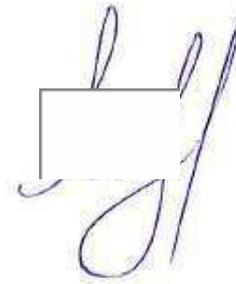


*На правах рукописи*



**ЛИТВИН РОМАН АНДРЕЕВИЧ**

**МЕТОДИКА ДЕМПФИРОВАНИЯ РЕЗОНАНСНЫХ КОЛЕБАНИЙ  
В ВИБРАЦИОННЫХ СТРОИТЕЛЬНЫХ МАШИНАХ**

Специальность 05.05.04 – Дорожные, строительные и подъемно-транспортные  
машины

**АВТОРЕФЕРАТ**  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Санкт-Петербург – 2019

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет»

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор  
**Репин Сергей Васильевич**

**Официальные оппоненты: Шарапов Рашид Ризаевич**  
доктор технических наук, профессор  
НИУ «Московский государственный  
строительный университет»,  
кафедра «Механизации строительства»,  
заведующий;

**Ефремов Игорь Михайлович**  
кандидат технических наук, доцент  
Санкт-Петербургское государственное бюджетное  
профессиональное образовательное учреждение  
«Академия машиностроения имени Ж.Я. Котина»  
Ленинградский машиностроительный факультет,  
преподаватель.

Ведущая организация: ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский горный  
университет».

Защита диссертации состоится «28» марта 2019 г. в 15.00 часов на заседании диссертационного совета Д **212.223.02** при ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет» по адресу: 190005, Санкт-Петербург, 2-я Красноармейская ул., д.4, зал заседаний диссертационного совета (аудитория №219).

Тел./Факс: (812) 316-58-72; E-mail: rector@spbgasu.ru.

С диссертацией можно ознакомиться в фундаментальной библиотеке ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет» и на сайте <http://dis.spbgasu.ru/specialtys/personal/litvin-roman-andreevich>

Автореферат разослан «12» февраля 2019 г.

Ученый секретарь  
диссертационного совета



Олещенко Елена Михайловна

## **I. ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ**

### **Актуальность темы исследования.**

Вибрационные машины работают в трех режимах колебательного движения рабочего органа: зарезонансном, резонансном и дорезонансном. Наиболее производительным и популярным из трех режимов является зарезонансный. Во время запуска и остановки такие вибрационные машины проходят зону резонанса. Проблема влияния резонансных колебаний существует с самого начала развития машин подобного вида. Резонансные колебания негативно влияют не только на надежность вибрационной машины, но и на персонал, работающий с ней.

Существуют методы борьбы с резонансными колебаниями. Однако такие методы гашения резонансных колебаний не всегда бывают эффективными ввиду того, что снижают технико-эксплуатационные показатели машин или требуют значительных экономических вложений. В некоторых исследованиях предлагается уменьшать частотный диапазон машин, тем самым ухудшая их характеристики или проводить полную замену вибрационных машин.

Отсюда вытекает потребность в создании более совершенных способов демпфирования резонансных колебаний. Одним из таких методов решения проблемы резонансных колебаний, возникающих в вибрационных строительных машинах, является установка амортизатора. Амортизатор автомобильного типа устанавливается на вибрационную машину. Но использование стандартного однотрубного или двухтрубного автомобильного амортизатора совсем не подходит для решения этой задачи. Такой амортизатор должен демпфировать резонансные колебания, при этом не нарушая полезные колебания вибрационной машины.

**Степень разработанности темы исследования.** Исследованиям, направленным на совершенствование методов борьбы с возникающими резонансными колебаниями в вибрационных машинах, отражены в научных трудах: Баумана В. А., Блехмана И.И., Быховского И. И., Генкина М.Д., Елезова В.Г., Кузьмичева В.Н., Фридмана Э.Л., Челомея В.Н., Яблонского В.В. и других. Среди иностранных ученых данный вопрос рассматривался в работах John C. Dixon, Hrovat, D., Hubbard, M., Randall S.E., Hoisted DM., TAYTOR D.L. Однако методика демпфирования резонансных колебаний в вибрационных машинах на основе применения автомобильных амортизаторов, в исследованиях перечисленных авторов не была рассмотрена.

**Целью диссертационной работы** является разработка методики демпфирования резонансных колебаний в вибрационных машинах, с использованием демпфера нового вида.

### **Задачи диссертационного исследования:**

1. Провести анализ существующих методов и средств демпфирования, для формулирования решения проблемы резонансных колебаний.
2. Установить конструктивные параметры вибрационных транспортно-технологических машин (ТТМ), с целью подбора характеристик демпфера для управления колебательным процессом.

3. Разработать конструкцию и теоретически исследовать процесс демпфирования колебаний посредством разработанного амортизатора.

4. Установить характеристики разработанного амортизатора, с целью его применения в ряде возможных вибрационных ТТМ.

5. Экспериментально исследовать характеристики разработанного амортизатора, с целью установления достоверности полученных теоретических зависимостей.

6. Провести экспериментальные исследования демпфирования резонансных колебаний на лабораторной установке, с использованием разработанных амортизаторов.

7. Оценить технико-экономическую эффективность от внедрения результатов исследования.

8. Предложить инженерную методику расчета конструктивных параметров демпфирования, обеспечивающую подбор оптимальных параметров разработанного амортизатора при известных характеристиках вибрационной машины; разработать методику, как совокупность решений, перечисленных выше частных задач, связанных общей целью.

**Объект диссертационного исследования** – вибрационные строительные машины, в частности, вибрационные конвейеры.

**Предмет диссертационного исследования** – колебательные процессы в вибрационных строительных машинах.

**Научная новизна исследования:**

1. Математические модели процессов демпфирования резонансных колебаний в вибрационных машинах с использованием новых конструкций амортизаторов.

2. Формулы для расчета параметров амортизаторов, полученные в результате компьютерного моделирования на основе разработанных математических моделей.

3. Результаты экспериментальных исследований процессов демпфирования резонансных колебаний в вибрационных машинах, заключающиеся в уточнении теоретических расчетов характеристик амортизаторов и проверке адекватности математических моделей.

4. Методика расчета параметров амортизаторов для демпфирования резонансных колебаний в вибрационных машинах различного назначения и типоразмера.

**Теоретическая значимость работы.** заключается в разработке математической модели демпфирования резонансных колебаний в вибрационных строительных машинах.

**Практическая значимость работы.** Заключается в разработке инженерной методики демпфирования резонансных колебаний в вибрационных строительных машинах различного назначения и типоразмера.

**Методология и методы диссертационного исследования.** Методологической основой диссертационного исследования является совокупность теоретических и экспериментальных методов, таких как: методы математического

моделирования; методы теоретической механики, теории колебаний; методы математической статистики; методы теории эксперимента; методы вибрационного диагностирования; методы регрессионного анализа. Для решения поставленных задач использовались пакеты прикладных программ – PTC Mathcad 15.0, Autodesk AutoCAD 2014, Microsoft Excel, Microsoft Visual Studio.

**Основные положения, выносимые на защиту:**

1. Математическая модель взаимодействия разработанного амортизатора с вибрационной машиной.
2. Компьютерная модель процессов демпфирования резонансных колебаний.
3. Экспериментальные исследования демпфирования резонансных колебаний, позволяющие установить требуемые критерии для параметров амортизатора.
4. Методика расчета параметров разработанного амортизатора.

**Область диссертационного исследования** – соответствует паспорту научной специальности 05.05.04 – Дорожные, строительные и подъемно-транспортные машины, а именно п. 2 «Методы моделирования, прогнозирования, исследований, расчета технологических параметров, проектирования, испытаний машин, комплектов и систем, исходя из условий их применения».

**Достоверность результатов** обеспечивается: корректностью поставленных задач, решение которых базируется на использовании фундаментальных и достоверно изученных положений; применением современного математического аппарата с современными вычислительными методами и апробированных методик планирования и проведения эксперимента;

**Апробация работы.** Основные положения работы были доложены и обсуждены на научной конференции профессоров, преподавателей, научных работников, инженеров и аспирантов университета (СПбГАСУ, СПб 70,71, 72 научные конференции, 2014, 2015, 2016 г.), актуальные проблемы безопасности дорожного движения: материалы международной, научно-практической конференции студентов, аспирантов, молодых ученых (СПбГАСУ, СПб 2014, 2015, 2018 гг.), а также на 69-й и 71-й межвузовской научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых «Актуальные проблемы современного строительства». Основные результаты диссертационного исследования были апробированы в СПКТБ «Ленгидросталь» и в ФГБОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет», что подтверждено актами внедрения.

**Публикации.** Материалы диссертационного исследования изложены в 9 опубликованных работах, общим объемом 6,4 п. л.: опубликованы 5 научных статей в рецензируемых журналах и изданиях, включенных в перечень ВАК; получено 4 патента на устройства контроля вибрации; опубликованы 4 научных статьи в журналах, входящих в базу РИНЦ.

**Структура и объем диссертационного исследования**

Работа состоит из: введения, четырех глав, заключения, списка использованной литературы и приложений. Материалы диссертации содержат 141 страницу основного текста, 61 рисунок, 22 таблицы, 7 страниц приложений. Биб-

лиографический список литературы включает 105 наименований. Общий объем диссертации составляет 164 страницы.

Во введении обоснована актуальность темы диссертационного исследования, сформулированы его цель, задачи и основные положения, выносимые на защиту.

В первой главе проведен анализ конструкций и режимов работ вибрационных машин. Дана оценка влияния резонансных колебаний на характеристики вибрационных ТТМ. Проанализированы средства и методы управления колебаниями. Рассмотрены теоретические исследования в области разработки и использования.

Во второй главе выполнено построение математической модели работы вибрационного конвейера с установленным модернизированными амортизаторами.

В третьей главе приводятся результаты, полученные при проведении экспериментального исследования по демпфированию резонансных колебаний в вибрационной машине.

В четвертой главе проведено технико-экономическое обоснование эффективности от внедрения и использования разработанной методики демпфирования резонансных колебаний, были обозначены основные сферы её возможного применения. Приведена методика расчета параметров разработанного амортизатора.

## II. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ И РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ ДИССЕРТАЦИИ, ВЫНОСИМЫЕ НА ЗАЩИТУ

### 1. Разработаны математические модели процессов демпфирования резонансных колебаний в вибрационных машинах с использованием новых конструкций амортизаторов, предложенных автором.

Виброконвейер, показанный на рис. 1, имеет желоб (1), по которому перемещается материал посредством направленных колебаний, создаваемых вибратором (2). Виброконвейер установлен на основании (5) посредством четырех пружин (3) и четырех амортизаторов (4).

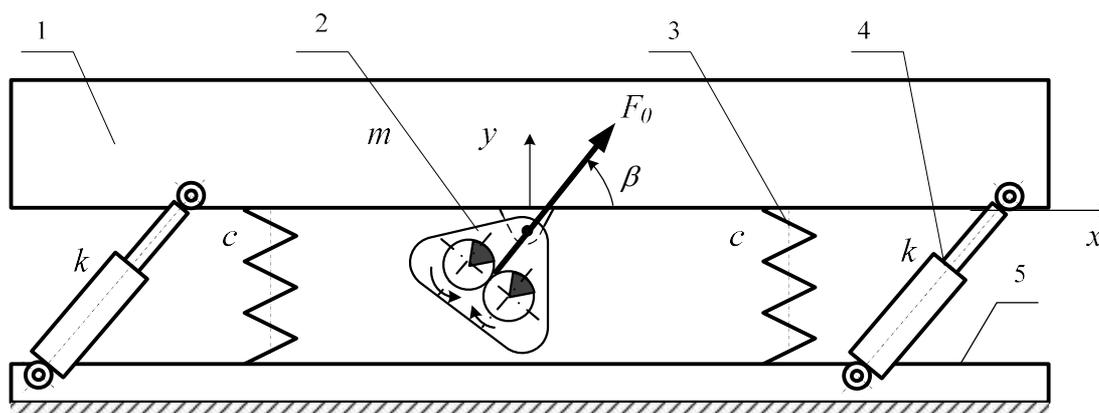


Рис. 1. Расчетная схема виброконвейера:

1 – корпус конвейера; 2 – вибратор направленных колебаний; 3 – пружины; 4 – амортизаторы; 5 – основание;  $m$  – масса конвейера с материалом;  $\beta$  – угол наклона возмущающей силы к оси конвейера

Описывая работу вибрационного конвейера, необходимо взять за основу второй закон Ньютона. Подставляя формулы силы сопротивления, возвращающей силы пружины и внешней силы, создаваемой вибратором вибрационной установки, во второй закон Ньютона, запишем его в следующем виде:

$$ma = -cl - kv + F(t). \quad (1)$$

Это выражение для расчета, так называемых, малых вынужденных колебаний, т. е. колебаний, совершаемых под воздействием небольшой амплитуды, в форме дифференциального уравнения движения виброконвейера примет вид:

$$m\ddot{y} + 2cy + 2k\dot{y} = F(t), \quad (2)$$

где  $y$  – величина перемещения в направлении оси ординат, м;  $m$  – масса движущихся частей конвейера, кг;  $c$  – коэффициент жесткости пружины, Н/м;  $k$  – коэффициент сопротивления амортизатора, Нс/м.

Для упрощения математической модели работы вибрационного конвейера, углы наклона возмущающей силы, осей амортизаторов выбраны одинаковыми, поэтому в формуле их тригонометрические функции сокращены. Для дальнейшего расчета, представим уравнение (1) в виде

$$\ddot{y} + \omega_0^2 y + h\dot{y} = \frac{F(t)}{m}. \quad (3)$$

Коэффициент демпфирования амортизатора, который также известен как коэффициент затухания колебаний, описывается формулой:

$$h = \frac{k}{2m}, \quad (4)$$

где  $k$  – коэффициент сопротивления амортизатора, Нс/м;  $m$  – масса движущихся частей конвейера, кг.

Собственная частота колебаний конвейера прямо пропорционально зависит от жесткости пружины и определяется по формуле:

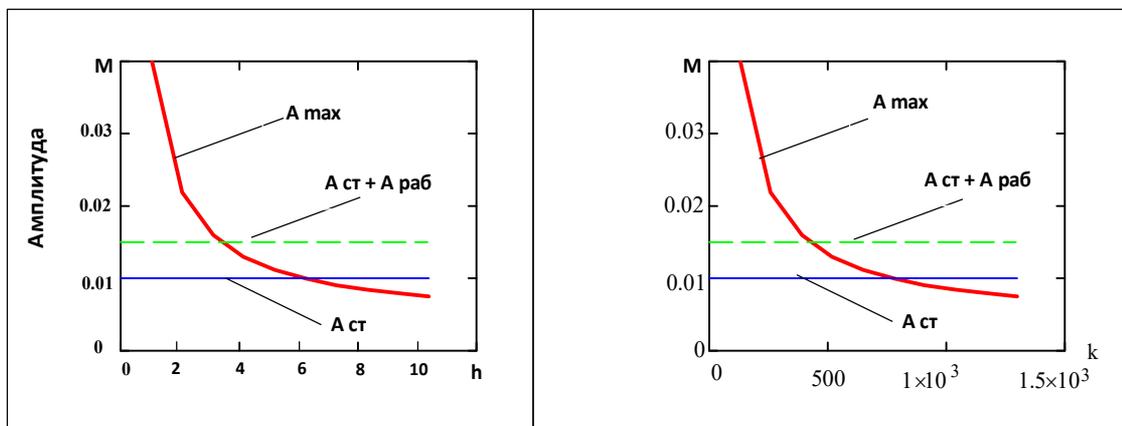
$$\omega_0 = \left( \frac{2c}{m} \right)^{1/2}, \quad (5)$$

где  $c$  – коэффициент жесткости пружины, Н/м;  $m$  – масса движущихся частей конвейера, кг

Очевидно, что при  $\omega_0 = \Omega$ , т. е. когда угловая частота колебаний вибратора и собственная частота колебаний конвейера совпадают, возникают резонансные колебания.

На основании расчета резонансной амплитуды получены диапазоны значений коэффициентов затухания  $h$  и сопротивления  $k$  амортизатора (рис. 2 и 3). В установившемся режиме при  $A < 0,01$  м коэффициент сопротивления  $k < 200$  Нс/м; в резонансном режиме  $A_{\max} > 0,03$  м.,  $k > 300$  Нс/м.

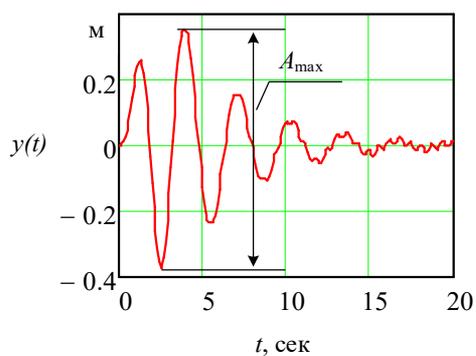
Разработана конструкция амортизатора, который позволяет демпфировать резонансные колебания. Проанализирована работа амортизатора и вычислен коэффициент гашения для нового амортизатора. Принципиальная схема амортизатора показана на рис. 4.



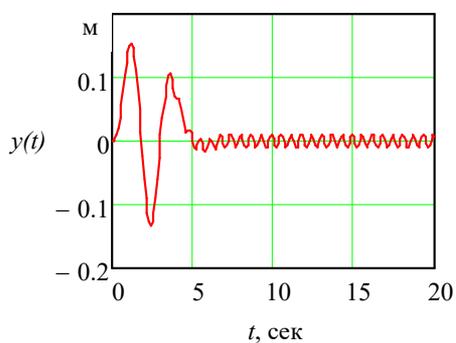
а

б

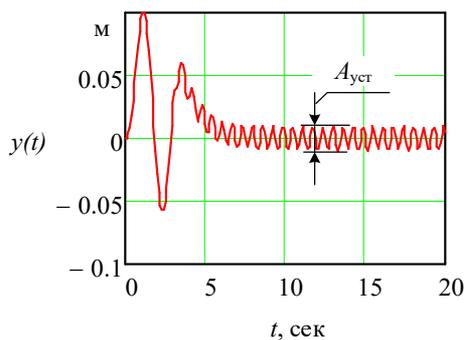
Рис. 2. Зависимость резонансной амплитуды колебаний конвейера от коэффициента демпфирования амортизатора (а) и коэффициента его сопротивления (б)



а



б



в

Рис. 3. Диаграмма колебаний при разгоне вибрационного конвейера, при коэффициентах сопротивления: а)  $k = 500$  Нс/м; б)  $k = 800$  Нс/м; в)  $k = 1200$  Нс/м;  $A_{max}$  и  $A_{уст}$  – резонансная и установившаяся (рабочая) частоты колебаний

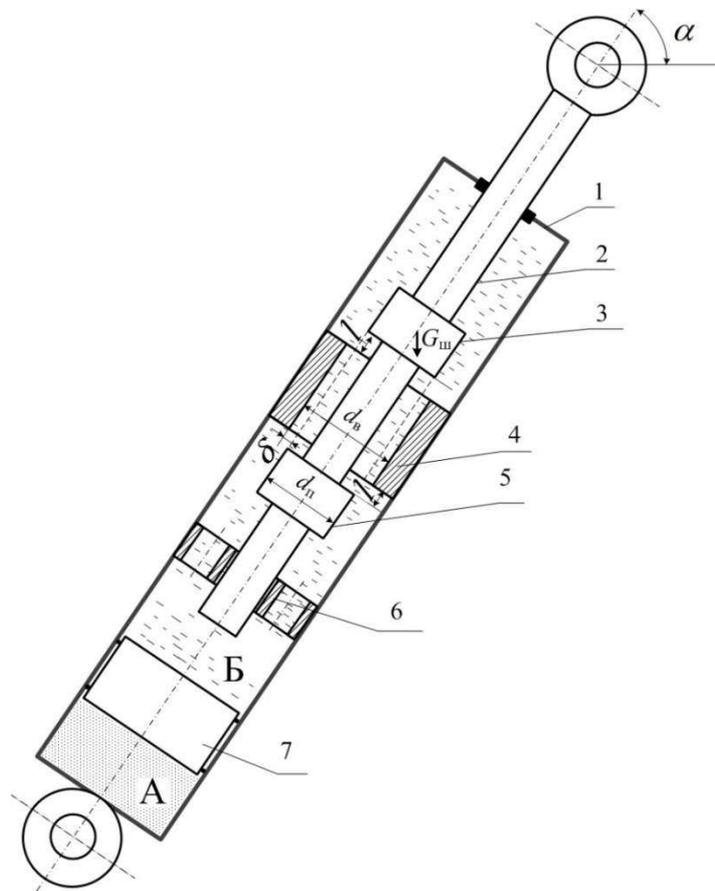


Рис 4. Принципиальная схема амортизатора для гашения резонансных колебаний:

1 – цилиндр; 2 – шток; 3, 5 – поршень; 4 – втулка; 6 – центрирующая втулка; 7 – газовый поршень; А – газовая зона; Б – жидкостная зона;  $G_{ш}$  – сила тяжести штока с поршнем;  $d_{ш}$  – диаметр штока;  $d_{ш}$  – диаметр штока;  $d_v$  – диаметр втулки;  $\delta$  – зазор между втулкой и штоком;  $l$  – расстояние от втулки до поршня;  $\alpha$  – угол установки амортизатора

Работа амортизатора осуществляется следующим образом. Амортизатор устанавливается между колеблющейся и базовой частями машины. В рабочем режиме вибрационной машины колебательное движение частей 2 и 3 гидравлического поршня происходит за пределами гидравлической втулки 4. В этом режиме сопротивление движению штока 2 обусловлено силами: трения штока в месте контакта с цилиндром 1; гидравлического трения подвижных частей внутри цилиндра; инерции подвижных частей. Коэффициент сопротивления амортизатора в данном режиме минимальный.

В моменты пуска и остановки вибрационной машины возникают резонансные колебания с амплитудой, превышающей на порядок рабочую амплитуду, что было бы при отсутствии амортизаторов. Но, как только амплитуда превысит более чем в два раза величину рабочей амплитуды, части гидравлического поршня войдут во внутрь гидравлические втулки 4, что вызовет проталкивание жидкости через зазоры между втулкой 4 и частями 3 и 5 поршня, сопровождающееся резким возрастанием гидравлического сопротивления. Пропорционально возрастет и коэффициент сопротивления амортизатора. Амплитуда резонансных колебаний будет уменьшена.

Требуемый коэффициент сопротивления амортизатора устанавливается по величине разности внутреннего диаметра гидравлической втулки 4 и диаметра частей 3 и 5 поршня. Величина ограничения амплитуды устанавливается по разности между шириной втулки 4 и расстояниями между частями 3 и 5 поршня. Большая величина зазора между центральным отверстием втулки 4 и штоком 2 практически исключает трение между ними.

Центрирующая втулка 6 служит для направления движения штока 2 строго по оси цилиндра 1. Перфорации (отверстия) во втулке 6 делают беспрепятственным движение жидкости в прилегающем к ней внутреннем пространстве цилиндра 1.

Пневматический поршень 7 компенсирует изменение внутреннего объема гидравлической полости Б при движении штока 2.

При амплитуде колебаний меньшей  $l$  происходит перетекание жидкости через зазор  $\delta_{vu} = (d_v - d_u) / 2$  между втулкой и штоком, а при большей  $l$  – через зазор  $\delta_{vn} = (d_v - d_n) / 2$  между втулкой и поршнем, значительно меньший первого. Поэтому сопротивление перетеканию жидкости во втором случае будет больше, значит, будет больше и коэффициент сопротивления амортизатора.

Расчет амортизатора включает построение характеристики амортизатора, определение его конструктивных размеров.

Характеристика амортизатора выражает зависимость силы сопротивления от скорости поршня  $v$ :

$$P_a = k_n v^n, \quad (6)$$

где  $k_n$  – коэффициент сопротивления амортизатора;  $n$  – показатель степени (в зависимости от значения  $n$ , различают: линейную ( $n=1$ ), прогрессивную ( $n>1$ ) и регрессивную ( $n<1$ ) характеристики).

Составлена математическая модель работы амортизатора. При работе амортизатора чередуются процессы сжатия и отбоя. При сжатии амортизатора энергия внешних сил расходуется на сжатие газа  $P_z$ , проталкивание жидкости  $P_{жс}$  через кольцевой зазор между втулкой и штоком с поршнем, на преодоление сил трения  $P_m$  в уплотнителях и силы инерции  $P_u$  движущегося штока с поршнем:

$$P_{ac} = P_z + P_{жс1} + P_m + P_u - G_{ш} \cos \alpha. \quad (7)$$

При ходе отбоя усилие в амортизаторе описывается уравнением

$$P_{ac} = -P_z + P_{жс2} + P_m + P_u + G_{ш} \cos \alpha. \quad (8)$$

где  $G_{ш}$  – вес штока с поршнем.

Проведен расчет амортизатора, определены его параметры для конкретной вибрационной машины.

На рис 5 показано резко возрастающее усилие внутри амортизатора при возрастающей амплитуде колебаний (резонанса). При рабочей амплитуде усилие минимальное, однако при возрастании амплитуды колебаний резко возрастает и усилие. Как видно из графиков на рис. 5, усилие на сжатие ( $P_{жн}$ ) много

выше усилия на выпуск ( $P_{жв}$ ). Это, в том числе, связано и с расположением амортизатора, установленного штоком вверх.

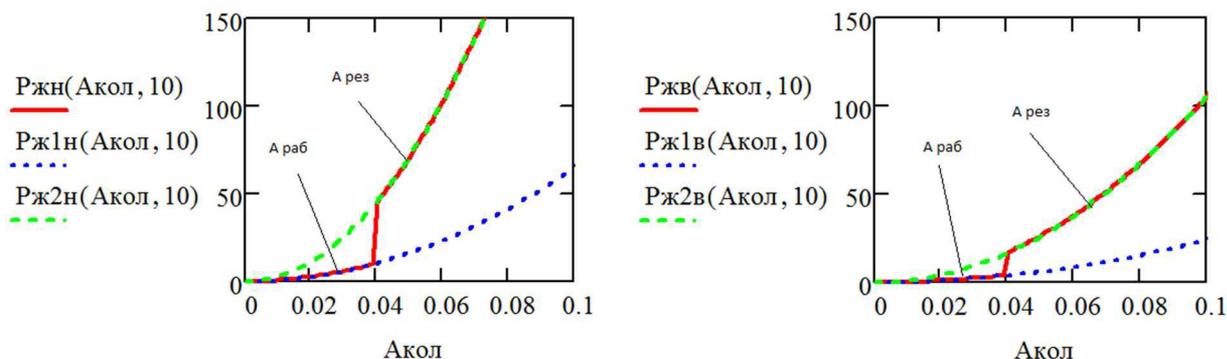


Рис. 5. Характеристика гидравлического сопротивления в амортизаторе, где  $R_{ж1н}$  и  $R_{ж1в}$  гидравлическое сопротивление при установившемся движении, соответственно, вниз и вверх, Н.;  $R_{ж2н}$  и  $R_{ж2в}$  гидравлическое сопротивление при околорезонансном движении, соответственно, вниз и вверх;  $R_{жн}$  и  $R_{жв}$  – гидравлическое сопротивление при движении вниз и вверх, Н.,  $A_{раб}$  – кривая, показывающая усилие в гидроцилиндре при рабочей амплитуде, м;  $A_{рез}$  – кривая, показывающая усилие в гидроцилиндре при резонансной амплитуде, м.

На рис 6 показана характеристика амортизатора, построенная в среде MathCad.

Из диаграммы видно, что именно резонансная скорость ограничивается силой сопротивления амортизатора, причем наиболее наглядное представление дает характеристика  $P_{АО}$ . Момент скачка силы соответствует входу поршня в пространство втулки. Амортизатор начинает резко тормозить колебательный процесс, т. е. ограничивать амплитуду колебаний.

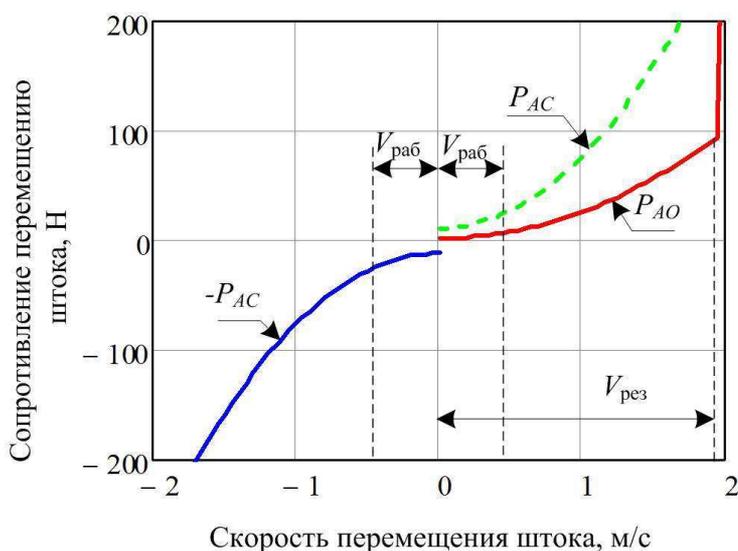


Рис. 6. Характеристика амортизатора:  $V_{раб}$  – скорость штока в рабочем режиме вибрационной машины (в момент пересечения оси колебаний);  $V_{рез}$  – в режиме входа в резонанс

Совмещение характеристик вибрационной машины и амортизатора позволяет выбрать требуемые значения коэффициента сопротивления амортизатора в рабочем и резонансном режиме работы. Также это позволяет подобрать требуемые значения параметров амортизатора, а именно: размеры втулки, поршней и штока, давление в газовой камере.

Предварительно определяются амплитудные значения усилий в амортизаторе на ходе сжатия (движения вниз) и отбоя (движение вверх), при двух режимах – установившемся и резонансном, построены суммарные характеристики:

$$\begin{aligned}
 k_{нсу}(A_{кол}, \Omega) &= \frac{P_{асу}(A_{кол}, 60)}{v_{ну}(60)}, \\
 k_{нсп}(A_{кол}, \Omega) &= \frac{P_{аср}(A_{кол}, 60)}{v_{нр}(60)}, \\
 k_{нву}(A_{кол}, \Omega) &= \frac{P_{аву}(A_{кол}, 60)}{v_{ну}(60)}, \\
 k_{нвр}(A_{кол}, \Omega) &= \frac{P_{авр}(A_{кол}, 60)}{v_{нр}(60)},
 \end{aligned}
 \tag{9}$$

где  $k_{псу}$  и  $k_{псп}$  – коэффициент сопротивления амортизатора при движении штока вверх;  $k_{пву}$  и  $k_{пвр}$  – коэффициент сопротивления амортизатора при движении штока вниз.

В результате расчетов получены искомые величины сопротивления амортизатора, Нс/м:

- в рабочем режиме 1000...1500 ( $A=0,005...0,010$  м)

$$k_c = 66,768 \quad k_b = 23,067$$

- в резонансном режиме – менее 500 ( $A > 0,02$  м)

$$k_c = 751,425 \quad k_b = 277,306$$

где  $k_c$  – коэффициент сопротивления амортизатора при сжатии;  $k_b$  – коэффициент сопротивления амортизатора на выпуске.

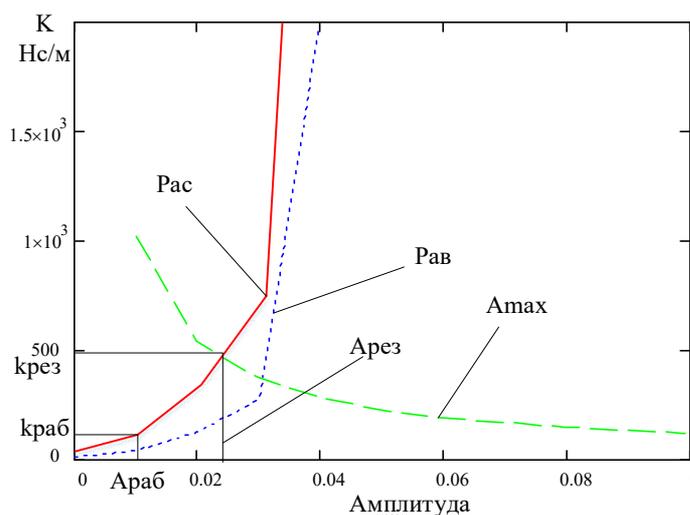


Рис. 7. Зависимость коэффициента сопротивления амортизатора от амплитуды колебаний вибрационной машины:  $A_{раб}$  – рабочая амплитуда колебаний;  $A_{рез}$  – резонансная амплитуда

На рис. 7 показана зависимость коэффициента сопротивления амортизатора от амплитуд колебаний вибрационной машины. Частота  $A_{\text{раб}}$  и коэффициент сопротивления  $k_{\text{раб}}$  показывают рабочие параметры вибрационной машины.

Частота  $A_{\text{рез}}$  и коэффициент сопротивления  $k_{\text{рез}}$  показывают резонансные параметры. Максимальная частота  $A_{\text{max}}$  при пересечении рабочей частоты показывает величину резонансных колебаний в зависимости от коэффициента сопротивления амортизатора (КСА).  $P_{\text{ас}}$  и  $P_{\text{ав}}$  показывают усилия работы амортизатора при сжатии и выпуске.

Посредством компьютерного моделирования построены зависимости КСА от параметров амортизатора, для получения точных параметров амортизатора и влияния этих параметров на коэффициент сопротивления амортизатора.

## **2. Результаты компьютерного моделирования процессов демпфирования резонансных колебаний в вибрационных машинах с использованием амортизаторов на основе разработанных математических моделей.**

Было проведено компьютерное моделирование, для получения зависимостей коэффициента сопротивления амортизатора от характеристик вибрационной машины и самого амортизатора. В основу легли данные, полученные в результате анализа конструкций и параметров вибрационных строительных машин:

- Частота рабочих колебаний ( $\Omega$ ) – от 0 Гц до 60 Гц.
- Рабочая амплитуда ( $A_{\text{раб}}$ ) – от 0,003 м до 0,007 м.
- Масса вибрационной машины ( $m$ ) – от 100 кг до 1000 кг.
- Амплитудное значение возбуждающей силы ( $A_{\text{воз}}$ ) – от 300 Н до 700 Н.
- Суммарная жесткость пружин ( $C$ ) – от 15000 до 25000 Нм.

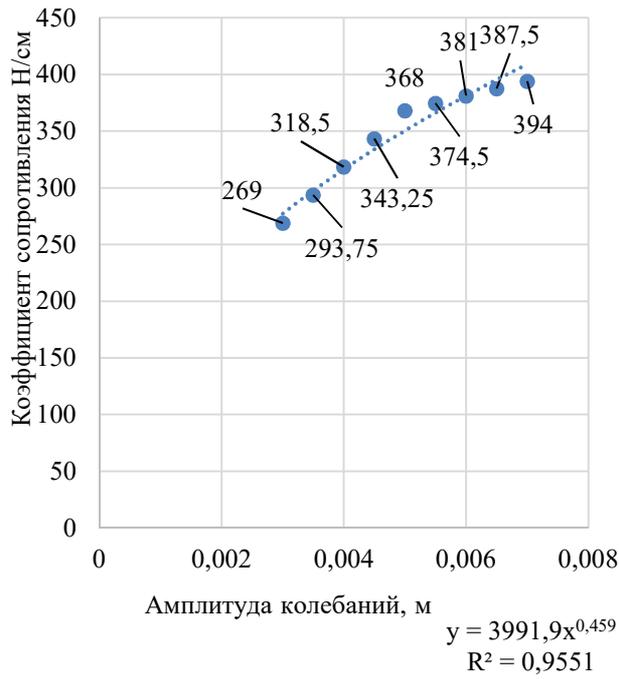
На основании компьютерного моделирования, выполненного в среде Mathcad, были построены следующие зависимости для анализа влияния характеристик вибрационных конвейеров на КСА и подбора наиболее подходящего коэффициента сопротивления.

Также посредством компьютерного моделирования получены и построены зависимости КСА от параметров демпфера, для получения точных характеристик амортизатора и влияния их на коэффициент сопротивления. Основные зависимости указаны на рис. 8.

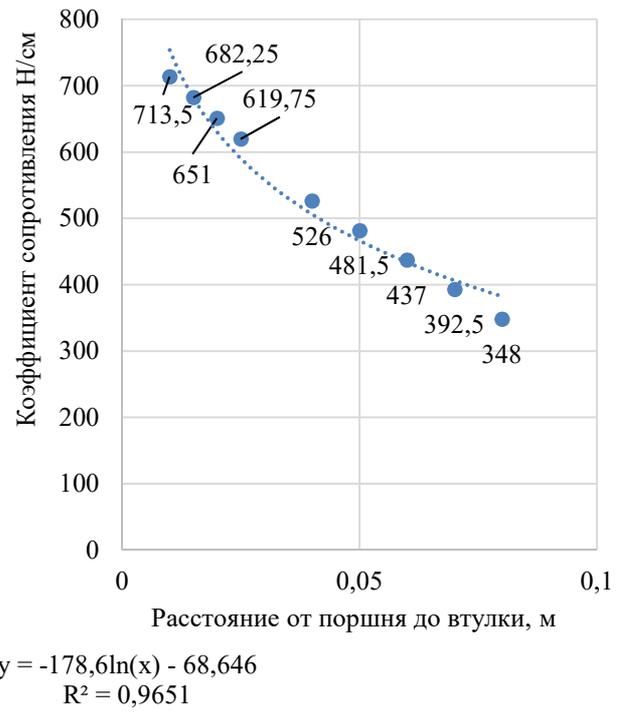
Остальные регрессионные зависимости, полученные подобным образом, указаны в таблице 1.

Разработана математическая модель функционирования демпфирующего устройства и установлена взаимосвязь между конструктивными параметрами устройства, коэффициентом сопротивления и параметрами ВСМ. Построена характеристика демпфирования устройства. В результате компьютерного эксперимента получены регрессионные зависимости, связывающие параметры ВСМ и конструктивные параметры демпфирующего устройства, для всего диапазона параметров ВСМ.

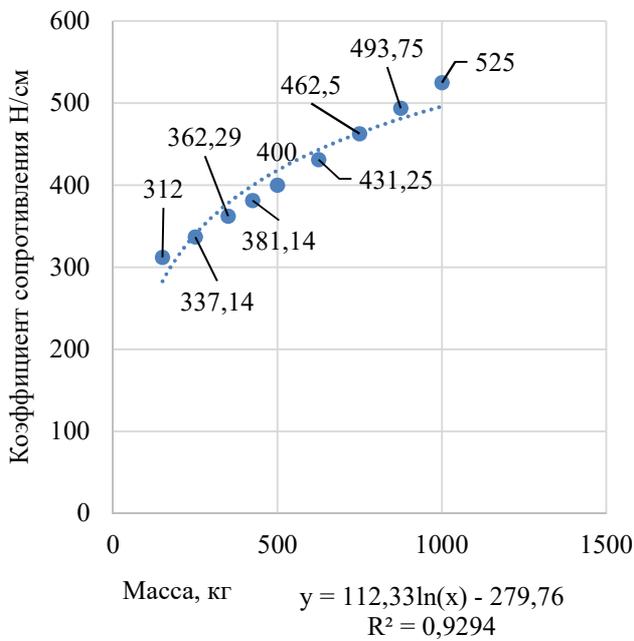
Амплитуда колебаний  
возбуждающей силы



Ход поршня во втулку



Масса колеблющейся части



Диаметр поршня

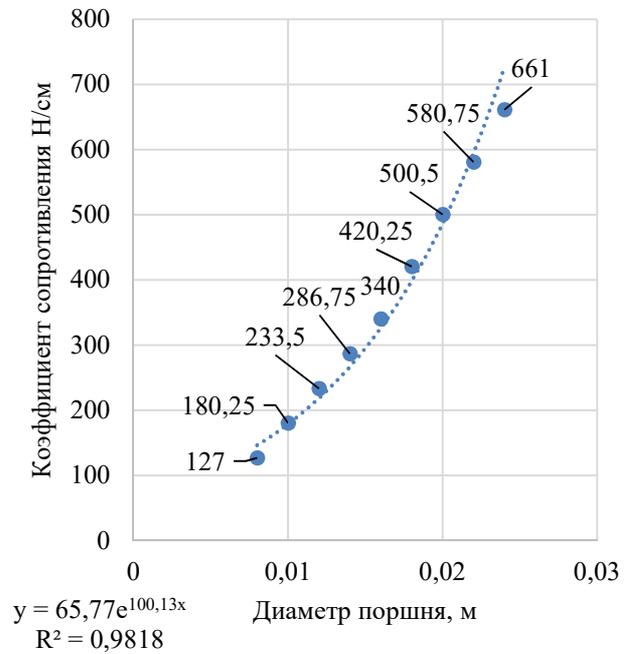


Рис. 8. Зависимости коэффициента сопротивления от характеристик

## Регрессионные модели

Диаметр втулки	$y = 1756,6e^{-45,57x}$ $R^2 = 0,9622$
Частота колебаний	$y = 65,562x^{0,4317}$ $R^2 = 0,999$
Амплитуда колебаний в установившемся режиме	$y = 2005,7e^{-281x}$ $R^2 = 0,9919$
Амплитуда колебаний возбуждающей силы	$y = 3991,9x^{0,459}$ $R^2 = 0,9551$
Жесткость пружин	$y = 2E-06x^2 - 0,0282x + 299,07$ $R^2 = 0,9986$
Масса колеблющейся части	$y = 112,33\ln(x) - 279,76$ $R^2 = 0,9294$
Диаметр цилиндра	$y = 439,02x^{0,0731}$ $R^2 = 0,9992$
Диаметр втулки	$y = 1756,6e^{-45,57x}$ $R^2 = 0,9622$
Диаметр штока	$y = -235,4\ln(x) - 778,09$ $R^2 = 0,9849$
Диаметр поршня	$y = 65,77e^{100,13x}$ $R^2 = 0,9818$
Ход поршня во втулку	$y = -178,6\ln(x) - 68,646$ $R^2 = 0,9651$

### 3. Проведены экспериментальные исследования процессов демпфирования резонансных колебаний в вибрационных машинах с целью уточнения теоретических моделей.

Экспериментальные исследования разделены на две части. Цель первого опыта заключается в том, чтобы установить значения коэффициента сопротивления амортизатора. Во втором опыте определяются оптимальные значения параметров амортизатора.

В первой части экспериментальных исследований рассматриваются оптимальные значения коэффициента сопротивления амортизатора. Для этого собирается установка, в которой амортизатор подвешивается вертикально за верхнюю проушину. На нижнюю проушину загружаются грузы разной массы. На штоке размечается градация значений, которые служат метками отсчета пройденного расстояния. В процессе эксперимента фиксируется время, за которое шток 3 войдет во втулку 4, на расстоянии  $l$  и движения штока по втулке  $t$ , рис. 9. Эксперимент двухфакторный. Во время опыта изменяется вес подвешиваемого груза и зазоры  $\delta$  внутри амортизатора, путём замены поршней 3 и 5. Фотография экспериментального стенда показана на рис. 10. Фиксируются значения времени, составляется матрица планирования эксперимента и обрабатываются результаты. Матрица планирования эксперимента показана в табл. 2. По ре-

результатам обработки данных строится зависимость скорости перемещения штока от массы груза, которая позволит получить искомую характеристику амортизатора – экспериментальные значения коэффициента сопротивления амортизатора

Таблица 2

Матрица планирования эксперимента

№ эксперимента	Независимые факторы			Измеряемый параметр		Среднее значение измеряемого параметра
	$x_0$	$x_1$	$x_2$	$y_1$	$y_2$	
1	+	-	-	6,01	5,87	5,94
2	+	+	-	4,68	4,98	4,83
3	+	-	+	3,68	3,78	3,73
4	+	+	+	2,41	2,97	2,69
Итого						17,19

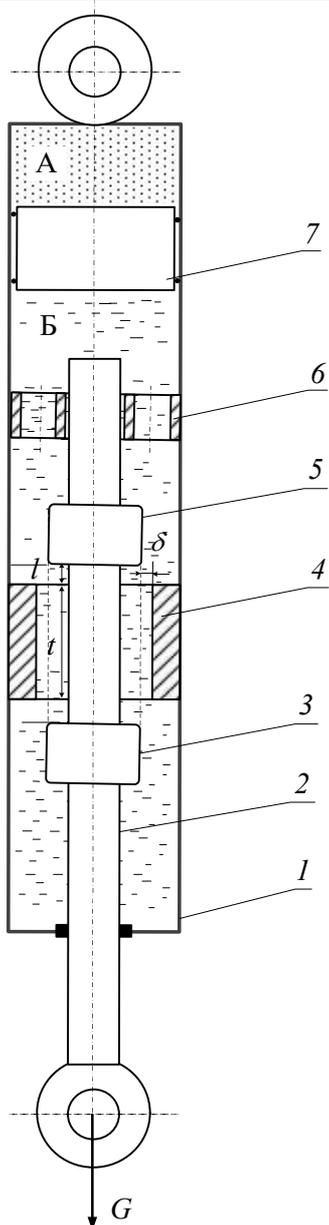


Рис. 9. Принципиальная схема экспериментального исследования

1 – цилиндр; 2 – шток; 3, 5 – поршень;  
 4 – втулка; 6 – центрирующая втулка; 7 – газовый поршень;  
 А – газовая зона; Б – жидкостная зона;  
 $G$  –  $\delta$  – зазор между втулкой и штоком;  $l$  – расстояние от втулки до поршня;  $t$  – высота втулки

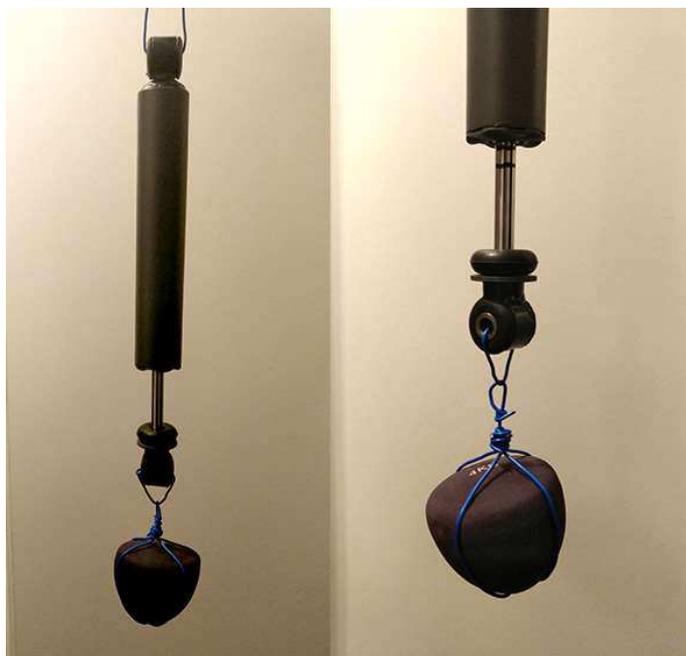


Рис. 10. Фотография экспериментального стенда

В результате расчетов получены экспериментальные значения коэффициента сопротивления амортизатора, Нс/м:

- рабочий режим

$$k_c = 79,317$$

$$k_b = 26,94$$

- резонансный режим

$$k_c = 850,51$$

$$k_b = 320,267$$

Следующая задача заключается в исследовании амортизатора, установленного на экспериментальной установке.

Экспериментальная установка представляет собой вибрационный конвейер, предназначенный для транспортирования сыпучих строительных материалов, таких как песок, бетон, щебень, керамзит, песчано-гравийная смесь и др.

Установка содержит: желоб 1, по которому перемещается материал, посредством направленных колебаний, создаваемых вибратором 2. Виброконвейер установлен на основании 4 посредством четырех пружин 3. Непрерывная подача материала в бункер 5 осуществляется с помощью ленточного конвейера 6. Установка показана на рис. 11.

Длина рабочего лотка вибрационного конвейера составляет 2000 мм, ширина и высота соответственно 150 и 200 мм. Нормальный угол вибрации может быть установлен в пределах от 0° до 90°. Амплитуда колебаний вибрационного конвейера варьируется в пределах от 0,5 до 6 мм. Частота колебаний конвейера возможна от 10 до 50 Гц.

Для проведения эксперимента, на вибрационный конвейер установлены специально спроектированные амортизаторы, обеспечивающие требуемый режим управления колебательным процессом. Список оборудования, используемого при проведении экспериментальных исследований, представлен в таблице 3.



Рис. 11. Внешний вид установки

Таблица 3

### Приборы и оборудование

№ п/п	Наименование оборудования	Количество, шт.
1	Частотный преобразователь	1
2	Тахометр-частотомер	1
3	Емкость для материала	3
4	Весы	1
5	Набор инструментов для изменения момента инерции дебаланса (в него входят гаечные ключи и отвертки различных видов)	1

Эксперимент выполнен в следующей последовательности:

1. Настраивается стенд и амортизатор на заданные уровни факторов, подключается считывающий прибор

2. Включается вибратор и ленточный конвейер, обеспечивающий постоянную подачу песка в бункер. Частота вращения вала электродвигателей измеряется и записывается. Виброграмма рабочего органа вибрационного конвейера записывается.

3. После выполнения первого опыта, стенд настраивается на следующие, по порядку, уровни факторов и выполняется следующий опыт, производятся необходимые измерения. Каждый опыт проводится по 2 раза.

Частота вращения вала электродвигателя изменяется в пределах от 800 об/мин до 1600. На вибрационном конвейере установлены 2 электродвигателя, мощностью 0,54 кВт. Момент инерции дебаланса меняется путем изменения положения самих дебалансов относительно оси вращения. Во время эксперимента меняются и зазоры в амортизаторе посредством замены внутренней втулки

амортизатора. Зазоры, находящиеся между штоками и втулкой, влияют на коэффициент сопротивления амортизатора – чем больше зазоры, тем больше рабочей жидкости перетекает из полости в полость, тем самым уменьшая сопротивление амортизатора.

Материал непрерывно подается в бункер конвейера посредством ленточного конвейера. Масса материала в процессе эксперимента изменяется, путем добавления большего количества в бункер вибрационного конвейера.

Факторы и их значения показаны на таблице 4. Для изменения частоты вращения электродвигателей используется частотный преобразователь. Частотный преобразователь контролирует частоту вращения обоих электродвигателей, а также синхронизирует частоту вращения. Получение амплитудно-частотной характеристики производится путем использования частотомера.

Таблица 4

#### Факторы и их изменяемые значения

x <sub>1</sub>	Частота вращения вала электродвигателей, об/мин	800 – 1600
x <sub>2</sub>	Момент инерции дебаланса, кг*м <sup>2</sup>	3 – 12
x <sub>3</sub>	Зазоры в амортизаторе, мм	4-8
x <sub>4</sub>	Масса материала, кг	25-75

Для хранения и добавления материала используется емкость, вместе с весами для того, чтобы отмерять необходимые количества материала. Момент инерции дебаланса изменяется посредством набора инструментов, который позволяет открыть сам вибратор и изменить положение дебалансов, относительно друг друга.

Составляется матрица планирования эксперимента, заносятся в нее экспериментальные данные. Снимаемой характеристикой установки является амплитуда колебания конвейера. Матрица планирования показана в табл. 5

Таблица 5

#### Матрица планирования эксперимента

№ эксперимента	Независимые факторы					Критерии оптимизации I <sub>i</sub>		Среднее значение критерия оптимизации
	x <sub>0</sub>	x <sub>1</sub>	x <sub>2</sub>	x <sub>3</sub>	x <sub>4</sub>	I <sub>1</sub>	I <sub>2</sub>	I <sub>ср</sub>
1	+	+	+	+	+	16	10	13
2	+	-	+	+	+	12	11	11,5
3	+	+	-	+	+	16	27	21,5
4	+	-	-	+	+	19	28	23,5
5	+	+	+	-	+	18	19	18,5
6	+	-	+	-	+	6	10	8
7	+	+	-	-	+	18	25	21,5

№ эксперимента	Независимые факторы					Критерии оптимизации $I_i$		Среднее значение критерия оптимизации
	$x_0$	$x_1$	$x_2$	$x_3$	$x_4$	$I_1$	$I_2$	$I_{cp}$
8	+	-	-	-	+	29	35	32
9	+	+	+	+	-	9	10	9,5
10	+	-	+	+	-	9	10	9,5
11	+	+	-	+	-	8	6	7
12	+	-	-	+	-	20	17	18,5
13	+	+	+	-	-	5	6	5,5
14	+	-	+	-	-	6	16	11
15	+	+	-	-	-	12	10	11
16	+	-	-	-	-	12	16	14

Обрабатываются данные и получается уравнение математической модели, которое проверяется на адекватность. Проверяются несколько математических моделей, начиная с самой простой, линейной, и заканчивая более сложной, степенной.

Таблица 6

## Проверка адекватности математической модели

$x_1$	$x_2$	$x_4$	$x_1x_2$	$x_2x_3$	$I_{cp}$	$\hat{I}$	$ I_{cp} - \hat{I} $	$(I_{cp} - \hat{I})^2$
+	+	+	+	+	13	16,87505	3,87505	15,01601
-	+	+	-	+	11,5	12,68755	1,18755	1,410275
+	-	+	-	-	21,5	20,50015	0,99985	0,9997
-	-	+	+	-	23,5	24,68765	1,18765	1,410513
+	+	+	+	-	18,5	16,87505	1,62495	2,640463
-	+	+	-	-	8	12,68755	4,68755	21,97313
+	-	+	-	+	21,5	20,50015	0,99985	0,9997
-	-	+	+	+	32	24,68765	7,31235	53,47046
+	+	-	+	+	9,5	8,93745	0,56255	0,316463
-	+	-	-	+	9,5	4,74995	4,75005	22,56298

x <sub>1</sub>	x <sub>2</sub>	x <sub>4</sub>	x <sub>1</sub> x <sub>2</sub>	x <sub>2</sub> x <sub>3</sub>	I <sub>ср</sub>	$\hat{I}$	$ I_{ср} - \hat{I} $	$(I_{ср} - \hat{I})^2$
+	-	-	-	-	7	12,56255	5,56255	30,94196
-	-	-	+	-	18,5	16,75005	1,74995	3,062325
+	+	-	+	-	5,5	8,93745	3,43745	11,81606
-	+	-	-	-	11	4,74995	6,25005	39,06313
+	-	-	-	+	11	12,56255	1,56255	2,441563
-	-	-	+	+	14	16,75005	2,75005	7,562775
Сумма $\Sigma$							48,5	215,6875

Определяя расчетное значение критерия Стьюдента и проверяя критерии Стьюдента для всех коэффициентов уравнения, получается окончательное уравнение математической модели:

$$y = 14,7188 - 1,2813x_1 - 3,9063x_2 + 0,53125x_2x_3 + 3,9688x_4 + 2,09375x_1x_2. \quad (10)$$

Вычисляется число степеней свободы:

$$f_1 = (N - 1) = 16 - 4 = 12 \quad (11)$$

$$f_2 = N(m - 1) = 16(2 - 1) = 16 \quad (12)$$

Находится дисперсия адекватности:

$$S_{ад}^2 = \frac{1}{N - l} \sum_{i=1}^N m_i (I_{ср} - \hat{I})^2 = \frac{2 \cdot 215,6875}{16 - 4} = 35,94792. \quad (13)$$

Определяется расчетное значение критерия Фишера:

$$F_p = \frac{S_{ад}^2}{S_{воспр}^2} = \frac{35,94792}{15} = 2,396528. \quad (14)$$

Расчетное значение критерия Фишера получилось меньше, чем критическое, отсюда следует, что математическая модель адекватна.

Для определения оптимальных значений при максимальной загрузке вибрационного конвейера, находятся частные производные по  $x_1$ ,  $x_3$  и  $x_4$ , при известном значении  $x_2$ . В результате имеются следующие эффективные значения факторов:  $x_1 = 5,4$ ,  $x_3 = 61$  и  $x_4 = 1,3$ . Зависимости от факторов, в сравнении с теоретическими данными, показаны на графиках рис. 12, 13, 14 и 15.

В ходе экспериментального исследования получены действительные значения коэффициента сопротивления разработанного амортизатора. Сравнивая коэффициент сопротивления, полученный в ходе расчета математической модели из теоретических исследований, с коэффициентом сопротивления, полученным экспериментальным путем, определяем, что расхождения между этими коэффициентами имеют допустимую погрешность (до 20 %). Такой результат под-

тверждает, что математическая модель, полученная в результате теоретических исследований, является верной.

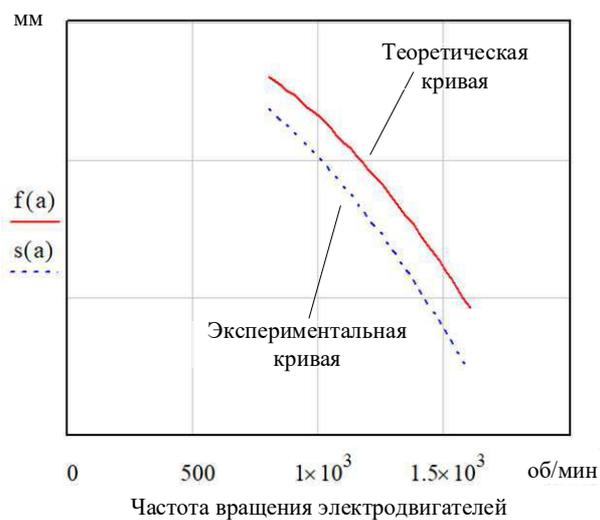


Рис. 12. Зависимость частоты колебаний от частоты вращения электродвигателей, где  $f(a)$  – данные, полученные экспериментально,  $s(a)$  – данные, полученные теоретически

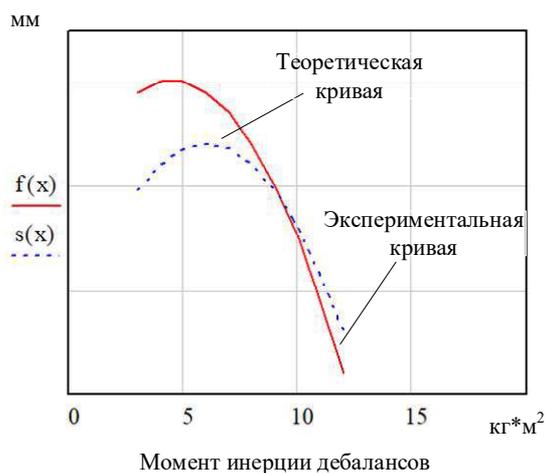


Рис. 13. Зависимость частоты колебаний от момента инерции вибраторов, где  $f(x)$  – данные, полученные экспериментально,  $s(x)$  – данные, полученные теоретически.

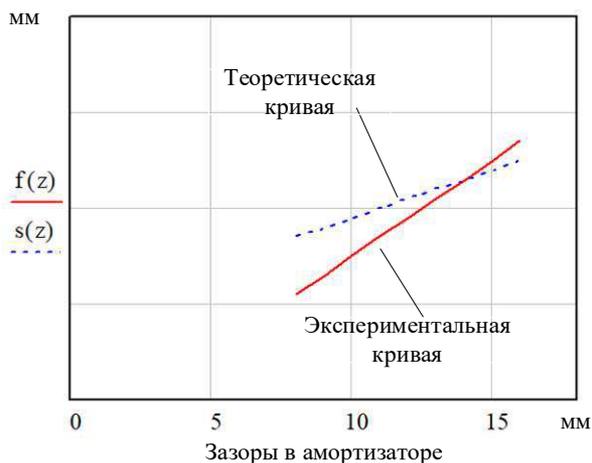


Рис. 14. Зависимость частоты колебаний от зазоров в амортизаторах, где  $f(z)$  – данные, полученные экспериментально,  $s(z)$  – данные, полученные теоретически.

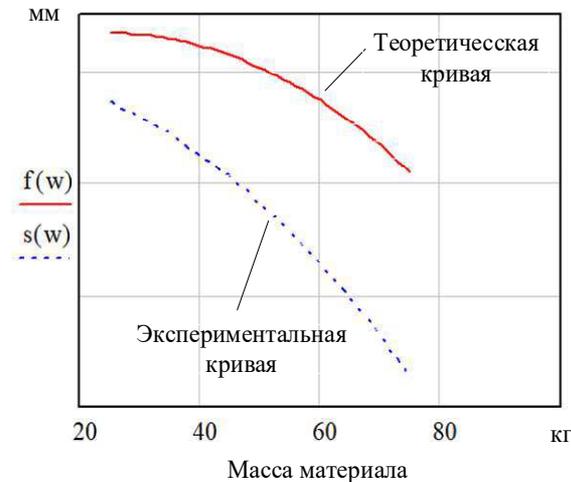


Рис. 15. Зависимость частоты колебаний от массы материала, где  $f(w)$  – данные, полученные экспериментально,  $s(w)$  – данные, полученные теоретически

#### 4. Методика расчета параметров амортизатора.

Цель расчета – выбор конструктивных параметров амортизатора, обеспечивающих требуемые характеристики, а именно, минимальное сопротивление в рабочем режиме и максимальное при возникновении резонансных колебания

Для расчета параметров амортизатора выбираем коэффициент аperiodичности (затухания колебаний). Правильный выбор этого коэффициента обеспечивает рациональную зависимость между сопротивлением амортизатора и частотой собственных колебаний. Коэффициент аperiodичности находится в пределах  $\psi = 0,15 \dots 0,3$ . Принимаем его значение, равным  $\psi = 0,2$

$$\psi = \frac{K}{\sqrt{\frac{M}{2}c}} = 0,2. \quad (15)$$

Коэффициент сопротивления амортизатора рассчитывается по следующей формуле:

$$K = \psi \sqrt{\frac{M}{2}c} = 0,2 \sqrt{\frac{8360}{2} \cdot 270515} = 6725,3, \quad (16)$$

где  $M$  – масса колеблющейся части вибрационной машины, кг;  $c$  – жесткость подвески вибрационной машины,  $c=270515$  Н/м.

Коэффициенты сопротивления амортизатора на ходе отбоя и на ходе сжатия определяются по следующим зависимостям:

- коэффициент сопротивления амортизатора на ходе отбоя:

$$K_{отб} = \beta \cdot K_{сж}, \quad (17)$$

где  $K_{сж}$  – коэффициент сопротивления на ходе сжатия;  $\beta = 4 \dots 8$ .

$$K = \frac{K_{сж} + K_{отб}}{2} = \frac{K_{сж} + \beta \cdot K_{сж}}{2}. \quad (18)$$

- Коэффициент сопротивления амортизатора на ходе сжатия:

$$K_{сж} = \frac{2 \cdot K}{1 + \beta} = \frac{2 \cdot 6725,3}{1 + 5} = 2242. \quad (19)$$

Таким образом коэффициент сопротивления амортизатора на ходе отбоя вычисляется:

$$K_{отб} = \beta \cdot K_{сж} = 5 \cdot 2242 = 11210. \quad (20)$$

По рассчитанным коэффициентам сопротивления амортизатора, определяется максимальная сила сопротивления:

$$F_{\max} = K_i \cdot v_{\max}, \quad (21)$$

где  $v_{\max} = 0,6$  максимальная скорость колебаний, м/с.

$$F_{\max,отб} = K_{отб} \cdot v_{\max} = 11210 \cdot 0,6 = 6726, \quad (22)$$

$$F_{\max,сж} = K_{сж} \cdot v_{\max} = 2242 \cdot 0,6 = 1345. \quad (23)$$

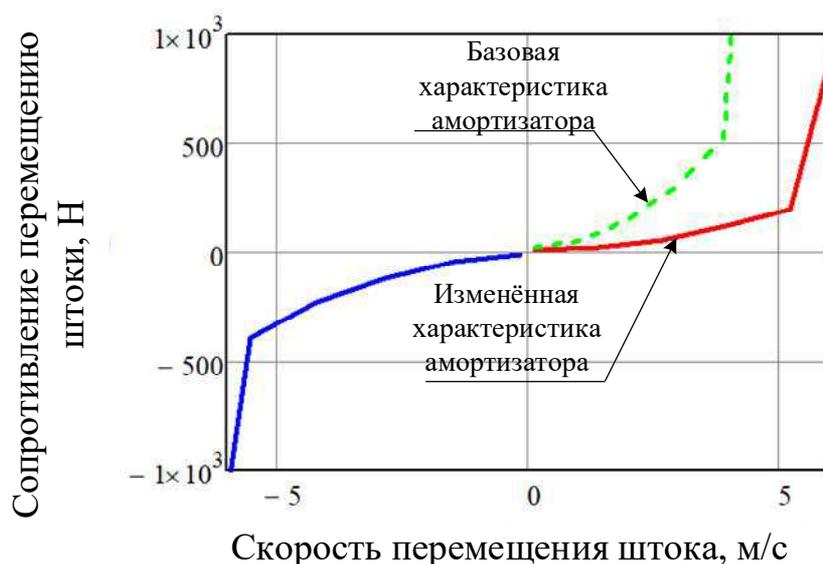


Рис. 16. Характеристика амортизатора:

$V_{\text{раб}}$  — скорость штока в рабочем режиме вибрационной машины (в момент пересечения оси колебаний);  $V_{\text{рез}}$  — в режиме входа в резонанс

Выполнив расчет параметров разработанного амортизатора, далее выполняется расчет стандартного амортизатора автомобильного. В некоторых случаях, покупка готового, серийного амортизатора не является возможным вариантом, в таком случае имеет смысл спроектировать амортизатор полностью, рассчитав его параметры. Используя полученные рассчитанные параметры, можно построить характеристику работы амортизатора. На рис. 16 показано отношение сопротивления перемещению штока амортизатора от скорости его движения. Из графика видно, что скорость резонанса подавляется силой сопротивления амортизатора. Резкий скачок характеризует вход поршня во втулку. Амортизатор демпфирует колебательный процесс, тем самым ограничивая амплитуду колебаний.

### **III. ОБЩИЕ ВЫВОДЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ**

1. Проведен анализ существующих методов и средств демпфирования. Сформулировано решение проблемы резонансных колебаний, влияющих на вибрационные машины и установлены конструктивные параметры этих машин, с целью подбора характеристик демпфера для управления колебательным процессом.

2. Разработана новая конструкция демпфирующего устройства, выполненного в виде амортизатора автомобильного типа, имеющего характеристики, удовлетворяющие режимам работы ВСМ в резонансных и рабочих режимах.

3. Разработана математическая модель функционирования демпфирующего устройства и установлена взаимосвязь между конструктивными параметрами устройства, коэффициентом сопротивления и параметрами ВСМ. Построена характеристика демпфирования устройства.

4. Построена математическая модель колебаний ВСМ. Установлены значения коэффициентов сопротивления и установлена связь между математической моделью и коэффициентом сопротивления. Получена характеристика колебательного процесса системы и влияния на него. Установлены диапазоны сопротивления рабочего режима резонанса.

5. В результате компьютерного эксперимента получены регрессионные зависимости, связывающие параметры ВСМ и конструктивные параметры демпфирующего устройства, для всего диапазона параметров ВСМ.

6. Проведено экспериментальное исследование характеристик разработанного амортизатора, а также возможности применения метода демпфирования резонансных колебаний на вибрационном конвейере. В ходе экспериментального исследования были определены коэффициенты сопротивления и необходимые параметры амортизатора, были получены и проанализированы: амплитуды колебания вибрационного конвейера, его рабочий процесс и влияние резонансных амплитуд на вибрационную установку. В итоге была подтверждена сходимость результатов, полученных в ходе математического моделирования и целесообразность применения метода демпфирования резонансных колебаний.

7. Разработана методика расчета модернизированного амортизатора, которая позволяет произвести расчет амортизатора для любого вида вибрационных машин.

8. Проведено технико-экономическое обоснование внедрения демпфера.

9. Разработаны и запатентованы несколько видов амортизаторов, работающих по разным принципам, что позволяет использовать их в различных средах, где другие типы амортизаторов работать не смогут.

10. Разработаны рекомендации по применению модернизированного амортизатора, позволяющие повысить технико-экономические показатели вибрационных строительных машин.

#### **IV. ОСНОВНЫЕ НАУЧНЫЕ ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИОННОГО ИССЛЕДОВАНИЯ**

##### **Публикации в изданиях, рекомендованных ВАК РФ:**

1. **Литвин Р. А.** Экспериментальное исследование процесса демпфирования резонанса в вибрационных строительных машинах с помощью амортизатора / Р. А. Литвин // «Вестник гражданских инженеров» №2 (67), 2018. – С. 212–219.
2. **Литвин Р.А.**// Методика расчета параметров амортизатора для демпфирования резонансных колебаний / Литвин Р. А. // «Вестник гражданских инженеров» №4 (69), 2018. – С. 199–203.
3. **Литвин Р.А.**//Гашение резонансных колебаний в вибрационных строительных машинах / Репин С.В., Литвин Р.А, Волков С.А., // «СДМ-Пресс», Журнал «Строительные и дорожные машины» 3/2016, 2016. – С. 16–20.
4. **Литвин Р.А.**//Моделирование процессов управления колебаниями в вибрационных строительных машинах с помощью гидравлических амортизаторов / Репин С. В., Литвин Р. А. // «Вестник гражданских инженеров» №5 (58), 2016. – С. 142–150.
5. **Литвин Р.А.**//Повышение безопасности подъемно-транспортных машин / Бардышев О. А., Бардышев А. О., Космачков С. А., Литвин Р. А., Филин А. Н. // Механизация строительства. №2, 2016. – С. 5–8.

##### **Публикации в прочих изданиях:**

1. **Литвин Р.А.**//Гашение колебаний в вибрационных машинах. / Литвин Р.А., Горбань И.В., Репин С.В. / Актуальные проблемы безопасности дорожного движения: материалы междунар. Науч.-практ. Конференции студентов, аспирантов, молодых ученых / СПбГАСУ. – В 5 ч. Ч. 5, СПб.- 2014. – С. 41–45.
2. **Литвин Р.А.**//Моделирование процесса гашения колебаний вибрационного конвейера с помощью гидравлических амортизаторов. / Литвин Р.А., Репин С.В. // 71-я научная конференция профессоров, преподавателей, научных работников, инженеров и аспирантов университета / СПбГАСУ, СПб.- 2015. – С. 56–61.
3. **Литвин Р.А.**//Исследование вибросгасящих свойств гидравлических амортизаторов. / Литвин Р.А., Репин С.В. // Актуальные проблемы безопасности дорожного движения: материалы междунар. Науч.-практ. Конференции студентов, аспирантов, молодых ученых / СПбГАСУ. – СПб., 2015. – С. 90–95.
4. **Литвин Р.А.**//Теоретическое и экспериментальное исследование процесса вибротранспортирования строительных материалов / Репин С.В., Литвин Р.А., Монгуш С.Ч. // «Вестник Тувинского государственного университета». / ФГБОУ ВПО «Тувинский государственный университет». – г. Кызыл., 2016. – С. 121–129

##### **Патенты:**

1. Амортизатор для гашения резонансных колебаний в вибрационных машинах: пат. 170565 Рос. Федерация : МПК F16F 9/49 F16F 9/36 /Р.А. Литвин,

С.В. Репин; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет» – № 2016124862; заявл. 21.06.2016; опубл. 28.04.2017, Бюл. № 13.

2. Амортизатор для гашения резонансных колебаний в вибрационных машинах: пат. 170737 Рос. Федерация: МПК F16F 9/49 F16F 9/36 /Р.А. Литвин, С.В. Репин; П.С. Гордеев заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет» – № 2016126922; заявл. 04.07.2016; опубл. 04.05.2017, Бюл. № 13.

3. Пневматический амортизатор для гашения резонансных колебаний в вибрационных машинах: пат. 183547 Рос. Федерация: МПК F16F 9/16, F16F 9/36, F16F 15/023/Р.А. Литвин, С.В. Репин, А.В. Булин; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет» – № 2018100541; заявл. 09.01.2018; опубл. 25.09.2018, Бюл. № 27.

4. Пружинный амортизатор для гашения резонансных колебаний в вибрационных машинах: пат. 183775 Рос. Федерация : МПК F16F 15/00 /Р.А. Литвин, С.В. Репин, Самолутченков В.В.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет» – № 2018111793; заявл. 02.04.2018; опубл. 02.10.2018, Бюл. № 28.

---

Компьютерная верстка И. А. Яблоковой

Подписано к печати 21.01.2019. Формат 60×84 1/16. Бум. офсетная.

Усл. печ. л. 1,6. Тираж 120 экз. Заказ 2.

Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет.  
190005, Санкт-Петербург, 2-я Красноармейская ул., д. 4.

Отпечатано на ризографе. 198095, Санкт-Петербург, ул. Розенштейна, д. 32, лит. А.

