

УДК 621.23.05

**РАБОЧИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПНЕВМОМОЛОТА  
С УМЕНЬШЕННЫМ ОБЪЕМОМ ПЕРЕДНЕЙ КАМЕРЫ**

**И. В. Тищенко, В. В. Червов**

*Институт горного дела им. Н. А. Чинакала СО РАН,  
E-mail: vchervov@yandex.ru, Красный проспект, 54, 630091, г. Новосибирск, Россия*

Выполнен анализ способов повышения энергетических и эксплуатационных параметров пневмомолота с клапанным воздухораспределением. Предложен алгоритм изменения структуры ударной мощности пневмомолота с упругим кольцевым клапаном в камере обратного хода ударника, связанный с переходом на источник питания с повышенным давлением энергоносителя. На его основе разработана конструктивная схема и создан опытный образец. На лабораторном измерительном стенде получены фактические значения рабочих характеристик опытного образца: энергия удара; частота генерируемых импульсов; расход энергоносителя. После обработки индикаторных диаграмм давления определен удельный показатель затрат сжатого воздуха на единицу производимой энергии удара.

*Пневмомолот, ударная мощность, упругий клапан, давление сжатого воздуха, частота ударов, расход энергоносителя, энергия ударного импульса*

DOI: 10.15372/FTPRPI20240313

EDN: ZILASD

Переход на качественно новый уровень виброударных технологий связан с внедрением в практику технических средств, позволяющих по мере необходимости изменять параметры ударного воздействия пневмомолота на погружаемый в породную среду стержневой элемент. Таким образом достигается возможность подстраивания машины к изменяющимся внешним условиям ведения работ и сохранения критерия эффективности их применения, в частности скорости технологического процесса, уровня его механизации и расхода энергоносителя [1 – 5].

Ударная мощность  $N$  — комплексный выходной параметр рабочего цикла пневмомолота, представляющий собой произведение энергии ударов  $E$  и частоты их нанесения по торцу инструмента  $f$  [6, 7]. Большой опыт в создании и совершенствовании устройств данного типа позволил изменять параметры по одному из возможных способов (рис. 1), оптимизируя режим работы оборудования по критерию скорости внедрения элемента в породный массив [8].



Рис. 1. Способы изменения структуры ударной мощности пневмомолота

Обобщив результаты ранних исследований, можно заключить, что для создания опытного образца за основу целесообразно взять известный механизм с клапанной системой воздухораспределения, в которой команды на наполнение и опорожнение камеры обратного хода ударника задаются упругим кольцевым элементом с механической герметизацией полости рабочей кромкой кольца, и провести его модернизацию для перехода на кратное увеличение давления энергоносителя [9–12].

Из всей линейки пневмомолотов типа “Тайфун” выбран образец с массой бойка 190 кг, хорошо зарекомендовавший себя на строительных площадках с разными технологическими требованиями и условиями выполнения работ. По аналогии с пневмомолотами данного типа конструкция опытной машины базируется на таких основных структурных элементах, как корпус 1, в передней части которого жестко закреплена наковальня 2, ударник 3, задняя гайка с патрубком 4 (рис. 2). Прохождение сжатого воздуха через дроссельный канал регулируется сменным жиклером 5. Кольцевой упругий клапан 6, установленный на носовой части ударника, управляет периодическим соединением передней камеры устройства с выхлопным трактом для последующего удаления отработанного сжатого воздуха за пределы внутренних рабочих объемов.

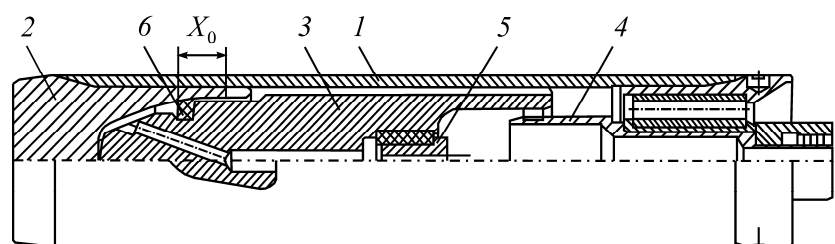


Рис. 2. Общий вид пневмомолота: 1 — корпус; 2 — наковальня; 3 — ударник; 4 — задняя гайка с патрубком; 5 — сменный жиклер; 6 — упругий клапан

В результате выполнения цикла опытно-конструкторских работ изменялись массогабаритные показатели: масса ударной части снизилась до 150 кг, длина корпуса и машины сократились с 1700 до 1200 мм. Основополагающая идея модернизации заключалась в двукратном повышении давления энергоносителя  $p_0$  с 0.6 до 1.2 МПа (рис. 3). Кратно уменьшался ход ударника за счет установки новой наковальни с уменьшенным расстоянием  $X_0$  от передней кромки замыкания упругого клапана до начала выхлопных пазов (рис. 2). Такой подход предотвращал чрезмерное увеличение скорости соударения выше предельно допустимого значения (4.0–4.5 м/с) и одновременно сокращал время рабочего цикла пневмомолота. Достигаемый рост диапазона частотной компоненты ударной мощности — цель исследования в рамках решения поставленной задачи.

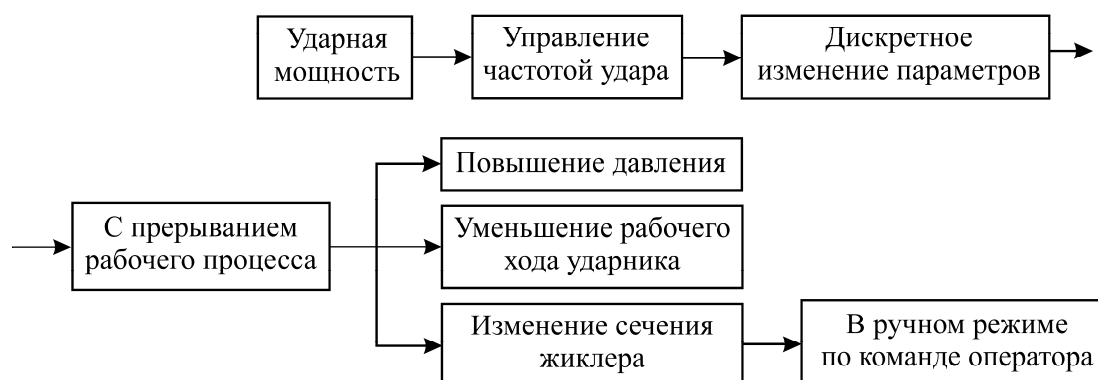


Рис. 3. Последовательность увеличения ударной мощности пневмомолота с массой бойка 150 кг

На рис. 4 приведен лабораторный измерительный комплекс.

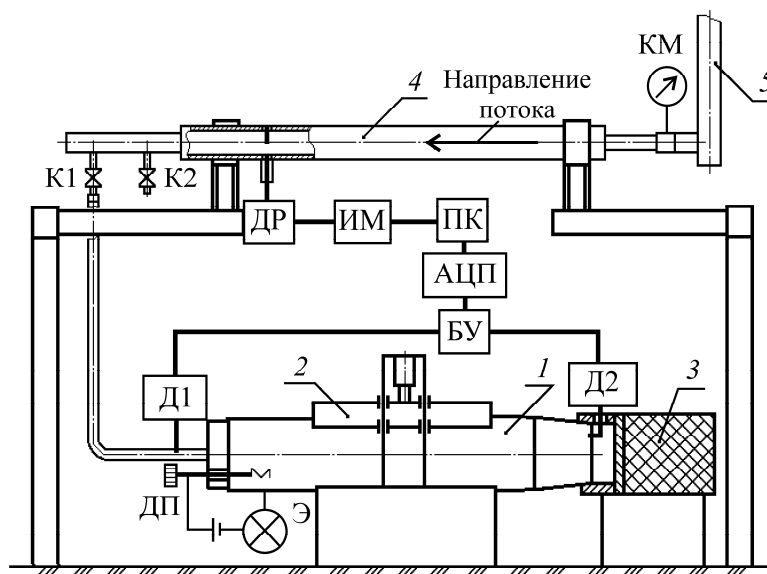


Рис. 4. Схема измерительного комплекса: 1 — пневмомолот; 2 — зажимной механизм; 3 — энергопоглотитель; 4 — расходомер; 5 — магистраль сжатого воздуха; Д1, Д2 — датчики давления; ДП — датчик заднего положения бойка; ДР — датчик расхода; Э — светодиодный элемент; ИМ — измерительно-регистрирующий модуль; БУ — блок усилителей; АЦП — аналого-цифровой преобразователь; ПК — портативный компьютер; К1, К2 — краны управления подачи сжатого воздуха; КМ — контрольный манометр

Данный стенд для определения фактических основных выходных параметров исследуемого пневмомолота 1 оборудован зажимным механизмом 2, энергопоглотителем 3, а также запорно-регулирующей аппаратурой, включающей пусковые воздушные краны К1, К2 и контрольный манометр КМ. Приборное оснащение содержит необходимые датчики, усилители и преобразователи электрических сигналов. Измерения проводились по общепринятым апробированным методикам экспериментального исследования рабочих циклов пневмомолотов [13 – 15].

Лабораторные испытания опытного образца заключались в подтверждении работоспособности и устойчивости режима работы пневмомолота с последующим выполнением необходимых тестов, состоящих из следующих операций:

- определение хода ударника как расстояния между его граничными положениями, первое из которых фиксируется в момент его соприкосновения с наковальней (рис. 2), другое — по достижению им крайней задней отметки, регистрируемой по появлению электрического сигнала на светодиодном элементе в момент замыкания цепи резьбовым щупом датчика перемещения (рис. 4);
- запись диаграмм давлений в рабочих камерах, измеренных датчиками Д1 и Д2 типа Р8АР фирмы НВМ (Германия) с последующим усилением полученного сигнала блоком управления и трансформацией его в цифровую форму аналого-цифровым преобразователем для последующей обработки;
- построение расходной характеристики пневмомолота (зависимости расхода воздуха от сечения канала в ударнике) по показаниям станции учета сжатого воздуха 4 марки DS-300 (Германия), состоящей из термоанемометрического датчика расхода, вмонтированного в магистральную сеть 5 и измерительно-регистрирующего модуля, определяющего и передающего информацию по расходу энергоносителя за единицу времени.

Собранный массив информации по данным измерений в цифровой форме отправлялся на входной порт переносного компьютера, где обрабатывался пакетом программ Power Graph Professional, CS Soft Professional, Excel. Измерения проводились для каждого из четырех вариантов настройки рабочего цикла пневмомолота, которые обеспечивались последовательной установкой одного из жиклеров из имеющегося набора с пропускными отверстиями 12, 14, 17, 20 мм. Обработка полученного материала давала информацию об изменении давления в камерах и времени цикла между двумя последовательными ударами, а также позволяла оценить уровень падения давления в камере прямого хода.

Как показали диаграммы давлений, изменение времени цикла происходит при установке жиклеров диаметром 12 и 17 мм (рис. 5а, в). Измеренное противодавление в камере прямого хода ударника не превышает 0.05 МПа (рис. 5б – г), в случае применения жиклера диаметром 12 мм оно снижается до нулевой отметки (рис. 5а). Таким образом при вычислении энергетической составляющей ударной мощности данным фактором можно пренебречь.

Ввиду невозможности точного измерения перемещения бойка относительно корпуса, подвергаемого прямому ударному воздействию без нарушения его целостности, принимаются следующие допущения: отсутствие противодавления в передней камере пневмомолота (рис. 5); среднее результирующее давление в камере прямого хода; средний фактический рабочий ход ударника. Энергия ударного импульса определяется следующим образом:

$$E = AX_0\lambda\left(p_0 - \frac{\Delta p}{2}\right),$$

где  $A$  — площадь вертикальной лобовой проекции задней цилиндрической поршневой полости диаметром  $D$  (рис. 2), м<sup>2</sup>;  $X_0$  — рабочий ход ударника до начала открытия выхлопных пазов (рис. 2);  $\lambda$  — коэффициент увеличения амплитуды перемещения ударной части с учетом заброса после срабатывания клапана ( $\lambda > 1$ ), м;  $p_0$  — входное давление сжатого воздуха, МПа;  $\Delta p$  — падение давления в задней камере по пути разгона ударника, МПа.

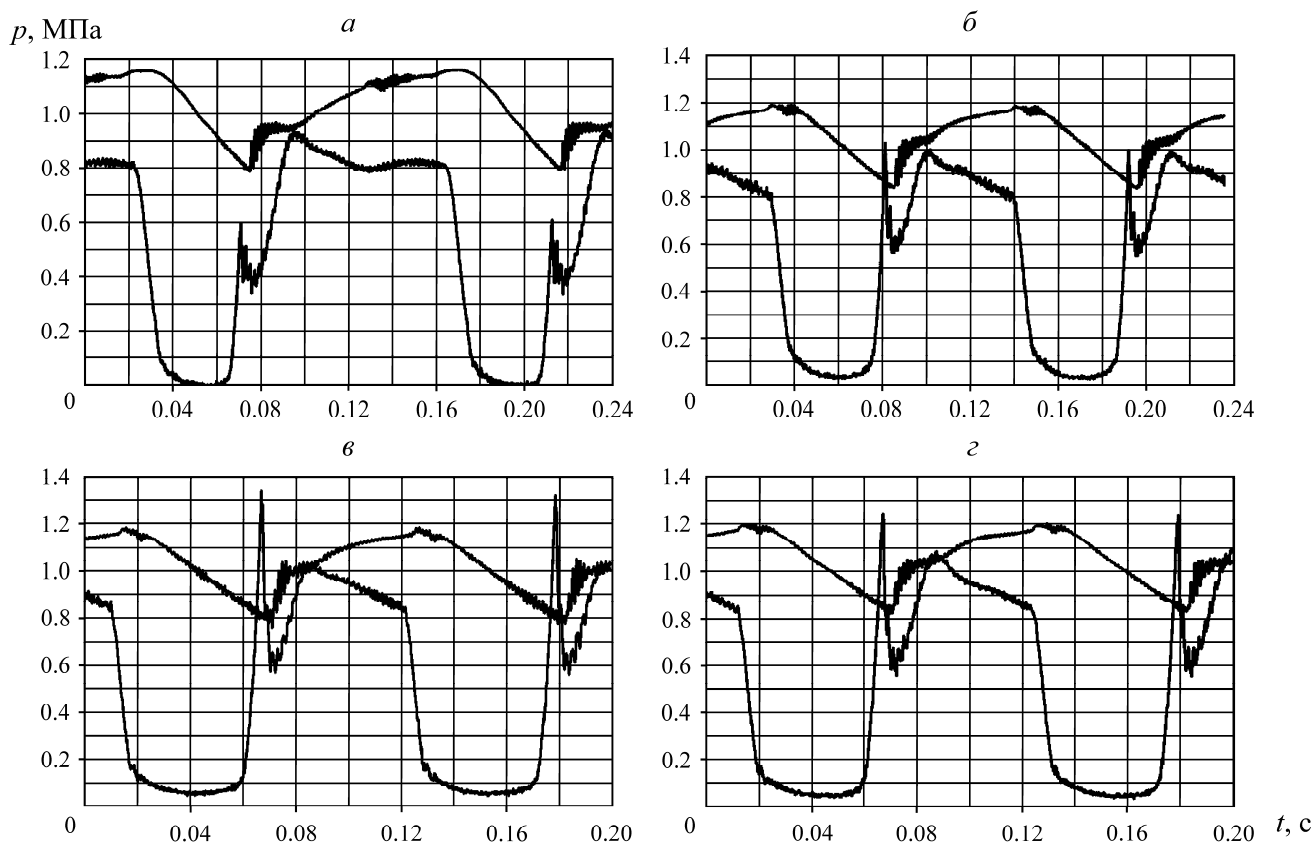


Рис. 5. Диаграммы рабочего цикла опытного образца пневмомолота с массой ударника 150 кг при установке жиклера диаметром 12 (а), 14 (б), 17 (в) и 20 мм (г)

С учетом колебания давления энергоносителя в рабочих камерах и установленного поступательного перемещения подвижной массы от ее переднего до крайнего заднего положения, уточнены фактические значения энергетической  $E$  и частотной  $f$  компоненты ударной мощности, что в совокупности с усредненными объемами потребляемого сжатого воздуха в единицу времени  $Q$  дает полное представление об изменении режима работы пневмомолота в зависимости от сечения дроссельного канала  $S$  при  $p_0 = 1.2$  МПа.

Результаты инструментальных замеров и выполненных вычислений приведены на рис. 6а. Для сравнения на рис. 6б представлены закономерности изменения аналогичных параметров прототипа с массой ударника 190 кг, питающегося от источника сжатого воздуха с  $p_0 = 0.6$  МПа.

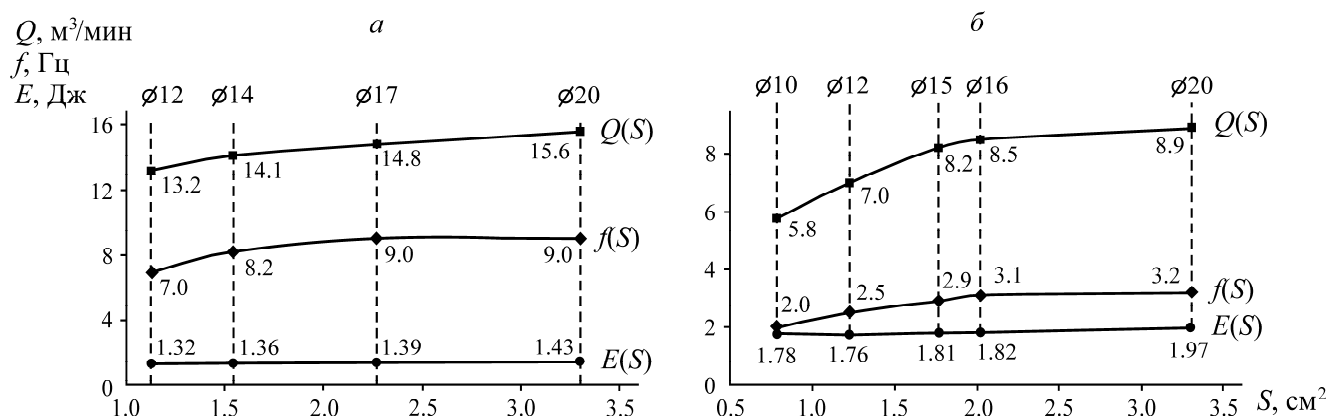


Рис. 6. Рабочие характеристики опытного пневмоударного механизма массой 150 кг (а) и прототипа массой 190 кг (б)

Проведенные экспериментальные исследования подтвердили, что рабочий цикл нового ударного механизма, работающего на повышенном давлении, принципиально не отличается от рабочих циклов пневмомолотов с упругим клапаном, работающих на стандартном давлении (рис. 6). Последовательное ступенчатое приращение сечения дроссельного канала ударника  $S$  сопровождается ростом частоты ударов и расходных показателей в пределах  $f = 7.0 - 9.0$  Гц и  $Q = 13.2 - 15.6$  м³/мин соответственно. В то же время энергия единичного удара практически не изменялась ( $E = 1.32 - 1.43$  кДж). Наибольшее отклонение от среднего уровня не превышало 5 %. Сравнение технических характеристик прототипа пневмомолота с массой ударника 190 кг и опытного образца на его базе с массой 150 кг показало, что конструктивные изменения, связанные с двукратным повышением давления в питающей магистрали, в 2.8 – 3.5 раза (с 2.0 – 3.2 до 7.0 – 9.0 Гц соответственно) увеличивают рабочие частоты импульсного воздействия (рис. 6).

Для оценки уровня вновь создаваемой пневмоударной техники во многих исследованиях и нормативной технической литературе используется удельный расходный показатель, характеризующий эффективность использования энергоносителя [16]. Он обусловлен затратами сжатого воздуха, произведенного компрессорной установкой на единицу выходной мощности ударного механизма ( $q = Q / (Ef)$ ). Результаты пересчета, выполненного на основе измеренных величин  $Q$ ,  $E$ ,  $f$ , указывают на то, что у модернизированного образца данный критерий находится в пределах, не превышающих уровень  $q = (0.20 \div 0.24) \cdot 10^{-4}$  м³/Дж. Для сравнения приведем значения этого показателя для серийных пневмомолотов с эластичным запорным кольцевым элементом, установленным на бойке пневмомолота  $q = (0.22 \div 0.37) \cdot 10^{-4}$  м³/Дж, а также пневмопробойников  $q = (0.30 \div 0.65) \cdot 10^{-4}$  м³/Дж.

Проверка работоспособности модернизированного пневмомолота и определение его объективных возможностей в технологии виброударного прокалывания проводилась в вертикальном грунтовом канале, условия в котором были максимально приближены к естественным на строительном объекте (рис. 7). Инструментом служил стальной двутавровый прокат с высотой профиля 500 мм и длиной 5 м. Для присоединения машины на верхнем конце двутавра при помощи сварки закреплялся переходной фрагмент трубы длиной 0.04 м. С целью нейтрализации

влияния силы отдачи пневмомолота применялся комплект стяжных приспособлений в виде талрепов и канатов, огибающих оголовник с центральной канавкой. Грунтовый канал заполнялся супесью с увлажнением и послойным трамбованием, позволяющим приблизить ее физико-механические свойства к грунту естественного залегания.

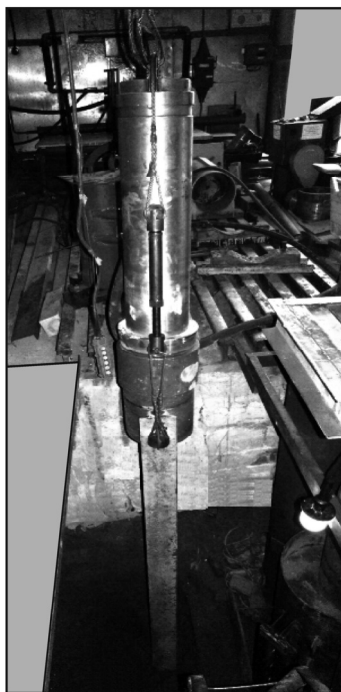


Рис. 7. Погружение в грунт стального профиля опытным образцом с массой ударника 150 кг

Измерение скорости внедрения двутавровой балки № 50 в породный массив с помощью видеофиксации процесса показало, что опытный образец пневмомолота с массой ударника 150 кг, рассчитанный на работу от источника сжатого воздуха с повышенным магистральным давлением  $p_0 = 1.2$  МПа, обладает необходимым пороговым значением энергии удара для преодоления лобового и бокового сопротивления грунта данным инструментом. Дальнейшая поочередная замена жиклеров диаметром 12 и 17 мм сопровождалась изменением частоты ударного воздействия от наименьшего значения 7 Гц до наибольшего 9 Гц, что приводило к росту интенсивности погружения в 2.3 раза (с 19.7 до 45.6 м/ч). Это подтверждает эффективность технологического виброударного погружения в грунтовую среду стальных строительных профилей [17, 18].

## ВЫВОДЫ

Допустимое значение предударной скорости (4.0–4.5 м/с) при уменьшении объема передней камеры пневмомолота с массой бойка 150 кг обеспечивается двукратным повышением давления энергоносителя и пропорциональным ему уменьшением рабочего хода бойка. При этом достигается увеличение частоты ударов до 7.0–9.0 Гц, что в 3 раза больше частоты ударов прототипа с массой бойка 190 кг.

Несмотря на увеличение давления выхлопа воздуха в атмосферу до 0.8 МПа, рабочий цикл опытного образца с массой бойка 150 кг при давлении в магистрали 1.2 МПа характеризуется близким удельным расходом воздуха, как и у прототипа с массой бойка 190 кг, при давлении 0.6 МПа:  $q = (0.20 \div 0.24) \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{Дж}$ .

В ходе лабораторных испытаний устройства ударного действия для погружения стержневых элементов в породный массив в вертикальном грунтовом канале доказана его работоспособность и эффективность.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Рыбаков А. П. Основы бестраншейных технологий. Теория и практика. — М.: Пресс-Бюро, 2005. — 304 с.
2. Абраменков Э. А., Грузин В. В. Средства механизации для подготовки оснований и устройства фундаментов. — Новосибирск: НГАСУ, 1999. — 215 с.
3. Ешуткин Д. Н., Смирнов Ю. М., Исаев В. Л. Высокопроизводительные гидропневматические ударные машины для прокладки инженерных коммуникаций. — М.: Стройиздат, 1990. — 178 с.
4. Кюн Г., Шойбле Л., Шлик Х. Закрытая прокладка непроходных трубопроводов. — М.: Стройиздат, 1993. — 166 с.
5. Данилов Б. Б., Смоляницкий Б. Н. Пути повышения эффективности забивания в грунт стальных труб пневматическими молотами // ФТПРПИ. — 2005. — № 6. — С. 81–89.
6. ГОСТ Р 55162. Оборудование горно-шахтное, молотки отбойные пневматические. — М.: Стандартинформ, 2014. — 23 с.
7. ГОСТ 4.302-85. Машины забойные ударного действия для бурения геологоразведочных скважин. Номенклатура показателей. — М.: Гос. комитет по стандартам, 1985. — 11 с.
8. Червов В. В. Теория и практика создания пневматических молотов с переменной структурой мощности для реализации бестраншейных технологий прокладки коммуникаций: дис. ... д-ра техн. наук. — Новосибирск, 2009. — 289 с.
9. Червов В. В., Тищенко И. В., Смоляницкий Б. Н. Влияние частоты виброударного воздействия и дополнительного статического усилия на скорость погружения стржня в грунт // ФТПРПИ. — 2011. — № 1. — С. 61–70.
10. Смоляницкий Б. Н., Червов В. В. Повышение эффективности использования энергоносителя в пневмомолотах для подземного строительства // ФТПРПИ. — 2014. — № 5. — С. 143–156.
11. Плохих В. В., Данилов Б. Б., Чещин Д. О. Обоснование принципиальной схемы и определение основных регулируемых параметров рабочего цикла пневмоударной машины // ФТПРПИ. — 2023. — № 2. — С. 102–111.
12. Плохих В. В., Данилов Б. Б., Чещин Д. О., Кордубайло А. О. Обоснование принципиальной схемы и исследование рабочего цикла пневматической ударной машины с изменяемой структурой ударной мощности // Фундаментальные и прикладные вопросы горных наук. — 2021. — Т. 8. — № 1. — С. 315–320.
13. Суднишников Б. В., Есин Н. Н., Тупицын К. К. Исследование и конструирование пневматических машин ударного действия. — Новосибирск: Наука, 1985. — 135 с.

- 14. Макаров Р. А., Ренский А. Б., Боркунский Г. Х., Этингф М. И.** Тензометрия в машиностроении. — М.: Машиностроение, 1975. — 288 с.
- 15. Нуберт Г. П.** Измерительные преобразователи неэлектрических величин. — Л.: Энергия, 1970. — 358 с.
- 16. Гурков К. С., Климашко В. В., Костылев А. Д., Плавских В. Д., Русин Е. П., Смоляницкий Б. Н., Тупицын К. К., Чепурной Н. П.** Пневмопробойники. — Новосибирск, 1990. — 213 с.
- 17. Костылев А. Д., Григорашенко В. А., Козлов В. А., Гилета В. П.** Пневмопробойники в строительном производстве. — Новосибирск: Наука, 1987. — 140 с.
- 18. Кершенбаум Н. Я., Минаев В. И.** Проходка горизонтальных и вертикальных скважин ударным способом. — М.: Недра, 1984. — 246 с.

*Поступила в редакцию 02/II 2024*

*После доработки 10/IV 2024*

*Принята к публикации 17/V 2024*