

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ДОНБАССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

На правах рукописи

Мулов Дмитрий Валерьевич

**РАЗРАБОТКА И ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ВИБРОЗАЩИТЫ
ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ОТБОЙНЫХ МОЛОТКОВ**

Специальность 05.02.13 – Машины, агрегаты и процессы
(по отраслям)

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Алчевск – 2023

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Донбасский государственный технический университет»

**Научный
руководитель:**

Вишневский Дмитрий Александрович,
доктор технических наук, доцент, федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Донбасский государственный технический университет», ректор, профессор кафедры машин металлургического комплекса

**Официальные
оппоненты:**

Киреев Андрей Николаевич,
доктор технических наук, профессор, федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Луганский государственный университет имени Владимира Даля», профессор кафедры железнодорожного транспорта

Латышев Сергей Сергеевич,
кандидат технических наук, федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Белгородский государственный технологический университет им. В. Г. Шухова», директор института технологического оборудования и машиностроения, доцент, заведующий кафедрой начертательной геометрии и графики

**Ведущая
организация:**

федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Луганский государственный аграрный университет имени К. Е. Ворошилова»

Защита состоится «15» сентября 2023 г. в 10⁰⁰ часов на заседании диссертационного совета Д 001.007.01 на базе ФГБОУ ВО «ДонГТУ» по адресу: г. Алчевск, пр. Ленина, 16 (главный корпус), конференц-зал.

С диссертацией можно ознакомиться в научной библиотеке ФГБОУ ВО «ДонГТУ» в читальном зале по адресу: г. Алчевск, ул. Ленинградская, 45-а, библиотека.

Автореферат разослан «__» _____ 2023 года

Ученый секретарь
диссертационного совета Д 001.007.01,
кандидат технических наук, доцент

Евгений Сергеевич Смекалин

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследования. Ручные ударные машины, в том числе пневматические отбойные молотки (ПОМ), широко применяются для механизации ручного труда в горной, строительной, машиностроительной промышленности, на объектах коммунального хозяйства и во многих других отраслях производства. Только на промышленных предприятиях Донбасса в ежегодном пользовании находится до 5000 единиц ПОМ. К достоинствам машин данного класса следует отнести простоту конструкции, надежность в работе и способность развивать при небольшом весе значительную мощность и энергию удара. Эти положительные качества ручных ударных машин обеспечивают экономическую целесообразность их применения.

Вместе с тем, воздействие исполнительных органов ручных ударных машин на объекты обработки имеет резко выраженный динамический характер, а их работа сопровождается непрерывной вибрацией и резким шумом. До 90 % молотков, эксплуатируемых в различных отраслях производства, имеют уровень вибраций, превышающий допустимые санитарные нормы. В результате длительной работы таким инструментом у работающих появляются профессиональные заболевания, приводящие в ряде случаев к инвалидности. При существующей мировой тенденции повышения мощности ударных машин опасность возникновения вибрационной болезни операторов резко возрастает. Статистика несчастных случаев за период с 2016 по 2020 год показала, что 70 % виброзаболеваний возникает вследствие работы с ПОМ.

Приходящаяся на единицу массы мощность ручных ударных машин во много раз больше, чем у стационарных машин аналогичного назначения (в 10 ... 30 раз). По мере совершенствования и разработки новых образцов ручных ударных машин возрастает интенсивность их работы, что необходимо для повышения производительности труда при строго ограниченной массе машин. Одновременно все больше ужесточаются требования к гигиеническим нормам вибрации, воспринимаемой руками оператора.

В настоящее время достигнуты значительные успехи в части улучшения условий труда рабочих, использующих ПОМ. Однако выпускаемые заводами современные ПОМ все еще не удовлетворяют в полной мере санитарным нормам по вибрации (СН 2.2.4/2.1.8.566-96) и не обеспечивают требуемой производительности труда.

Изложенное показывает большое значение и особую сложность задач обеспечения вибрационной безопасности ПОМ.

Степень разработанности научной проблемы. Теоретическим и экспериментальным исследованиям ПОМ и, в частности, их виброзащиты посвящены труды ведущих ученых и инженеров Российской Федерации и Беларуси: П. М. Алабушева, Е. В. Александрова, О. Д. Алимова, И. А. Бегагоена, В. И. Быкова, А. М. Васильева, Е. В. Герца, В. Ф. Горбунова, Б. С. Доброборского, А. Г. Дядюры, В. А. Кашаева, В. В. Козлова, В. И. Копытова, Г. В. Крейнина, Н. А. Клушина, Б. Л. Осетинского, А. М. Петреева, Ю. Н. Попова, И. Г. Резникова, Н. Н. Снежкова, Г. А. Советова, В. Б. Соколинского, Б. В. Суднишникова, А. В. Триханова, В. В. Юшина, Д. З. Ямпольского и других.

Несмотря на значительный объем проведенных исследований, динамиче-

ские процессы в отбойных молотках остаются недостаточно изученными, а способы и средства защиты молотков от вибраций имеют ряд недостатков. Простые, легко обнаруживаемые решения практически полностью исчерпаны. Поэтому поиск новых структурных и конструктивных решений, направленных на повышение эффективности виброзащиты ПОМ при сохранении их производительности, остается актуальной научной и практической задачей.

Объект исследования – динамические процессы, протекающие в пневматических отбойных молотках с виброзащитой.

Предмет исследования – параметры виброзащиты пневматических отбойных молотков с обособленным стволом и кольцевыми канатными виброизоляторами.

Цель и задачи исследования.

Цель работы – повышение эффективности виброзащиты пневматических отбойных молотков за счет обособления ствола, применения кольцевых канатных виброизоляторов и обоснования ее параметров на основе исследования динамических процессов в молотках.

Для достижения поставленной цели сформулированы следующие основные **задачи исследования**:

- выполнить анализ основных источников возникновения вибраций в ПОМ, а также упругих элементов, используемых в качестве средств виброзащиты. Обосновать возможности снижения вибраций за счет обособления ствола и применения кольцевых канатных виброизоляторов (ККВ) в узлах сопряжения конструктивных элементов молотка;

- провести теоретические исследования динамических процессов в системе «испытательный стенд – пневматический отбойный молоток» для обоснования преимуществ молотка с обособленным стволом (ОС) и ККВ по сравнению с серийно выпускаемыми молотками типа МО. Установить диапазон рациональных значений параметров ККВ, обеспечивающих минимальные значения показателей вибрации;

- провести комплекс экспериментальных исследований для обоснования параметров виброзащиты и установления адекватности математической модели и эффективности виброзащиты ПОМ с ОС и ККВ;

- разработать методику расчета виброзащиты ПОМ с ОС и ККВ, а также рекомендации по совершенствованию структуры и конструкции молотков.

Научная новизна.

1. Впервые разработаны математические модели систем «испытательный стенд – пневматический отбойный молоток» и произведено компьютерное моделирование динамических процессов в системах с базовым молотком типа МО и с аналогичным молотком, в котором применяются виброзащита с ККВ и частично обособленный ствол.

2. Впервые установлены зависимости действующих значений виброскорости и виброускорения рукоятки ПОМ с ОС от коэффициентов жесткости амортизирующей пружины и ККВ, а также область рациональных значений этих коэффициентов жесткости, обеспечивающих минимальные действующие значения виброскорости и виброускорения рукоятки.

3. Впервые экспериментально установлены зависимости геометрических параметров ККВ от их динамических свойств, а также значения этих геометриче-

ских параметров, обусловленные технологией изготовления ККВ и отвечающие области рациональных значений их динамических параметров, при которых обеспечиваются минимальные действующие значения виброскорости и виброускорения ПОМ с частично обособленным стволом.

4. Впервые обоснована возможность существенного снижения уровня вибраций ПОМ, в конструкции которых рукоятка и корпус совмещены конструктивно, причем обособленный ствол воспринимает часть статического напорного усилия от рукоятки, а элементы виброзащиты между сопрягаемыми поверхностями узлов машины представляют собой пакеты последовательно расположенных модулей с ККВ.

Теоретическая и практическая значимость работы.

1. Разработаны математические модели систем «испытательный стенд – пневматический отбойный молоток» с различными типами испытательных стендов и молотков, в том числе молотков с ОС и ККВ, для исследования динамических процессов в системах при различных значениях их конструктивных параметров; в результате анализа результатов моделирования сформулированы требования к ККВ и виброзащите молотков с ОС и ККВ.

2. Разработана методика расчета виброзащитной системы ПОМ с частично обособленным стволом и ККВ, производимого на стадии проектирования молотка и (или) на стадии адаптации к конкретным условиям эксплуатации.

3. Разработаны конструкция и технология изготовления ККВ, а также их параметрический ряд, удовлетворяющий потребностям в них при проектировании и эксплуатации ПОМ.

4. Созданы опытный образец ПОМ с ОС и виброзащитной системой с ККВ, а также стенд для исследования ПОМ, отличительной особенностью которого, является возможность регулирования положения молотка в пространстве и варьирования объектов разрушения с различными прочностными и динамическими характеристиками, чем обеспечивается проведение исследований в условиях приближенных к производственным.

5. Предложена и научно обоснована конструкция ПОМ, отличающаяся от конструкции базового молотка типа МО тем, что рукоятка и корпус связаны кинематически, причем обособленный ствол воспринимает часть статического напорного усилия от рукоятки, а элементы виброзащиты, расположенные между сопрягаемыми поверхностями узлов машины, представляют собой пакеты последовательно устанавливаемых модулей с ККВ.

Методология и методы исследования. Теоретические исследования выполнены с применением методов математического моделирования, методов расчета динамических систем с упруго-демпфирующими элементами, а также на основе фундаментальных положений динамики машин и теории виброударозащиты. Экспериментальные исследования динамики работы ударной машины с предложенной виброзащитной системой проводились на специально разработанном стенде современными методами и средствами электрических измерений. Обработка результатов экспериментальных исследований проводилась методами математической статистики. Адекватность разработанных математических моделей оценивалась путем сравнительного анализа результатов моделирования с опытными данными.

Положения, выносимые на защиту.

1. Математические модели динамических процессов в системе «испытательный стенд – пневматический отбойный молоток», позволяющие установить взаимосвязь динамических параметров ККВ в ПОМ с обособленным стволом с действующими значениями виброскорости и виброускорения для обоснования преимущества таких молотков в части вибраций над серийными молотками типа МО.

2. Зависимости действующих значений виброускорения и виброскорости рукояти установленного на стандартном испытательном стенде ПОМ с частично обособленным стволом от коэффициентов жесткости амортизирующей пружины и ККВ представляют собой вогнутые функции, причем минимальные значения показателей вибрации достигаются при коэффициентах жесткости амортизирующей пружины, равных $5 \cdot 10^4 \dots 9 \cdot 10^4$ Н/м, и коэффициентах жесткости ККВ из области значений $9 \cdot 10^4 \dots 1,1 \cdot 10^5$ Н/м.

3. Частичное обособление ствола, применение амортизационной пружины в корпусе и ККВ в системе виброзащиты ПОМ, разрабатываемых на базе молотков типа МО, позволяет эффективно снижать уровень вибраций, например, при установке молотка на стандартном испытательном стенде действующие значения виброскорости – в 1,1 ... 1,4 раз, а виброускорения – в 1,6 ... 1,8 раз, при установке на испытательном стенде конструкции ДонГТУ действующие значения виброскорости – в 2,2 ... 3,9 раз, а виброускорения – в 2,4 ... 3,7 раз.

4. Коэффициент жесткости ККВ линейно возрастает по мере увеличения их диаметра, а также при увеличении диаметра плетения, причем области рациональных значений коэффициента жесткости ККВ, при которых обеспечиваются минимальные значения действующих вибраций в ПОМ и выполняются условия технологии изготовления ККВ, отвечают значения диаметра ККВ 41, 43, 46 мм и значения диаметра плетения 3,5, 5 и 8 мм в различных сочетаниях.

Соответствие паспорту специальности. Диссертация соответствует паспорту специальности 05.02.13 – Машины, агрегаты и процессы (по отраслям).

Степень достоверности и апробация результатов. Основные положения диссертационной работы и её отдельные разделы докладывались и обсуждались на: VI, VII и VIII Международных научно-технических конференциях «Горная энергомеханика и автоматика» (г. Донецк, 2006 – 2008 г.); Международной научно-технической конференции «Интегрированные системы управления в горно-металлургическом комплексе» (г. Кривой Рог, 2007 г.); Международной научно-практической конференции молодых ученых, аспирантов и студентов «Перспективы освоения подземного пространства» (г. Днепропетровск, 2007 г.); Всеукраинской научно-технической конференции студентов и молодых ученых «Молодая академия» (г. Днепропетровск, 2008 г.); Международных научно-практических конференциях «Форум горняков» (г. Днепропетровск, 2008, 2010 г.); Международной научно-технической конференции «Мехатронное горное оборудование – 2010» (г. Донецк, 2010 г.); VIII Международной научно-технической конференции молодых ученых «Проблемы энергосбережения и механизации в горно-металлургическом комплексе» (г. Кривой Рог, 2012 г.); Международной научно-технической конференции посвященной 80-летию Днепропетровской области и 90-летию ГВУЗ «КНУ» «Устойчивое развитие промышленности и общества» (г. Кривой Рог, 2012 г.); VII научно-практической конференции «Донбасс-2022: пер-

спективы развития глазами молодых ученых» (г. Донецк, 2014 г.); II, III, V, VI и VII Международных научно-технических конференциях «Пути совершенствования технологических процессов и оборудования промышленного производства» (г. Алчевск, 2017 – 2022 г.).

Личный вклад автора состоит в формировании целей и задач исследований, научных положений и выводов; проведении теоретических исследований динамических процессов в системах «испытательный стенд – пневматический отбойный молоток» и установлении рациональных значений динамических параметров элементов виброзащиты молотков с ОС и ККВ; проведении сравнительного анализа показателей вибрации серийных молотков типа МО и молотков с ОС и ККВ; выполнении экспериментальных исследований ККВ и обосновании их геометрических параметров; разработке конструктивной схемы и системы виброзащиты молотков с ОС и ККВ; изготовлении и испытании экспериментального образца молотка с ОС и ККВ; разработке методики расчета виброзащиты молотка с частично обособленным стволом и ККВ.

Публикации. Основные положения исследования отображены в 26 печатных работах, из них: 2 учебных пособия, 10 статей, опубликованных в рецензируемых научных журналах и изданиях, утвержденных ВАК ЛНР и РФ, 3 статьи в профессиональных журналах и сборниках, 2 патента на полезную модель и 9 публикаций – материалы научных конференций, из них 7 международных.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, четырех разделов, заключения, списка литературы из 109 наименований и 3 приложений. Общий объем диссертации – 195 страниц, 71 рисунок и 19 таблиц.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность работы, приведены цель и задачи исследования, отражены основные положения, выносимые на защиту, показана их научная новизна и практическая значимость.

Первый раздел посвящен анализу проблемы вибраций ПОМ, в частности: причинам их возникновения и соответствия санитарным нормам, способов и средств снижения виброактивности и виброзащиты, научных достижений в данной области.

Действующие значения виброскорости и виброускорения современных ПОМ превышают соответствующие санитарные нормы, поэтому продолжительность их работы в течение смены во избежание виброболезни операторов, а значит и производительность молотков искусственно ограничиваются.

Обращено внимание на тенденции к созданию вибробезопасных молотков с обособленным стволом и упругими виброизолирующими элементами.

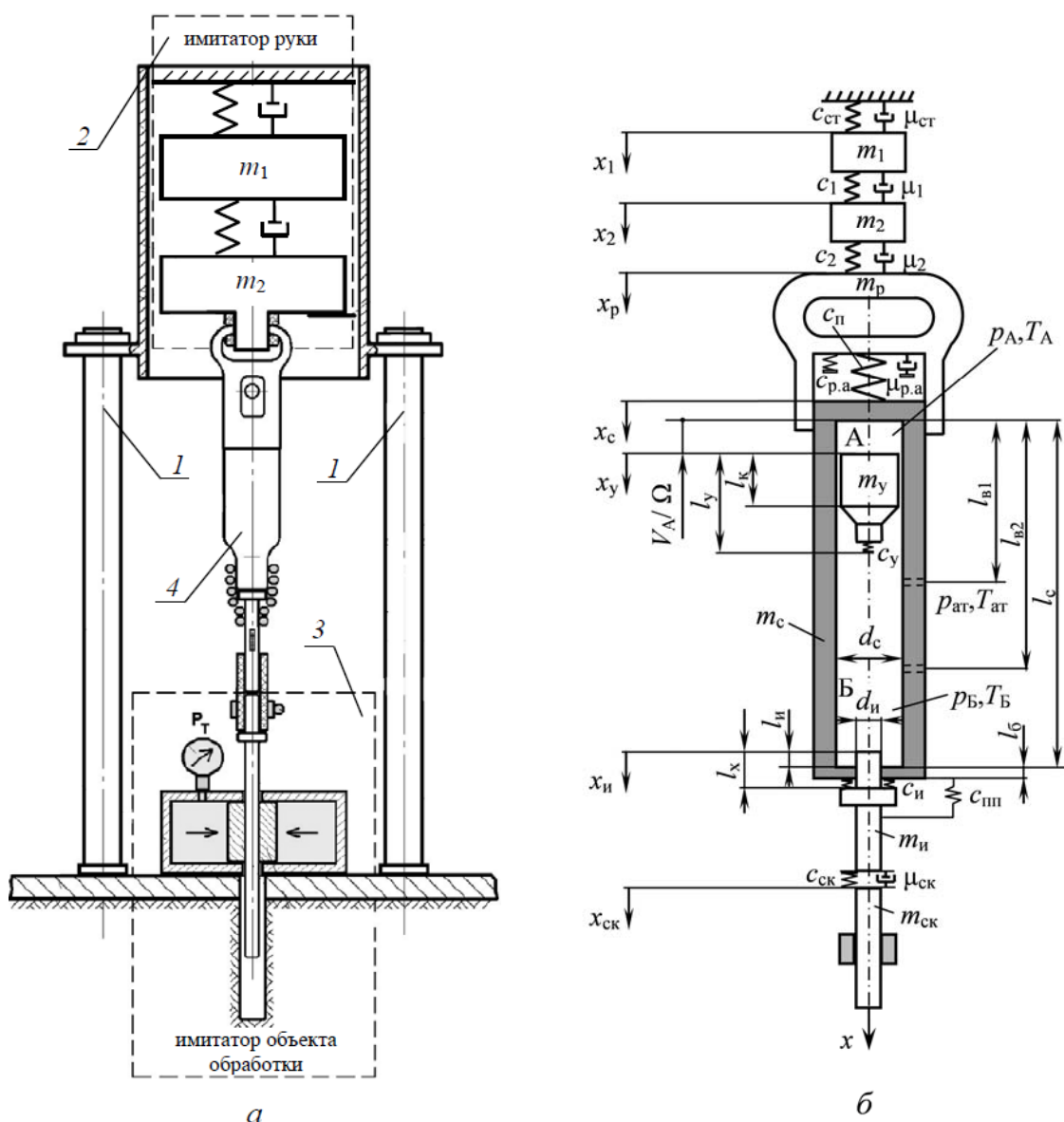
Учитывая очевидный интерес к этому направлению исследований, можно сделать вывод о его актуальности и перспективах использования ПОМ с ОС и упругими элементами виброзащиты.

Сформулированы цель и задачи исследований.

Второй раздел посвящен теоретическому исследованию динамических процессов в системе «испытательный стенд – пневматический молоток» для обоснования преимуществ предложенного нами молотка с ОС и ККВ по сравнению с серийно выпускаемыми молотками типа МО, а также установлению диапа-

зона рациональных значений динамических параметров ККВ.

В отечественном ГОСТ Р 55162-2012 предлагается испытательный стенд, схематическое изображение которого представлено на рисунке 1, а. Стенд включает в себя раму 1, механический имитатор 2 системы «кисть – рука» в виде двух масс m_1 и m_2 , соединенных между собой и с молотком пружинами (коэффициенты жесткости c_1 и c_2) и демпферами (коэффициенты вязкости μ_1 и μ_2). Объект обработки 3 представляется в виде скалки, зажатой с определенным усилием гидравлическими тисками и способной перемещаться в тисках, преодолевая силы трения, под воздействием инструмента. Отбойный молоток 4 устанавливается на стенде в положении вертикально вниз и крепится за рукоятку к присоединенной массе руки.



1 – рама стенда; 2 – имитатор руки; 3 – имитатор объекта обработки;
4 – отбойный молоток

Рисунок 1 – Схематическое изображение (а) и расчетная схема системы «стандартный испытательный стенд – серийный молоток типа МО» (б)

Разработана расчетная схема системы «стандартный испытательный стенд – пневматический отбойный молоток МО-2Б» (см. рисунок 1, б).

На расчетной схеме приняты обозначения: А и Б – верхняя и нижняя камеры; индексы: 1 и 2 – номера элементов стенда, имитирующих руку оператора, ст – стенка, р – рукоятка, с – ствол, у – ударник, и – инструмент, ск – скалка, п – пружина пусковая, р.а – резиновый амортизатор; пп – пружина, удерживающая инструмент; m_i, x_i – массы и перемещения элементов системы; c_i – коэффициенты жесткости; μ_i – коэффициенты вязкости; $p_m, p_{ат}, p_A$ и p_B – у меня здесь портится давления в магистрали, в атмосфере, в камерах А и Б; V_A, V_B – объемы воздуха в камерах А и Б; T_A, T_B, T_m и $T_{ат}$ – абсолютная температура воздуха в камерах А, Б, в магистрали и в атмосфере; l_c – длина внутренней поверхности ствола; $l_{в1}$ и $l_{в2}$ – расстояния от верхнего основания ствола до первого и второго яруса выхлопных отверстий; l_y – длина ударника; l_k – длина образующей цилиндрической поверхности ударника, контактирующей со стволом; d_c и d_y – внутренний диаметр ствола и диаметр ударника; $d_{и}$ – диаметр хвостовика инструмента; l_x – длина хвостовика инструмента; l_6 – длина буксы в стволе.

Математическая модель механических, термо- и газодинамических процессов в молотке системы «испытательный стенд – молоток отбойный пневматический серии МО» представляется следующей системой дифференциальных уравнений второго порядка:

$$\left\{ \begin{array}{l} m_1 \ddot{x}_1 = F_{ст} - F_1 + m_1 g \cos \beta; \\ m_2 \ddot{x}_2 = F_1 + F_{р.н} - F_{р.в} + m_2 g \cos \beta; \\ m_p \ddot{x}_p = F_{р.в} - F_{р.н} - R_{п} + m_p g \cos \beta; \\ m_c \ddot{x}_c = R_{п} - F_{р.А1} + P_c - F_{и} + F_{пп} + m_c g \cos \beta; \\ m_y \ddot{x}_y = F_{р.А} - F_{р.Б} - F_y + m_y g \cos \beta; \\ m_{и} \ddot{x}_{и} = F_y + P_{п} - F_{ск} + F_{и} - F_{пп} + m_{и} g \cos \beta; \\ m_{ск} \ddot{x}_{ск} = F_{ск} - F_{тр} + m_{ск} g \cos \beta; \\ \dot{p}_A = \frac{k}{V_A} \left[RT_M G_{АМ} - RT_A G_{Аи} - p_A \Omega (\dot{x}_y - \dot{x}_c) \right]; \\ \dot{p}_B = \frac{k}{V_B} \left[RT_M G_{БМ} - RT_B G_{Би} + p_B \Omega (\dot{x}_y - \dot{x}_c) - p_B \Omega_{и} (\dot{x}_{и} - \dot{x}_c) \right]; \\ \text{если } G_{АМ} > 0, \text{ то} \\ \dot{T}_A = \frac{T_A}{p_A V_A} \left[\left(k - \frac{T_A}{T_M} \right) RT_M G_{АМ} - (k-1) R k_{G_{Аи}} G_{Аи} - (k-1) p_A \Omega (\dot{x}_y - \dot{x}_c) \right]; \\ \text{если } G_{АМ} \leq 0, \text{ то} \\ \dot{T}_A = \frac{T_A}{p_A V_A} \left[\left(k - \frac{T_M}{T_A} \right) RT_A G_{АМ} - (k-1) R k_{G_{Аи}} G_{Аи} - (k-1) p_A \Omega (\dot{x}_y - \dot{x}_c) \right]; \end{array} \right. \quad (1)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{если } G_{\text{БМ}} > 0, \text{ то} \\ \dot{T}_{\text{Б}} = \frac{T_{\text{Б}}}{p_{\text{Б}} V_{\text{Б}}} \left[\begin{array}{l} \left(k - \frac{T_{\text{М}}}{T_{\text{Б}}} \right) R T_{\text{М}} G_{\text{БМ}} - (k-1) R k_{\text{ГБн}} G_{\text{Бн}} + (k-1) p_{\text{Б}} \Omega (\dot{x}_{\text{y}} - \dot{x}_{\text{c}}) - \\ - p_{\text{Б}} \Omega_{\text{и}} (\dot{x}_{\text{и}} - \dot{x}_{\text{c}}) \end{array} \right]; \\ \text{если } G_{\text{БМ}} \leq 0, \text{ то} \\ \dot{T}_{\text{Б}} = \frac{T_{\text{Б}}}{p_{\text{Б}} V_{\text{Б}}} \left[\begin{array}{l} \left(k - \frac{T_{\text{Б}}}{T_{\text{М}}} \right) R T_{\text{Б}} G_{\text{БМ}} - (k-1) R k_{\text{ГБн}} G_{\text{Бн}} + (k-1) p_{\text{Б}} \Omega (\dot{x}_{\text{y}} - \dot{x}_{\text{c}}) - \\ - p_{\text{Б}} \Omega_{\text{и}} (\dot{x}_{\text{и}} - \dot{x}_{\text{c}}) \end{array} \right]. \end{array} \right.$$

Здесь t – время; β – угол отклонения продольной оси молотка от вертикали; $F_{\text{ст}}$ – реакция стенки на воздействие оператора; F_1 – сила взаимодействия масс m_1 и m_2 ; $F_{\text{р.в}}$ и $F_{\text{р.н}}$ – реакции верхней и нижней частей рукоятки на воздействие оператора; $R_{\text{п}}$ – суммарная сила сжатия пусковой пружины и резинового амортизатора в рукоятке управления; g – ускорение свободного падения; $F_{\text{рА}}$ и $F_{\text{рБ}}$ – силы давления воздуха на ударник в камерах А и Б ствола; $F_{\text{рА1}}$ – сила давления, действующая на днище ствола в камере А; $P_{\text{с}}$ и $P_{\text{и}}$ – силы давления воздуха на днище ствола (с) в камере Б и на инструмент (и); $F_{\text{в}}$ – сила соударения ударника с инструментом; $F_{\text{и}}$ – сила взаимодействия инструмента со стволом; $F_{\text{пн}}$ – сила растяжения пружины, удерживающей инструмент; $F_{\text{ск}}$ – реакция скалки на воздействие инструмента; $F_{\text{тр}}$ – сила трения, возникающая между скалкой и гидравлическими тисками; $G_{\text{Ам}}$, $G_{\text{БМ}}$ – расход воздуха, поступающего из магистрали в камеру А и в камеру Б, соответственно; $G_{\text{Аи}}$, $G_{\text{Би}}$ – расход воздуха, истекающего в атмосферу из камер А и Б, соответственно; $k_{\text{ГАи}}$ и $k_{\text{ГБи}}$ – логические коэффициенты, принимающие значения температуры в камере или в атмосфере в зависимости от направления миграции воздуха через выхлопные отверстия; Ω – площадь поперечного сечения внутренней полости ствола; $\Omega_{\text{и}}$ – площадь торца хвостовика инструмента; k – показатель адиабаты.

В серийном отбойном молотке МО-2Б, виброзащитными элементами которого являются резиновая амортизационная шайба в рукоятке и сравнительно слабая пусковая пружина, уровни виброскорости и виброускорения, как показали результаты моделирования, превышают допустимые санитарные нормы ($a=2,0$ м/с² и $v=0,02$ м/с).

На рисунке 2 изображена расчетная схема системы «стандартный испытательный стенд – пневматический отбойный молоток с ОС и ККВ». В качестве средств виброзащиты в узлах соединения элементов конструкции, кроме применяемой в базовом молотке расположенной в рукоятке резиновой шайбы 12, применяются амортизирующая пружина 6 и ККВи (i – номер узла, в данном случае $i=1, 2, 3, 4$) 8 – 11. Коэффициенты жесткости виброузлов ККВи ($i=1, 2, 3, 4$) до и после посадки ККВ жестко обозначаются $c_{\text{ККВи}}$, и $c_{\text{ККВ } i \text{ max}}$, коэффициенты вязкости – $\mu_{\text{ККВи}}$. Динамические характеристики i -х узлов виброзащиты обеспечиваются в результате формирования пакета последовательно устанавливаемых и работающих на изгиб в устройстве типа «пуансон-матрица» единичных ККВ числом $n_{\text{ККВи}}$.

Движение системы также описывается системой уравнений (1), в которой уравнения движения рукоятки и ствола претерпевают некоторые изменения и обретают вид:

$$m_p \ddot{x}_p = F_{p.v} - F_{p.n} - F_k + F_{p.k} - R_{п} + m_p g \cos \beta; \quad (2)$$

$$m_c \ddot{x}_c = R_{п} - F_{pA1} + P_c - F_c + m_c g \cos \beta, \quad (3)$$

где $R_{п}$ – суммарная сила сжатия амортизирующих пружины и резиновой шайбы, расположенных между стволом и рукояткой молотка; F_c – сила взаимодействия ствола с корпусом через ККВ2; F_k и $F_{p.k}$ – силы в узлах, соответственно, ККВ3 и ККВ4.

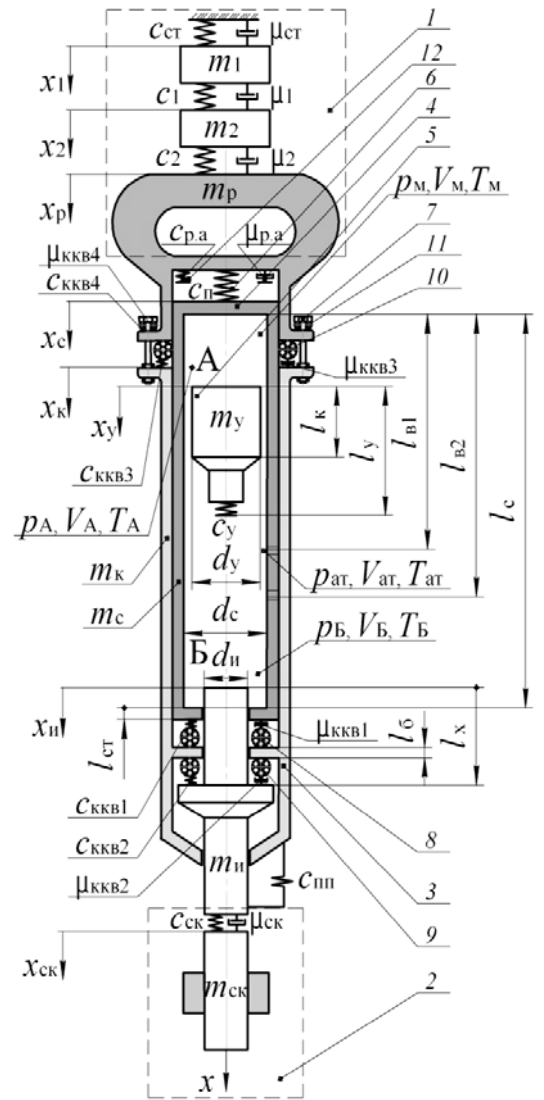
Добавляется уравнение движения корпуса:

$$m_k \ddot{x}_k = F_k - F_{p.k} - F_{и} + F_c + F_{пп} + m_k g \cos \beta. \quad (4)$$

Действующие значения ускорения \bar{a}_p и скорости \bar{v}_p рукоятки, полученные в результате моделирования при значениях $c_{ккв}$, изменяющихся в пределах от $0,5 \cdot 10^5$ до $2 \cdot 10^5$ Н/м, $c_{ккв \max} = 2,5 \cdot 10^5$ Н/м, $n_{ккв1} = n_{ккв2} = 1$, $n_{ккв3} = 3$, $n_{ккв4} = 2$, $m_1 = 20$ кг, представлены на рисунке 3.

Влияние $c_{п}$ на \bar{a}_p и \bar{v}_p при наиболее благоприятном значении $c_{ккв}$, равном $1,0 \cdot 10^5$, отражено на рисунке 4.

Вогнутые монотонные функции $\bar{a}_p(c_{ккв})$, $\bar{v}_p(c_{ккв})$, $\bar{a}_p(c_{п})$ и $\bar{v}_p(c_{п})$ имеют экстремум. Для эффективного в части вибраций функционирования молотка с ОС и ККВ располагаемая между стволом и корпусом амортизирующая пружина должна иметь (см. рисунок 4) жесткость $5 \cdot 10^4 \dots 9 \cdot 10^4$ Н/м и быть предварительно сжата усилием, примерно, 75 Н. Между резиновым амортизатором и стволом в начальном положении должен обеспечиваться зазор 9 мм. Наибольшее снижение вибраций обеспечивается в случае применения кольцевых канатных виброизоляторов с коэффициентом жесткости $9 \cdot 10^4 \dots 1,1 \cdot 10^5$ Н/м (см. рисунок 3). В узле ККВ3, расположенном между фланцами рукоятки и корпуса, следует располагать три ККВ, а в узле ККВ4, расположенном между головкой стяжного болта и фланцем рукоятки, – два ККВ, в остальных – по одному. Корпус и рукоятка стягиваются двумя болтами с усилием, приходящимся



1 – имитатор руки человека;
2 – имитатор объекта обработки;
3 – корпус; 4 – ствол; 5 – поршень-ударник; 6 – пружина; 7 – стяжные болты; 8 – ККВ1; 9 – ККВ2; 10 – ККВ3; 11 – ККВ4; 12 – резиновый амортизатор

Рисунок 2 – Расчетная схема пневматического отбойного молотка с частично обособленным стволом, установленного на стандартном испытательном стенде

Рисунок 2 – Расчетная схема пневматического отбойного молотка с частично обособленным стволом, установленного на стандартном испытательном стенде

на один болт, примерно, 75 Н. В молотке с ОС и ККВ, установленном на стандартном стенде, при $m_1=20$ кг, $c_{\Pi}=8 \cdot 10^4$ Н/м и $c_{\text{ККВ}}=10^5$ Н/м достигнуто, по сравнению с базовым молотком, снижение действующих значений виброускорения в 1,3 и виброскорости в 2,1 раз.

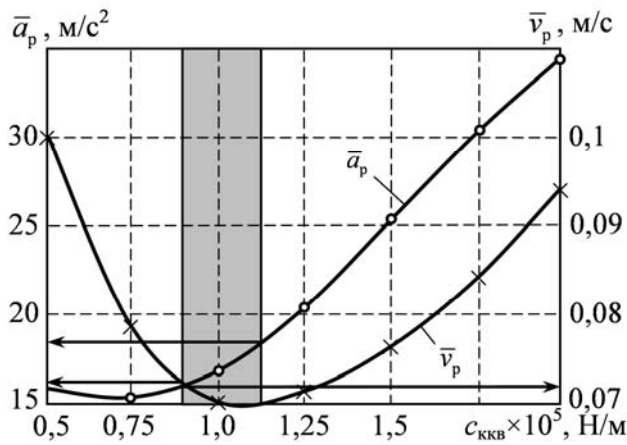


Рисунок 3 – Зависимости ускорения \bar{a}_p и скорости \bar{v}_p рукоятки, от жесткости ККВ $c_{\text{ККВ}}$

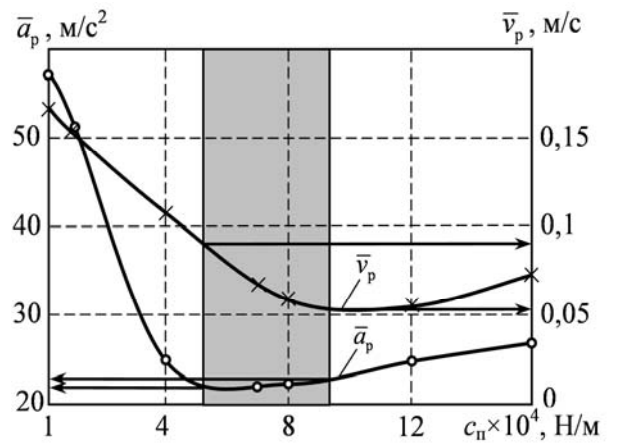
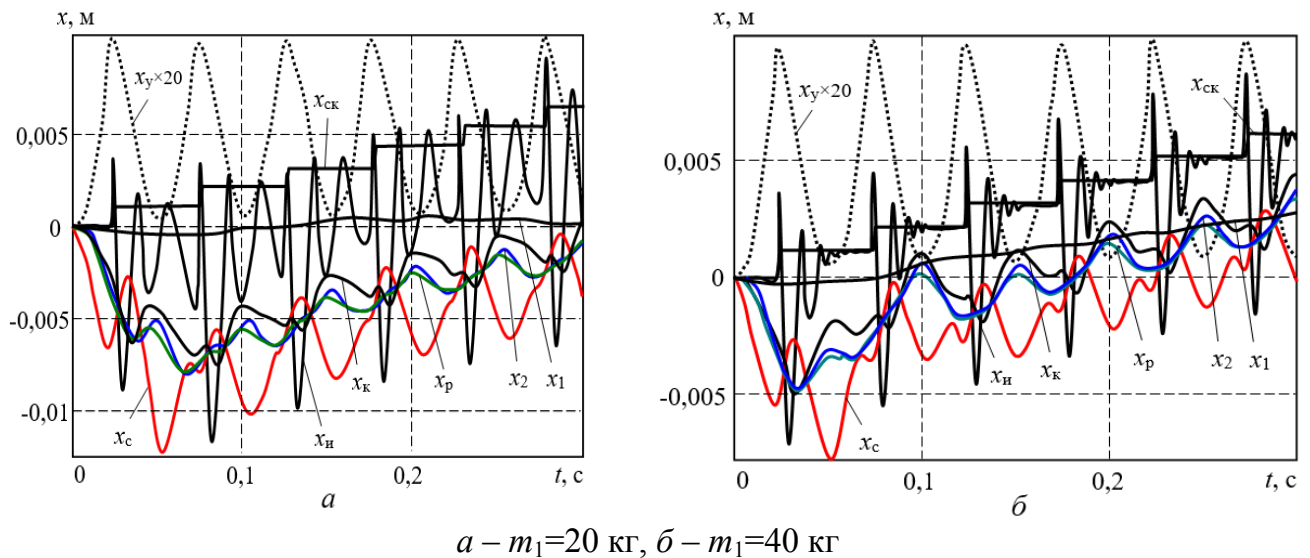


Рисунок 4 – Зависимости ускорения \bar{a}_p и скорости \bar{v}_p рукоятки, от жесткости амортизирующей пружины c_{Π}

Типичные полученные в результате моделирования диаграммы перемещения масс системы с молотком, оборудованным ОС и ККВ, и сил, действующих на элементы системы, при $m_1=20$ и $m_1=40$ кг отображены на рисунках 5, 6 и 7.



$a - m_1=20$ кг, $b - m_1=40$ кг

Рисунок 5 – Диаграммы перемещений элементов системы «стандартный испытательный стенд – пневматический отбойный молоток с ОС и ККВ»

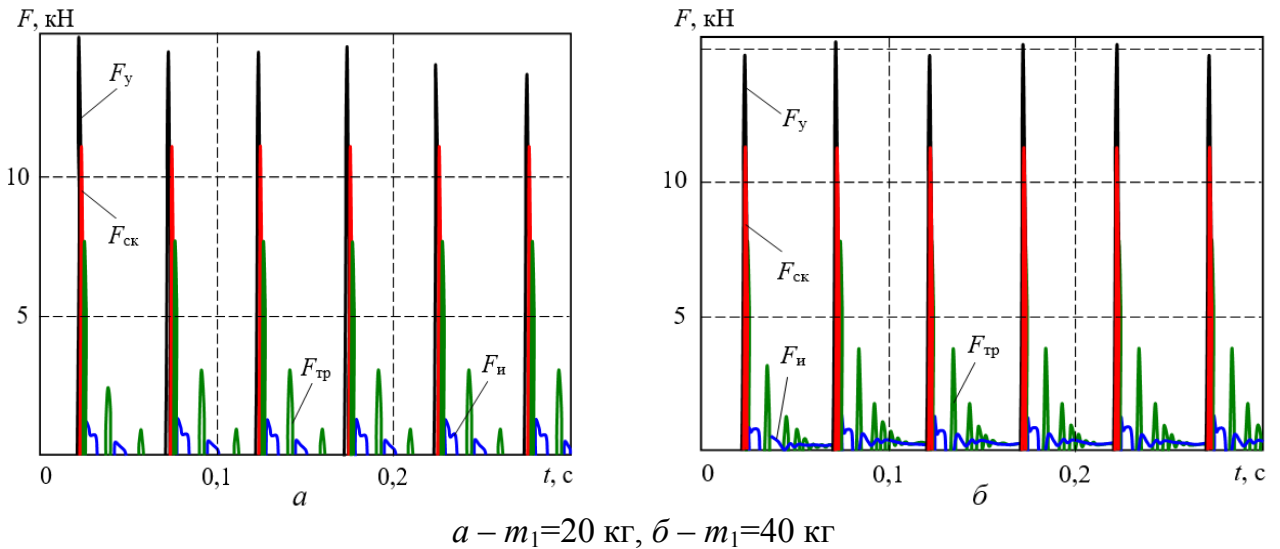


Рисунок 6 – Диаграммы сил, действующих на инструмент и скалку в системе «стандартный испытательный стенд – пневматический отбойный молоток с ОС и ККВ»

Сила F_y , действующая на инструмент в молотке с ОС, а затем сила F_{ck} взаимодействия инструмента со скалкой и сила $F_{и}$ первого удара инструмента по корпусу при его отскоке от скалки, практически не зависят от m_1 , т. е. от напорного усилия. Сила $F_{и}$, благодаря применению ККВ, в 11,5 раза меньше F_y , для сравнения, в базовом молотке МО-2Б – меньше в 9,4 раза.

Сила $F_{р.в}$, действующая на руку, определяется силой $R_{п}$ и разностью сил взаимодействия корпуса и рукоятки $F_{к}$ и $F_{р.к}$. Силы $F_{к}$ и $F_{р.к}$ соизмеримы с силой $R_{п}$, однако в 4,3 и в 5,3 раз, соответственно, меньше силы $F_{и}$, что указывает на значительный эффект снижения нагрузок передаваемых от инструмента на рукоятку. Силы $F_{к}$ и $F_{р.к}$ имеют встречное направление, что снижает их суммарное воздействие на рукоятку. Это особенно заметно при $m_1=20$ кг.

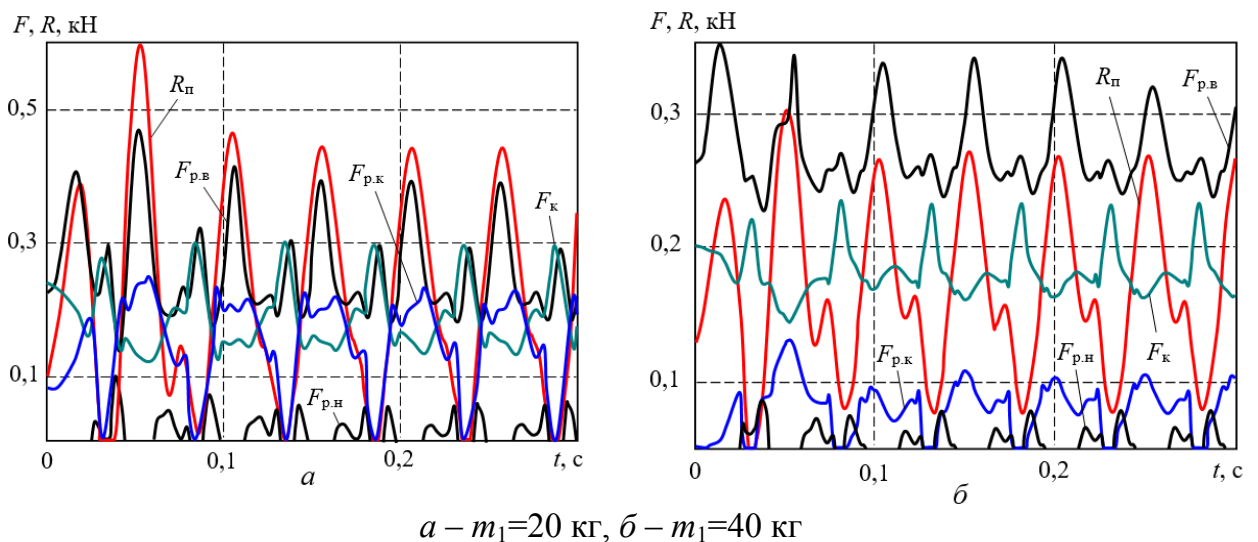


Рисунок 7 – Диаграммы сил, действующих на рукоятку молотка в системе «стандартный испытательный стенд – пневматический отбойный молоток с ОС и ККВ»

Итак, ПОМ с частично обособленным стволом и ККВ при рациональном сочетании параметров системы является работоспособной машиной, в которой: 1) существенно снижается уровень вибраций; 2) удары инструмента и ствола по корпусу совершаются, практически одновременно и направлены навстречу друг другу, что способствуют снижению суммарной нагрузки на корпус и рукоятку; 3) ККВ имеют хороший доступ для обслуживания и компактно располагаются между конструктивными элементами, причем расположение пакетов с ККВ между рукояткой и корпусом и между рукояткой и гайкой на стяжных болтах не приводит к увеличению габаритов молотка.

Аналогичные расчетные схемы и математические модели разработаны для случая применения испытательного стенда конструкции ДонГТУ.

Полученные в результате моделирования зависимости \bar{a}_p и \bar{v}_p от коэффициента жесткости c_{cp} объекта разрушения отображены на рисунке 8. Наименьшие значения действующих значений виброускорений \bar{a}_p и виброскорости \bar{v}_p молотка с ОС и ККВ, полученные для c_{cp} из диапазона значений $10^5 \dots 10^6$ Н/м, составили $21,5 \text{ м/с}^2$ и $0,098 \text{ м/с}$. Для молотка МО-2Б, соответственно – $73,87 \text{ м/с}^2$ и $0,273 \text{ м/с}$. Действующие значения виброускорений, полученные для молотка с ОС и ККВ, в $2,4 \dots 3,7$ раз меньше аналогичных значений, полученных для молотка МО-2Б, а действующие значения виброскорости – в $2,2 \dots 3,9$ раз.

Конструкция стенда оказывает существенное влияние на процессы, протекающие в системе. При перестановке молотка с ОС и ККВ со стандартного стенда на стенд ДонГТУ значения \bar{a}_p и \bar{v}_p , существенно увеличиваются. Например, при c_{cp} , равном $5 \cdot 10^5$ Н/м, для молотка МО-2Б, соответственно, в 4 и 2,5 раза, а для молотка с ОС и ККВ, соответственно, в 1,5 и 1,8 раз. В обоих случаях преимущества молотка с ОС и ККВ в части вибраций очевидны.

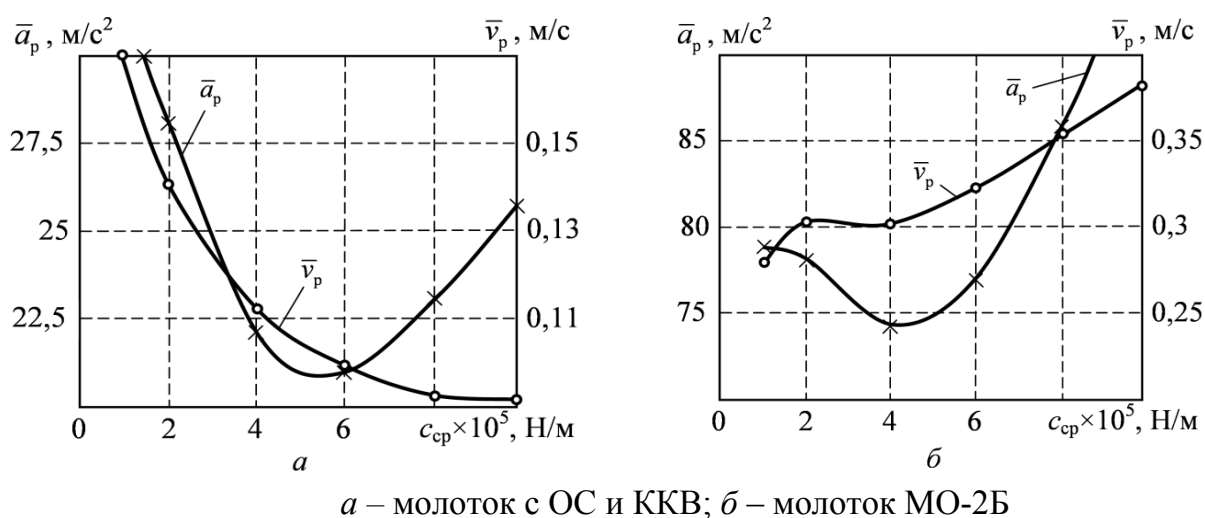


Рисунок 8 – Зависимости действующих значений ускорения \bar{a}_p и скорости \bar{v}_p от коэффициента жесткости c_{cp} объекта разрушения

В третьем разделе приведены результаты экспериментальных исследований ККВ, обоснованы их геометрические параметры. Приведены результаты испытаний экспериментального пневматического отбойного молотка с ОС и ККВ.

Зависимости коэффициентов жесткости ККВ, внешний вид которых представлен на рисунке 9, *а*, при изгибах в устройстве типа «пуансон-матрица», установленном на стенде для статических испытаний (рисунок 9, *б*), от диаметра кольца D и диаметра каната d представлены на рисунке 10.



Рисунок 9 – Внешний вид ККВ (*а*), установка для проведения статических испытаний ККВ (*б*)

ККВ, параметры которых удовлетворяют минимуму действующих значений виброскорости и виброускорения молотка с ОС и ККВ и ограничениям, обусловленным технологией изготовления, составляют параметрический ряд (см. таблицу 1).

Выбирая рациональные значения геометрических параметров ККВ и число ККВ в узлах виброзащиты, можно регулировать параметры жесткости и демпфирования системы, добиваясь заданной эффективности предлагаемой конструкции отбойного молотка с ОС и ККВ в части вибраций.

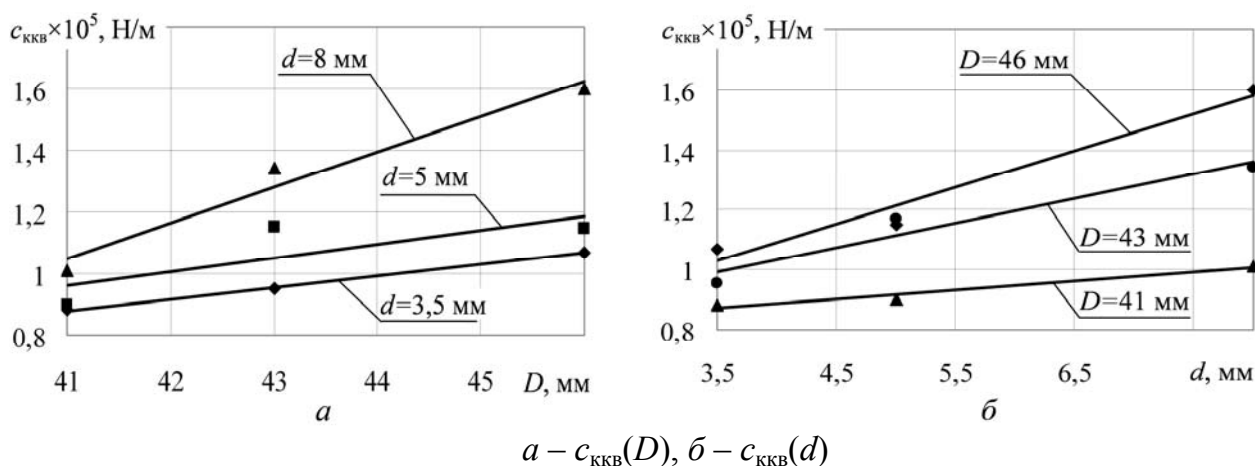


Рисунок 10 – Зависимости коэффициентов жесткости ККВ, деформируемых в устройстве типа «пуансон-матрица», от его геометрических параметров

Таблица 1 – Параметрический ряд ККВ

№	Диаметр кольца D , мм	Диаметр каната d , мм	Коэффициент жесткости $c_{\text{ККВ}}$, кН/м	№	Диаметр кольца D , мм	Диаметр каната d , мм	Коэффициент жесткости $c_{\text{ККВ}}$, кН/м
1	41	3,5	88,2	6	43	8	134,1
2	41	5	90	7	46	3,5	107
3	41	8	101	8	46	5	114,8
4	43	3,5	95,3	9	46	8	160
5	43	5	115		-	-	-

По результатам теоретических исследований разработан и изготовлен экспериментальный образец молотка с ОС и ККВ.



Рисунок 11 – Внешний вид испытательного стенда конструкции ДонГТУ с пневматическим отбойным молотком с ОС и ККВ

В результате экспериментальных исследований на специально созданном испытательном стенде (рисунок 11), обеспечивающем условия работы, приближенные к реальным, подтверждены его работоспособность и адекватность разработанной математической модели.

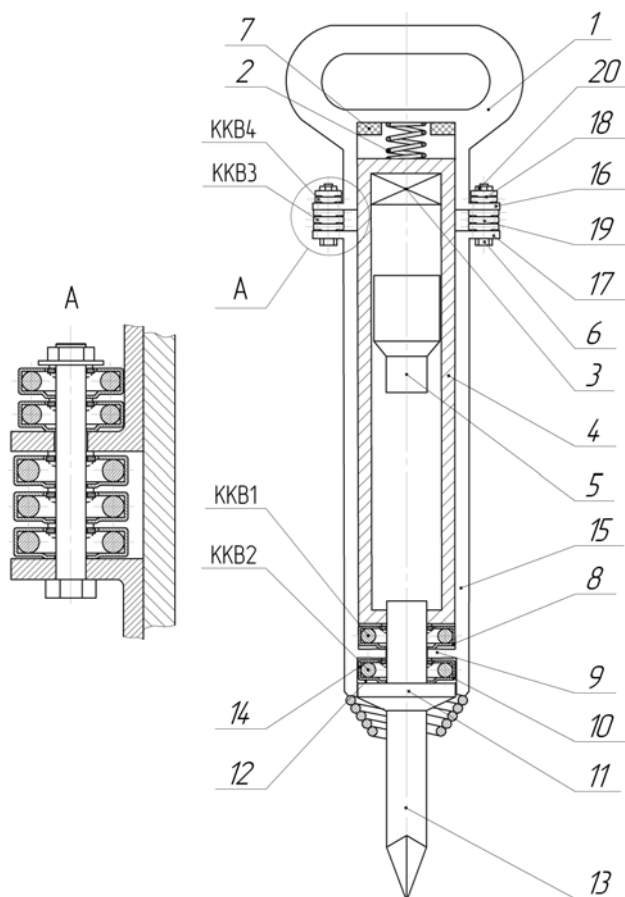
В четвертом разделе приводятся разработки конструкции и технологии изготовления ККВ, а также конструктивные решения молотков с ОС ККВ, на которые получены патенты.

Предложена конструкция (рисунок 12) ПОМ с частично обособленным стволом, которая отличается тем, что стяжные болты, жестко закрепленные на фланце корпуса, свободно проходят через отверстия во фланце рукоятки, причем между корпусом и рукояткой, между рукояткой и гайками, которые навинчиваются на болты, располагаются последовательно надетые на болты модули, которые содержат упруго-демпфирующие ККВ, прогибающиеся под нагрузкой, аналогичные модули располагаются между корпусом и стволом, а также между корпусом и буртиком инструмента.

В данном молотке напорное усилие передается от рукоятки инструменту одновременно через корпус и частично через ствол; сила отдачи ствола передается непосредственно на рукоятку, а затем через упругие связи, в какой-то степени, на корпус.

Конструкция виброизолирующего модуля отражена на рисунке 13.

При сдвигении сопрягаемых поверхностей 1 и 2 все элементы модулей, последовательно надетых на болт, приходят в движение. При этом верхний пуансон 6 действует на ККВ 4 первого модуля, крайние, зажатые в обойме концы ККВ 4 действуют на обойму 2, которая перемещает пуансон следующего модуля и т. д.



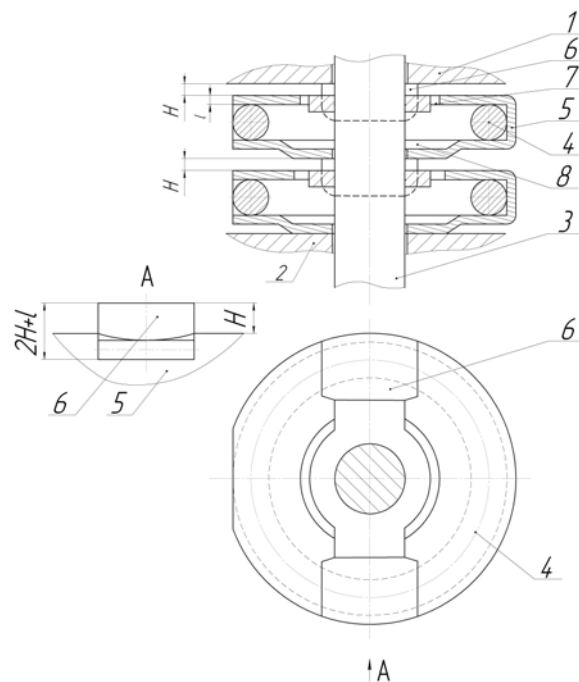
1 – рукоятка; 2 – пружина; 3 – устройство
воздухораспределительное; 4 – ствол;
5 – ударник; 7 – инструмент; 6 – болт;
7 – шайба; 8, 10, 18, 19 – узлы виброизо-
лирующие; 9 – упор; 11 – буртик;
12, 14 – полости корпуса; 13 – инструмент
(пика); 15 – корпус; 16, 17 – фланцы;
20 – гайки

Рисунок 12 – Структурная схема пнев-
матического отбойного молотка с ККВ
и частично обособленным стволом

Динамика молотка определяется соотношением характеристик его виброи-
золирующих узлов.

Разработана методика выбора структуры виброзащиты, числа и коэффици-
ентов жесткости ККВ в узлах сопряжения узлов ПОМ с ОС и ККВ на стадии про-
ектирования, а также на стадии эксплуатации в зависимости от характеристик
разрушаемого массива и положения молотка в пространстве, исходя из условия
минимума показателей вибрации.

Экономическая эффективность от внедрения одного пневматического от-
бойного молотка с ОС и ККВ составляет 125113 руб. в год.



1 – рукоятка; 2 – корпус; 3 – болт;
4 – ККВ; 5 – обойма; 6 – пуансон;
7 – прорезь верхняя; 8 – матрица

Рисунок 13 – Схема виброизоли-
рующего модуля с ККВ (на примере
ККВ4)

Коэффициент жесткости систе-
мы, состоящей из N модулей, будет в N
раз меньше коэффициента жесткости
одного ККВ, а суммарный ход будет
равен сумме ходов каждого модуля.
После полного исчерпания хода всех
ККВ происходит сплющивание каната
ККВ, причем жесткость системы резко
возрастает.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Диссертация является завершенной научно-квалификационной работой, в которой на основании установленных закономерностей протекания динамических процессов в пневматических отбойных молотках дано решение актуальной научно-технической задачи снижения уровня действующей на рабочего-оператора локальной вибрации в результате совершенствования структуры и конструкции молотка, которое заключается в частичном обособлении ствола, применении в системе виброзащиты модулей с кольцевыми канатными виброизоляторами и рационализации их параметров.

Основные выводы, научные и практические результаты выполненной диссертационной работы заключаются в следующем:

1. Анализ основных источников возникновения вибраций в пневматических отбойных молотках, а также средств виброзащиты позволил выявить возможность снижения вибраций за счет обособления ствола и применения кольцевых канатных виброизоляторов в узлах сопряжения конструктивных элементов молотка.

2. Разработаны математические модели динамических процессов в системе «испытательный стенд – пневматический отбойный молоток». В результате моделирования установлена взаимосвязь действующих значений виброускорения рукоятки молотка с обособленным стволом и кольцевыми канатными виброизоляторами от динамических параметров виброизоляторов. Определен диапазон рациональных значений коэффициентов жесткости кольцевых канатных виброизоляторов, находящихся в пределах от $9 \cdot 10^4$ до $1,1 \cdot 10^5$ Н/м, при которых обеспечиваются минимальные значения показателей вибрации, и преимущества таких молотков по сравнению с серийно выпускаемыми молотками типа МО в части вибраций.

3. Разработано стендовое оборудование и проведен комплекс экспериментальных исследований кольцевых канатных виброизоляторов, в результате которых установлены зависимости их коэффициентов жесткости от геометрических параметров. Определен параметрический ряд геометрических параметров кольцевых канатных виброизоляторов, при которых обеспечиваются их рациональные динамические параметры, удовлетворяющие условию минимума показателей вибрации молотка с обособленным стволом и кольцевыми канатными виброизоляторами.

4. Разработан и изготовлен отбойный молоток с обособленным стволом и кольцевыми канатными виброизоляторами, проведены его испытания. Установлены адекватность математической модели молотка и эффективность его виброзащиты.

5. Разработана на основе теоретических и экспериментальных исследований и утверждена в ГУП ЛНР «ЛНИПКИУГЛЕОБОГАЩЕНИЕ» методика расчета виброзащиты пневматических отбойных молотков с частично обособленным стволом и кольцевыми канатными виброизоляторами на стадии проектирования молотка и на стадии адаптации к конкретным условиям эксплуатации.

6. Ожидаемый годовой экономический эффект от внедрения одного пневматического отбойного молотка с обособленным стволом и кольцевыми канатными виброизоляторами составляет 125113 руб.

**Основные научные публикации по теме
диссертационного исследования**

Учебные пособия

1. Мулов, Д. В. Основы научных исследований. Эксперимент: учебное пособие [Текст] / С. В. Корнеев [и др.]. – Старый Оскол: ТНТ, 2019. – Т.1. – 336 с.: ил.
2. Мулов, Д. В. Основы научных исследований. Эксперимент: учебное пособие [Текст] / С. В. Корнеев [и др.]. – Старый Оскол: ТНТ, 2019. – Т.2. – 268 с.: ил.

***Статьи, опубликованные в рецензируемых научных изданиях,
рекомендованных ВАК при МОН ЛНР для публикации основных
результатов диссертационных исследований***

3. Мулов, Д. В. Моделирование динамики работы ручной ударной машины новой конструкции / А. Ю. Рутковский, Д. В. Мулов, Ю. В. Коробейников // Наукові праці Донецького національного технічного університету, серія гірничо-електромеханічна. – Донецьк: ДонНТУ, 2006. – Вип. 12 (113). – С. 210-215.
4. Мулов, Д. В. Математическая модель рабочего процесса ручной ударной машины с виброзащитной системой / А. Ю. Рутковский, Д. В. Мулов // Наукові праці Донецького національного технічного університету, серія: гірничо-електромеханічна. – Донецьк: ДВНЗ «ДонНТУ», 2007. – Вип. 14 (127). – С.201-206.
5. Мулов, Д. В. Исследование влияния параметров упруго-демпфирующих элементов на эффективность виброзащитной системы ручной ударной машины / А. Ю. Рутковский, Д. В. Мулов // Сборник научных трудов Донбасского государственного технического университета. – Алчевск: ДонГТУ, 2008. – Вып. 26. – С. 84-88.
6. Мулов, Д. В. Экспериментальные исследования упруго-демпфирующих свойств кольцевых канатных виброизоляторов / Д. В. Мулов // Наукові праці Донецького національного технічного університету, серія: гірничо-електромеханічна. – Донецьк: ДВНЗ «ДонНТУ», 2008. – Вип. 16(142). – С. 198-203.
7. Мулов, Д. В. Динамические испытания кольцевых канатных виброизоляторов / А. Ю. Рутковский, Д. В. Мулов // Сборник научных трудов Донбасского государственного технического университета. – Алчевск: ДонГТУ, 2010. – Вып. 30. – С. 78-86.
8. Мулов, Д. В. Имитационное моделирование рабочего процесса ручной ударной машины с виброзащитной системой на основе кольцевых канатных виброизоляторов / А. Ю. Рутковский, Д. В. Мулов // Наукові праці Донецького національного технічного університету, серія: гірничо-електромеханічна. – Донецьк: ДВНЗ «ДонНТУ», 2010. – Вип.18(172). – С. 242-248.
9. Мулов, Д. В. Экспериментальные исследования вибрационных параметров ручной ударной машины с виброзащитной системой [Текст] / Д. В. Мулов //

Гірничий вісник: Науково-технічний збірник. – Кривий Ріг: ДВНЗ «КНУ», 2012. – Вип. 95 (1). – С. 124-128.

10. Мулов, Д. В. Оценка адекватности математической модели рабочего процесса ручной ударной машины с виброзащитной системой / Д. В. Мулов // Металлургические процессы и оборудование. – 2014. – №2. – С. 67-73.

11. Мулов, Д. В. Имитация стендовых испытаний пневматических отбойных молотков по ГОСТ Р 55162–2012 / С. В. Корнеев, Д. А. Вишневский, Д. В. Мулов. – Сборник научных трудов ДонГТИ, 2022. – № 26(69). – С. 71-82.

12. Мулов, Д. В. Обоснование динамических параметров виброзащиты пневматических отбойных молотков с обособленным стволом / Д. А. Вишневский, С. В. Корнеев, Д. В. Мулов. – Сборник научных трудов ДонГТИ, 2022. – № 28(71). – С. 136-146.

Патенты

13. Пат. 19365 Україна, МПК В 25 D 17/00. Пневматична машина ударної дії / О. Ю. Рутковський, В. О. Сурело, Д. В. Мулов, Ю. В. Коробейников; заявник і патентовласник Донбас. держ. техніч. ун.-т. – №200606523; заявл. 13.06.06; опубл. 15.12.06, Бюл. №12 – 3 с.: іл.

14. Пат. 36012 Україна, МПК В 25 D 17/00. Пневматичний молоток / Д. В. Мулов; О. Ю. Рутковський; заявник і патентовласник Донбас. держ. техніч. ун.-т. – №200806164; заявл. 12.05.08; опубл. 10.10.08, Бюл. №19 – 3 с.: іл.

Статті в журналах, збірниках наукових трудов і матеріалів конференцій

15. Мулов, Д. В. Моделирование работы пневматических отбойных молотков для исследования вибраций / С. В. Корнеев, Д. А. Вишневский, Д. В. Мулов // Транспортное, горное и строительное машиностроение: наука и производство. – г. Санкт-Петербург: НИЦ МС, 2021. – №13. – С. 7-12.

16. Мулов, Д. В. Математическая модель пневматического отбойного молотка с обособленным стволом / Д. А. Вишневский, С. В. Корнеев, Д. В. Мулов // Фундаментальные основы механики. – Санкт-Петербург: НИЦ МС, 2022. – №9. – С. 30-39.

17. Мулов, Д. В. Влияние жесткости объекта разрушения на вибрационные характеристики пневматических отбойных молотков / Д. А. Вишневский, С. В. Корнеев, Д. В. Мулов // Транспортное, горное и строительное машиностроение: наука и производство. – г. Санкт-Петербург: НИЦ МС, 2022. – №17-1. – С. 101-109.

Доклады на научных конференциях

18. Мулов, Д. В. Виброзащитная система ручной машины ударного действия / А. Ю. Рутковский, Д. В. Мулов // Молода академія – 2008, збірка тез доповідей Всеукраїнської науково-технічної конференції студентів і молодих учених, Дніпропетровськ: НМетАУ, 2008 – С. 84.

19. Мулов, Д. В. Использование кольцевых канатных виброизоляторов в

системах виброзащиты ручных машин ударного действия / А. Ю. Рутковский, Д. В. Мулов // Матеріали міжнародної конференції «Форум гірників – 2008». – Д.: Національний гірничий університет, 2008. – С. 212-217.

20. Мулов, Д. В. Модель для исследования упруго-демпфирующих свойств кольцевых канатных виброизоляторов / А. Ю. Рутковский, Д. В. Мулов // Матеріали міжнародної конференції «Форум гірників – 2010». – Д.: Національний гірничий університет, 2010. – С. 92-97.

21. Мулов, Д. В. Оценка эффективности применения ручной ударной машины с виброзащитной системой // Донбас-2020: перспективи розвитку очима молодих вчених: матеріали VII наук.-практ. конф., м. Донецьк, 20-23 травня 2014 р. – у 7 томах. – Том 3. – Донецьк, ДонНТУ, 2014. – С. 37-41.

22. Мулов, Д. В. Статические и динамические испытания кольцевых канатных виброизоляторов / А. Ю. Рутковский, Д. В. Мулов // Матеріали конференції VI Всеукраїнської науково-технічної конференції молодих вчених з проблем енергетики «Перспективні методи та технічні засоби підвищення ефективності енергоємних установок та технологічних комплексів гірничо-металургійної промисловості». – м. Кривий Ріг, 26 квітня 2010 р., видавництво Криворізького технічного університету, 2010. – С. 169-172.

23. Мулов, Д. В. Модель пневматического отбойного молотка / С.В. Корнеев, Д. А. Вишневский, Д. В. Мулов // «Пути совершенствования технологических процессов и оборудования промышленного производства»: Сб. тезисов докл. VI Междунар. науч.-тех. конф. Под общ. ред. В. А. Козачишена. – Алчевск: ГОУ ВО ЛНР «ДонГТИ», 2021. – С. 155-158.

24. Мулов, Д. В. Результаты моделирования динамических процессов в пневматическом отбойном молотке МО-2Б / С. В. Корнеев, Д. А. Вишневский, Д. В. Мулов // «Пути совершенствования технологических процессов и оборудования промышленного производства»: Сб. тезисов докл. VI Междунар. науч.-тех. конф. Под общ. ред. В. А. Козачишена. – Алчевск: ГОУ ВО ЛНР «ДонГТИ», 2021. – С. 158-162.

25. Мулов, Д. В. Определение рациональных параметров виброзащиты пневматических отбойных молотков с кольцевыми канатными виброизоляторами / Д. А. Вишневский, С. В. Корнеев, Д. В. Мулов // «65 лет ДонГТИ. Наука и практика. Актуальные вопросы и инновации»: Сб. тез. докл. юбилейной междунар. науч.-тех. конф. (13-14 октября 2022 г.). Часть 2. – Алчевск: ГОУ ВО ЛНР «ДонГТИ», 2022. – С. 40-42.

26. Мулов, Д. В. Результаты моделирования динамических процессов в пневматическом отбойном молотке с обособленным стволом / Д. А. Вишневский, С. В. Корнеев, Д. В. Мулов // «65 лет ДонГТИ. Наука и практика. Актуальные вопросы и инновации»: Сб. тез. докл. юбилейной междунар. науч.-тех. конф. (13-14 октября 2022 г.). Часть 2. – Алчевск: ГОУ ВО ЛНР «ДонГТИ», 2022. – С. 43-45.

Личный вклад автора в работах, опубликованных в соавторстве:

[1, 2, 6, 7, 9, 10] – проведение и обработка данных экспериментальных исследований ККВ и пневматического отбойного молотка с ОС и ККВ; [3, 4, 8, 11, 12, 15, 16, 17, 21, 22] – идея исследования молотков в составе стандартного испытательного стенда, разработка расчетных схем, математических моделей, интерпретация результатов моделирования; [13, 14] – идея обособления ствола; [5, 18,

19, 23] – анализ и обоснование виброзащитной системы отбойных молотков с ККВ; [20] – анализ упруго-вязких свойств ККВ; [24-26] – анализ результатов моделирования динамических процессов в отбойных молотках.

АННОТАЦИЯ

Мулов Д. В. Разработка и обоснование параметров виброзащиты пневматических отбойных молотков. – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.02.13 – Машины, агрегаты и процессы (по отраслям) – ФГБОУ ВО «Донбасский государственный технический университет». – Алчевск, 2023.

В диссертационной работе изложены результаты исследования и решения актуальной научно-технической задачи – повышения эффективности виброзащиты пневматических отбойных молотков при сохранении их производительности.

Разработаны математические модели и проведено компьютерное моделирование динамических процессов в системах «испытательный стенд – пневматический отбойный молоток», в составе которых рассматриваются стандартный стенд и стенд конструкции ДонГТУ, серийные молотки типа МО и молоток, созданный на базе МО-2Б, с частично обособленным стволом (ОС) и кольцевыми канатными виброизоляторами (ККВ). В результате моделирования установлены зависимости показателей вибрации от коэффициентов жесткости амортизирующей пружины и ККВ, входящих в систему виброзащиты, а затем область рациональных значений коэффициентов жесткости, при которых обеспечиваются минимальные значения показателей вибрации. Выявлены преимущества новых молотков в части существенного снижения вибраций рукоятки.

Экспериментальным путем установлены зависимости коэффициентов жесткости ККВ от их геометрических параметров, соответствующие области рациональных значений коэффициентов жесткости, разработан параметрический ряд ККВ, удовлетворяющий потребности в них.

Разработаны рекомендации по созданию ККВ, пневматических отбойных молотков с частично обособленным стволом и ККВ, а также методика расчета их виброзащиты.

Изготовлены специальный испытательный стенд и экспериментальный молоток с ОС и ККВ. Испытания молотка на стенде подтвердили его преимущества в части вибрации и адекватность разработанных моделей.

Результаты исследования изложены в 26 научных публикациях.

Ключевые слова: пневматический отбойный молоток, обособленный ствол, кольцевой канатный виброизолятор, виброзащита, испытательный стенд, математическое моделирование, динамические процессы, показатели вибрации, коэффициенты жесткости, геометрические параметры, методика расчета, эксперимент.

SUMMARY

Mulov D. V. Development and feasibility demonstration of vibration protection parameters of pneumatic jackhammers. – Manuscript.

Dissertation for the Candidate's of Technical Sciences Degree in specialty 05.02.13 – Machines, aggregates and processes (by industries) – FSBEI HE «Donbass State Technical University». – Alchevsk, 2023.

The dissertation paper presents the results of research and solutions to an urgent scientific and technical problem – improvement of the efficiency of vibration protection of pneumatic jackhammers while maintaining their productivity.

Mathematical models have been developed and computer modeling of dynamic processes has been carried out in the "test bench – pneumatic jackhammer" systems, which include a standard test bench and the test bench designed in the DonSTU, serial MO type jackhammers and the jackhammer created on the basis of the MO-2B, with a partially detached shaft (DS) and circular cable vibration isolators (CCVI).

As a result of modeling, the dependences of vibration rates on the stiffness coefficients of the shock-absorbing spring and the CCVI included in the vibration protection system have been established, and then there was defined the range of rational values of the stiffness coefficients at which the minimum values of vibration indicators are provided. The advantages of new hammers in terms of a significant reduction in handle vibrations have been revealed.

The dependences of the CCVI stiffness coefficients on their geometric parameters, corresponding to the rational values of the stiffness coefficients, have been experimentally established, parametric series of CCVI, satisfying the needs for them, have been developed.

Recommendations for the creation of CCVI, pneumatic jackhammers with a partially detached shaft and CCVI, as well as a method for calculating their vibration protection have been developed.

A special test bench and an experimental hammer with DS and CCVI have been produced. Tests of the jackhammer on the test bench confirmed its advantages in terms of vibration and the adequacy of the developed models.

The results of the research are presented in 26 scientific publications.

Key words: pneumatic jackhammer, detached shaft, circular cable vibration isolator, vibration protection, test bench, mathematical modeling, dynamic processes, vibration rates, stiffness coefficients, geometric parameters, calculation method, experiment.