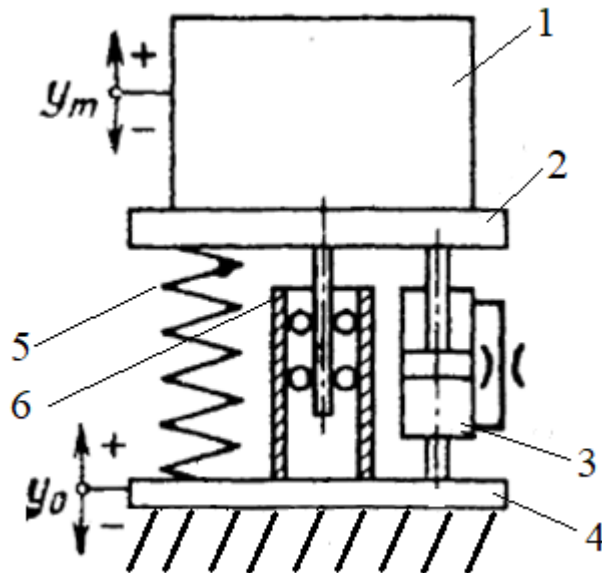


Figure 1.2 – Schematic diagram of the simplest vibration protection system

The vibration protection object 1 fixed on the framework 2 is placed on the basis 4 by using directing mechanism 5 providing only a vertical framework movement 2 relative to the foundation 4. Neutral position of a framework 2 concerning the basis 4 is provided by elastic element 6 (in this framework springs). Damping of free fluctuations of subject to vibration protection 1 and framework 2 is carried out by means of a hydraulic damper 3 which in the simplest framework. It represents a hydraulic cylinder and working cavities which are connected by hydroline and hydrothrottle with each other.

The reviewed example of simple passive vibration protection in its parameters corresponds to the rare and best samples. In practice such systems possess by a resonance frequency within 1,1 - 1,2 Hz. These frequencies are dangerous for a human body. Passive vibroprotective systems are ineffective to the frequencies of 3 - 5 Hz as they do not entirely solve the difficult requirements imposed to vibroprotective devices.

It is important to note disadvantages of passive systems:

- low efficiency of compensation of vibroperturbations low frequencies;
- there is no opportunity to implement algorithms compensating vibration;

- huge dimensions.

## 1.2 Equipment class overview

Main machines of cycling and shock action are the forge pressure equipment such as hammers and different function presses. There are three types of hammers: large, average and small. The kinetic energy in larger hammers is 4000 kJ, in average 300 kJ and in small from 50 to 100 kJ. In this paper we focus on average hammers with blow energy 300 – 500 kJ. Advantage of these small-size hammers in their design and small weight. This small-size hammer is better in comparison with larger hammers.

Figure 1.3 depicts the forge pneumatic hammer



Figure 1.3 – Forge pneumatic hammer

Further we can see table 1.1 – Hammers principal specifications

Table 1.1 – Hammers technical specification

GH Series	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	3200	4000
Blow energy [kJ]	63	80	100	125	160	200	250	320	400
Max. course of the lower head [mm]	100	105	125	125	135	140	140	145	150
Max. course of an upper head [mm]	430	440	495	500	535	540	550	565	575
Depth of a head [mm]	750	900	1000	1100	1200	1250	1400	1600	1800
Max. height of a stamp without tail [mm]	450	500	550	620	700	760	820	880	960
Min. height of a stamp without tail [mm]	300	320	340	370	400	440	490	570	620
Distance in light between directing mechanisms [mm]	660	710	770	830	900	970	1040	1130	1220
Hammer width [mm]	2440	2800	3000	3200	3420	3800	4200	4500	4900
Hammer depth [mm]	1400	1520	1650	1800	1900	2100	2400	2600	2900
Total mass [tons]	46	57	73	89	112	142	178	240	320
Height over F floor in standard execution [mm]	5100	5700	6000	6200	6400	6900	7500	7800	8400
Engine power	2*45	2*55	2*75	2*90	2*110	2*145	2*160	2*200	4*145

Design simplicity, ease in service, reliability of work are the main features of hammers. A distinctive disadvantage is blow work nature. Blows cause foundation vibration, neighboring equipment ground acting and building, which adversely affects to the workers health.

The vibrations created by hammers represent unsteady fluctuations pulse. The spectral characteristic of vibrations settles down in the area at frequency from 8 to 50 Hz. The maximal values of vibromovement are 1,5 mm and vibrospeed is 100 mm per second respectively. The maximal movements in low-frequency area (8-20 Hz) get up to 1,2 mm and in high-pitched (25-50 Hz) up to 0,5 mm.

The larger the hammers the more listed disadvantages. Therefore nowadays hammers with a larger weight of an incident part for the free forging and stamping are not produced.

### 1.3 Cushioning device for inventories

Cushioning devices for inventories are called foundations. The foundations are made in the form of large reinforced concrete blocks. The sizes of the foundation depend on hammer blow energy and soil carrying capacity. Despite the larger sizes of the vibration foundations arising during blow it is not possible to avoid soil foundation settlements and installation distortions.

The pig-iron foundations share on:

- rigid. Figure 1.4 demonstrates scheme of the rigid foundation for a pneumatic forging hammer.
- pneumatic forging hammer is established on the rigid foundation. During a load cycle of blow it leads to elastic deformation of cushion pad as well as soil under the foundation. However, during an unloading cycle potential energy of elastic deformation (cushion pad and soils) turned into kinetic. Thus, there are vibrations of foundation that create elastic waves. Extending in soil, they cause his uneven consolidation and vibrations of the next equipment.

Rigid foundations are easy to manufacture and cost 2 to 3 times less than vibration-proof one.

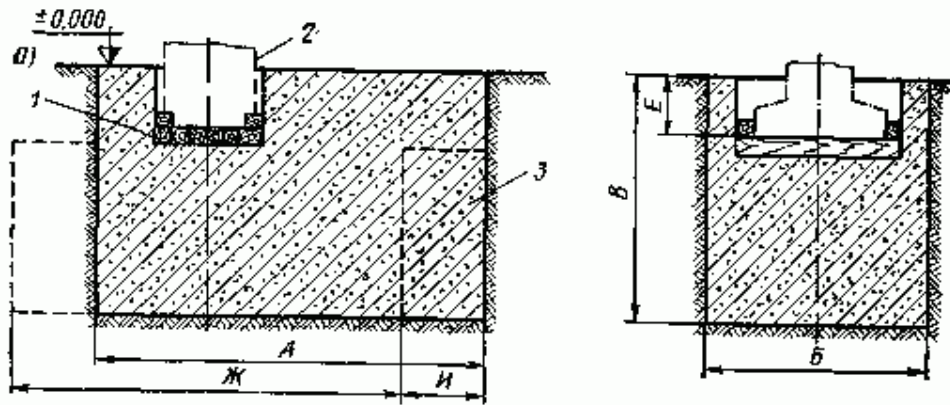


Figure 1.4 – Rigid foundation

- 1 – cushion pad, 2 – chabotte, 3 – concrete, 4 – reinforced concrete,  
 5 – foundation block, 6 – subfundament box, 7 – vibration isolators

Vibroisolated. Figure 1.5 shows scheme of the vibroisolated foundations under a pneumatic forging hammer. In the specified designs the massive reinforced concrete block or the chabotte are isolated that considerably reduces vibrations.

This foundation should be applied only under adverse soil conditions, in the presence of close established hammers of shops with the exact equipment and sensitive devices, etc.

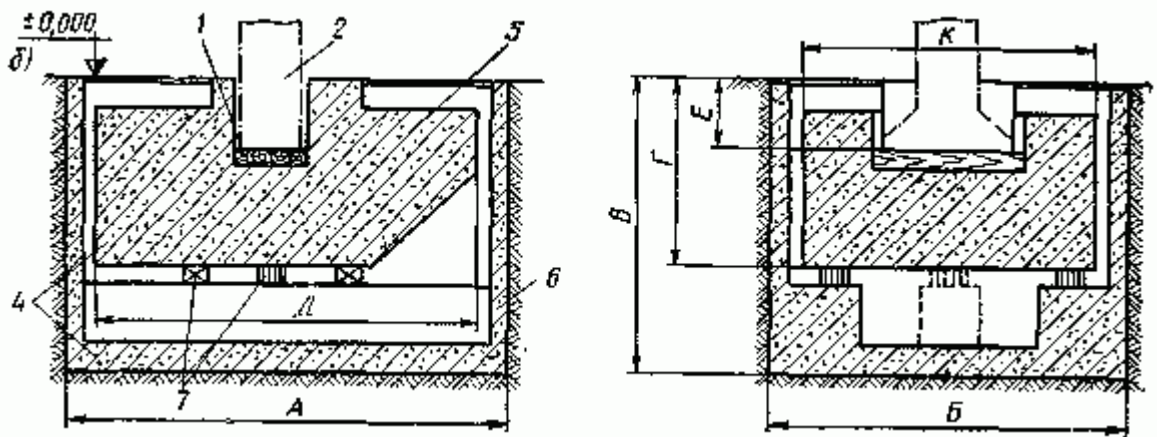


Figure 1.5 – Vibroisolated foundations

1 - cushion pad, 2 - chabotte, 3 - concrete, 4 - reinforced concrete,  
5-foundation block, 6-subfundament box, 7-vibration isolators

### **Chabotte vibration isolating foundation**

Figure 1.6 depicts the vibroisolated foundation with an inertial block.

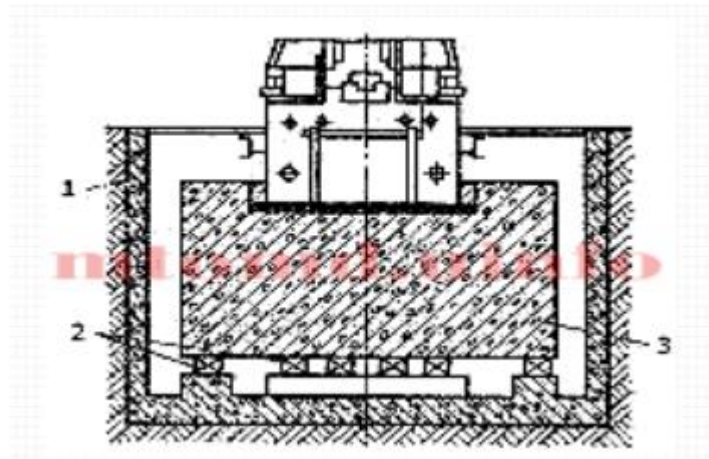


Figure 1.6 – The vibroisolated foundation with an inertial block:

1 – reinforced concrete box; 2 – vibration dampers; 3 – bearings.

The foundations with an isolation of the inertial block are expensive on execution and difficult in use, work of system of vibration insulation is broken with penetration of ground waters.

### **Sub-chabotte vibration insulation**

Figure 1.7 shows a vibration-insulated foundation.

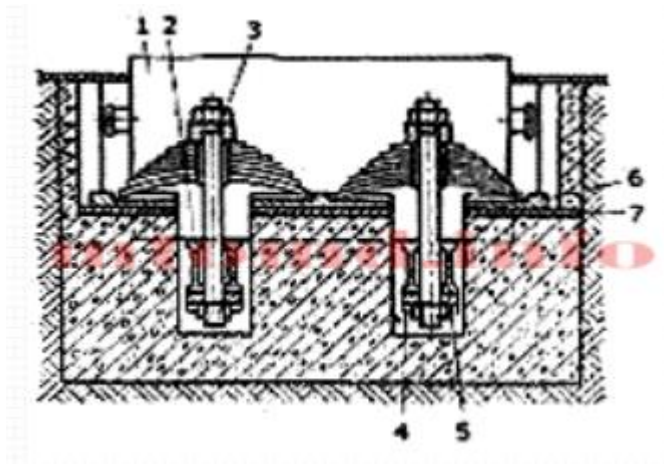


Figure 1.7 – Vibroisolated foundation: 1 – chabotte; 2 – beam; 3 – rod;  
4 – screw-nut; 5 – joist; 6 – bearing plate; 7 – cushion.

In spite of fact that the vibroisolated foundation successfully are operated this installation has a number of disadvantages such as:

- chabotte turns at blow concerning racks that leads to dropping a forging from the lower stamp;
- decrease of blow efficiency;
- lack of wooden shock-absorbing cushions - the small term of their service 3-5 years. Instead of wooden pillows it is possible to use cushion 10-80 mm thick from the rubberized fabric. The allowable pressure upon the rubberized fabric is 3 times more than pressure upon an oak cushion. According to analysis it was found out that there are several examples of shock-absorbers:

- Antivibration mounts

Figure 1.8 demonstrates structures of spring and rubber vibration isolators



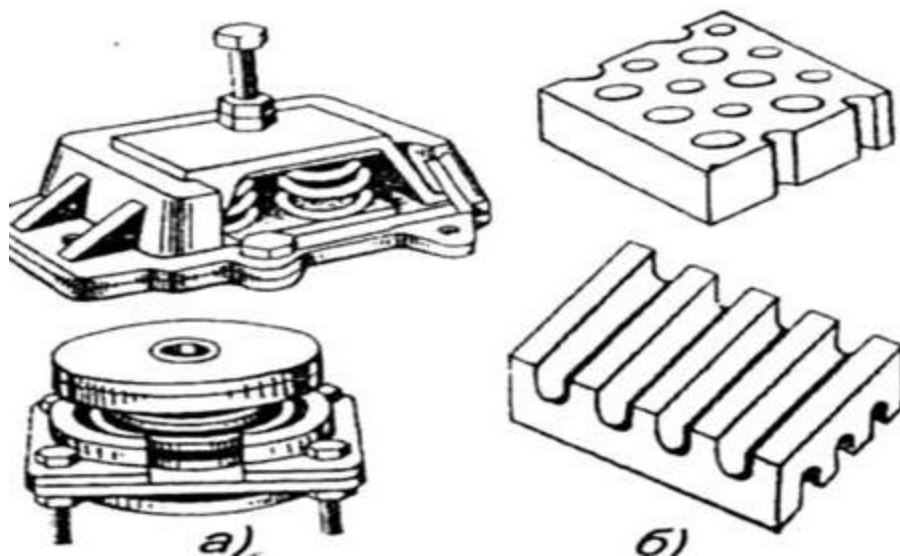


Figure 1.8– Antivibration mounts:

a – spring isolators; б – rubber vibration isolators

Anti-vibration mounts represent a simple design. They give an opportunity to install the equipment without building the foundation under everyone at the same time. Due to this condition money is saved, although construction of foundation costs quite expensive. The disadvantage is narrow range of loads. Therefore, for loading from 500 to 45000 N. It is necessary to use a whole complex of vibro- mounts.

Pneumatic vibration isolators similar to air cushions

Figure 1.9 shows a diagram of the pneumatic vibration isolator.

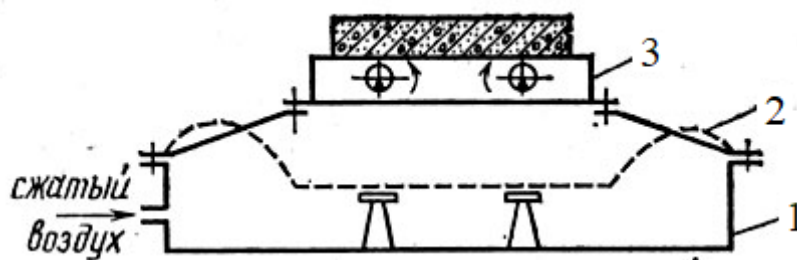


Figure 1.9 – Scheme of pneumatic vibration isolators:

1 – air cushion chamber; 2 – flexible rubber-cord shell;

3 – vibrating platform

Pneumatic vibration isolator operates in two options:

«mounting» between machine and foundation;

«suspended» differs from the first framework, which works on compression and stretching.

Figure 1.10 shows options of vibration isolation for hammers. In all cases, foundation is buried in the ground therefore the enclosing box is provided. Foundation block and vibration isolators are located inside of the box.

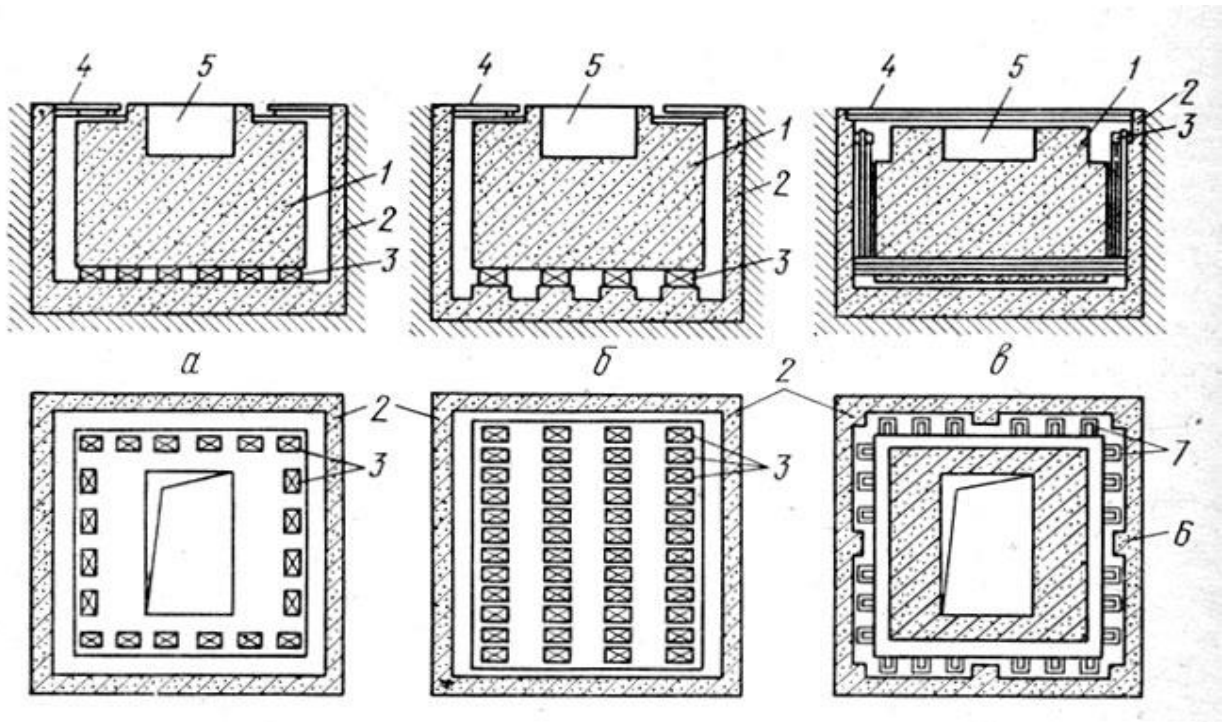


Figure 1.10 – schematics of hammers' vibration isolation: a, б – mounting option; в – suspended option; 1 – foundation block; 2 – sub-fundament box; 3 – vibration isolators; 4 – layer; 5 – sub-chabotte extraction; 6 – attached piers; 7 – suspension rods

In the model, **a**, **б** corresponds to the mounting option. Foundation is installed on vibration isolators with in-line arrangement. The model **в** corresponds to the suspended option. In this option foundation block is supported by a box and suspension rods and their ends are supported by vibration isolators.

Disadvantage of these settings is the lack of guides. Installations can fluctuate as well as center load is not formed.

Let us consider main structural elements that are part of the shock absorber. In modern hydraulic structures high-pressure hoses are used. They have a high coefficient of flexibility. The main function of such device is to supply working fluids (emulsions or oils).

## 1.4 High-pressure hoses overview

A high-pressure hose (abbreviated as HPH) or it is often called as a high-pressure hose. The high-pressure hose constructively consists of a special sealing inner rubber layer, metal or textile framework and protective outer layer.

Modern manufacturers produce all kinds of hoses, with different diameters, resistance to the working environment and temperature influences, working pressure of which is directly related to their design.

Today in technology we can find hoses HPH:

- with one metal sheath (1SC - EN 857, 1SN - EN 853);
- with two metal sheathes (2SC - EN 857, 2SN -- EN 853);
- with four metal sheathes (4SP - EN 856, 4SH - EN 856), heat resistant hoses (1ST, 2ST – EN853);
- Spiral hoses, hoses for the mining industry, ultra-high pressure hoses (EN 856R13, SAE100R15);
- high, medium and low pressure, sleeves with textile sheaths (1TE 2TE 3TE - EN 854 );
- soaking-up, pressure head soaking-up hoses (SAE100R4);
- thermoplastic industrial hoses (SAE100R7 - EN 855, SAE100R8 - EN 855);

In more detail, we will analyze the main technical characteristics of hoses for high, medium and low pressure

(1TE 2TE 3TE - EN 854 ).

1) 3 TE EN 854



Table 1.2 - Hose properties

Thermal resistance	-40°C + 100°C (briefly before 125°C)
External coating	synthetic rubber resistant to wear, ozone and weather conditions
Strengthening	two high-strength fabric sheath
Internal flow path	from oil-resistant synthetic rubber
Intended for liquids	mineral-based oils, biomass, rapeseed oils, polyglycol-based oils, water and water-oil emulsions

Table 1.3 – Technical specifications

Sizes			Inner diameter	Sheath Diameter	External diameter	Operating pressure	Breaking pressure	Bending radius min	Weight
Size	DN	Inch	mm	mm	mm	bar	bar	mm	Kg/m
03	05	3/16"	4,8	-	11,8	80	320	25	0,114
04	06	1/4"	6,4	-	13,4	75	300	40	0,144
05	08	5/16"	7,9	-	14,9	68	272	50	0,165
06	10	3/8"	9,5	-	16,5	63	252	60	0,185
08	12	1/2"	12,7	-	19,7	58	232	70	0,237
10	16	5/8"	15,9	-	23,9	50	200	90	0,322
12	20	3/4"	19,0	-	27,0	45	180	110	0,382
16	25	1"	25,4	-	34,4	40	160	150	0,557
<b>20</b>	<b>32</b>	<b>1.1/4"</b>	<b>31,8</b>	-	<b>41,3</b>	<b>35</b>	<b>140</b>	<b>160</b>	<b>0,645</b>
<b>24</b>	<b>38</b>	<b>1.1/2"</b>	<b>38,1</b>	-	<b>48,5</b>	<b>28</b>	<b>112</b>	<b>210</b>	<b>0,927</b>
32	50	2"	50,8	-	62,3	33	132	300	1,219

## 2) 1 TE EN 854



Table 1.4 – Hose properties

Thermal resistance	-40°C + 100°C (briefly before 125°C)
External coating	synthetic rubber resistant to wear, ozone and weather conditions
Strengthening	two high-strength fabric sheath
Internal flow path	from oil-resistant synthetic rubber
Intended for liquids	mineral-based oils, biomass, rapeseed oils, polyglycol-based oils, water and water-oil emulsions

Table 1.5 – Technical specifications

Sizes			Inner diameter	Sheath Diameter	External diameter	Operating pressure	Breaking pressure	Bending radius min	Weight
Size	DN	Inch	mm	mm	mm	bar	bar	mm	Kg/m
03	05	3/16"	4,8	-	11,8	80	320	25	0,114
04	06	1/4"	6,4	-	13,4	75	300	40	0,144
05	08	5/16"	7,9	-	14,9	68	272	50	0,165
06	10	3/8"	9,5	-	16,5	63	252	60	0,185
08	12	1/2"	12,7	-	19,7	58	232	70	0,237
10	16	5/8"	15,9	-	23,9	50	200	90	0,322
12	20	3/4"	19,0	-	27,0	45	180	110	0,382
16	25	1"	25,4	-	34,4	40	160	150	0,557
<b>20</b>	<b>32</b>	<b>1.1/4"</b>	<b>31,8</b>	-	<b>41,3</b>	<b>35</b>	<b>140</b>	<b>160</b>	<b>0,645</b>
<b>24</b>	<b>38</b>	<b>1.1/2"</b>	<b>38,1</b>	-	<b>48,5</b>	<b>28</b>	<b>112</b>	<b>210</b>	<b>0,927</b>

## 3) 1 TE EN 854

Table 1.4 – Hose properties



Table 1.6 – Hose properties

Thermal resistance	-40°C + 100°C (briefly before 125°C)
External coating	synthetic rubber resistant to wear, ozone and weather conditions
Strengthening	two high-strength fabric sheath
Internal flow path	from oil-resistant synthetic rubber
Intended for liquids	mineral-based oils, biomass, rapeseed oils, polyglycol-based oils, water and water-oil emulsions

Table 1.7 – Technical specifications

Sizes			Inner diameter	Sheath Diameter	External diameter	Operating pressure	Breaking pressure	Bending radius min	Weight
Size	DN	Inch	mm	mm	mm	bar	bar	mm	Kg/m
03	05	3/16"	4,8	-	10,8	25	100	35	0,090
04	06	1/4"	6,4	-	12,4	25	100	45	0,106
05	08	5/16"	7,9	-	13,9	20	80	65	0,121
06	10	3/8"	9,5	-	15,5	20	80	75	0,154
08	12	1/2"	12,7	-	18,7	16	64	90	0,180
10	16	5/8"	15,9	-	22,9	16	64	115	0,263
12	20	3/4"	19,0	-	26,0	12	48	135	0,305
16	25	1"	25,4	-	33,4	12	48	165	0,459

Thus, the gas hose is made of more durable rubber. In addition, it is equipped with a cord which makes it capable of withstanding high pressures and being used in production. It is also more adaptable for low temperatures than a conventional rubber hose. For device there have been chosen hoses with two cord sheathes. Consider the elements of the regulating hydraulic equipment (throttles) included in the shock

absorber which give a hydraulic resistance and is intended to reduce the pressure in working fluid flow.

### 1.5 Shut-off and adjusting fittings overview

Throttles are hydraulic resistance. They differ in the form of losses and regulation's type.

In linear hydro-throttles, the fluid's movement is impeded by the friction resistance of the liquid against the channel wall. In order to get large resistances the diameter of the channel is reduced and length is increased. In this type of throttles laminar flow regime is established in which the pressure drop is directly proportional to the velocity or flow rate.

Pressure difference can be controlled by throttling devices. Their operation principle is created by length changing or cross section of fluid pass. Such regulation can be carried out by means of a stopper. The throttling device is shown in figure 1.11.

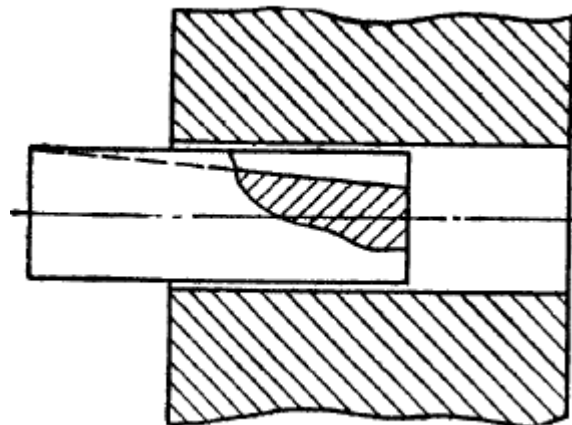


Figure 1.11– Throttling device



When moving a stopper the section of the channel and its working length are changing at the same time. As a linear throttle it is possible to change resistance, during the adjustment. For this purpose usually used screw with a motionless profile of cutting. The value of resistance depends on position of this screw in the nut. Throttling device with a screw and a fixed cutting profile is shown in figure 1.12.

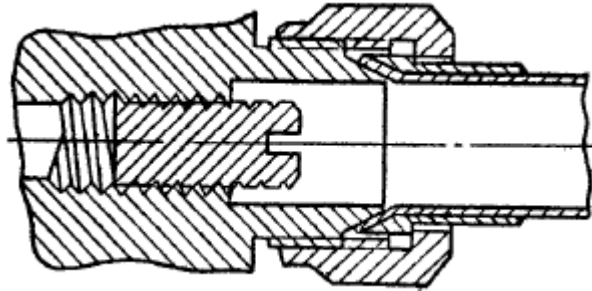


Figure 1.12 – Throttling device with a screw and a fixed cutting profile

The disadvantage of linear hydro-throttles is the instability of the system, because its resistance depends on the viscosity of the liquid, which varies with temperature. Because of this fact, they are practically not found in hydroautomatics systems.

Non-linear hydro-generators are small holes in a thin dash. Pressure difference in throttles of this kind is defined by square dependence.

As in a nonlinear throttle loss of energy are connected with vortex formations and losses from friction are minimum hydraulic resistance doesn't depend on viscosity of liquid and consequently from temperature change.

A large resistance can be obtained only in throttles with small hole diameters which become get clogged with time. Several resistances with larger diameter holes are successively installed to reduce clogging. Figure 1.13 shows a throttling device with plates. Adjustment of such a plate-shaped throttle is carried out by collecting the required number of plates.

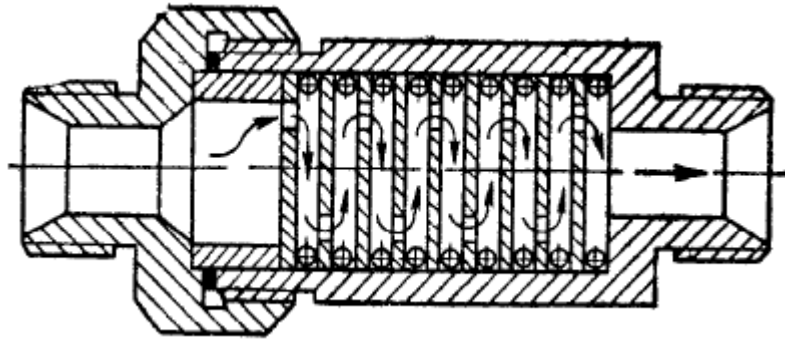


Figure 1.13 – Throttling device with plates

Quadratic hydro-throttle unlike linear ones have a stable characteristic that does not depend on the temperature of the liquid. In this regard, the quadratic hydro-generators have become most widespread in hydraulic drives and hydro-automatics systems.

There are many types of adjustable hydro-power lines such as crane, spool, valve shut-off elements as well as flapper-nozzle. Let us consider the features of these types of hydro-throttles.

Figure 1.14 shows the crane hydro-throttle.

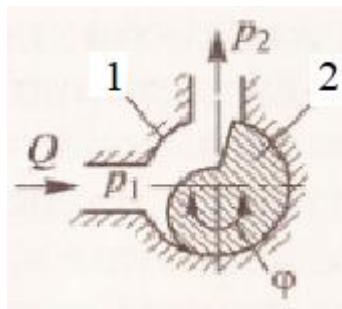


Figure 1.14 – crane hydro-throttle:

1 – framework; shut-off and regulating element (crane).

The disadvantage of such a hydro-throttle is that its shut-off and regulating element is not unloaded from the pressure in the liquid flow. Significant operating pressure is the reason for the increase of momentum required to control the crane.

Therefore, a hydro-throttle crane are used in low-pressure hydraulic systems.

Figure 1.15 demonstrates two options of spool hydro-throttle.

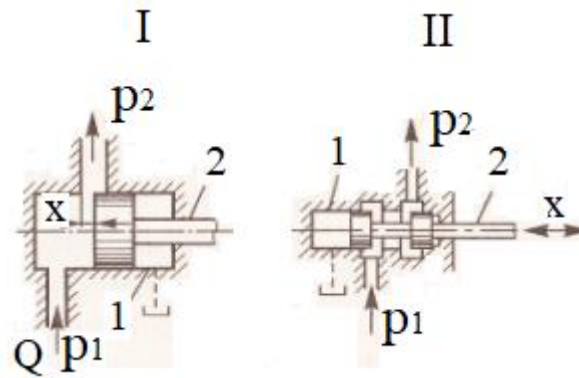


Figure 1.15 - spool hydro-throttle: 1 – framework; 2 – spool

In the first option spool is not unloaded from pressure. Disadvantage is an effort of management depends on liquid flow pressure. Therefore such a design in practice are used only in hydraulic systems with low working pressure. In the second option the pressurized fluid arrives between two corbels of spool. The pressure forces arising at the same time operating on spool in the axial direction are mutually counterbalanced. The effort of management at the same time has to overcome only friction force between spool 2 and framework 1.

Figure 1.16 depicts valve hydro-throttle.

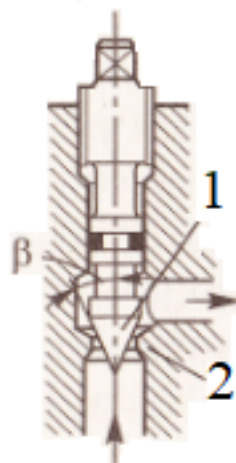


Figure 1.16 - valve hydro-throttle:

1 – shut-off and regulating element; 2 – saddle.

In this hydraulic turbine shut-off element 1 approaches saddle 2 or removes from it. The drawback of the hydro-throttle is that its shut-off and regulating element is not unloaded from the pressure in the liquid flow and therefore the force required for control depends on this pressure.

Figure 1.17 shows a «flapper-nozzle» hydro-throttle.

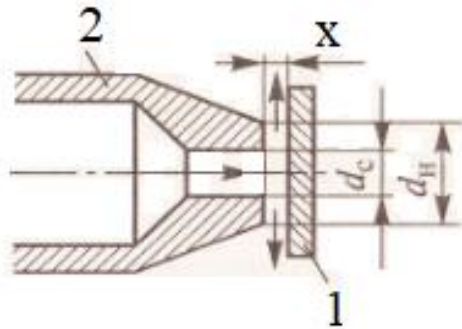


Figure 1.17 – «flapper-nozzle» hydro-throttle:

1 – flapper; 2– nozzle.

Force required to control the flapper is proportional to the amount of pressure loss in this hydro-throttle. This feature can be used in the design of automatic control systems for volumetric hydro-throttle.

Throttle with inverted valve. To increase the flow of working fluid flowing through the throttle in the opposite direction it sometimes involves the installation of an inverted valve.

Figure 1.18 and 1.19 shows principle of throttle with the inverted valve for pipe mounting.

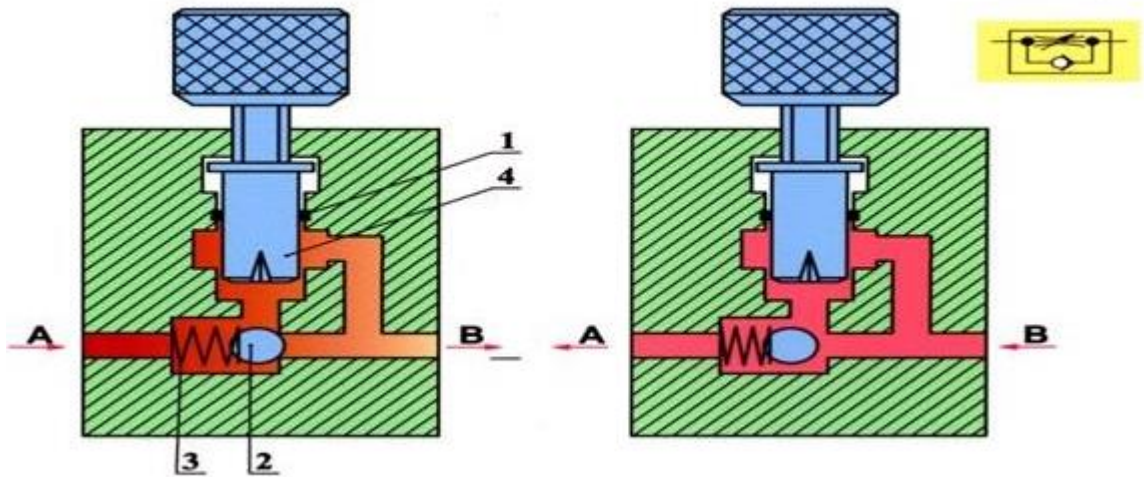


Figure 1.18 – principle of throttle with an inverted valve:

1 - ring;; 2 - throttle; 3 - spring; 4 –saddle.

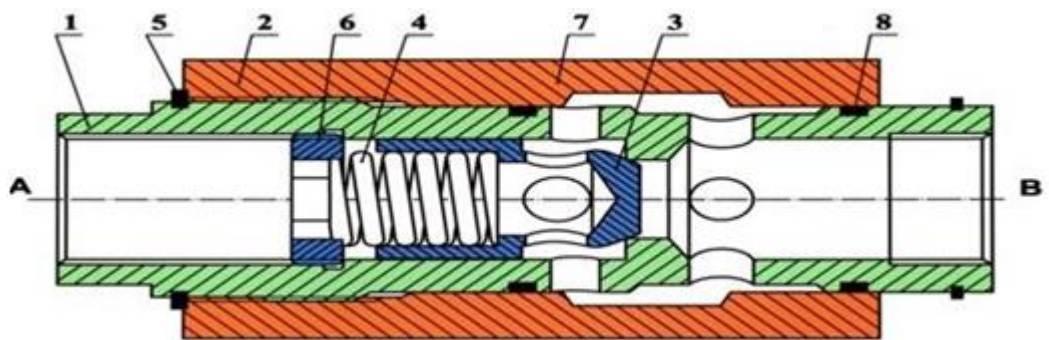


Figure 1.19 – The principle of throttle with an inverted valve for pipe mounting: 1 –inner framework; 2 – rotating framework; 3 - saddle; 4 – spring; 5 – locking collar; 6 – thrust plate; 7 – outer framework; 8 – rubber ring; A –output; B – input.

The throttle with a back-pressure valve is an adjustable orifice and has the same drawbacks. These include the dependence of an expense at the movement of working fluid.

We consider hydro-throttles with regulator type G55-3 designed to regulate the speed of movement of the working bodies of machines by changing the flow rate of working fluid. Regardless working bodies load throttle and regulator’s joint action

ensures a uniform speed. Throttles operate on pure mineral oil with a viscosity of 80-60 mm<sup>2</sup> per second at a temperature of oil up to 50 °C.

Hydrothrottles technical specifications are given in table 1.7.

Table 1.7 – Technical specifications

Parameter	Dimension-type and modification group											
	Г55-31Б	Г55-31В	Г55-31А	Г55-31	Г55-32А	Г55-32	Г55-33	Г55-34	Г55-35А	Г55-31	Г55-36А	
Nominal flow rate of working fluid, l/min.	1,5	3,0	5,0	8,0	12,0	18,0	35,0	70	100	140	200	
The lowest recommended expense, l/min.	0,07	0,11	0,16	0,25				1,0				
Nominal pressure, MPa	0,5-12,5								0,7-12,5			
Deviation of the established expense at change of pressure from the lowest to the highest, %	±15											
Leakage of working fluid from the drain, cm <sup>3</sup> /min, not more than	-			75				180				
Leakage of working fluid from drainage, cm <sup>3</sup> / min.	-			40				60				

Weight, kg	2,75	3,7	9,6
------------	------	-----	-----

In accordance with an overview it is possible to tell that in our design we will use a plunger throttle of spool type controlled on both sides by pressure. Further we will consider popular hydraulic accumulators, their advantages and disadvantages as well as features of use and installation.

### 1.6 Hydraulic accumulator overview

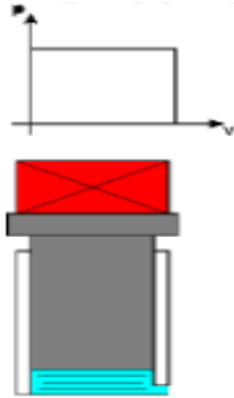
Hydropneumatic accumulator allows to accumulate in the hydraulic systems considerable energy in a limited volume.

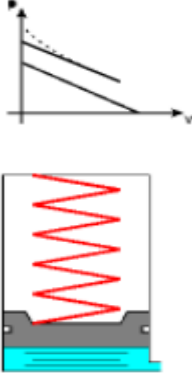
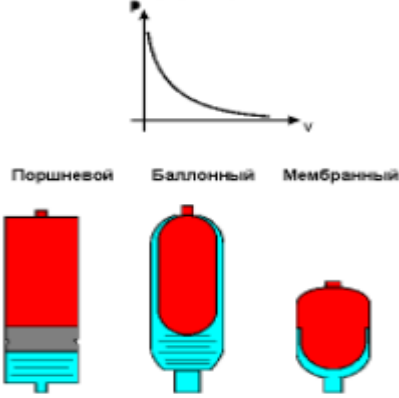
The advantages of using batteries:

- increase of hydraulic drive efficiency;
- increase of operational flexibility;
- ensuring high reliability of a hydraulic system
- hydraulic drive parts service life extension

Table 1.8 shows the advantages and disadvantages of hydraulic accumulators.

Table 1.8 – Advantages and disadvantages of hydraulic accumulators.


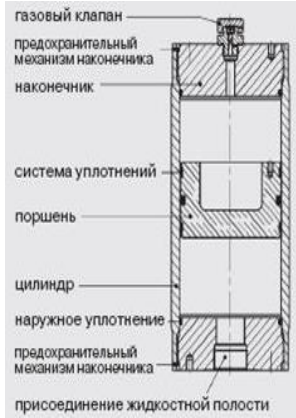
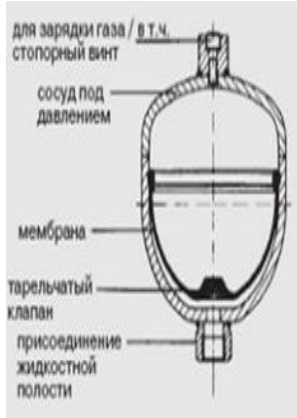
	Advantages	Disadvantages
<p>Weighted mechanical accumulator</p> 	<ul style="list-style-type: none"> <li>– accumulator's constant pressure;</li> <li>– design simplicity;</li> <li>– large working volume;</li> <li>– low cost;</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>– low power consumption;</li> <li>– high inertance;</li> <li>– cumbersome design;</li> <li>– low pressure;</li> </ul>

<p>Return to system happens due to mechanical energy of a compressed spring</p>		
<p>Spring hydraulic accumulator</p>  <p>Return to system happens due to mechanical energy of a compressed spring</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>– relative design simplicity;</li> <li>– low cost;</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>– pressure depends on the characteristic and a linear spring wrap;</li> <li>– small working volume;</li> <li>– inertance;</li> </ul>
<p>Hydropneumatic accumulator</p>  <p>Return to system happens due to energy of a compressed gas (nitrogen)</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>– high power consumption at the small sizes;</li> <li>– different designs;</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>– accumulator pressure changes according to polytropic process of gas compression and expansion</li> </ul>

According to the design pneumohydraulic accumulators are divided into three types: balloon, piston and membrane. Table 1.9 presents technical specifications of hydraulic accumulators



Table 1.9 – Hydraulic accumulators technical specifications

	Balloon	Piston	Membrane
			
Maximum working pressure (Ps), bar	untill 360	untill 375	untill 330
Test pressure, bar	Ps x 1,43	Ps x 1,43	Ps x 1,43
Operating temperature range, °C	От -40°С до +120	От -20 °С до +150	От -20 до +150
Nominal capacity, L	0,2 ÷ 55	до 300 л	0,05 ÷ 10
Frameworks type	Carbon steel, stainless steel, nickel plating	Low carbon steel, stainless steel, nickel plated	Separable, forged, welded, plastic.

## Приложение Б

```
Program SanCAvar;
Uses GraphABC;{,BmpSv; {!!!!????}}
var k1,k2,k3,k4,x1,x0,dt,t,t0: double;
    g1,g2,g3,g4,y0,y1,yy,c,c0,c1,m0,e,ps,
    m,alf,al1,al2,al,x10,Fc,d,xm,r:double;
    xn,yn,dx,dy,ax,bx,by,nx,ny,kx,ky:integer;
    ii:longint;
    ty:byte;
    s,s1,s2,s3,s4,s5:String;
    ch:char;
function f1(x,y:double):double;
begin
    f1:=(-alf*y-c*x)/m; {dv/dt}
end;{f1}
function f2(y:double):double;
begin
    f2:=y; {dx/dt}
end;{f2}
begin
ax:=680;by:=420;
SetWindowSize(680,420);
SetWindowCaption('Амортизатор квазиактивный');
Font.Name := 'Times New Roman';
Font.Style := fsItalic;
Font.Size := 12;
Font.Color := clBlack;

    xn:=60;
    yn:=300;
    dx:=50;
    dy:=50 ;
    ty:=TextHeight('M');
    ch:=#27;{!!!!!!- Sanija #8 - print}

    for var i:=0 to 5 do
    for var k:=0 to 8 do
begin ax:= xn+dx*k;bx:=yn-dy*i;
DrawRectangle(xn,yn,ax,bx);
if k=8 then begin
case i of
0:s:=' 0';
1: s:='20';
2:s:='40';
```

```

3: s:='60';
4: s:='80';
5: s:='x%';
end; {case}
TextOut(xn-ty,yn-ty-dy*i,s);
end;
if i=5 then begin
case k of
0:s:=' 0';1,3,5,7:s:='';
2: s:='25';
4:s:='50';
6: s:='75';
8: s:='t%';
end; {case}
TextOut(xn-ty+dx*k,yn+2,s);
end;
end;
{Data}
m:=0.50;c:=90;c0:=c;c1:=520; m0:=m;
x10:=0.45;x0:=0; y0:=9; yy:=y0;r:=0.5;
dt:=0.000035; ii:=12000; t0:=dt*ii;
alf:=8;al1:=16;al2:=28; Fc:=c1-c0;
Str(c0:2:2,s);Str(c1:2:2,s1);
Str(al1:2:2,s2);Str(al2:2:2,s3);
Str(t0:2:2,s4);Str(m0:2:2,s5);
{End Data}

{Loop}
for var i:=0 to ii do
begin
k1:=dt*f1(x0,y0);
k2:=dt*f1(x0+k1/2,y0+g1/2);
k3:=dt*f1(x0+k2/2,y0+g2/2);
k4:=dt*f1(x0+k3,y0+g3);
g1:=dt*f2(y0);
g2:=dt*f2(y0+g1/2);
g3:=dt*f2(y0+g2/2);
g4:=dt*f2(y0+g3);
y1:=y0+(k1+2*k2+2*k3+k4)/6; {v}
x1:=x0+(g1+2*g2+2*g3+g4)/6; {x}
d:=(g1+2*g2+2*g3+g4)/6;
if (y1>0)and (abs(d)<0.05)and (t<0.3*t0) then xm:=abs(x1);
x0:=x1;
y0:=y1;

```

```

t:=t+dt;
if y1>0 then alf:=al1 else alf:=al2-(al2-al1)*(abs(x1)/xm);
if (y1>0)then c:=c0 else c:=c0+Fc*((x1)/xm);
ps:=Abs(c*x1+Abs(alf*y1));
{ Graph View }
SetPenWidth(2);
setPixel(xn+trunc(8*dx*i/ii),yn-2*dy-trunc(2*dy*x1/x10),clred); { X}
PutPixel(xn+trunc(8*dx*i/ii),yn-2*dy-
trunc(2*dy*y1/x10/sqrt(c/m)),clblue);{ V}
setPixel(xn+trunc(8*dx*i/ii),yn-2*dy-trunc(0.36*dy*c/c0), clViolet);
setPixel(xn+trunc(8*dx*i/ii),yn-2*dy-trunc(1.51*dy*alf/al2), clTan);
PutPixel(xn+4*dx+trunc(2*dx*x1/x10),
yn-2*dy-trunc(2*dy*(y1)/(x10*sqrt(c/m))),clBlack );
if y1<0 then PutPixel(xn+4*dx+trunc(2*dx*(y1)/(r*yy)),
yn-2*dy-trunc(2*dy*ps/(c*0.45+alf*9)),clgreen );
{End Graph View }
end; {End Loop }
{Write(' ',xm:2:2);}
Font.Name := 'Times New Roman';
Font.Style := fsBold;
Font.Size := 12;
Font.Color := clred;
TextOut(xn+dx+ty,yn+ty-dy*4,'X');
Font.Color :=clViolet;
TextOut(xn+dx+ty,yn+ty-dy*5,'c');
Font.Color := clbrown ;
TextOut(xn+5*dx+ty,yn-dy*4,'al');
Font.Color := clblack;
TextOut(xn+4*dx+1*ty,yn+ty-dy*5,'V-X');
Font.Color := clBlue;
TextOut(xn+dx+1*ty,yn+ty-dy*2,'V');
Font.Color := clgreen;
TextOut(xn+3*dx{+1*ty},yn+ty-dy*2,'Fs(V)');
TextOut(xn+dx-5*ty,yn+2*ty,'m0='+s5+'; c1='+s+'; c2='+s1+
'; al1='+s2+'; al2='+s3+'; t0='+s4+'sec');
nx:=0;ny:=0;kx:=ax; ky:=by; s1:='Sanija -0';
if ch=#8 then {SavBM(nx,ny,kx,ky,s1); {!!!!???}

```

end.

```

Program Sanija;
Uses GraphABC;
var k1,k2,k3,k4,x1,x0,dt,t,t0: double;
    g1,g2,g3,g4,y0,y1,c,c0,c1,m0,
    m,alf,al1,al2,x10,pc,d:double;
    xn,yn,dx,dy,ax,bx:integer;
    ii:longint;
    ty:byte;
    s,s1,s2,s3,s4,s5:String;
function f1(x,y:double):double;
begin
    f1:=(-alf*y-c*x)/m; { dv/dt }
end;{ f1 }
function f2(y:double):double;
begin
    f2:=y; { dx/dt }
end;{ f2 }
begin
SetWindowSize(640,420);
SetWindowCaption('Нелинейный амортизатор');
Font.Name := 'Times New Roman';
    Font.Style := fsItalic;
    Font.Size := 10;
    Font.Color := clBlack;
xn:=80;
yn:=300;
dx:=60;
dy:=50 ;
ty:=TextHeight('M');
for var i:=0 to 5 do
for var k:=0 to 8 do
begin ax:= xn+dx*k;bx:=yn-dy*i;
DrawRectangle(xn,yn,ax,bx);
if k=8 then begin
case i of
0:s:=' 0';
1: s:='20';
2:s:='40';
3: s:='60';
4: s:='80';
5: s:='x%';
end; { case }
TextOut(xn-ty,yn-ty-dy*i,s);
end;

```

```

if i=5 then begin
case k of
0:s=' 0';1,3,5,7:s='';
2: s:='25';
4:s:='50';
6: s:='75';
8: s:='t%';
end; {case}
TextOut(xn-ty+dx*k,yn+2,s);
end;
end;
{Data}
m:=0.50;c:=90;c0:=c;c1:=480; m0:=m; { 90,3}
x10:=0.45;x0:=0; y0:=9;
dt:=0.000035; ii:=12000; t0:=dt*ii;
alf:=8;al1:=15;al2:=30; ;
Str(c0:2:2,s);Str(c1:2:2,s1);
Str(al1:2:2,s2);Str(al2:2:2,s3);
Str(t0:2:2,s4);Str(m0:2:2,s5);
{End Data}

{Loop}
for var i:=0 to ii do
begin
k1:=dt*f1(x0,y0);
k2:=dt*f1(x0+k1/2,y0+g1/2);
k3:=dt*f1(x0+k2/2,y0+g2/2);
k4:=dt*f1(x0+k3,y0+g3);
g1:=dt*f2(y0);
g2:=dt*f2(y0+g1/2);
g3:=dt*f2(y0+g2/2);
g4:=dt*f2(y0+g3);
y1:=y0+(k1+2*k2+2*k3+k4)/6;{v}
x1:=x0+(g1+2*g2+2*g3+g4)/6; {x}
d:=(g1+2*g2+2*g3+g4)/6;
x0:=x1;
y0:=y1; t:=t+dt;
if y1>0 then alf:=al1 else alf:=al2;
if (y1>0)then c:=c0 else c:=c1;
{ Graph View }
SetPenWidth(2);
setPixel(xn+trunc(8*dx*i/ii),yn-2*dy-trunc(2*dy*x1/x10),
clred);

```

```

PutPixel(xn+trunc(8*dx*i/ii),yn-2*dy-
trunc(2*dy*y1/x10/sqrt(c/m)),clblue);
setPixel(xn+trunc(8*dx*i/ii),yn-2*dy-trunc(2.1*dy*c/c1),
clViolet);
setPixel(xn+trunc(8*dx*i/ii),yn-2*dy-trunc(1.51*dy*alf/al2),
clTan);
PutPixel(xn+4*dx+trunc(2*dy*x1/x10),
yn-2*dy-trunc(2*dy*(y1)/(x10*sqrt(c/m))),clBlack );
{End Graph View }
end; {End Loop }

```

```

Font.Name := 'Times New Roman';
Font.Style := fsBold;
Font.Size := 12;
Font.Color := clred;
TextOut(xn+dx+ty,yn+ty-dy*4,'X');
Font.Color := clpurple;
TextOut(xn+dx+ty,yn+ty-dy*5,'c');
Font.Color := clbrown ;
TextOut(xn+3*dx+ty,yn-dy*4,'al');
Font.Color := clblack;
TextOut(xn+4*dx+ty,yn+ty-dy*5,'V-X');
Font.Color := clBlue;
TextOut(xn+dx+1*ty,yn+ty-dy*2,'V');
TextOut(xn+dx-2*ty,yn+2*ty,'m0='+s5+'; c1='+s+'; c2='+s1+
'; al1='+s2+'; al2='+s3+'; t0='+s4);

```

end.