

УДК 622.232.32

д.т.н. Вишневский Д. А.,

д.т.н. Корнеев С. В.,

Мулов Д. В.

(ДонГТИ, г. Алчевск, ЛНР, [mulovd@yandex.ru](mailto:mulovd@yandex.ru))

## ОБОСНОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ВИБРОЗАЩИТЫ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ОТБОЙНЫХ МОЛОТКОВ С ОБОСОБЛЕННЫМ СТВОЛОМ

В результате математического моделирования системы «стандартный испытательный стенд — пневматический отбойный молоток с обособленным стволом» установлены рациональные значения коэффициентов жесткости амортизирующей пружины и кольцевых канатных виброизоляторов молотка, при которых обеспечиваются минимальные среднеквадратические значения виброскорости и виброускорения рукоятки. Произведено сопоставление вибрационных характеристик молотков МО-2Б и с обособленным стволом, выявлены преимущества молотка с обособленным стволом.

**Ключевые слова:** отбойный пневматический молоток, обособленный ствол, амортизирующая пружина, кольцевые канатные виброизоляторы, жесткость, стандартный испытательный стенд, математическая модель, виброускорение, виброскорость.

В результате моделирования [1] установлено, что пневматический молоток с обособленным стволом, идея которого впервые отражена в патенте [2] и получила дальнейшее развитие [3–5], при удачном сочетании параметров системы является вполне работоспособной машиной. Для нормального функционирования молотка наряду с установленной между стволом и корпусом амортизирующей резиновой шайбой, как и в серийно выпускаемых молотках типа МО, рекомендовано вместо пусковой пружины применять предварительно сжатую амортизирующую пружину. Значительного снижения вибраций рукоятки можно достичь благодаря применению кольцевых канатных виброизоляторов (ККВ), встроенных между инструментом и корпусом, а также между корпусом и рукояткой.

Вместе с тем остается открытым вопрос выбора рациональных значений коэффициентов жесткости амортизирующей пружины и ККВ, обеспечивающих уровень вибраций в пределах санитарных норм.

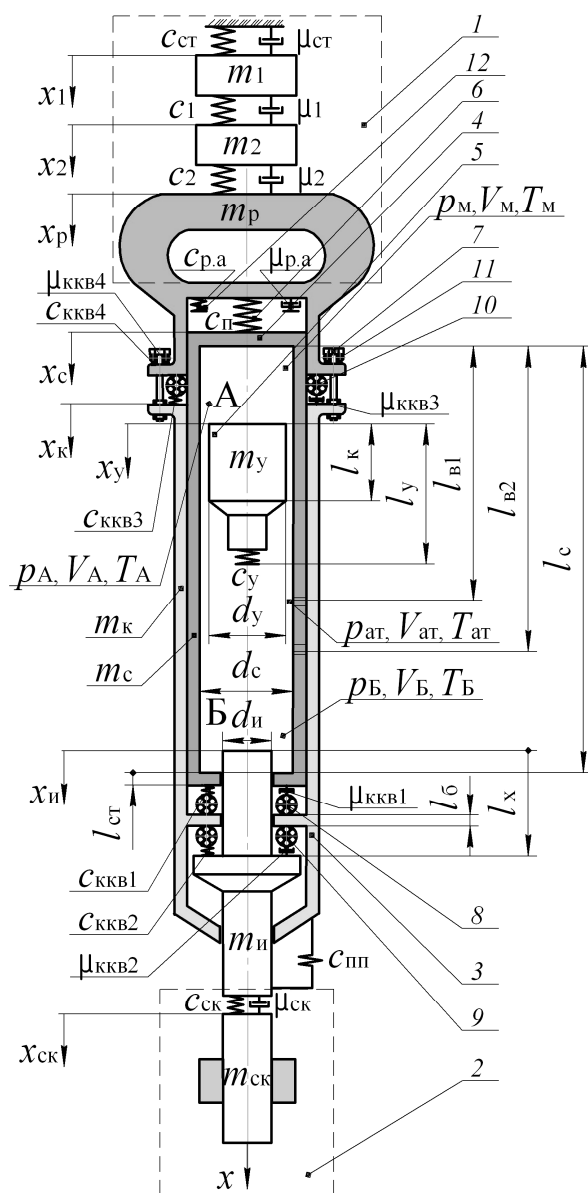
**Цель работы** — определение рациональных значений коэффициентов жесткости амортизирующей пружины и установ-

ленных в трактах передачи силовых воздействий на рукоятку кольцевых канатных виброизоляторов пневматического молотка с обособленным стволом, обеспечивающих наименьшие значения вибрационных характеристик.

В качестве инструмента для проведения исследований принимается математическая модель системы «стандартный испытательный стенд — пневматический отбойный молоток», которая описывается в работе [1]. Для лучшего понимания поставленной задачи и способов ее решения на рисунке 1 приводится обобщенная расчетная схема системы. Стандартный испытательный стенд содержит имитатор руки 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  $\mu_1$  и  $\mu_2$ ) [6]. Нами добавлена стенка, имитирующая туловище человека.

Меньшая масса  $m_2$ , коэффициенты жесткости  $c_2$  и демпфирования  $\mu_2$  соответствуют динамическим свойствам мягких тканей кисти руки (ладони и пальцев). Объект обработки представляется в виде скалки, зажатой с определенным усилием

гидравлическими тисками и способной перемещаться под воздействием инструмента в тисках, преодолевая силу трения  $F_{тр}$ , возникающую между скалкой и гидравлическими тисками.



1 — имитатор руки, 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 1 Расчетная схема пневматического отбойного молотка с обособленным стволом, установленного на стандартном испытательном стенде

Стандарт [6] допускает возможность изменения ряда параметров стенда, например массы  $m_1$  в пределах от 10 до 40 кг. При разработке конструкции отбойного молотка с обособленным стволом в качестве базовой модели принимался выпускаемый серийно молоток МО-2Б. В новом молотке в узлах соединения элементов конструкции сохраняются, как в молотке МО-2Б, резиновая амортизирующая шайба и амортизирующая пружина, выполнявшая в молотке МО-2Б пусковые функции, а также применяются находящиеся непосредственно в местах контактирования силовых элементов молотка ККВ $i$  ( $i$  — номер узла контактирования,  $i = 1, 2, 3, 4$ ). В общем случае те или иные значения коэффициентов жесткости и вязкости  $i$ -го узла виброзащиты могут обеспечиваться в результате формирования пакета, в котором последовательно устанавливаются единичные виброизоляторы ККВ $i$  числом  $n_{кквi}$  с нажимными элементами типа пуансон-матрица.

В конструкции молотка с ОС сохраняется некоторое расстояние  $l_{п}$  между резиновым амортизатором в рукоятке и стволом, однако его назначение изменилось. Если в серийных молотках зазор необходим для включения молотка в работу при нажатии рукоятки, то в новом молотке с клавишным включением он служит для обособления ствола от корпуса и возможности передачи напорного усилия от рукоятки через корпус на инструмент, в основном минуя ствол. Однако чрезмерное увеличение  $l_{п}$  нежелательно, так как может привести к значительным смещениям ствола относительно инструмента, ограниченного в движении корпусом, в его крайнем в момент нанесения удара положении и нарушению функций. Необходимо сохранить пружину в рукоятке, которая в данной конструкции выполняет амортизационные функции, обеспечивая обособленную работу ствола и создавая упор для него при реактивном движении к рукоятке. Очевидно, пружина должна иметь большую жесткость, чем пусковая пружина в молотке МО-2Б.

Рукоятка и корпус стягиваются посредством болтовых соединений числом  $n_6$  с некоторой заданной приходящейся на один болт силой  $F_6$ . При этом обеспечивается предварительное сжатие пружины в корпусе силой  $F$  и расстояние  $l_{\text{п}}$  между резиновой амортизационной шайбой и стволом.

Принимаются следующие обозначения: А — верхняя камера, Б — нижняя камера; индексы: 1 и 2 — номера элементов стенда, имитирующих руку человека-оператора, ст — стенка, р — рукоятка, к — корпус, с — ствол, у — ударник, и — инструмент, ск — скалка, п — пружина амортизационная, р.а — резиновый амортизатор; пп — пружина, удерживающая инструмент;  $m_1, m_2, m_{\text{р}}, m_{\text{к}}, m_{\text{с}}, m_{\text{у}}, m_{\text{и}}, m_{\text{ск}}, x_1, x_2, x_{\text{р}}, x_{\text{к}}, x_{\text{с}}, x_{\text{у}}, x_{\text{и}}, x_{\text{ск}}$  — массы ( $m$ ) и перемещения ( $x$ ) элементов системы;  $c_{\text{ст}}, c_1, c_2, c_{\text{п}}, c_{\text{р.а}}$  и  $c_{\text{р.а.мак}}, c_{\text{у}}, c_{\text{и}}, c_{\text{пп}}, c_{\text{ск}}, c_{\text{ккв1}}, \dots, c_{\text{ккв4}}$  и  $c_{\text{ккв1мак}}, \dots, c_{\text{ккв4мак}}$  — коэффициенты жесткости, соответственно, стенки, упругой связи между массами  $m_1$  и  $m_2$ , упругих связей между  $m_2$  и рукоятью молотка сверху или снизу, амортизирующей пружины, резинового амортизатора до и после его посадки на жестко, имитирующей упругие свойства ударника и инструмента связи, связи инструмента со стволом, удерживающей инструмент пружины, скалки, виброизоляторов ККВ1, ..., ККВ4 до и после их посадки на жестко;  $\mu_{\text{ст}}, \mu_1, \mu_2, \mu_{\text{р.а}}, \mu_{\text{ск}}, \mu_{\text{ккв1}}, \dots, \mu_{\text{ккв4}}$  — коэффициенты вязкости стенки, связи между массами  $m_1$  и  $m_2$  руки человека, между  $m_2$  руки и рукоятью молотка сверху или снизу, резинового амортизатора, скалки, виброизоляторов ККВ1, ..., ККВ4;  $z_{\text{ккв1}}, \dots, z_{\text{ккв4}}$  — толщина ККВ1, ..., ККВ4;  $l_{\text{ккв1}}, \dots, l_{\text{ккв4}}$  — ход ККВ1, ..., ККВ4 до их посадки на жестко;  $p_{\text{м}}$  — давление в магистрали;  $p_{\text{ат}}$  — атмосферное давление;  $p_{\text{А}}$  — давление в камере А;  $p_{\text{Б}}$  — давление в камере Б;  $V_{\text{А}}, V_{\text{Б}}$  — объемы воздуха в верхней (А) и нижней (Б) камерах;  $T_{\text{А}}, T_{\text{Б}}, T_{\text{м}}$  и  $T_{\text{ат}}$  — абсолютная температура воздуха в камерах А, Б, в магистрали и в атмосфере;  $l_{\text{с}}$  — длина внутренней поверхности ствола;  $l_{\text{в1}}$  и  $l_{\text{в2}}$  —

расстояния от верхнего основания ствола до первого и второго яруса выхлопных отверстий;  $l_{\text{у}}$  — длина ударника;  $l_{\text{к}}$  — длина образующей цилиндрической поверхности ударника, контактирующей со стволом;  $d_{\text{с}}$  и  $d_{\text{у}}$  — внутренний диаметр ствола и диаметр ударника;  $d_{\text{и}}$  — диаметр хвостовика инструмента;  $l_{\text{х}}$  — длина хвостовика инструмента;  $l_{\text{ст}}$  — толщина днища ствола;  $l_6$  — длина буксы в корпусе.

При моделировании принимаются следующие исходные данные, отвечающие экспериментальному молотку [5]. Геометрические параметры: длина участка ствола, на котором при перемещении ударника над отверстиями соответственно 1-го и 2-го ярусов осуществляется выхлоп воздуха:  $\Delta l_1 = 2,6 \cdot 10^{-2}$  м,  $\Delta l_2 = 8 \cdot 10^{-3}$  м,  $l_{\text{с}} = 0,270$  м,  $l_{\text{в1}} = 0,146$  м,  $l_{\text{в2}} = 0,220$  м,  $l_{\text{у}} = 8 \cdot 10^{-2}$  м,  $l_{\text{к}} = 0,043$  м,  $l_{\text{х}} = 7 \cdot 10^{-2}$  м,  $l_{\text{ст}} = 6,3 \cdot 10^{-2}$  м; свободный ход инструмента в стволе  $l_{\text{сх}} = 2 \cdot 10^{-2}$  м; осадка пружины, имитирующей связь массы  $m_2$  с рукояткой,  $l_{\text{р.п}} = 5 \cdot 10^{-3}$  м; ход резинового амортизатора до посадки на жестко  $l_{\text{р.а}} = 6 \cdot 10^{-3}$  м,  $l_{\text{п}} = 9 \cdot 10^{-3}$  м; ход единичного ККВ  $l_{\text{ккв}} = 6 \cdot 10^{-3}$  м;  $d_{\text{с}} = d_{\text{у}} = 3,2 \cdot 10^{-2}$  м;  $d_{\text{и}} = 2,4 \cdot 10^{-2}$  м; толщина единичного ККВ  $z_{\text{ккв}} = 1,5 \cdot 10^{-2}$  м; конструктивные площади отверстий из магистрали в камеры А и Б:  $f_{\text{Ам}} = 2,69 \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup>,  $f_{\text{Бм}} = 1,77 \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup>; конструктивные площади выхлопных отверстий из камер А и Б в атмосферу:  $f_{\text{в1}} = 5,5 \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup>,  $f_{\text{в2}} = 10^{-4}$  м<sup>2</sup>; объем ударника  $V_{\text{уд}} = 5,9 \cdot 10^{-5}$  м<sup>3</sup>; угол отклонения продольной оси молотка от вертикали  $\beta = 0$  град.

Динамические параметры:  $m_2 = 3,6$  кг;  $m_{\text{р}} = 1,595$  кг;  $m_{\text{к}} = 4,2$  кг;  $m_{\text{с}} = 3,1$  кг;  $m_{\text{у}} = 0,404$  кг;  $m_{\text{и}} = 1,2$  кг;  $m_{\text{ск}} = 1,8$  кг;  $c_{\text{ст}} = 10^5$  Н/м;  $c_1 = 2500$  Н/м;  $c_2 = 2,7 \cdot 10^5$  Н/м;  $c_{\text{р.а}} = 5 \cdot 10^4$  Н/м;  $c_{\text{р.а.мак}} = 2 \cdot 10^5$  Н/м;  $c_{\text{у}} = 4 \cdot 10^6$  Н/м;  $c_{\text{и}} = 3 \cdot 10^5$  Н/м;  $c_{\text{пп}} = 2 \cdot 10^4$  Н/м;  $c_{\text{ск}} = 2 \cdot 10^6$  Н/м;  $c_{\text{ккв}i \text{мак}} = 2,5 \cdot 10^5$  Н/м;  $\mu_{\text{ст}} = 150$  Н·с/м;  $\mu_1 = 350$  Н·с/м;  $\mu_2 = 350$  Н·с/м;  $\mu_{\text{ск}} = 500$  Н·с/м;  $\mu_{\text{ккв}i} = 290$  Н·с/м;  $F_{\text{т}} = 8000$  Н;  $F_6 = 100$  Н;  $F = 50$  Н.

Число ККВ в узлах 1–4:  $n_{\text{ккв1}} = n_{\text{ккв2}} = 1$ ,  $n_{\text{ккв3}} = 3$ ,  $n_{\text{ккв4}} = 2$ .

Газотермодинамические параметры:  $p_m = 5 \cdot 10^5$  Па,  $p_{ат} = 10^5$  Па; давления, при которых клапан перебрасывается в режим холостого хода и в режим рабочего хода:  $p_{х.х} = 3 \cdot 10^5$  Па,  $p_{р.х} = 2,4 \cdot 10^5$  Па; время перебрасывания клапана  $\tau = 3 \cdot 10^{-4}$  с; коэффициенты расхода воздуха через отверстия, соединяющие камеры А и Б с магистралью:  $v_{АМ} = 0,7$ ,  $v_{БМ} = 0,7$ ; коэффициенты расхода воздуха через отверстия, соединяющие камеры А и Б с атмосферой:  $v_{АВ} = v_{БВ} = 0,4$ ,  $T_m = 303$  К,  $T_{ат} = 293$  К.

Варьируются:  $c_{ккв}$  в пределах от  $5 \cdot 10^4$  до  $2 \cdot 10^5$  Н/м,  $c_{п}$  — от  $10^4$  до  $1,6 \cdot 10^5$  Н/м,  $m_1$  — от 20 до 40 кг.

В начальный момент времени перемещения и скорости всех масс полагаются равными нулю,  $p_A = p_m$ ,  $p_A = p_{ат}$ ,  $T_A = T_m$ ,  $T_B = T_{ат}$ .

Компьютерная программа составлена на алгоритмическом языке Турбо Паскаль.

Критерием выбора рациональных значений величин  $c_{ккв}$  и  $c_{п}$  являются показатели уровня вибраций — наименьшие достижимые значения действующих (среднеквадратических) значений ускорения  $\bar{a}_p$  и скорости  $\bar{v}_p$  рукоятки, которые определяются по формулам:

$$\bar{a}_p = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n a_{pi}^2 \Delta t}{T - t_{п}}}; \quad \bar{v}_p = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n v_{pi}^2 \Delta t}{T - t_{п}}},$$

где  $T$  — продолжительность измерений;  $t_{п}$  — продолжительность переходных процессов в системе при включении молотка;  $\Delta t$  — шаг квантования исследуемых величин;  $a_{pi}$ ,  $v_{pi}$  — текущие  $i$ -е значения ускорения и скорости рукоятки.

Моделируемые величины сопоставляются с аналогичными величинами, полученными для молотка МО-2Б, рассчитанными с применением математических моделей, приведенных в работе [8]. В частности, показатели вибраций МО-2Б  $\bar{a}_p = 18,6$  м/с<sup>2</sup> и  $\bar{v}_p = 0,123$  м/с значительно

превышают соответствующие санитарные нормы показателей локальной вибрационной нагрузки для длительности смены 8 ч ( $a = 2,0$  м/с<sup>2</sup> и  $v = 0,02$  м/с), приведенные в стандарте [7], и даже допустимые максимальные значения, приведенные для установленных на стандартном испытательном стенде отбойных молотков в стандарте [6]:  $a = 8,0$  м/с<sup>2</sup> и  $v = 0,08$  м/с.

При моделировании установлено, что индикаторная диаграмма молотка не зависит от напорного усилия и практически не отличается от аналогичной диаграммы молотка МО-2Б. То же можно заметить и в отношении прочих термодинамических процессов.

Значения действующих (среднеквадратических) значений ускорения  $\bar{a}_p$  и скорости  $\bar{v}_p$  рукоятки, полученные для нового молотка при значениях  $c_{ккв}$  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 в таблице 1 и на рисунке 2. Значения скорости  $\bar{v}_p$  при малых и больших значениях  $c_{ккв}$  ККВ примерно одинаковы. Это объясняется тем, что при малых значениях  $c_{ккв}$  ход ККВ выбирается даже при малых нагрузках, и они переходят работать на участок механической характеристики с жесткостью  $c_{ккв \max}$ . При больших значениях  $c_{ккв}$ , близких по своему значению к  $c_{ккв \max}$ , ККВ изначально работают таким образом. В рассматриваемом случае в совокупности наименьшие значения  $\bar{a}_p$  и  $\bar{v}_p$  достигаются в диапазоне значений  $c_{ккв} 0,7 \cdot 10^5 \dots 1,1 \cdot 10^5$  Н/м.

Влияние  $c_{п}$  на  $\bar{a}_p$  и  $\bar{v}_p$  при достаточно благоприятном значении  $c_{ккв}$ , равном  $10^5$ , отражено в таблице 2 и на рисунке 3.

Из анализа полученных данных видно, что наилучшие вибрационные характеристики достигаются при  $c_{п} = 8 \cdot 10^4$  и  $c_{ккв} = 10^5$  Н/м. Динамические процессы в молотке, полученные при этих значениях  $c_{п}$  и  $c_{ккв}$ , отражены на рисунках 4–12.

Таблица 1

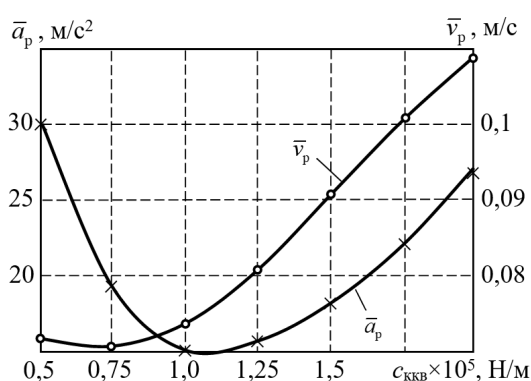
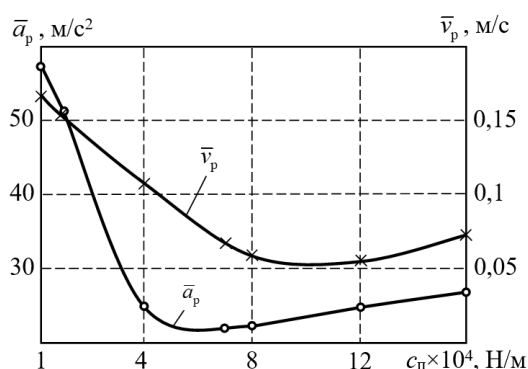
Зависимости ускорения  $\bar{a}_p$  и скорости  $\bar{v}_p$  рукоятки, от жесткости ККВ  $c_{\text{ККВ}}$ 

$c_{\text{ККВ}}$ , Н/м	$0,5 \cdot 10^5$	$0,75 \cdot 10^5$	$1,0 \cdot 10^5$	$1,25 \cdot 10^5$	$1,5 \cdot 10^5$	$1,75 \cdot 10^5$	$2,0 \cdot 10^5$
$\bar{a}_p$ , м/с <sup>2</sup>	16,15	15,16	16,91	20,6	25,57	30,2	34,56
$\bar{v}_p$ , м/с	0,1	0,079	0,07	0,071	0,076	0,084	0,094

Таблица 2

Зависимости ускорения  $\bar{a}_p$  и скорости  $\bar{v}_p$  рукоятки, от жесткости  $c_{\text{п}}$  пружины

$c_{\text{п}}$ , Н/м	$10^4$	$2 \cdot 10^4$	$4 \cdot 10^4$	$7 \cdot 10^4$	$8 \cdot 10^4$	$1,2 \cdot 10^5$	$1,6 \cdot 10^5$
$\bar{a}_p$ , м/с <sup>2</sup>	55,2	52,1	25,2	14,8	14,75	25,35	27,88
$\bar{v}_p$ , м/с	0,174	0,171	0,125	0,066	0,06	0,067	0,079

Рисунок 2 Зависимости ускорения  $\bar{a}_p$  и скорости  $\bar{v}_p$  рукоятки от жесткости ККВ  $c_{\text{ККВ}}$ Рисунок 3 Зависимости ускорения  $\bar{a}_p$  и скорости  $\bar{v}_p$  рукоятки от жесткости амортизирующей пружины  $c_{\text{п}}$ 

Перемещения масс системы при  $m_1 = 20$  кг и  $m_1 = 40$  кг представлены на рисунке 4. Диаграммы перемещения ударника являются маркером процессов в систе-

ме. Как видно, все массы системы, за исключением инструмента, колеблются с частотой ударника, причем масса  $m_2$  руки, рукоятка и корпус — в противофазе с ним. Ствол, находясь под воздействием реактивных сил, пружины, амортизатора и ККВ1, совершает сложные движения. При перемещениях масс наблюдается некоторый тренд в положительном направлении, обусловленный периодическими при ударах смещениями скалки.

При  $m_1 = 20$  кг (см. рис. 4, а) частота колебаний инструмента по окончании переходного процесса в молотке примерно в два раза больше частоты колебаний ударника. При этом соударения ударника с инструментом в большинстве случаев совершаются при их встречном движении. При  $m_1 = 40$  кг, т. е. при допускаемом стандартом [6] максимальном значении напорного усилия на рукоятке, инструмент совершает быстро затухающие колебания с частотой в 5–6 раз большей, чем частота нанесения ударов ударником. При этом к моменту нанесения очередного удара ударником инструмент практически останавливается. При  $m_1 = 40$  кг смещения и амплитуды колебаний элементов системы, за исключением ударника, меньше примерно в 1,5 раза, чем при  $m_1 = 20$  кг. При  $m_1 = 20$  кг амплитуда колебаний рукоятки менее выражена и в 2–3 раза меньше, чем в базовом молотке МО-2Б, что указывает на снижение вибраций.

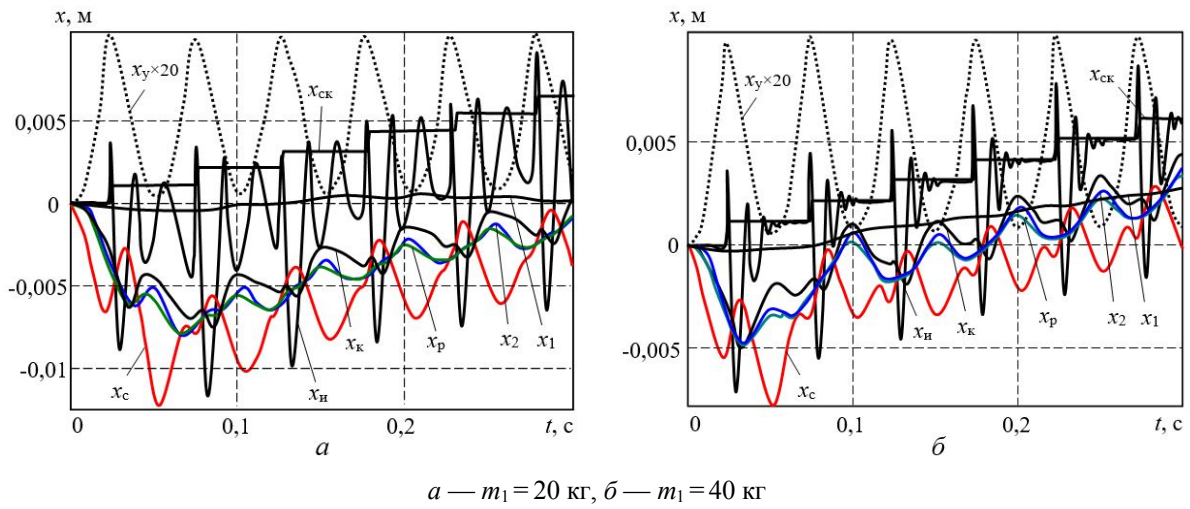


Рисунок 4 Диаграммы перемещений элементов системы «стенд — молоток»

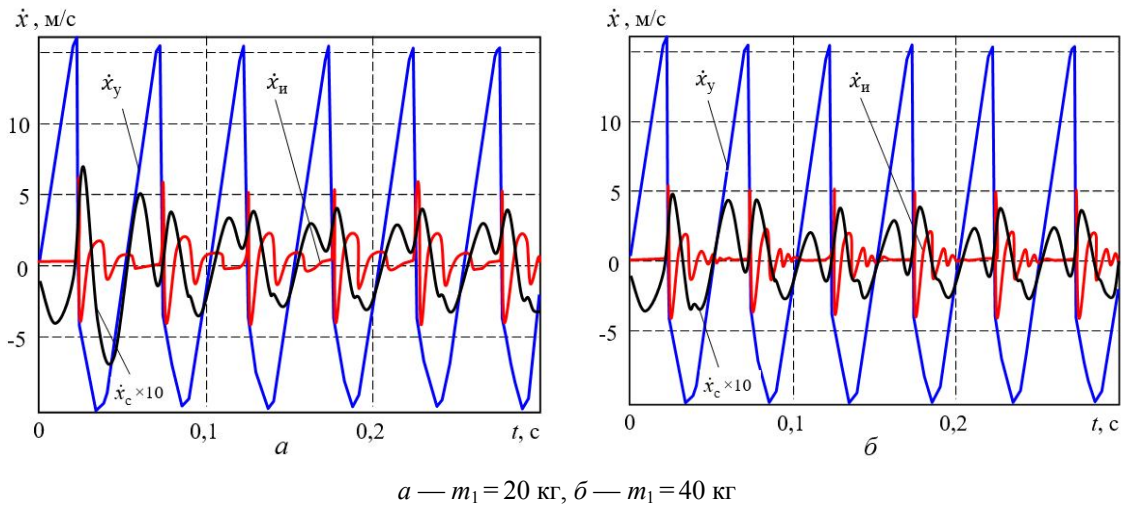


Рисунок 5 Диаграммы скоростей элементов системы «стенд — молоток»

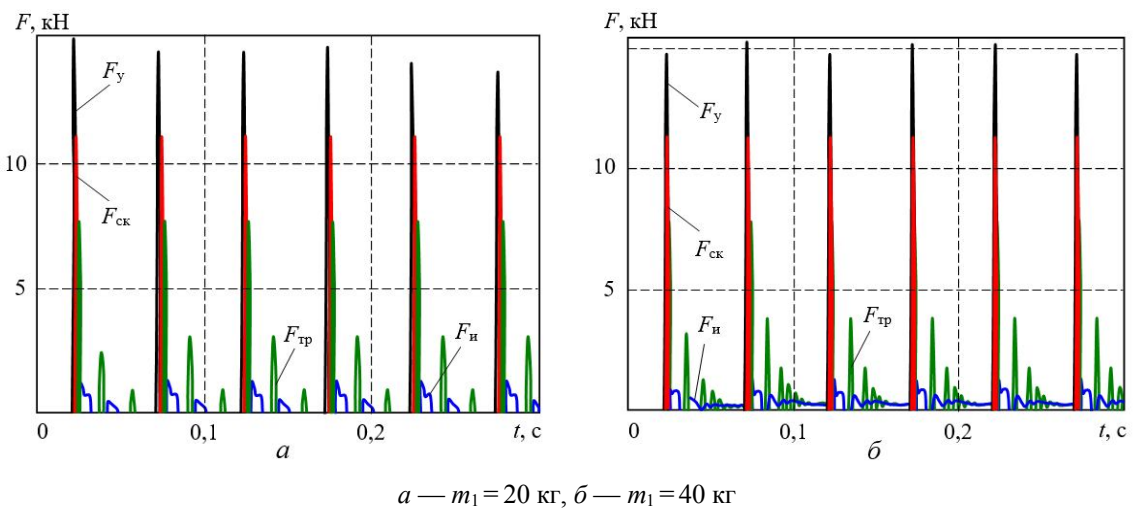
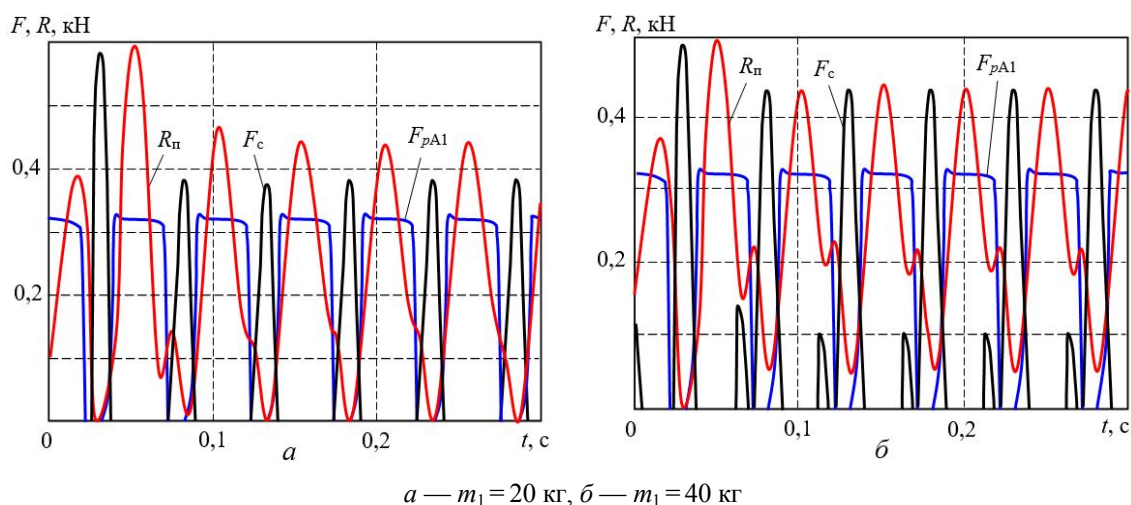


Рисунок 6 Диаграммы сил, действующих на инструмент и скалку

Рисунок 7 Диаграммы сил  $R_n$ ,  $F_c$  и  $F_{pA1}$ , действующих на ствол

На рисунке 5 представлены диаграммы скоростей элементов системы. Скорость  $v_{и}$  инструмента в момент его соударения с ударником в обоих случаях, особенно при  $m_1 = 40$  кг, несоизмеримо меньше скорости ударника  $v_y$  и может быть исключена из числа факторов, определяющих как энергию удара, так и уровень вибраций рукоятки.

Сила  $F_y$ , действующая на вставной инструмент, а затем сила  $F_{ск}$  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 (рис. 6). Сила  $F_{и}$  в результате применения ККВ, прежде всего ККВ2, в 11,5 раза меньше  $F_y$ . В молотке МО-2Б — меньше в 9,4 раза.

Суммарная сила сжатия пусковой пружины и резинового амортизатора в рукоятке управления  $R_n$  и сила сжатия ККВ1  $F_c$  (рис. 7), действующие на ствол, несколько снижаются по мере увеличения напорного усилия, при  $m_1 = 40$  кг в 1,18 раз меньше, чем при  $m_1 = 20$  кг. Хотя сила  $R_n$  в 1,4 раза больше, чем в молотке МО-2Б, однако отсутствие весьма значительной реакции инструмента, которая перекалывается на корпус, в целом позволяет снизить нагрузки на ствол. Напорное усилие мало влияет на силу первого удара инструментом по корпусу (по ККВ2), однако

при его увеличении частота ударов в течение одного цикла молотка возрастает, причем амплитуда силы взаимодействия инструмента со стволом  $F_{и}$  в каждой серии ударов резко уменьшается.

Силы, действующие на корпус молотка, представлены на рисунке 8.

Силы  $F_c$  и  $F_{и}$  сжатия ККВ1 и ККВ2, возникающие при ударах, соответственно, ствола и инструмента по корпусу, при  $m_1 = 20$  кг практически совпадают по времени и направлены навстречу друг другу, что при их взаимном гашении снижает динамику корпуса и является неоспоримым достоинством данной конструкции молотка. Равенства этих сил, очевидно, можно достичь в результате применения ККВ1 и ККВ2 с соответствующими коэффициентами жесткости.

Силы сжатия  $F_k$  и  $F_{p,k}$  пакетов с ККВ3 и ККВ4 находятся в противофазе. Соотношение между ними определяется числом единичных ККВ в каждом из пакетов, их жесткостями и, в значительной степени, напорным усилием на рукоятке. Максимальные значения силы  $F_k$  при  $m_1 = 40$  кг в 1,23 раза больше, чем при  $m_1 = 20$  кг, а максимальные значения силы  $F_{p,k}$  — в 1,5 раза меньше.

Группа сил, приложенных к рукоятке, представлена на рисунке 9. Очевидно, сила



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

Характер изменения ускорения  $\bar{a}_p$  и скорости  $\bar{v}_p$  рукоятки отражен, соответственно, на рисунках 10 и 11. Рассчитанные на их основании действующие (средне-

квадратические) значения ускорения  $\bar{a}_p$  и скорости  $\bar{v}_p$  рукоятки составляют при  $m_1 = 20$  кг, соответственно,  $14,75 \text{ м/с}^2$  и  $0,06 \text{ м/с}$ , а при  $m_1 = 40$  кг —  $12,43 \text{ м/с}^2$  и  $0,0596 \text{ м/с}$ . С увеличением напорного усилия действующие (среднеквадратические) значения ускорения  $\bar{a}_p$  улучшаются, а действующие скорости  $\bar{v}_p$  практически не меняются. Таким образом, в конструкции молотка с ОС и ККВ, установленного на стандартном стенде, при  $m_1 = 20$  кг достигнуто, по сравнению с молотком МО-2Б, снижение уровня виброускорений в 1,26 раза и виброскорости в 2,06 раза.

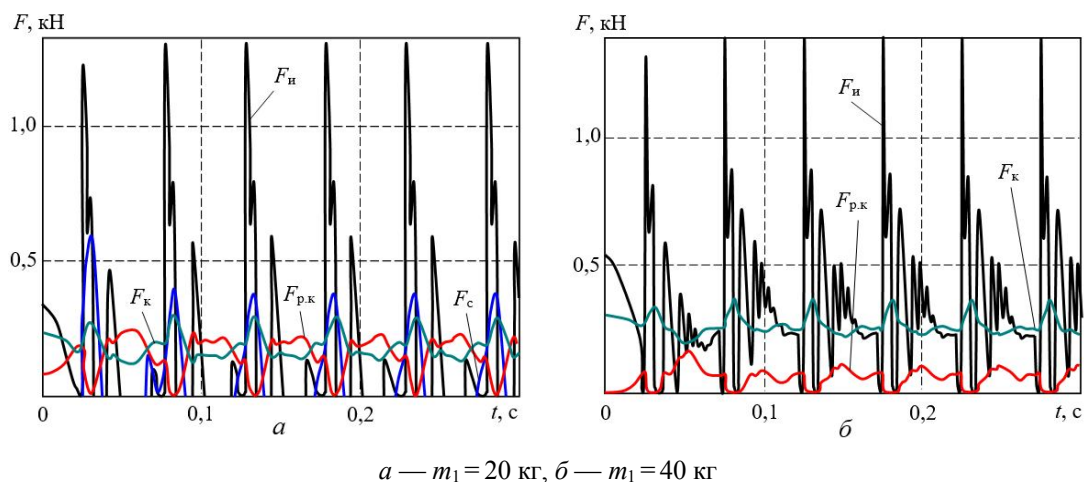


Рисунок 8 Диаграммы сил, действующих на корпус

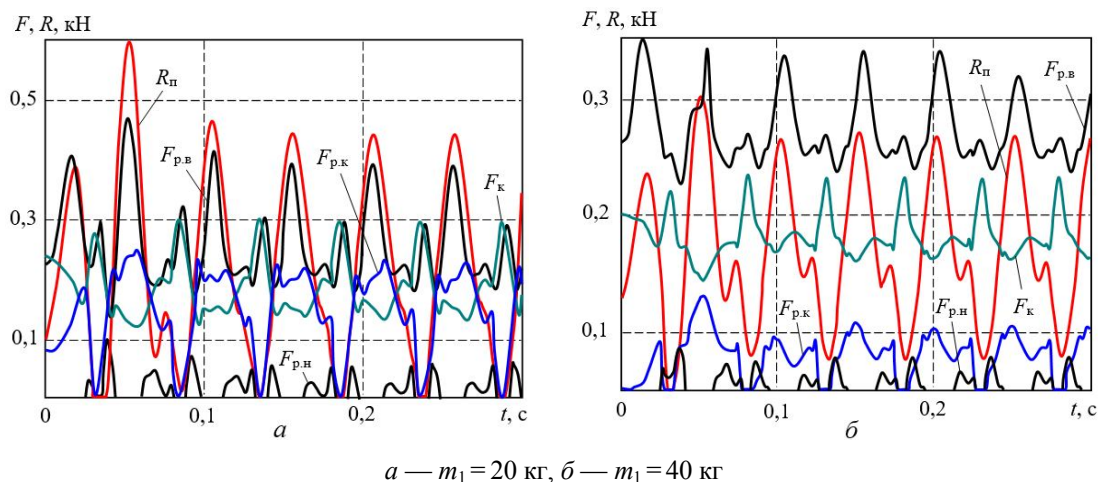


Рисунок 9 Диаграммы сил, действующих на рукоятку молотка



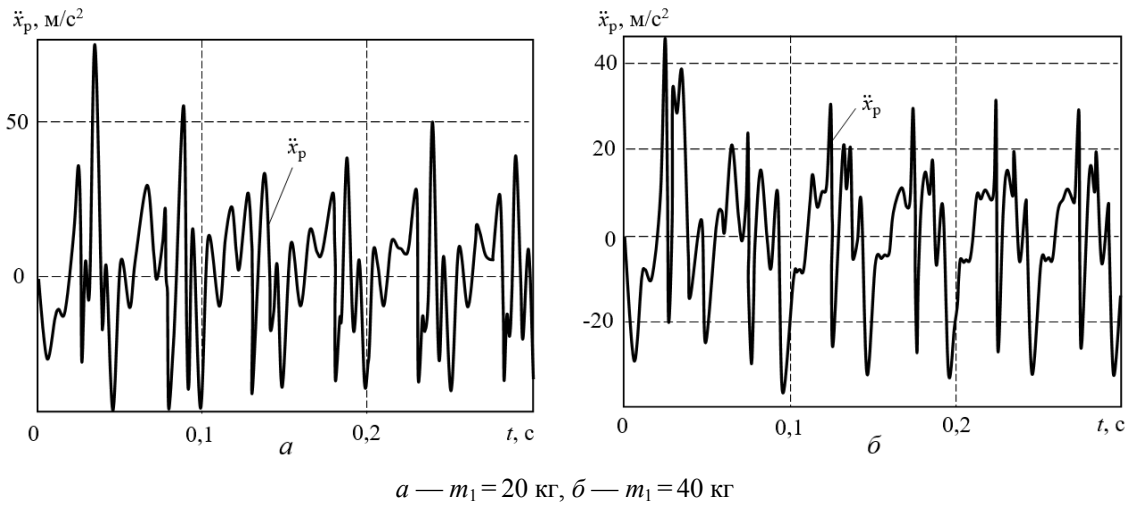


Рисунок 10 Диаграмма ускорения рукоятки

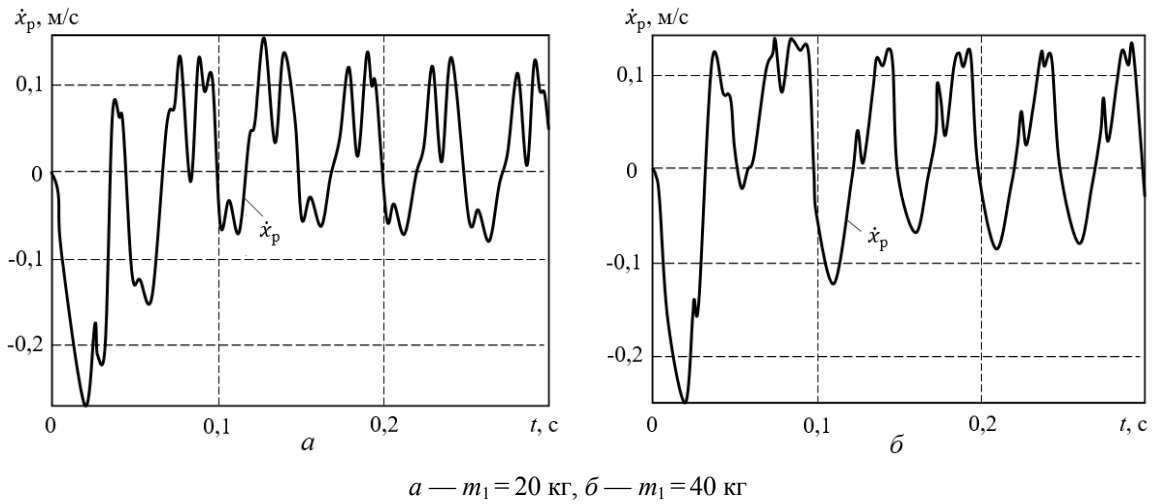


Рисунок 11 Диаграммы скорости рукоятки

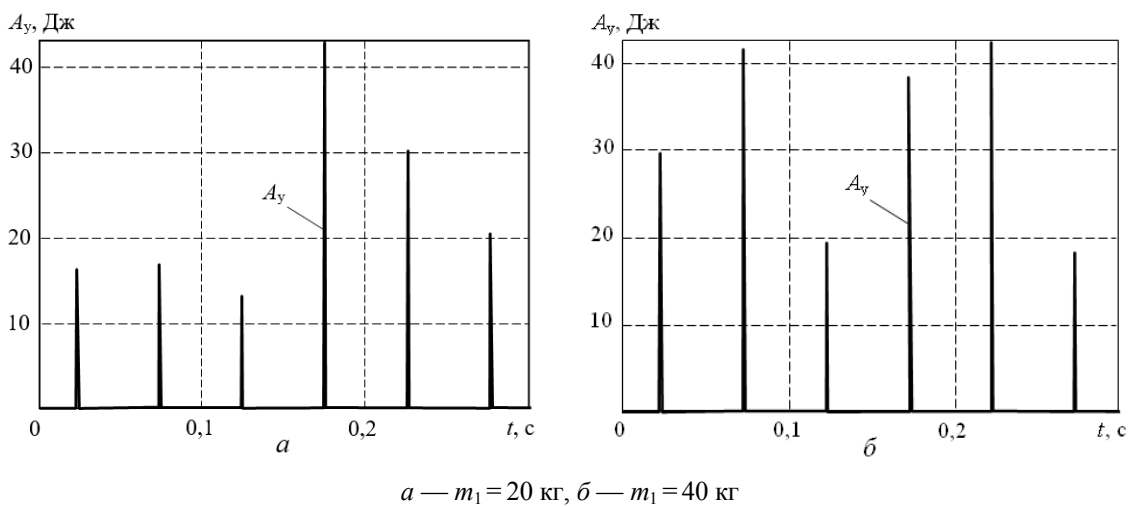


Рисунок 12 Диаграммы энергии удара

Энергия удара изменяется в пределах от 15 до 43 Дж (рис. 12). В качестве наилучшего приближения к истинному значению и в данном случае следует принимать наибольшее значение  $A$ , равное 43 Дж. Расхождение значений  $A$ , полученных в данном случае и в случае базового молотка, не превышает 12 %. Поскольку термогазодинамические процессы в обоих молотках практически одинаковы, то в новом молотке энергия удара будет, надо полагать, не меньше, чем в молотке МО-2Б.

Наибольшее снижение вибраций обеспечивается в случае применения кольцевых канатных виброизоляторов, встроенных между инструментом и корпусом, стволом и корпусом, а также между корпусом и рукояткой, если коэффициент жесткости единичных ККВ составляет  $9 \cdot 10^4 \dots 1,1 \cdot 10^5$  Н/м. В некоторых случаях целесообразно применять пакеты из последовательно расположенных ККВ. Ме-

тодом проб установлено, что пакет ККВ между корпусом и рукояткой должен содержать три единичных ККВ, а пакет между рукояткой и головкой стягивающего болта — два ККВ. Большее число ККВ в этих пакетах может привести к истощению при их деформации зазора между рукояткой и стволом. Корпус и рукоятка стягиваются двумя болтами с усилием примерно 75 Н, приходящимся на один болт. В конструкции молотка с ОС и ККВ, установленного на стандартном стенде, при  $m_1 = 20$  кг,  $c_{пр} = 8 \cdot 10^4$  Н/м и  $c_{ккв} = 10^5$  Н/м достигнуто, по сравнению с молотком МО-2Б, снижение действующих (среднеквадратических) значений виброускорений в 1,26 и виброскорости в 2,06 раза.

Задачей последующих исследований является определение рациональных конструктивных параметров молотка, обеспечивающих уровень вибраций в пределах допустимых санитарных норм.

### Библиографический список

1. Вишневецкий, Д. А. Математическая модель пневматического отбойного молотка с обособленным стволом [Текст] / Д. А. Вишневецкий, С. В. Корнеев, Д. В. Мулов // *Фундаментальные основы механики*. — СПб. : НИЦ МС, 2022. — № 9. — С. 30–39.
2. Пат. 36012 Украина, МПК В 25 D 17/00. Пневматичний молоток / Д. В. Мулов, О. Ю. Рутковский ; заявник і патенто власник Донбас. держ. техніч. ун-т. — № 200806164 ; заявл. 12.05.08 ; опубл. 10.10.08, Бюл. № 19. — 4 с. : ил.
3. Пат. 2677903 С2 Российская Федерация, МПК В 25 D 11/00. Машина ударного действия / Б. С. Доброборский ; заявитель и патентообладатель Доброборский Б. С. — № 2017118021 ; заявл. 23.05.17 ; опубл. 22.01.19, Бюл. № 3. — 7 с. : ил.
4. Пат. 190818 U1 Российская Федерация, МПК В 25 D 11/00. Машина ударного действия / Б. С. Доброборский, С. А. Евтюков, Е. Е. Медрес ; заявитель и патентообладатель Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет. — № 2017146875 ; заявл. 28.12.17 ; опубл. 12.07.19, Бюл. № 20. — 4 с. : ил.
5. Мулов, Д. В. Экспериментальные исследования вибрационных параметров ручной ударной машины с виброзащитной системой [Текст] / Д. В. Мулов // *Гірничий вісник : науково-технічний збірник*. — Кривий Ріг : КНУ, 2012. — Вып. 95 (1). — С. 124–128.
6. ГОСТ Р 55162–2012. Оборудование горно-шахтное. Молотки отбойные пневматические. Требования безопасности и методы испытаний [Текст]. — Введ. 2014-01-01. — М. : Стандартинформ, 2014. — 28 с.
7. СН 2.2.4/2.1.8.566–96. Производственная вибрация, вибрация в помещениях жилых и общественных зданий. — Введ. 1996-10-31. — М., Инф.-изд. центр Минздрава России, 1996. — 30 с.
8. Корнеев, С. В. Имитация стендовых испытаний пневматических отбойных молотков по ГОСТ Р 55162–2012 [Текст] / С. В. Корнеев, Д. А. Вишневецкий, Д. В. Мулов // *Сборник научных трудов ДонГТИ*. — 2022. — № 26 (69). — С. 71–82.

*Рекомендована к печати к.т.н., доц., зав. каф. ОМДиМ ДонГТИ Денищенко П. Н.,  
к.т.н., доц., зав. каф. электромеханики и транспортных систем  
СИПИМ ЛГУ им. В. Даля Петровым А. Г.*

*Статья поступила в редакцию 28.09.2022.*

**Doctor of Technical Sciences Vishnevskiy D. A., Doctor of Technical Sciences Korneev S. V.,  
Mulov D. V. (DonSTI, Alchevsk, LPR, mulovd@yandex.ru)**

**SUBSTANTIATION OF DYNAMIC PARAMETERS OF VIBROPROTECTION OF  
PNEUMATIC JACKHAMMERS WITH A SEPARATE BARREL**

*As a result of mathematical modeling of the system “standard test bench — pneumatic jackhammer with a separate barrel”, rational values of the stiffness coefficients of the shock-absorbing spring and ring rope vibration isolators of hammer are determined, at which the minimum root mean square values of vibration velocity and vibration acceleration of handle are provided. A comparison of vibration characteristics of the MO-2B hammers and with a separate barrel was made, the advantages of a hammer with a separate barrel were revealed.*

**Key words:** *pneumatic jackhammer, separate barrel, shock-absorbing spring, ring rope vibration isolators, stiffness, standard test bench, mathematical model, vibration acceleration, vibration velocity.*