

ГОРНОЕ МАШИНОВЕДЕНИЕ

УДК 621.23.05

ОСНОВЫ СОЗДАНИЯ ПНЕВМОМОЛОТА С РАЗДЕЛЕННЫМ УДАРНИКОМ ДЛЯ ПОГРУЖЕНИЯ СТЕРЖНЕЙ В ГРУНТОВЫЙ МАССИВ

И. В. Тищенко, В. В. Червов

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

Рассмотрена проблема совершенствования пневматических импульсных механизмов, предназначенных для воздействия на породный массив в горном деле и строительном производстве. Предложена ударная система с двумя подвижными массами, объединенными в общем корпусе для виброударного погружения профильных элементов в упругопластическую грунтовую среду. Представлен экспериментальный образец пневмомолота с составной ударной частью, выполненный на основе воздухораспределительной схемы с упругим клапаном в камере обратного хода ударника. Приведены результаты исследования его рабочего цикла при различных вариантах настройки. Показана возможность влияния на характер и периодичность силового импульсного воздействия.

Пневмомолот, импульсное воздействие, многомассовый ударный механизм, составной ударник, упругий клапан, амплитуда ударного импульса, частота ударов

DOI: 10.15372/FTPRPI20180608

Механические нагрузки с помощью удара направлены на создание контактных напряжений в зоне сопряжения инструмента с обрабатываемой средой и являются эффективным средством деформации и изменения первоначальной формы объекта, локального или полного разрушения его структуры с расчленением на отдельные составные компоненты. Они широко распространены во многих отраслях производственной деятельности и зачастую не имеют равноценной альтернативы своему применению. Такая тенденция характерна для горнодобывающего сектора, занимающегося разведкой и разработкой месторождений твердых полезных ископаемых. Большой объем технологических работ выполняется с привлечением установок импульсного действия в виде разнообразных по конструкции и назначению станков ударного и ударно-вращательного бурения, перфораторов, отбойных молотков и навесных устройств с периодическим циклом нагружения [1, 2]. Во многих из них в качестве тела для передачи энергии от источника к исполнительному механизму используется атмосферный воздух, сжимаемый до требуемого давления в рабочих камерах компрессорных установок [3].

Работа выполнена в рамках проекта ФНИ “Создание энергоэффективных ударных и вибрационных технических средств для реализации технологий разведки, добычи и переработки полезных ископаемых и освоения подземного пространства” (№ гос. регистрации АААА-А17-117122090003-2).

Аналогичная картина наблюдается и в строительной отрасли, где при выполнении комплекса специальных работ применяются технологии, связанные с местной пластической деформацией грунтового массива с образованием выработок и подземных каналов, погружением различных конструктивных элементов и профилей. В перечень таких работ входит прокладка труб-кожухов виброударным прокалыванием и продавливанием для бестраншейного сооружения подземных коммуникаций, забивка шпунта при укреплении откосов котлованов, насыпей, возведении подпорных стенок и экранов, вертикальное погружение трубчатых элементов под набивные сваи для фундаментов зданий, опор мостов, эстакад, линий электропередач [4, 5]. К их проведению привлекается разнообразная номенклатура устройств ударного действия, работающих на различных видах энергоносителя, в том числе и сжатом воздухе [6].

Опыт практической эксплуатации импульсных установок и результаты научного поиска позволяют выработать рекомендации по оптимизации параметров и дальнейшему совершенствованию их конструкции, созданию энергосберегающих машин с повышенными функциональными возможностями. В [7] изложены результаты исследований по формированию и распространению волн деформаций в ударных системах при различных условиях соударения и взаимодействия с обрабатываемой средой, применительно к бурильным механизмам показаны диапазоны изменения параметров, в которых обеспечивается наилучшая передача энергии в обрабатываемую среду. Их продолжением стал цикл теоретических и экспериментальных изысканий, в которых получена зависимость силы сопротивления от величины внедрения инструмента, предложена методика синтеза форм бойков, обеспечивающих генерирование в волноводе нужного ударного импульса, наиболее эффективно соответствующего физико-механическим свойствам разрушаемого объекта, предложено использование ударников в виде композиции материалов [8 – 11].

Поиск других альтернативных направлений развития импульсных машин привел к появлению нового класса многомассовых ударных механизмов. В их основе лежит явление интенсификации передачи энергии удара при центральном повторяющемся соударении твердых тел через промежуточный упругий элемент, получившее название “явление дребезга” [12]. Конструктивная сущность таких систем заключается в установке между основной ударной массой и волноводом дополнительного легкого промежуточного подвижного стержня-бойка. Последний на этапе разгона в момент сближения основного ударника с рабочим инструментом в уменьшающемся между ними промежутке начинает формировать дополнительные колебания высокой частоты (20 кГц и более), которые можно характеризовать как дребезг [13, 14]. Накладываясь на основной удар и проходя через штангу-волновод, такие силовые импульсы вызывают сопутствующее ослабление породы в зоне контакта, что дает приращение скорости бурения до 20 %. Эффект подтвержден в экспериментах и реализован в конструкции опытного образца модернизированного перфоратора, успешно апробированного в условиях Кировского рудника ОАО “Апатит” [15 – 17].

Существенное влияние на эффективность виброударного воздействия оказывают условия передачи энергии от источника нагрузки к инструменту, непосредственно взаимодействующему с обрабатываемой средой. В [18 – 20] приводятся результаты исследования разнообразных вариантов исполнения переходного адаптера, служащего для соединения импульсной машины с погружным трубчатым элементом и являющегося промежуточной частью волновода, оказывающего периодическое силовое воздействие на забойную зону. По его итогам определены рациональные диапазоны конструктивных параметров двух типов таких устройств с конически-

ми и торцевыми рабочими поверхностями, в пределах которых обеспечивается минимизация потерь энергии и обеспечивается наиболее полная передача импульсной нагрузки на обрабатываемую среду. Сделан вывод о целесообразности отделения наковальни от корпуса ударной машины, что способно при прочих равных условиях дополнительно повысить на 25 % уровень передаваемой энергии.

Другой вариант повышения эффективности ударных механизмов — оснащение их внешними устройствами, способными трансформировать исходные показатели формируемого машиной силового импульса, находя их оптимальные значения в зависимости от геометрических параметров тел внедрения и физико-механических свойств обрабатываемой среды. Рабочим телом таких формирователей чаще всего служат жидкости и различные дисперсные вещества, помещаемые в замкнутый объем, ограниченный внешним корпусом, который сопряжен с инструментом и подвижным поршнем, воспринимающим и передающим на них импульсную нагрузку генератора. Для изменения физических свойств промежуточных элементов и повышения эффективности передачи удара используется их предварительное сжатие для создания необходимого исходного напряжения. Эффективность таких систем подтверждена в исследованиях [21, 22], в которых установлена возможность изменения формы и продолжительности ударного импульса и коррекция его амплитудного значения, что способствует оптимальной адаптации ударного механизма к условиям проведения работ. Несмотря на положительный эффект, они не получили должного развития из-за значительного усложнения конструкции и появления дополнительных затрат при эксплуатации и обслуживании оборудования.

Для большей части буровых технологий, используемых в горнодобывающей промышленности, характерно одновременное приложение к объекту воздействия как ударной нагрузки, подвод которой может быть совмещен с вращательным движением инструмента, так и статического усилия подачи последнего на забой. Такое комбинированное нагружение существенно улучшает эффективность разрушения горной породы и повышает скорость проходки скважин. Величина усилия подачи ограничивается устойчивостью буровой штанги и прочностью породоразрушающего инструмента. Изучение варианта сочетания динамического и статического воздействия на локальную зону грунтового массива с целью ее разупрочнения с одновременным погружением различных элементов и профилей выполнено в [23–25]. В них показано увеличение пластической деформации грунта в месте его контакта с инструментом и остаточных перемещений системы за каждый цикл ее нагружения по сравнению с аналогичным процессом, протекающим только под действием периодических ударных импульсов. Однако созданные на этой основе проходческие установки не получили широкого распространения из-за громоздкости их конструкции, высокой металлоемкости, необходимости устройства упорных каркасов, воспринимающих реактивные усилия механизма подачи, высоких затрат на монтаж и транспортировку.

Результаты выполненных в ИГД СО РАН исследований показали перспективность создания устройств с расширенным частотным диапазоном ударного воздействия при условии обеспечения ими требуемого порогового значения энергии единичного удара, необходимого для преодоления сопротивления породного массива [26]. Они основаны на том, что импульсное воздействие на грунтовой массив вызывает уменьшение сопротивления составляющих его слоев сдвигу, а при определенной частоте колебаний коэффициент внутреннего трения способен уменьшиться настолько, что грунты приобретают свойства вязкой жидкости и резко теряют свою несущую способность. Такое разуплотнение сопровождается эффектом аномально низкого трения, что существенно влияет на скорость движения колебательной системы [27].

Сравнительный анализ эффективности заглабления стального шпунта в плотный грунт различными погружными машинами и построенные на основе натурных измерений эмпирические зависимости позволили сделать вывод, что наилучшие показатели достигаются при ударном или виброударном способе с относительно невысокой энергией единичного удара и повышенной частотой, обеспечивающих приемлемую для практики скорость процесса и отсутствие дефектов на внедряемых элементах [28]. Опираясь на полученные данные, разработан и исследован макетный вариант высокочастотного пневмомолота, рассчитанный на давление сжатого воздуха 1.2 МПа с массой ударника 80 кг и частотой воздействия до 12.4 Гц [29], а позднее и опытно-промышленный образец с энергией единичного удара 1.4 кДж при частотной составляющей ударной мощности на уровне 9 Гц [30]. Однако данные устройства не находят спроса на рынке строительного оборудования из-за отсутствия требуемых типов компрессорных станций высокого давления, их высокой стоимости и длительного периода окупаемости.

Другое направление повышения интенсивности ударного воздействия — использование комбинированного модуля, состоящего из нескольких источников импульсной нагрузки, располагаемых последовательно и соосно друг с другом посредством специальной переходной капсулы. Эксперименты по проверке возможностей такой системы выполнены на модели, сформированной из двух устройств с массами ударников 1 и 2 кг, энергиями 9 и 17 Дж и частотами 13.5 и 6.4 Гц соответственно при погружении трубы диаметром 33 мм в плотный супесчаный грунт влажностью не более 10 % [31]. Они позволили установить характер одновременного воздействия на погружаемый элемент пары импульсных источников с несинхронизированными временными частотными интервалами и выявить возникновение синергетического эффекта в росте скорости движения такой системы по сравнению с ожидаемым ее увеличением в результате сложения ударных мощностей данных механизмов. В зависимости от проходимого участка скважины уровень дополнительного прироста составлял 1.1 – 1.8 раза. Дальнейшим шагом в этом направлении стала разработка конструктивной схемы и исследование рабочего цикла генератора с плавной регулировкой частоты ударного воздействия [32]. Встраиванием его в составной ударный модуль достигается возможность без остановки процесса погружения корректировать разность фазы между амплитудами силовых импульсов и задавать различные временные сочетания комбинированного воздействия, вплоть до полного совпадения ударов, что позволяет оперативно подстраивать параметры системы под изменяющиеся грунтовые условия и добиваться большей ее эффективности. Необходимо отметить, что такие гибридные источники могут являться только частью лабораторных установок и в силу своей громоздкости и ненадежности не имеют перспектив практического применения.

Подводя итог проведенному анализу современного уровня импульсных машин для горного дела и строительного производства, а также перспективных наработок в этой области, необходимо акцентировать внимание на том, что дальнейшее повышение эффективности их применения не может обеспечиваться только ростом энергонасыщенности технологического процесса, сопровождаемого, как правило, увеличением массогабаритных и расходных показателей оборудования. Необходимо стремиться к максимальной реализации выявленных положительных физических эффектов, улучшающих условия взаимодействия элементов системы “пневмомолот – погружаемый стержень – грунтовый массив” и связанных с повышением частотной компоненты ударной мощности, оптимизацией параметров формируемого выходного импульса, использованием в одном рабочем цикле комбинации ударов с определенным диапазоном амплитудных и фазных характеристик. Совокупная реализация отмеченных особенностей воз-

можно в устройстве с двумя ударниками, поочередно, с разными временными интервалами, наносящими удары по наковальне, объединенными в цельный механизм общим внешним корпусом и единым энергетическим трактом. Наиболее приемлемой является клапанная схема воздухораспределения, заложенная в пневмомолотах “Тайфун” [32]. Она на практике доказала свою работоспособность, обладает необходимой адаптивностью и позволяет создавать устройства в широком спектре массогабаритных показателей, начиная от лабораторных моделей с массами ударников 0.5–8.0 кг и заканчивая промышленными образцами с энергией единичного удара 0.4–8.5 кДж. Для всех машин данной линейки характерна высокая экономичность и один из самых низких среди подобных импульсных систем удельный расход энергоносителя на единицу ударной мощности: $(0.22–0.37) \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{Дж}$ [33].

Типовая функциональная схема пневмомолота “Тайфун” представлена на рис. 1а. Она включает рабочие камеры прямого A_1 и обратного A_2 перемещения подвижной массы m_0 при отработке в них поступающего из подающей магистрали объема сжатого воздуха под давлением p_0 . Величина рабочего хода задается расстоянием X_0 от точки переднего замыкания кольцевого упругого клапана 1 до начальной кромки выхлопных пазов 2. Связь между камерами осуществляется через канал 3, в начале которого установлен сменный жиклер 4. Изменением размера проходного диаметра d регулируется скорость проходящего воздушного потока и интенсивность наполнения полости A_2 , что напрямую влияет на время обратного хода ударной массы, продолжительность рабочего цикла и частоту ударов.

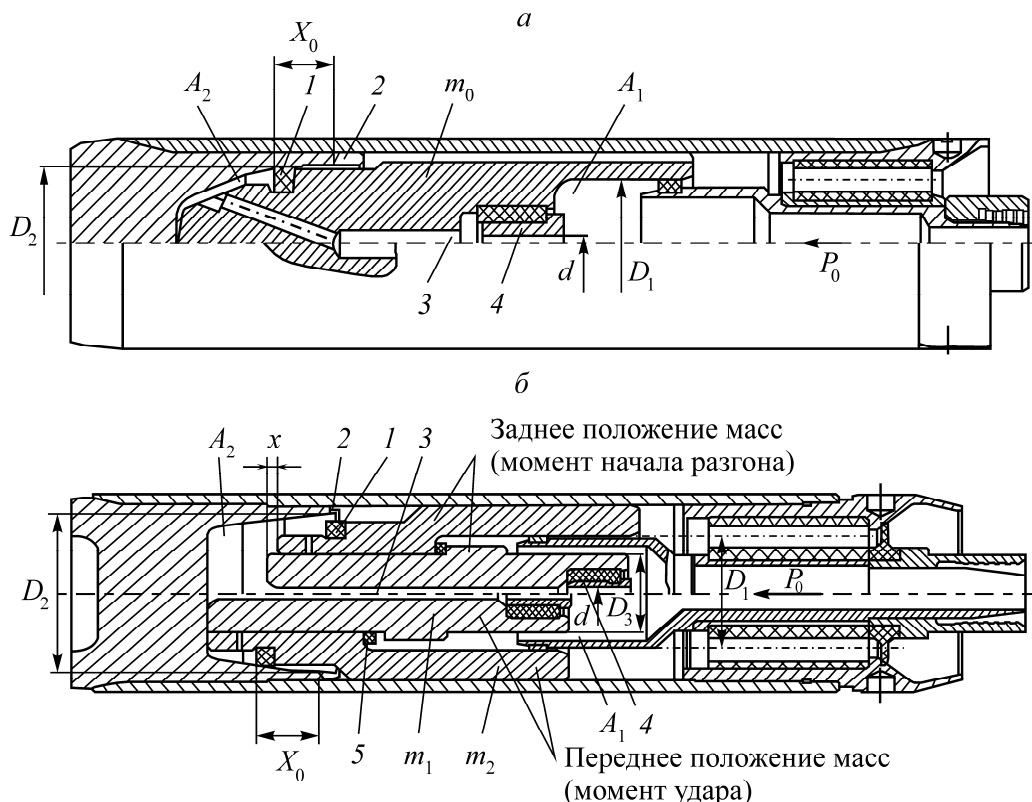


Рис. 1. Функциональные схемы пневмомолотов с монолитным (а) и разделенным (б) ударником: A_1, A_2 — камеры прямого и обратного хода; m_0, m_1, m_2 — ударные массы; X_0 — рабочий ход; x — смещение центральной части; 1 — упругий клапан; 2 — выхлопной паз; 3 — канал; 4 — жиклер; 5 — дистанционное кольцо

Использование данной схемы положено в основу конструкции гибридного импульсного механизма (рис. 1б). Его главная отличительная черта — разделение общей ударной массы m_0 на две составляющие части: центральную m_1 и периферийную m_2 , имеющие возможность свободного перемещения относительно друг друга. Величина первоначального выступа x передней торцевой поверхности оказывает прямое влияние на разность временных фаз формируемой пары ударных импульсов за один рабочий цикл машины. Она является переменной величиной с возможностью ступенчатого регулирования путем установки дистанционного элемента 5 из набора сменных металлических колец. Необходимое условие функционирования такой механической системы — обеспечение совместного синхронного перемещения двух масс на стадии разгона без отрыва их контактирующих поверхностей в месте образования упора (верхнее положение на рис. 1б). Его выполнение может быть обеспечено правильным подбором рабочих площадей со стороны камеры прямого хода, определяемого соотношением диаметральных размеров (рис. 1б):

$$D_3 \geq \sqrt{\frac{D_1^2 + d^2}{2}}. \quad (1)$$

Кинетическая энергия, приобретаемая каждой массой, определяется по зависимостям:

$$E_1 = \frac{m_1 V_1^2}{2} = \frac{\pi(X_0 - x)\psi}{4} \left(p_0 - \frac{\Delta p_1}{2} \right) (D_3^2 - d^2), \quad (2)$$

$$E_2 = \frac{m_2 V_2^2}{2} = \frac{\pi X_0 \psi}{4} \left(p_0 - \frac{\Delta p_1}{2} \right) (D_1^2 - D_3^2), \quad (3)$$

где V_1, V_2 — предударные скорости, м/с; X_0 — расчетный ход до начала выхлопа, м; ψ — коэффициент заброса ударника; p_0 — входное магистральное давление энергоносителя, МПа; Δp_1 — максимальное падение давления в камере прямого хода, МПа.

Принимая во внимание одинаковый характер движения двух тел на этапе разгона $V_1 = V_2$, а также существенно меньшее значение предварительного смещения x центральной ударной части относительно периферийной по сравнению с величиной рабочего хода X_0 , выражение для определения суммарного значения энергетической составляющей ударной мощности примет вид:

$$\sum E = E_1 + E_2 = \frac{(m_1 + m_2)V^2}{2} = \frac{\pi X_0 \psi}{4} \left(p_0 - \frac{\Delta p_1}{2} \right) (D_1^2 - d^2). \quad (4)$$

С учетом общих рекомендаций, выработанных при проектировании всех пневмомолотов типа “Тайфун” с упругим кольцевым воздухораспределительным элементом, специфических особенностей, свойственных создаваемому устройству ударного действия, необходимости обеспечения требуемого соотношения диаметральных размеров (1), разработан и изготовлен экспериментальный образец механизма с разделенным ударником (рис. 2а). Основным внешним элементом его конструкции (рис. 2б) является корпус 1 с наружным диаметром 130 мм, в переднюю часть которого ввинчена наковальня 2, воспринимающая и передающая сформированный силовой импульс от соударяющихся тел на рабочий инструмент. Разделенный ударник общей массой $m_0 = 9$ кг состоит из двух деталей: центрального лидера 3 с $m_1 = 3$ кг и внешнего поршня 4 с $m_2 = 6$ кг. Такое соотношение масс вытекает из необходимости впи-

сать элементы в заданный конструктивный объем и выполнения условия (1). Протяженность рабочего хода до начала выхлопа заложена на уровне $X_0 = 33$ мм. Предварительное опережающее смещение лидирующей носовой части имеет пошаговую настройку в диапазоне значений $x = 0 - 10$ мм, что не превышает 30% от величины X_0 . В противоположной стороне корпуса установлена задняя гайка 5 с патрубком и гибким рукавом на его конце. Ступенчатое регулирование частоты ударов достигается изменением сечения канала за счет установки одного из сменных жиклеров 6 с отверстием $d = 4, 6, 8$ мм. Цикл воздухораспределения обеспечивается работой размещенного на внешнем поршне гибкого упругого клапана 7.

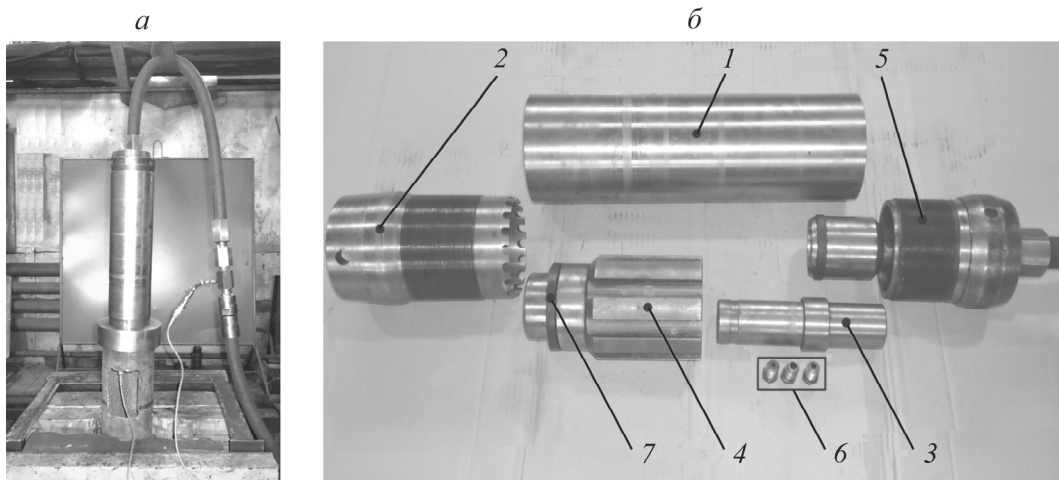


Рис. 2. Экспериментальный образец пневмомолота с разделенным ударником на вертикальном испытательном стенде (а) и в разборе (б): 1 — корпус; 2 — наковальня; 3 — лидер; 4 — поршень; 5 — задняя гайка с патрубком; 6 — набор сменных жиклеров; 7 — упругий клапан

Первый этап исследования экспериментального образца выполнялся на вертикальном испытательном стенде, оснащенный пневматическим стяжным устройством и энергопоглотителем в виде цилиндра, заполненного демпфирующим материалом. В рабочие камеры машины устанавливались датчики марки P8AP фирмы НВМ (Германия). Запись индикаторных диаграмм давлений, отображающих изменение данного параметра в течение каждого рабочего цикла машины, осуществлялась с помощью типового набора лабораторного измерительно-регистрирующего оборудования.

Эксперименты доказали правильность теоретических предположений и подтвердили работоспособность созданной модели пневмоударного механизма с разделенным ударником. Полученные зависимости изменения давлений в рабочих камерах машины (рис. 3) имеют типичные особенности, свойственные всем пневмомолотам “Тайфун” с клапанной системой воздухораспределения. Работа импульсного механизма носит устойчивый характер на всех режимах его настройки. Установка одного из сменных жиклеров вызывает уменьшение периода рабочего цикла с $T = 0.096$ с при $d = 4$ мм (рис. 3а) до $T = 0.060$ с при $d = 6$ мм (рис. 3б) и $T = 0.054$ с при $d = 8$ мм (рис. 3г) и сопровождается соответствующим изменением частотной компоненты в пределах $f = 10.4, 16.8, 18.5$ Гц. Разброс между минимальным и максимальным значением частоты ударов составляет 1.8 раза, что также свойственно устройствам данного типа. Аналогичная качественная и количественная картина наблюдалась во всем исследуемом диапазоне ($x = 0 - 10$ мм) опережающего смещения центрального лидера m_1 относительно внешнего поршня m_2 и не зависела от его настройки.

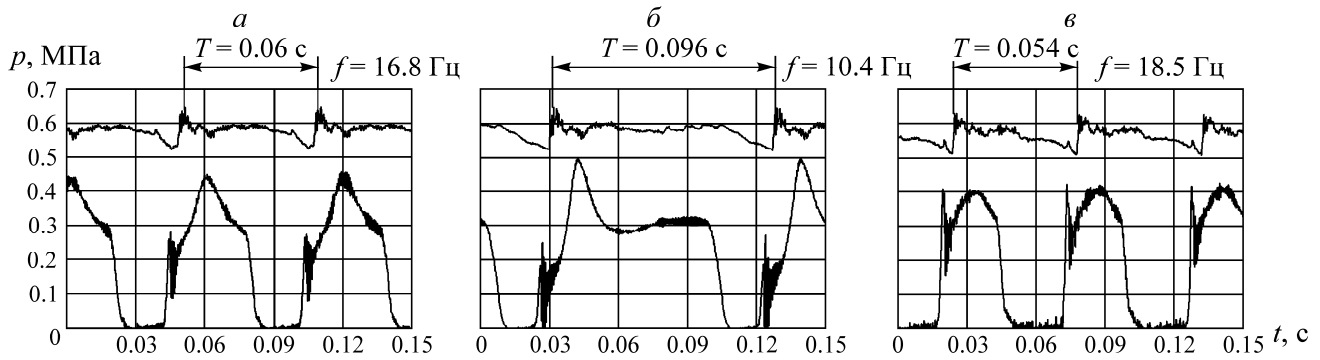


Рис. 3. Индикаторные диаграммы рабочего цикла машины при различных диаметрах жиклера:
 а — $d=4$; б — $d=6$; в — $d=8$ мм

На втором этапе исследований моделировался процесс погружения стального элемента в грунт под действием импульсной нагрузки, сформированной устройством с разделенным ударником. В ходе его проведения фиксировался характер ударно-волнового процесса, протекающего в теле внедрения. Для этого использовался тензометрический датчик Д (рис. 4), сконструированный согласно требованиям к измерительным приборам данного типа [35, 36]. Полученный аналоговый электрический сигнал поступал в блок усилителей БУ, обрабатывался на цифровом преобразователе АЦП и принимался входным портом компьютера ПК. Предварительная калибровка регистрирующего канала в единицах силы осуществлялась с помощью гидравлического пресса 1, приводимого в действие плунжерным насосом 2, оснащенный образцовым манометром класса 04. Полученные данные записывались и обрабатывались стандартным пакетом программ Power Graph Professional и Excel.

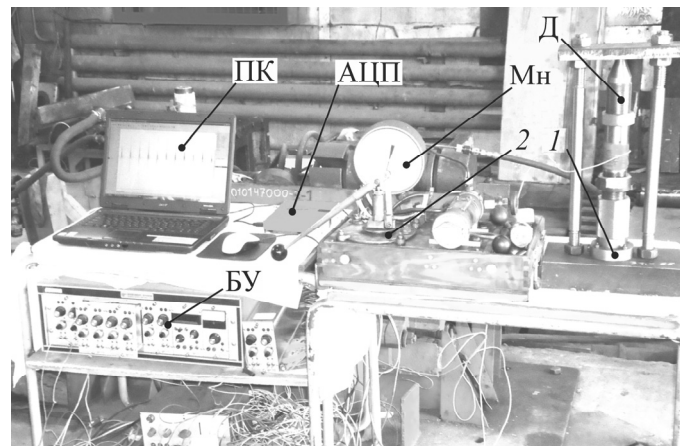


Рис. 4. Лабораторный стенд: 1 — гидравлический пресс; 2 — плунжерный насос; Мн — образцовый манометр; Д — датчик силы; БУ — блок усилителей; АЦП — преобразователь сигнала; ПК — компьютер

Механическая часть экспериментальной установки включала модель пневмомолота 1 (рис. 5), стяжное приспособление 2 для надежной фиксации устройства на погружаемом стержне 3 посредством переходного элемента 4. Телом внедрения в грунт служила трубчатая плеть с наружным диаметром 50 мм и длиной 4 м. Головная часть трубы, непосредственно взаимодействующая с забоем, имела конический наконечник с углом при вершине 60° . Тензометрический датчик Д встраивался в промежуток между переходником и погружаемым стержнем с помощью резьбовых соединений. Грунтовая среда, начиная с глубины 1.5 м, представляла собой плотную супесчаную смесь естественного залегания с нормальной влажностью на уровне 10–12%.

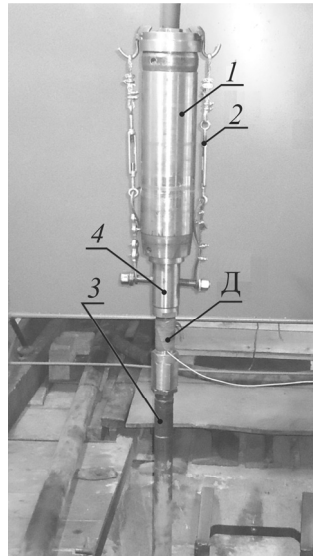


Рис. 5. Машина с разделенным ударником на трубе: 1 — пневмомолот; 2 — стяжное приспособление; 3 — погружаемый профиль; 4 — переходник; Д — датчик силы

Длина участка внедрения трубной плети для каждого варианта режима настройки ударного механизма составляла 0.2 м, после прохождения которого процесс останавливался для внесения необходимых регулировок. При этом опережающее смещение центрального лидера изменялось ступенчато путем установки соответствующего металлического дистанционного кольца и составляло: $x = 0, 1, 2, 4, 5, 10$ мм (рис. 1б). Измерения начинались с отметки 1.5 м и заканчивались на глубине 3.5 м. Количество пройденных в ходе эксперимента скважин соответствовало числу настроек частотной компоненты модели: $f = 10.4, 16.8, 18.5$ Гц. Процесс внедрения фиксировался на видеокамеру марки SONY HDR-TD20E для последующего анализа.

Полученные данные (рис. 6) подтвердили возможность внесения структурных изменений в характер периодического импульсного воздействия, генерируемого устройством с составным ударником. На диаграммах силовых импульсов четко прослеживается тенденция появления и сочетания двух волновых процессов, возникающих в погружаемом элементе в результате передачи ему накопленной кинетической энергии вначале от центрального лидера с $m_1 = 3$ кг (опережающий пик), а впоследствии и внешней поршневой ударной части с $m_2 = 6$ кг (последующий пик). Причем задержка нарастания фронта второй, основной, ударной волны относительно первой изменяется ступенчато от минимума $\delta = 0$ при одновременном ударе и отсутствии переднего смещения: $x = 0$ (рис. 6а) до максимума $\delta = 0.0037$ с при $x = 10$ мм (рис. 6е). Указанные и промежуточные значения временного показателя $\delta = 0.0005, 0.0010, 0.0017, 0.0019$ с (рис. 6б–д) коррелируют с характером пошагового изменения линейного параметра: $x = 0, 1, 2, 4, 5, 10$ мм, определяющего исходное взаимное положение передних торцевых соударяющихся поверхностей подвижных масс. Из представленных числовых рядов видно, что значения их относительного приращения при последовательном переходе от текущего уровня к следующему практически идентичны: $\Delta_i = \delta_{i+1} / \delta_i \approx x_{i+1} / x_i$.

Амплитудные значения ударных импульсов не зависят от режима настройки модели и лежат в пределах: $F_{\max 1} = 20 - 23$ кН для первой волны и $F_{\max 2} = 40 - 42$ кН — для второй. Такая двукратная разница обусловлена аналогичным сочетанием масс формирующих их соударяющихся тел: $m_1 = 3$ и $m_2 = 6$ кг и приобретаемых ими значений кинетической энергии до момента удара (зависимости (2)–(4)): $F_{\max 1} / F_{\max 2} = m_1 / m_2 = E_1 / E_2 = 0.5$.

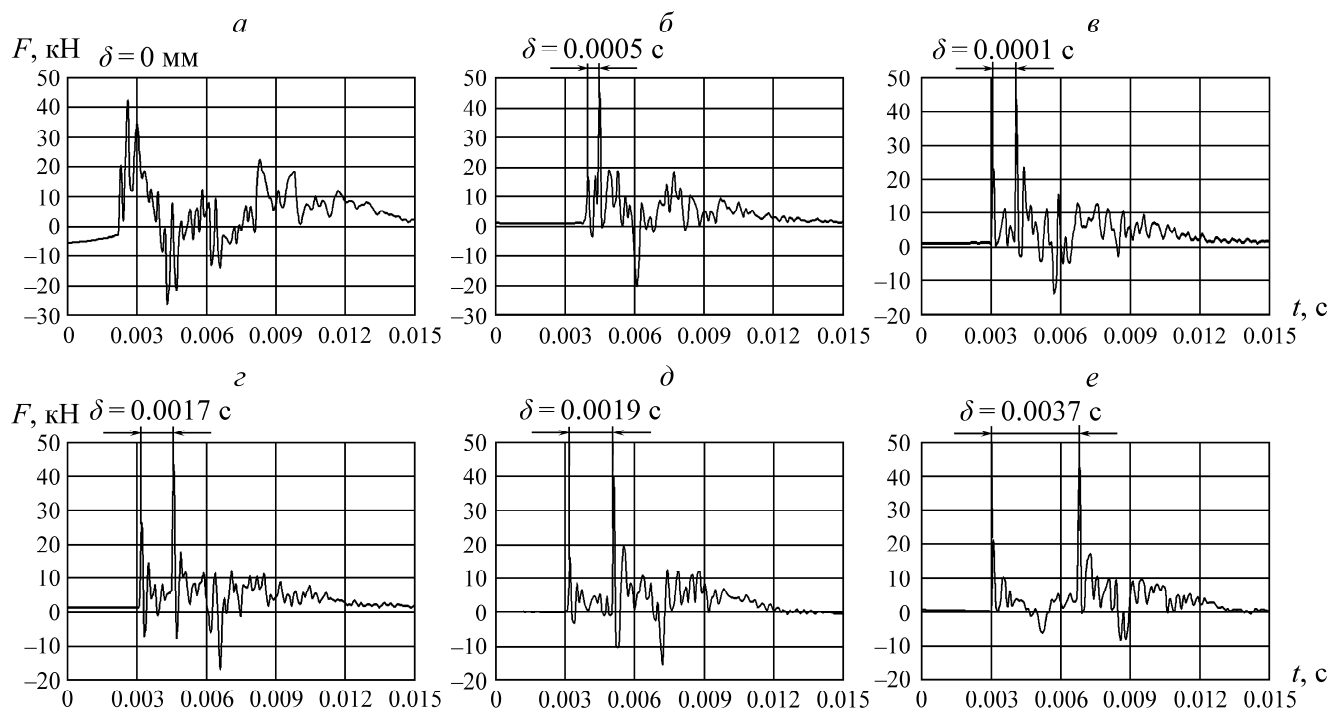


Рис. 6. Диаграммы силовых импульсов пневмомолота с разделенным ударником в трубной плети диаметром 50 мм при различных способах настройки: *a* — $x=0$ (отсутствие переднего смещения лидера); *b* — $x=1$; *c* — $x=2$; *d* — $x=4$; *e* — $x=10$ мм

Представленные тенденции свойственны всему исследованному частотному интервалу рабочего цикла экспериментальной модели и не зависят от диаметра сменного жиклера.

Комбинированное воздействие импульсного механизма на объект в течение каждого цикла нагружения способно дополнительно активизировать процесс разрушения внутренних связей составляющих его структурных элементов. Так, первая волна меньшей амплитуды генерирует колебательный волновой процесс в погружаемом элементе, вызывая предварительное разупрочнение породы в зоне ее контакта с инструментом и способствуя большему продвижению системы за время действия последующего ударного импульса. Применительно к грунтовому массиву это может проявляться в уменьшении как лобового, так и бокового сопротивления среды и способствовать увеличению скорости внедрения стержня. Для более глубокого и всестороннего изучения практических возможностей пневматического импульсного механизма с составным ударником запланирован новый цикл экспериментальных исследований.

ВЫВОДЫ

Ударная система, состоящая из пары подвижных масс, отдельно входящих в контакт с общей наковальней в каждом цикле нагружения и последовательно передающих накопленную кинетическую энергию на рабочий инструмент, способна вызывать более глубокое разупрочнение породы в зоне забоя и увеличивать интенсивность его продвижения.

Создана экспериментальная конструкция гибридного механизма с изменяемой частотой в пределах 10.4, 16.8, 18.5 Гц, главным отличием которого является комбинированный составной ударник, помещенный в общий корпус. Переднее смещение центральной ударной части $m_1 = 3$ кг относительно периферической $m_2 = 6$ кг имеет ступенчатую настройку, составляющую не более 30 % от величины рабочего хода.

Экспериментально подтверждено влияние повторяющейся последовательности из двух взаимно налагаемых волновых процессов на характер периодического импульсного воздействия. Установлено постоянное соотношение между амплитудами ударов, которое определяется величинами масс каждой из частей составного ударника. Разность временных фаз между передними фронтальными линиями первой и второй ударных волн характеризуется ступенчатым линейным нарастанием в диапазоне $\delta = 0, 0.0005, 0.0010, 0.0017, 0.0019, 0.0037$ с, при изменении переднего смещения центральной ударной части $x = 0, 1, 2, 4, 5, 10$ мм.

Авторы выражают благодарность ведущему инженеру А. В. Червову за большой вклад в разработку действующего макетного образца ударного механизма, сотрудникам лаборатории В. В. Трубицину, В. В. Москаленко и С. Н. Трифонову за активное участие в подготовке и проведении экспериментов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Подэрни Р. Ю. Горные машины и комплексы для открытых работ. — М.: МГГУ, 2001. — 332 с.
2. Соколинский В. Б. Машины ударного разрушения (основы комплексного проектирования). — М.: Машиностроение, 1982. — 185 с.
3. Зиневич В. Д., Ярмоленко Г. З., Калита Е. Г. Пневматические двигатели горных машин. — М.: Недра, 1975. — 343 с.
4. Кершенбаум Н. Я., Минаев В. И. Прокладка горизонтальных и вертикальных скважин ударным способом. — М.: Недра, 1984. — 245 с.
5. Кюн Г., Шойбле Л., Шлик Х. Закрытая прокладка непроходных трубопроводов. — М.: Стройиздат, 1993. — 168 с.
6. Костылев А. Д., Григоращенко В. А., Козлов В. А., Гилета В. П., Рейфисов Ю. Б. Пневмопробойники в строительном производстве. — Новосибирск: Наука, 1987. — 140 с.
7. Алимов О. Д., Манжосов В. К., Еремьянц В. Э. Удар. Распространение волн деформаций в ударных системах. — М.: Наука, 1985. — 358 с.
8. Жуков И. А. Зависимость “сила–внедрение” горной породы как исходный параметр для синтеза машин ударного действия // J. of Advanced Research in Natural Science. — 2018. — № 4. — С. 42–48.
9. Жуков И. А. Научные исследования влияния геометрии бойков на форму ударного импульса в машинах ударного действия // Совр. проблемы теории машин. — 2015. — № 3. — С. 11–15.
10. Жуков И. А. Теоретические основы синтезирования форм бойков ударных систем технологического назначения // Изв. ТПУ. — 2009. — № 2. — С. 173–177.
11. Жуков И. А. Повышение результативности процесса разрушения сред ударными воздействиями путем подбора форм бойков в виде композиции материалов // Вестн. КузГТУ. — 2014. — № 3. — С. 3–5.
12. Научное открытие № А-415. Явление интенсификации передачи энергии удара при центральном повторяющемся соударении твердых тел через промежуточный упругий элемент / Р. Ф. Нагаев, Д. А. Юнгмейстер, Ю. В. Судьенков, Л. К. Горшков, В. А. Пивнев, В. С. Свинин // Оpubл. в БИ. — 2007. — Диплом № 332.
13. Нагаев Р. Ф., Пивнев В. А., Пашкин Л. Н., Юнгмейстер Д. А. Сравнение передаваемых в разрушаемую породу импульсов для одинарных и сдвоенных ударников // Машины и механизмы ударного, периодического и вибрационного действия: материалы II междунар. науч. симп. — Орел: ОрелГТУ, 2003. — С. 131–133.
14. Юнгмейстер Д. А., Судьенков Ю. В., Пивнев В. А., Пягай А. К., Бурак А. Я. Исследования ударной системы “поршень–боек–инструмент” для расширения области использования процесса дребезга // ГИАБ. — 2011. — № 8. — С. 288–294.
15. Юнгмейстер Д. А., Пивнев В. А., Судьенков Ю. В. Экспериментальные исследования пневматических перфораторов (ударных систем) с двухмассовым поршнем-ударником // Гидравлика и пневматика. — 2004. — № 13–14. — С. 17–20.

16. **Вовченко Н. В., Зимин Б. А., Судьенков Ю. В., Юнгмейстер Д. А.** Экспериментальные исследования и численное моделирование ударно-волновых процессов при центральном соударении трех стержней различной массы // Вестн. СПбГУ. — 2011. — Сер. 1. — Вып. 3. — С. 93–100.
17. **Ляпцев С. А., Степанова Н. Р.** Параметры многомассового ударного механизма для разрушения горных пород // Фундаментальные исследования. — 2014. — № 12–8. — С. 1649–1651.
18. **Петреев А. М., Смоленцев А. С.** Передача энергии от ударного привода трубе через адаптер // ФТПРПИ. — 2011. — № 6. — С. 64–73.
19. **Исаков А. Л., Шмелев В. В.** Об эффективности передачи ударного импульса при забивании металлических труб в грунт // ФТПРПИ. — 1998. — № 1. — С. 89–97.
20. **Исаков А. Л., Шмелев В. В.** Анализ волновых процессов при забивании металлических труб в грунт с использованием генераторов ударных импульсов // ФТПРПИ. — 1998. — № 2. — С. 48–58.
21. **Сердечный А. С.** Управление амплитудой и длительностью ударного импульса: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. — Новосибирск, 1997. — 32 с.
22. **Крауиньш П. Я., Дерюшева В. Н.** Формирование ударного импульса в зависимости от исполнения промежуточной полости пневмогидравлического ударного узла // Изв. ТПУ. — 2009. — № 2. — С. 178–182.
23. **Смоляницкий Б. Н., Данилов Б. Б.** Пути повышения эффективности забивания в грунт стальных труб пневматическими молотами // ФТПРПИ. — 2005. — № 4. — С. 81–88.
24. **Лазуткин С. Л., Лазуткина Н. А.** Исследование статико-динамического процесса формирования скважины // Машиностроение и безопасность жизнедеятельности. — 2013. — № 4. — С. 67–71.
25. **Ешуткин Д. Н., Смирнов Ю. М., Исаев В. Л.** Высокопроизводительные гидропневматические ударные машины для прокладки инженерных коммуникаций. — М.: Стройиздат, 1990. — 178 с.
26. **Червов В. В., Тищенко И. В., Смоляницкий Б. Н.** Влияние частоты виброударного воздействия и дополнительного статического усилия на скорость погружения стержня в грунт // ФТПРПИ. — 2011. — № 1. — С. 61–70.
27. **Востриков В. И., Опарин В. Н., Червов В. В.** О некоторых особенностях движения твердых тел при комбинированных виброволновом и статическом воздействиях // ФТПРПИ. — 2000. — № 6. — С. 5–11.
28. **Верстов В. В., Гайдо А. Н.** Исследование сравнительной эффективности заглубления стального шпунта в плотный грунт // Механизация строительства. — 2013. — № 2. — С. 44–49.
29. **Смоляницкий Б. Н., Тищенко И. В., Червов В. В.** Перспективы совершенствования пневмомолотов для специальных строительных работ // ФТПРПИ. — 2009. — № 3. — С. 65–75.
30. **Тищенко И. В.** Пневмомолот с повышенной частотой ударного воздействия // Вестн. КузГТУ. — 2014. — № 3. — С. 12–16.
31. **Тищенко И. В., Червов В. В., Горелов А. И.** Влияние дополнительного вибровозбудителя и комбинации виброударных устройств на скорость внедрения трубы в грунт при прокалывании // ФТПРПИ. — 2013. — № 3. — С. 107–118.
32. **Пат. 2535316 РФ.** Устройство для забивания стержневого элемента в грунт / В. В. Червов, И. В. Тищенко, А. И. Горелов // Оpubл. в БИ. — 2014. — № 34. — 9 с.
33. **Пат. 2462575 РФ.** Устройство ударного действия / В. В. Червов, Б. Н. Смоляницкий, В. В. Трубицын, А. В. Червов, И. В. Тищенко // Оpubл. в БИ. — 2012. — № 27. — 16 с.
34. **Червов В. В., Тищенко И. В., Червов А. В.** Влияние элементов системы воздухораспределения пневмомолота с упругим клапаном на потребление энергоносителя // ФТПРПИ. — 2009. — № 1. — С. 41–47.
35. **Макаров Р. А., Ренский А. Б., Боркунский Г. Х.** Тензометрия в машиностроении. — М.: Машиностроение, 1975. — 288 с.
36. **Нуберт Г.** Измерительные преобразователи неэлектрических величин. — М.: Энергия, 1970. — 360 с.

*Поступила в редакцию 3/IX 2018
После доработки 15/X 2018
Принята к публикации 28/XI 2018*