

О ВОЗМОЖНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ НАКОПИТЕЛЕЙ ЭНЕРГИИ В УДАРНЫХ МАШИНАХ

Дмитрий Олегович Чещин

Институт горного дела им. Н.А. Чинакала СО РАН, 630091, Россия, г. Новосибирск, Красный пр., 54, кандидат технических наук, старший научный сотрудник отдела горной и строительной геотехники, тел. +79231988181, e-mail: dimixch@mail.ru

Вадим Валерьевич Плохих

Институт горного дела им. Н.А. Чинакала СО РАН, 630091, Россия, г. Новосибирск, Красный пр., 54, младший научный сотрудник отдела горной и строительной геотехники, тел. +79133890174, e-mail: vadim.plohih@yandex.ru

Андрей Константинович Ткачук

Институт горного дела им. Н.А. Чинакала СО РАН, 630091, Россия, г. Новосибирск, Красный пр., 54, кандидат технических наук, старший научный сотрудник лаборатории бурения и технологических импульсных машин, тел. +79139386506.

В статье рассматривается возможность применения накопителей энергии в виде пневматической и механической пружины для гидравлических ударных машин в составе роботизированных буровых комплексов. Предложены новые конструктивные схемы, которые позволяют изменять энергетические параметры машины в соответствии с внешними условиями работы для реализации адаптивных технологических процессов. Имитационное моделирование предложенных схем в программном комплексе ITI SimulationX позволило определить динамические параметры и исследовать рабочий цикл гидроударника. Анализ полученных результатов показал возможность создания данных типов машин с учетом их достоинств и недостатков.

Ключевые слова: проходка скважин, породный массив, гидроударник, пневмоударник, пружина, пневмопружина, рабочий цикл, адаптивные технологии

ABOUT THE POSSIBILITY OF APPLICATION OF ENERGY STORAGE IN IMPACT MACHINES

Dmitriy O.Cheshchin

Chinakal Institute of Mining SB RAS, 54, Krasny prospect St., Novosibirsk, 630091, Russia, candidate of technical sciences, Senior researcher of Mining and Construction GeoEquipment Department, tel. +79231988181, e-mail: dimixch@mail.ru

Vadim V. Plokhikh

Chinakal Institute of Mining SB RAS, 54, Krasny prospect St., Novosibirsk, 630091, Russia, Junior Researcher of Mining and Construction GeoEquipment Department, tel. +79133890174, e-mail: vadim.plohih@yandex.ru

Andrey K. Tkachuk

Chinakal Institute of Mining SB RAS, 54, Krasny prospect St., Novosibirsk, 630091, Russia, candidate of technical sciences, Senior researcher of laboratory of drilling and technological impulse machines, tel. +79139386506

The article discusses the possibility of using energy storage devices in the form of pneumatic and mechanical springs for hydraulic percussion machines as part of robotic drilling systems. New design schemes are proposed that allow changing the energy parameters of the machine in accordance with the external operating conditions for the implementation of adaptive technological processes. Simulation modeling of the proposed schemes in the ITI SimulationX software package made it possible to determine the dynamic parameters and study the working cycle of the hydraulic hammer. The analysis of the results obtained showed the possibility of creating these types of machines, taking into account their advantages and disadvantages.

Key words: well drilling, rock mass, hydraulic hammer, pneumatic hammer, spring, pneumatic spring, working cycle, adaptive technologies

Введение

Гидроударные машины находят широкое применение в области горно-добывающей промышленности, в строительстве объектов промышленного и гражданского назначения. В России и за рубежом распространены навесные ударные рабочие органы, которые устанавливаются на базовых машинах, таких, как гидравлические экскаваторы или специальные ходовые и стационарные устройства с манипуляторами для разрушения различных крепких материалов, строительных конструкций, мерзлых грунтов, дорожных одежд, забивки шпунта, свай и других операций. В горной промышленности гидравлические ударные машины применяются в установках для дробления негабаритов, в качестве отбойных рабочих органов проходческих машин, а также в бурильных машинах погружного и выносного типа [1-4].

Методы и материалы

В ИГД СО РАН разработана принципиальная конструктивная схема гидроударного механизма объемного типа для реализации виброударной технологии проходки горизонтальных скважин в породных массивах. Отличительным признаком данной схемы, по сравнению с классическими, является наличие двух энергоносителей: воздуха, подающегося в камеру рабочего хода и рабочей жидкости, поступающей в камеру холостого хода в зависимости от положения ударника [5-7].

Предлагаемая конструктивная схема ударной машины основывается на возможности удешевления производства, эксплуатации и ремонта машин за счет снижения точности изготовления сопряженных деталей «корпус-ударник» без ухудшения эксплуатационных характеристик машины. Это достигается за счет использования уплотнительных элементов для обеспечения герметичности камер, что позволяет снизить точность сопрягаемых деталей «корпус-ударник», тем самым уменьшая как трудоемкость изготовления и ремонта машины, так и ее стоимость.

Наличие уплотнительных элементов, однако, не позволяет применять традиционные конструктивные решения механизма распределения потока энергоносителя с использованием каналов и отверстий в корпусе, которые открываются

или перекрываются движущимся ударником [8-9]. Необходимо в таком случае реализовать функции обратной связи между положением ударника и направлением движения энергоносителя другими техническими средствами. Наиболее перспективно использовать для этого внешний распределитель и бесконтактные датчики [10].

Принципиальная схема такого гидроударника с накопителем энергии в виде пневмопружины (далее пневмо-гидроударник) показана на рис.1.

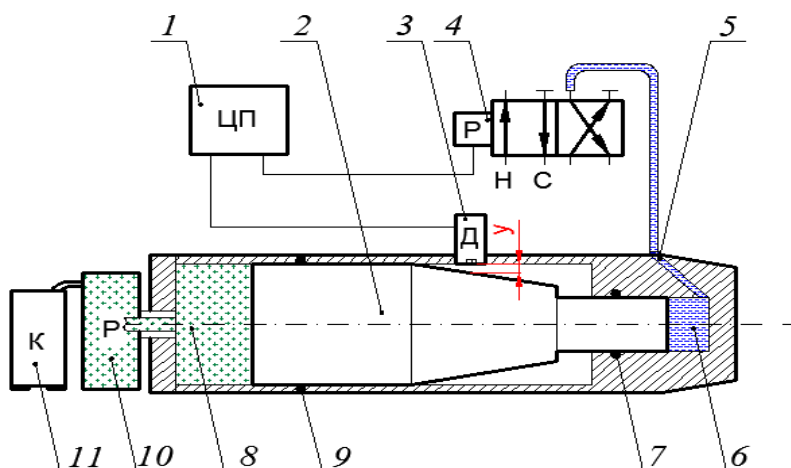


Рис. 1. Принципиальная схема пневмо-гидроударника:

1 – центральный процессор; 2 – ударник; 3 – датчик расстояния; 4 – электрозолотник; 5 – входной канал; 6 – камера холостого хода; 7,9 – уплотнительные элементы; 8 – камера рабочего хода; 10 – вход магистрального давления; 11 – источник магистрального давления

Принцип действия механизма следующий. Камера рабочего хода 8 соединена с ресивером 10, в который закачивается сжимаемый энергоноситель (воздух), тем самым создается усилие на ударник 2 для осуществления рабочего хода. После достижения рабочего давления в ресивере компрессор отключается. Положение ударника отслеживается благодаря организованному на его поверхности конусу. Зная параметры конуса, и определяя с помощью датчика 3 изменяющийся при работе машины зазор «у», можно отслеживать положение ударника. Данные с датчика обрабатываются центральным процессором 1, который в зависимости от положения ударника переключает электрозолотник 4, попеременно подключая камеру холостого хода 6 к напору Н или сливу С. Таким образом, создается периодически действующее усилие на ударник со стороны камеры холостого хода, приводящее его в движение.

Основным преимуществом приведенной схемы является возможность плавного, бесступенчатого регулирования величины рабочего хода ударника за счет управления временем переключения потока энергоносителя, что позволяет регулировать энергию и частоту ударов. Использование логических контроллеров позволяет не только наиболее гибко осуществлять настройку машины, но также

и автоматизировать этот процесс в соответствии с внешними условиями работы. К тому же при взводе ударника давление в пневматической камере и ресивере возрастает за счет сжатия, что производит положительный эффект на работу машины, так как при взводе сила со стороны рабочего хода увеличивается (в отличие от стандартных схем), уменьшая тем самым время разгона.

Однако, известно, что при адиабатном сжатии газа повышаются его давление и его температура [11–12]. С учетом данного фактора и использования смазывающих компонентов, появляется вероятность их воспламенения в работающей машине, что недопустимо. Таким образом, следует провести оценку риска достижения критической температуры в пневматической камере предлагаемой ударной машины.

Для исследования динамики рабочего цикла пневмогидроударной системы построена имитационная модель в программе ITI SimulationX [13]. Расчетная схема, составленная в программе, представлена на рисунке 2.

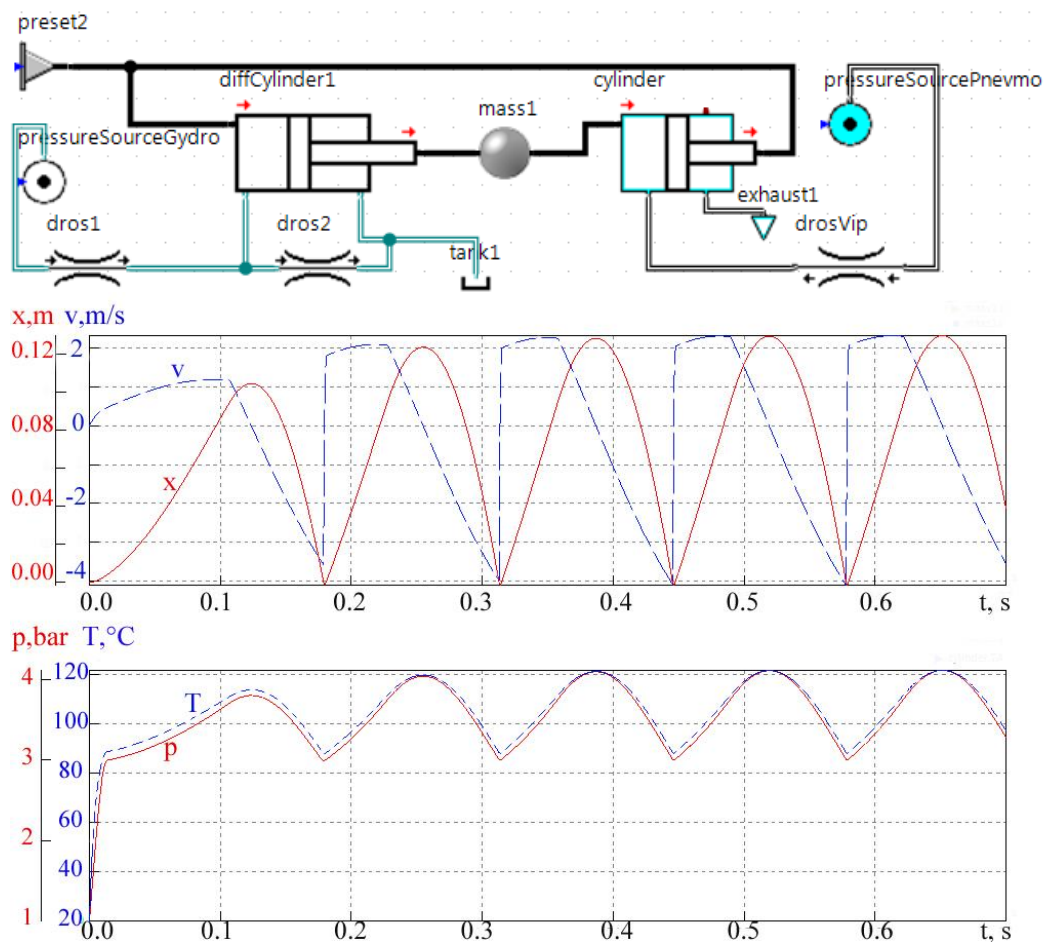


Рис.2. Расчетная схема и результаты имитационного моделирования пневмо-гидроударника

x – перемещение ударника; v – скорость ударника; p – давление в пневмокамере; T – температура в пневмокамере

Все объекты, введенные в расчетную схему на рисунке 2, соответствуют конструктивным элементам, изображенным на рисунке 1.

Исходные данные: площадь сечения камеры холостого хода $S_x=201 \text{ мм}^2$; диаметр проходного сечения электрозолотника $d_z=10 \text{ мм}$; габаритный ход ударника $X_m=140 \text{ мм}$; давление гидравлического энергоносителя $p_g=10 \text{ МПа}$; масса ударника $M=30 \text{ кг}$; площадь сечения камеры рабочего хода (пневмокамеры) $S_p=7850 \text{ мм}^2$; первоначальное давление в пневмокамере $p=3 \text{ бара}$; объем ресивера $V_p=4 \text{ л}$.

В качестве граничного условия при моделировании выступал рабочий ход ударника, не позволяющий наносить удар по задней части машины, который имел значение $127 \div 129 \text{ мм}$. В результате были получены временные диаграммы хода ударника «х» (значение 0 соответствует его положению во время удара о наковальню) и его скорости «v», а также давления «р» и температуры «Т» в пневматической камере.

Из полученных диаграмм видно, что температура в пневматической камере не поднимается выше 122 градусов при повышении давления на 38%. Если рассматривать случай попадания гидравлического масла в пневматическую камеру, то согласно ГОСТ 17479.3-85 «Масла гидравлические. Классификация и обозначение», в целом соответствующий международному стандарту ISO 3448, температура вспышки гидравлического масла МГЕ-46В составляет 190 градусов. [14,15] Наиболее часто в рабочих условиях в качестве смазывающего компонента используется моторное масло, которое добавляется непосредственно в пневмомагистраль вместе с энергоносителем. У современных моторных масел температура вспышки превышает $+200^\circ\text{C}$, обычно она равна $+210 \dots 230^\circ\text{C}$ и выше [16,17].

Основываясь на вышесказанном можно сделать вывод, что температура в пневматической камере ударной машины, не превышает температуру вспышки масла и имеет температурный запас около 55%, что позволяет машине работать в штатном режиме без риска воспламенения.

По предлагаемой схеме был сконструирован макет пневмо-гидроударной машины и проведена экспериментальная проверка на специальном стенде.

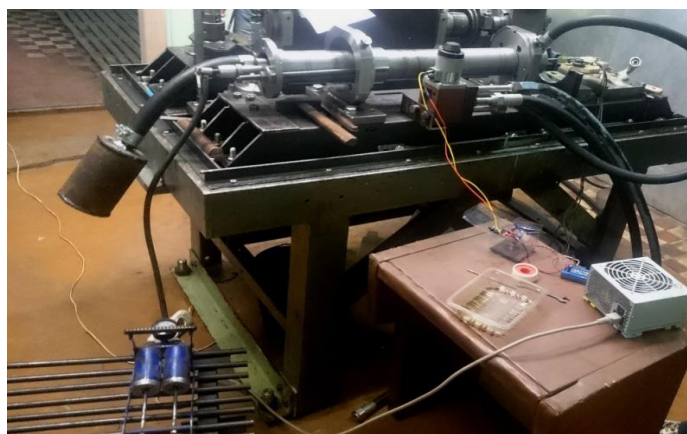


Рис. 3. Стенд с гидроударной машиной.

В результате экспериментов была подтверждена работоспособность данной схемы и выявлены некоторые недочеты. Достигнутая частота ударов машины оказалась существенно ниже ожидаемой и имела значение 3.3 Гц. Как оказалось максимально возможную частоту ограничивал применяемый электрозолотник VE10, у которого частота переключений составляет $3.5 \div 4$ Гц [18,19].

Также, низкая частота ударов вызвана дополнительным сопротивлением при движении ударника возникающем в применяемых манжетных уплотнениях. Особенно остро это ощущается при низких рабочих давлениях. В результате под действием пневматического энергоносителя при рабочем ходе ударник двигался с меньшей скоростью, чем ожидалось.

Избавится от уплотнения, тем самым снизить сопротивление на ударнике при его рабочем ходе, представляется возможным с применением механической пружины сжатия для разгона ударника машины (рис.4а). В этом случае исключается необходимость использования дополнительного источника энергии в виде компрессора и ресивера.

Для сравнительного анализа энергетических параметров предлагаемого гидроударника с пневмо-гидроударником (рис.1) были проведены исследования на имитационной модели гидроударника с накопителем энергии в виде механической пружины. На рис.4 представлена его принципиальная схема (рис.4а) и расчетная схема имитационной модели (рис.4б).

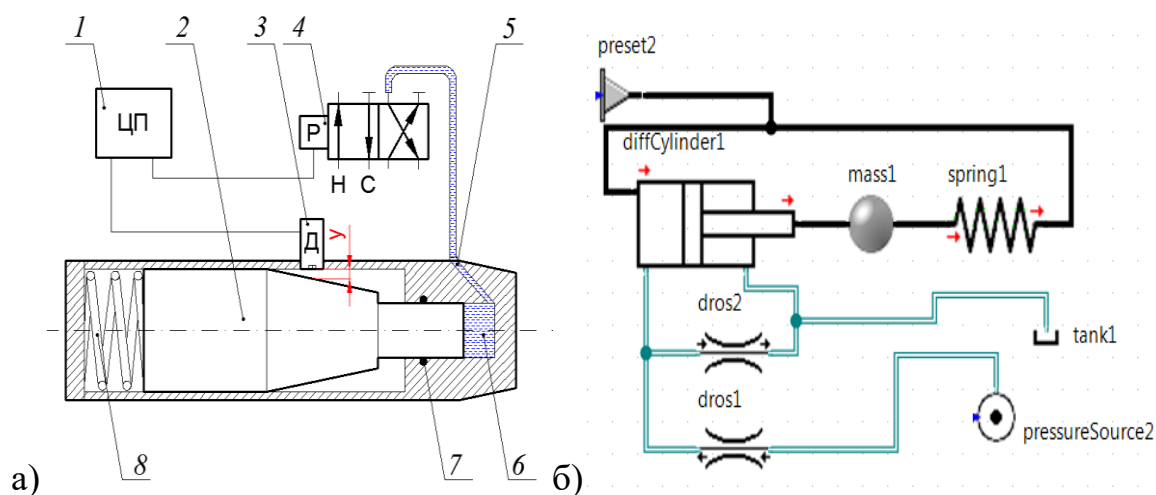


Рис. 4. Схема гидроударника с механической пружиной:

а - принципиальная схема; б – расчетная схема имитационной модели. 1 – центральный процессор; 2 – ударник; 3 – датчик расстояния; 4 – электрозолотник; 5 – входной канал; 6 – камера холостого хода; 7 – уплотнительный элемент; 8 – пружина.

Результаты

Исходные данные и граничное условие соответствовали модели пневмо-гидроударника. Для модели с пневматической пружиной изменяемым параметром служило значение давления в камере рабочего хода «р», в модели с механической пружиной – жесткость пружины «к».

Результаты имитационного моделирования схем гидроударника

Пневматическая пружина				Механическая пружина		
p, бар	V, м/с	v, Гц	t, °C	k, Н/мм	V, м/с	v, Гц
1.0	1.05	2.67	47	10	2.36	5.64
1.5	2.20	4.70	79	15	2.85	6.92
2.0	2.93	6.04	98	20	3.30	7.88
3.0	4.11	7.55	122	25	3.71	8.68
3.5	4.52	7.90	127	30	4.04	9.38
4.0	3.87	8.41	120	35	4.37	10.00

Анализ результатов, приведенных в таблице, показывает, что механическая пружина, как и пневматическая, способна обеспечить необходимую предударную скорость ударника. Опыт ранее проводившихся исследований в ИГД СО РАН с классическими пневмоударными машинами установил, что это значение ограничивается величиной 4 м/с [20]. Превышение этого значения вызывает разрушение ударника в наиболее ослабленных местах, а именно в районе выхлопных отверстий. В предлагаемой конструкции гидроударной машины такие места отсутствуют, таким образом появляется возможность обеспечивать предударную скорость более 4 м/с без риска поломки машины.

Как видно из таблицы при давлении $p=4$ в пневмо-гидроударнике возникает снижение предударной скорости. Это обстоятельство вызвано малой площадью поперечного сечения и, как следствие недостаточным усилием на ударнике, со стороны камеры холостого хода, неспособным обеспечить полный рабочий ход ударника. С учетом повышающегося давления в пневмокамере при взводе, рабочий ход ударника составил 84 мм, то есть всего 65% от требуемого значения. Увеличение площади поперечного сечения камеры холостого хода до 254 мм², позволяет обеспечить требуемый рабочий ход и максимальную предударную скорость равную 4.96 м/с, однако увеличивает расход гидравлического энергоносителя почти 2 раза.

Обсуждение

Схемы гидроударной машины и с пневматической, и с механической пружиной позволяют не только удешевить производство, эксплуатацию и ремонт машин за счет снижения точности изготовления сопряженных деталей «корпус-ударник» без ухудшения эксплуатационных характеристик машины, но и позволяют проводить плавное, бесступенчатое регулирование величины рабочего хода ударника за счет управления временем переключения потока энергоносителя, что дает возможность регулировать энергию и частоту ударов.

Несомненно эти схемы имеют и ряд своих достоинств и недостатков. Так, пневматическая пружина, как было отмечено ранее, требует дополнительного оборудования в виде компрессора и ресивера, а дополнительное уплотнение на ударнике снижает его предударную скорость и максимальную частоту. Повы-

шенная температура в пневмокамере увеличивает риск выхода из строя уплотнения с последующим появлением утечек и падением энергетических параметров.

Механическая пружина исключает эти недостатки, однако ресурс стандартных пружин ограничивается значением 10^7 циклов, что составляет около 555 часов, а на практике эта цифра имеет меньшее значение [21,22]. Также в конструкции необходимо предусмотреть ограничитель, исключающий соударение витков пружины, вызывающее снижение ее ресурса в разы.

Заключение

Таким образом метод имитационного моделирования в программе ITI SimulationX позволил провести исследование и обоснование возможности применения в гидравлической ударной машине накопителей энергии в виде пневматической и механической пружины. Дальнейшее исследование и более детальная проработка приведенных схем гидроударников позволит создать новый ряд ударных устройств с автоматизированным процессом их регулировки в соответствии с внешними условиями работы.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Галдин Н. С., Бедрина Е. А. Ковши активного действия на основе гидроударников для экскаваторов: учеб. пособие. — Омск: Изд-во СибАДИ, 2003.
2. Архипенко А. П., Федулов А.И. Гидравлические ударные машины. – Новосибирск: Изд-во ИГД СО АН СССР, 1991. – 106 с.
3. Гурков К.С., Муталов Ф.М., Смоляницкий Б.Н. Дальнейшее развитие применения пневмопробойников в строительстве // Механизация строительства. – 1993. – № 1
4. Галдин Н. С., Бедрина Е. А. Ковши активного действия на основе гидроударников для экскаваторов: Учеб. пособие / М-во образования Рос. Федерации. Сиб. гос. автомоб.- дорож. акад. – Омск: Изд-во СибАДИ, 2003.
5. Плохих В.В., Данилов Б.Б., Чецин Д.О. Обоснование принципиальной схемы и анализ динамики рабочего цикла гидравлического ударного механизма объемного типа // Фундаментальные и прикладные вопросы горных наук. – 2020. – Т. 7. – № 2. – С. 157 – 162.
6. Плохих В.В., Чецин Д.О. Обоснование схемы ударного механизма с гидравлическим взводом // Проблемы освоения недр в XXI веке глазами молодых. Материалы 14 Международной научной школы молодых ученых и специалистов. – М: ИПКОН РАН, 2019. – С. 177 – 180.
7. Плохих В. В., Чецин Д. О. Обоснование принципиальной схемы и определение конструктивных и энергетических параметров гидроударной машины // Фундаментальные и прикладные исследования молодых ученых: сб. материалов IV Междунар. науч.-практ. конф. студентов, аспирантов и молодых ученых. — Омск: СибАДИ, 2020. — С. 15 – 19.
8. Гурков К.С., Климашко В.В., Костылев А.Д. и др. Пневмопробойники. - Новосибирск: Изд-во ИГД СО РАН, 1990.
9. Абраменков Д.Э., Абраменков Э.А., Надеин А.А., Серохвостов С.А. Пневмопробойники для проходки лидерных скважин в грунтах // Труды Новосибирского государственного архитектурно-строительного университета (Сибстрин). 1998. Т. 1. № 1. С. 78-89.
10. Данилов Б.Б., Чецин Д.О. Обоснование схемы управления гидроударной системой одностороннего обратного действия // Фундаментальные и прикладные вопросы горных наук. 2019. Т. 6. №3. С. 33-38.
11. Сивухин Д. В. Общий курс физики. — М.: Наука, 1975. — Т. II. Термодинамика и молекулярная физика. — 519 с.

12. Савельев И. В. Курс общей физики: Молекулярная физика и термодинамика. — М.: Астрель, 2001. — Т. 3. — 208 с.
13. Официальный сайт SimulationX [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <http://www.simulationx.com/>, свободный. — Загл. с экрана (дата обращения: 14.02.2021).
14. Багдасаров Л.Н. Надежной гидравлике - надежное масло // Строительная техника и технологии. сентябрь-октябрь 2002 г. [Электронный ресурс]. — Режим доступа: https://for-estspb.ru/directories/maslo_mashin.php (дата обращения: 19.04.2021).
15. МГЕ-46В (ТУ 38.001347-83 изм.1-8) Официальный сайт ЗАО «ВолгаНефтеХим» [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <http://vnhim.ru/b8.php> (дата обращения: 19.04.2021).
16. ГОСТ 4333-87. Нефтепродукты. Методы определения температур вспышки и воспламенения в открытом тигле. — М.: Стандартиформ, 2008. — 8 с.
17. Разбираемся в терминологии моторных масел. Официальный сайт ООО «ПЛ-ТЕХНО» [Электронный ресурс]. — Режим доступа: http://компрессоры.рф/news/termin_motor_maslo/ (дата обращения: 20.04.2021).
18. ГОСТ 4333-87. Гидрораспределители золотниковые четырехлинейные на Рном до 32 МПа. — М.: Издательство стандартов, 1991. — 57 с.
19. ЭМ 25-72412-54-УХЛ4 Официальный сайт ООО ПКФ «Электромагнит» [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <https://electromagnit.ru/catalog/em-25/em-25-72412-54-ukhl4/> (дата обращения: 21.04.2021).
20. Гурков К.С., Климашко В.В., Костылев А.Д. и др. Пневмопробойники. - Новосибирск: Изд-во ИГД СО РАН, 1990.
21. Винтовые цилиндрические пружины сжатия и растяжения. Сайт информационно-технического портала «Развитие» [Электронный ресурс]. — Режим доступа: http://razvitie-ri.ru/?page_id=4602 (дата обращения: 21.04.2021).
22. ГОСТ 13764-86 Пружины винтовые цилиндрические сжатия и растяжения из стали круглого сечения. Классификация. — М.: Стандартиформ, 2007. — 7 с.

© Д. О. Чецин, В. В. Плохих, А. К. Ткачук, 2021