

## К ИССЛЕДОВАНИЮ ДИНАМИКИ ГОРНЫХ И СТРОИТЕЛЬНЫХ МАШИН С НАВЕСНЫМИ МОЛОТАМИ

*Султаналиев Б.С., Еремянц В.Э.*

*Институт машиноведения и автоматизации Национальной академии наук  
Кыргызской Республики, Бишкек*

**Ключевые слова:** экскаватор, манипулятор, навесное оборудование, гидравлический молот, динамическая модель, анализ модели.

**Аннотация.** Статья посвящена обоснованию актуальности разработки и исследования динамической модели экскаватора, оснащенного навесным молотом. Приведено описание динамических нагрузок, действующих на манипулятор экскаватора и его базовое шасси при работе молота и приводящих к преждевременному разрушению их элементов. Обобщен предшествующий опыт согласования параметров навесного молота с базовым шасси и обоснована актуальность разработки и анализа динамической модели отбойного агрегата с навесным молотом с целью выявления основных зависимостей динамических нагрузок, действующих на элементы манипулятора от параметров молота, положения звеньев манипулятора, вида выполняемой работы. и разработки на их основании рекомендаций по снижению этих нагрузок и увеличению долговечности элементов машины.

## TO RESEARCH THE DYNAMICS OF MOUNTAIN AND CONSTRUCTION MACHINES WITH HAMMERS

*Sultanaliyev B.S., Eremyants V.E.*

*Institute of Mechanical Engineering and Automation of the National Academy of Sciences of the  
Kyrgyz Republic, Bishkek*

**Keywords:** excavator, manipulator, attachments, hydraulic hammer, dynamic model, model analysis.

**Abstract.** The article is devoted to the substantiation of the relevance of the development and research of a dynamic model of an excavator equipped with a mounted hammer. A description of the dynamic loads acting on the excavator manipulator and its base chassis during the operation of the hammer and leading to premature destruction of their elements is given. The previous experience of matching the parameters of the mounted hammer with the base chassis is summarized and the relevance of the development and analysis of the dynamic model of the breaking unit with the mounted hammer is substantiated in order to identify the main dependences of the dynamic loads acting on the elements of the manipulator on the parameters of the hammer, the position of the links of the manipulator, the type work being performed. and development on their basis of recommendations to reduce these loads and increase the durability of machine elements.

История возникновения и развития гидравлических ударных механизмов для бурильных машин насчитывает уже более полувека. Это направление зародилось в Советском Союзе на Кузбассе. Судя по литературным источникам, его основателями являлись О.Д. Алимов, С.А. Басов, Н.А. Белан. Первые публикации по созданию и исследованию таких механизмов [1, 2] относятся к концу 60-х годов прошлого века (1966-1969 гг.). Параллельно с этими работами в институте ВНИИстройдормаш Ю.В. Дмитриевичем проводились аналогичные работы по гидравлическим сваебойным молотам [3] (1967-1971).

Гидравлические ударные механизмы отличались от традиционных пневматических механизмов меньшими габаритами и массой, более высоким коэффициентом полезного действия, большей безопасностью и отсутствию загрязнения окружающей среды выхлопом отработанного воздуха. Поэтому уже с начала 70-х годов началось промышленное применение гидравлических ударных механизмов. Ими стали оснащаться бурильные машины для бурения крепких горных пород.

На протяжении последующих десяти лет развивалась теория и практика применения таких механизмов. Получаемые результаты обсуждались на всемирных конференциях и конгрессах [5, 6] (1975-1983). Это привело к созданию и развитию многих зарубежных фирм, выпускающих гидравлические ударные механизмы.

В монографии К.И. Иванова, А.М. Ципкиса [6], изданной в 1983 г., приводятся данные о характеристиках десяти гидравлических бурильных машин производимых фирмами Швеции (Линден Алимак и Атлас Копко), США (Ингерсолл Рэнд, Ле Рой), Франции (Монтаберт, Секома), ФРГ (Крупп, Зальцгитер), Швейцарии (ЗИГ), Финляндии (Тамрок).

В начале 80-х годов прошлого века гидравлические ударные механизмы стали использоваться в молотах и отбойных агрегатах для разрушения и дробления горных пород, разрушения бетонных сооружений и строительных конструкций. Обоснование выбора параметров таких механизмов и их экспериментальные образцы разрабатывались в Отделе механики и горного машиноведения Института автоматики НАН КР [7] (1981). А ряд фирм зарубежных стран, перечисленных выше, а также Японии, Италии, Великобритании начали поставлять на рынок гидравлические ударные механизмы для оснащения отбойных машин. Характеристики этих механизмов приведены в монографиях [8-12] (1983-1989).

Дальнейшее развитие теория разработки гидравлических ударных механизмов и обоснования их рациональных параметров получила в работах Карагандинского политехнического института [13] (1986), Института машиноведения НАН КР [14, 15] (1988-1990), Института горного дела Сибирского отделения АН СССР [16] (1991). Опыт Института машиноведения НАН КР в исследовании, создании и эксплуатации гидравлических молотов «Импульс» обобщен в работе [17].

В большинстве случаев в качестве базовой машины отбойного агрегата использовался экскаватор, на манипулятор которого, вместо ковша навешивался гидравлический молот, питающийся от гидросистемы экскаватора (рис. 1).

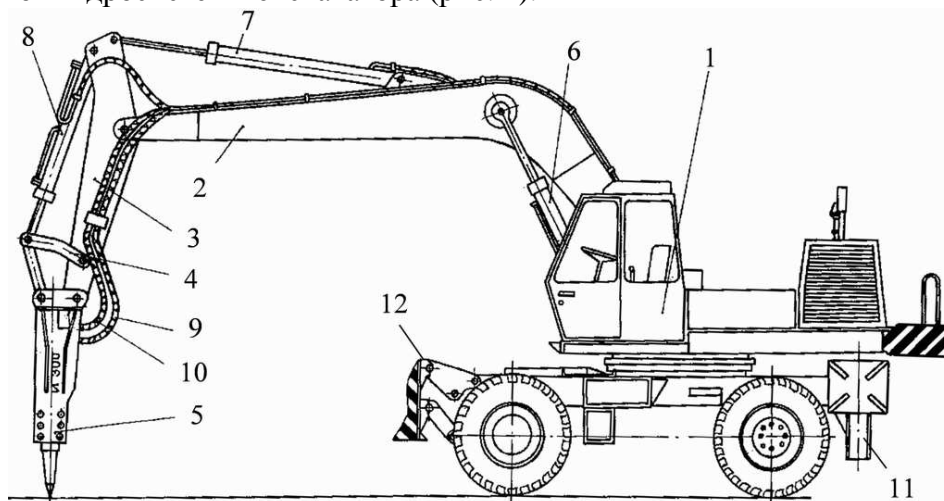


Рис. 1. Схема гидравлической отбойной машины: 1 – экскаватор; 2 – стрела; 3 – рукоять; 4 – тяга; 5 – гидравлический молот; 6, 7, 8 – гидроцилиндры; 9, 10 – напорная и сливная магистрали; 11 – аутригеры; 12 – лопата

Практика эксплуатации таких машин показывает, что импульсные нагрузки, возникающие при работе молота, распространяются по всей конструкции базовой машины, приводя к снижению долговечности ее элементов. Кроме этого они создают вибрацию, которая оказывает влияние как на надежность работы электрического и гидравлического оборудования, так и на вибробезопасность рабочего места оператора.

Поэтому с момента возникновения агрегатов с навесными молотами на первый план выдвигались проблемы продления ресурса этих машин, повышения долговечности их деталей и обеспечения вибробезопасности на рабочем месте оператора.

Изготовители гидравлических молотов предпринимают попытки снизить динамическое воздействие молота на базовую машину. Для этого ударный механизм молота, размещают в

коробчатом кожухе с возможностью относительного перемещения при сжатии упругих амортизаторов, выполненных в виде пружин. Такие амортизаторы используют, например, фирмы Rammer, Sokomes. Действительно, с использованием таких амортизаторов снижаются динамические воздействия на базовую машину. Однако ход амортизаторов невелик, поэтому при внезапном разрушении обрабатываемого объекта они не защищают базовую машину.

В работе [18] отмечается, что для обеспечения долговечности элементов отбойных машин важен правильный выбор гидравлического молота, в первую очередь с точки зрения его массы и массы базовой машины. Рекомендации о применении той или иной базовой машины для данного типа молота выработаны практикой и учитывают с одной стороны массу молота и его энергетические характеристики (энергию удара, ударную мощность, рабочее давление и требуемый расход жидкости), а с другой стороны – массу базовой машины и возможности ее гидравлической станции (рабочее давление и расход жидкости) [2].

Динамические нагрузки кроме энергетических характеристик и массы молота зависят от многих факторов: положений звеньев манипулятора и положения молота в пространстве, упругих и диссипативных характеристик элементов базовой машины, характера сопротивления разрушаемой среды внедрению в нее инструмента.

При определенных значениях этих характеристик в системе могут возникать резонансные явления, приводящие к повышению вибраций и ускоренному износу или разрушению элементов базовой машины – например, стрелы манипулятора, соединений его звеньев, гидравлического оборудования и т.д.

Большие динамические нагрузки могут возникать и при внезапном исчезновении силы сопротивления внедрению инструмента, что характерно для процесса раскола блоков пород.

Остановимся более подробно на рассмотрении этого случая.

На рисунке 2 представлена упрощенная расчетная схема гидравлической отбойной машины, в которой звенья манипулятора приняты жесткими и учтены только упругие и диссипативные связи пневмошинного шасси, а также гидросистемы, включающей гидроцилиндры и питающие их трубопроводы.

При разрушении блока породы молот прижимается к его поверхности манипулятором с усилием  $P$  (рис. 2, а). Контролировать усилие прижатия оператору затруднительно, поэтому, как правило, экскаватор вывешивается, опираясь на молот, а часть его колес или опорной поверхности гусениц отрывается от поверхности рабочей площадки. При этом, под действием реактивных усилий шасси поворачивается относительно точки контакта аутригера с опорной поверхностью (точка  $C$ ) на некоторый угол  $\varphi$ .

Высота отрыва уменьшается по мере заглубления инструмента молота в обрабатываемую среду. При этом трудно обеспечить приложение усилия вдоль продольной оси молота. Несовпадение направления реакции обрабатываемой поверхности и усилия прижатия молота приводит к перекосу инструмента в направляющих и возникновению непараллельности ударных торцов поршня-ударника и инструмента. В результате этого увеличивается износ направляющих втулок инструмента, снижается эффективность передачи энергии удара в обрабатываемый объект и увеличивается вибрационная нагрузка на базовую машину.

Поэтому не случайно в инструкциях по эксплуатации зарубежных гидравлических молотов, например фирмы «Роксон» (Финляндия) и Крупп (Германия), вводятся жесткие ограничения на угол наклона продольной оси молота к обрабатываемой поверхности.

При разгоне поршня-ударника в сторону инструмента корпус молота движется в противоположную сторону, отходя от опорной поверхности инструмента. Затем после каждого удара корпус молота под действием силы тяжести, усилия прижима и силы, действующей на корпус при холостом ходе бойка, опускается до упора в инструмент. При этом экскаватор как бы падает с некоторой высоты, ударяясь о неподвижный инструмент.

Это соударение вызывает реакцию, величина которой тем больше, чем больше внедрение инструмента за предыдущий удар. По данным работы [19] при внедрении

инструмента за удар свыше 100-150 мм эта реакция может превышать величину реакции, возникающей при реверсировании поршня – ударника гидравлического молота.

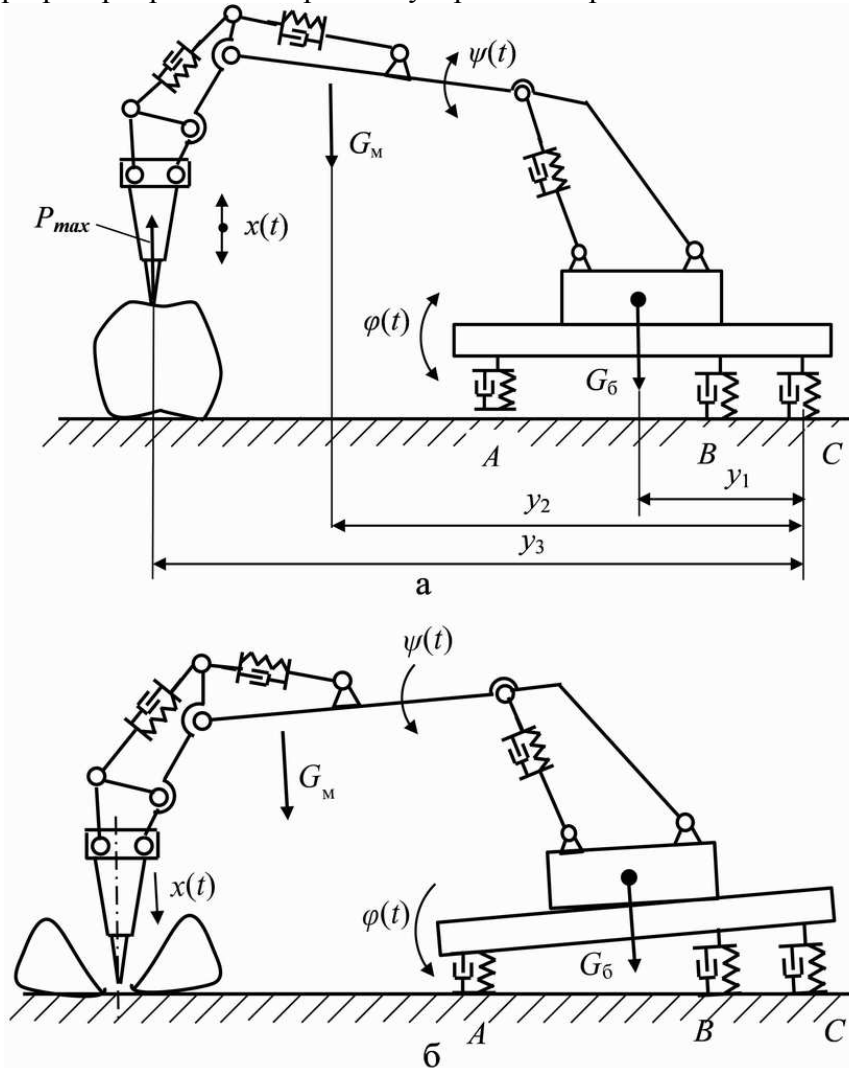


Рис. 2. Расчетная схема отбойного агрегата до разрушения (а) и после разрушения (б) блока горной породы

Наибольшее усилие прижатия  $P_{max}$  достигается тогда, когда передняя ось шасси полностью освобождается от нагрузки и колеса этой оси не имеют контакта с опорной поверхностью (рис. 2, а).

В этом случае силы тяжести базовой машины  $G_6$  и манипулятора с молотом  $G_m$  распределяются между опорой инструмента и аутригером (точкой С), жесткость которого при пневмошинном ходе намного больше жесткости задней оси шасси (точка В).

При такой схеме нагружения усилие прижатия молота к блоку породы определяется по формуле:

$$P_{max} = (G_6 y_1 + G_m y_2) / y_3,$$

где  $G_6$ ,  $G_m$  – соответственно вес базовой машины и манипулятора с молотом, Н;  $y_1$ ,  $y_2$ ,  $y_3$  – плечи сил, м.

При расколе блока породы (рис. 2, б) сопротивление на рабочем конце инструмента исчезает и под действием силы тяжести шасси «падает» на переднюю ось, что приводит к возникновению больших динамических нагрузок не только в элементах шасси, но и во всех звеньях манипулятора.

Эта ситуацию усугубляется тем, что при исчезновении сопротивления на рабочем конце инструмента молот может произвести еще один-два удара. При этом энергия ударов передается на корпус молота и через него на звенья манипулятора. Уменьшения колебаний

шасси можно достичь, если после распора машины по схеме на рисунке 1, а, опустить лопату 12 до соприкосновения с опорной поверхностью, что часто и делается на практике. В этом случае после раскола блока породы часть динамической нагрузки будут воспринимать гидроцилиндры перемещения лопаты, уменьшая амплитуду колебаний шасси и разгружая его оси.

Из вышеизложенного анализа следует, что исследование динамических процессов в отбойных машинах является актуальным научным направлением, позволяющим решать много важных практических задач, связанных с повышением надежности и долговечности машин, улучшением их эргономических качеств.

В числе этих задач как первоочередные можно выделить следующие:

- согласование типов молотов и типов базовых машин для них по условиям допускаемых динамических нагрузок в элементах базовых машин и допускаемых уровней вибраций, действующих на оператора;
- обоснование рабочих зон, обслуживаемых отбойным агрегатом, в которых удовлетворяются требования по допускаемым динамическим нагрузкам и уровням вибраций;
- разработку рекомендаций по повышению надежности и долговечности машин, улучшению их эргономических качеств за счет снижения динамических нагрузок, действующих в их элементах.

При решении первой задачи – выборе гидравлического молота для какой-либо базовой машины, прежде всего, нужно учитывать вес экскаватора. По данным работы [12] в рекомендациях многих литературных источников и по опыту известных зарубежных фирм вес гидравлического молота должен составлять примерно 0,1 часть веса базовой машины [2]. Чем меньше вес гидравлического молота, тем лучше для базовой машины в транспортном положении, тем меньше нагрузки на рабочее оборудование экскаватора при наведении инструмента на точку разрушаемого объекта.

Но с одной стороны, чем больше масса молота, тем больше его энергия удара и соответственно производительность. При этом требуется меньшее усилие прижатия молота к разрушаемому объекту и меньше вибрация, передаваемая на базовую машину при работе молота. С другой стороны, чем больше масса и энергия удара молота, тем больше нагрузки, действующие на стрелу и гидроцилиндры базовой машины.

В работах ВНИИстройдормаша (г. Москва) еще в 1980-1987-е годы было установлено, что конкретное значение энергии удара целесообразно назначать с соответствующим увеличением массы и снижением скорости боя. В этой работе предлагается выбирать массу молота из соотношения:

$$k_m = M_э / M_m ,$$

где  $M_э$ ,  $M_m$  – соответственно массы экскаватора и молота, кг.

Для конструкций молотов отечественного производства среднее значение коэффициента  $k_m$  равно 16,5 а зарубежного – 10.

По данным работы [9] отношение массы бойка к массе молота для большинства моделей гидравлических молотов фирм Krupp (ФРГ), Montaber (Франция), Rokson (Финляндия), NPK (Япония) лежит в пределах:

$$m_б / M_m = 0,06 - 0,10 .$$

Но выбор экскаватора не должен ограничиваться массой молота или поршня-ударника, необходимо также учитывать виброотдачу молота.

Во многих литературных источниках рекомендуется выбирать молоты по технической производительности, которая определяется его эффективной мощностью, т.е. произведением энергии удара на частоту ударов. Чем больше прочность материала, который необходимо разрушать с помощью гидравлического молота, тем большее влияние на производительность оказывает величина энергии удара.

Гидравлический молот с большей энергией удара позволяет откалывать от массива куски большего размера пробивать более толстые слои дорожных покрытий, разрушать

бетонные конструкции большего объема, разрушать негабариты более твердой горной породы. Если требуется разрушать какие-либо относительно тонкие покрытия или конструкции, или разрушать прочные породы на относительно мелкие куски более предпочтительными будут гидравлические молоты с меньшей энергией удара, но с большей частотой ударов. Энергия удара гидравлического молота должна быть такой, чтобы разрушение обрабатываемого материала под острием его рабочего инструмента происходило не более чем за 15...20 секунд.

Одна и та же величина энергии удара может быть получена за счет скорости поршня-ударника или за счет его массы. При равной энергии удара более эффективным будет тот гидравлический молот, у которого больше масса поршня-ударника. Это связано с тем, что амплитуда сил и напряжений, возникающих в разрушаемом материале, прямо пропорциональна скорости поршня-ударника, а время действия этих сил пропорционально массе ударника. Амплитуда силы должна быть достаточна для образования трещины в разрушаемом материале, но развитие этой трещины зависит от времени действия силы, поскольку этот процесс требует постоянного поступления энергии для образования свободных поверхностей разрушаемого материала.

Это можно проиллюстрировать простым примером. Пуля массой 9 грамм, летящая со скоростью 200 м/с, обладает энергией 180 Дж. При ударе о стену какого-либо кирпичного сооружения она образует на стене небольшую воронку и, расплющившись, отскочит от стены. Но если ударить по стене кувалдой массой 4 кг со скоростью 1 м/с, то стена разрушится или, по крайней мере, покроется трещинами, хотя энергия удара при этом составит всего 2 Дж, что в 90 раз меньше энергии пули. В первом случае мы имеем высокую скорость удара при малой массе пули, а во втором – большую длительность удара при малой скорости.

С целью обобщения опыта создания и эксплуатации гидравлических молотов различных отечественных и зарубежных фирм С.А. Басовым были собраны технические характеристики 191 молота [16]. На основе анализа их характеристик был сформирован размерный ряд гидравлических молотов, навешиваемых на базовое шасси. Автор отмечает, что этот ряд построен по результатам их группирования по трем основным показателям: по массе, энергии удара и ударной мощности, по которым имелись полные данные.

В таблице, представленной в работе [16], приводятся следующие данные: количество моделей молотов, удовлетворяющих данному ряду, масса молота, энергия удара, ударная мощность, частота ударов, потребляемая мощность, давление и расход рабочей жидкости, коэффициент полезного действия, диаметр инструмента и масса базовой машины. Ниже приведена выборка (табл. 1) из этой таблицы по некоторым параметрам.

Табл. 1. Показатели размерного ряда гидравлических молотов

Масса молота, $m$ , кг	Энергия удара, $A$ , Дж	Частота ударов, $f$ , Гц	КПД молота	Масса экскаватора, $M$ , т	$M/m$
77-110	150-220	12,7-25	0,60	1,3-3,6	16,9-32,7
130-170	350-420	12,3-20,0	0,56	2,2-6,4	16,9-37,6
240-280	580-700	12-18,3	0,52	3,7-8,5	15,4-30,4
430-490	970-1200	4,16-11,5	0,56	6,1-12,0	14,2-24,5
530-650	1300-1600	8,3-11,8	0,54	8,7-14,0	16,4-21,5
730-840	1800-2000	7,67-9,67	0,62	1,1-1,7	16,4-20,2
880-1000	2200-2600	6,33-9,33	0,56	1,4-24	15,9-24,0
990-1300	2900-3300	6,5-8,83	0,65	1,6-2,8	16,2-21,5
1400-1600	3600-4000	6,83-8,5	0,65	2,1-3,7	15,0-23,1
1800-2200	5200-6100	5,5-8,0	0,68	2,3-4,0	12,8-18,2
2900-3600	6500-10000	5,17-1,02	0,68	3,8-7,1	13,1-19,7

Из этой таблицы следует, что КПД большинства гидравлических ударных механизмов равен 0,56-0,68, что в 2-3 раза больше КПД пневматических молотов. Отношение массы экскаватора к массе молота в большинстве моделей лежит в диапазоне от 15 до 30.

Решение второй задачи – обоснование рабочих зон, в которых удовлетворяются требования по допускаемым динамическим нагрузкам и уровням вибраций необходима разработка и анализ соответствующей математической модели.

Такие работы были начаты в Институте машиноведения и автоматики НАН КР в последние годы. Например, в работах [20-22] предложена математическая модель экскаватора Беларусь ЭО-2621 с навесным кривошипно-коромысловым молотом М-100. В этой модели принималось, что масса базовой машины намного больше массы манипулятора с молотом, при работе базовая машина опирается на жесткие аутригеры и учитывались колебания манипулятора относительно неподвижной базовой машины.

Анализ этой модели позволил установить взаимосвязь коэффициентов жесткости гидросистем стрелы и рукояти манипулятора от давления и температуры жидкости в гидросистеме (рис. 3), а также потерь давления, мощности и коэффициента демпфирования в гидромагистралях (табл. 2).

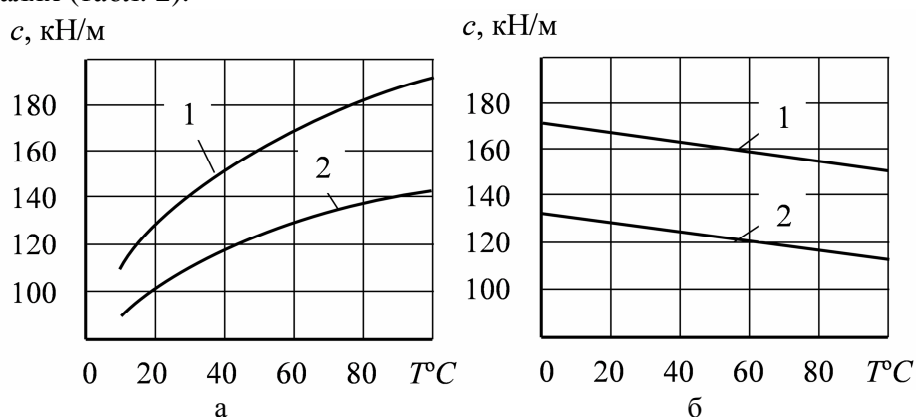


Рис. 3. Графики зависимостей коэффициентов жесткости гидромагистралей стрелы (кривая 1) и рукояти (кривая 2) от давления (а) и температуры (б) рабочей жидкости [20]

Табл. 2. Потери давления в гидромагистралях привода звеньев манипулятора  $p$ , мощности на преодоление гидравлических сопротивлений  $N$ , и коэффициенты демпфирования в гидромагистралях [21]

Параметр	Напорная магистраль			Сливная магистраль		
	Стрела	Рукоять	Ковш	Стрела	Рукоять	Ковш
$p$ , МПа	0,0223	0,0419	0,0270	0,0261	0,0593	0,0331
$N$ , Вт	210	421	136	246	596	166
$b$ , Нс/м	23,35	32,48	53,12	27,33	45,99	64,84

Определены амплитудные значения колебания молота при его работе и установлено, что рациональной зоной работы молота является расстояние от инструмента до поворотной колонки стрелы 2,6-3,6 м. При большем расстоянии происходит резкое снижение жесткости гидросистемы, увеличение колебаний манипулятора, а, следовательно, и динамических нагрузок, действующих на его элементы. В работе [23] аналогичный анализ был проведен для такого же экскаватора, но с навесным гидравлическим молотом «Импульс-100».

Судя по публикациям аналогичные работы проводились в Донецком национальном техническом университете [24]. Авторами этой работы Е.М. Арефьевым, С.А. Матвиенко, В.В. Комлевым разработана несколько иная модель экскаватора ЕК-14 и гидромолота FINE-6VL производства компании «Feel Industrial Engineering Co., Ltd» (Ю. Корея) с навесным гидромолотом. В результате её анализа установлены зависимости усилия, действующие на разрушаемый материал и усилия в подвеске экскаватора от приведенной массы экскаватора при минимальном (2 м) и максимальном (5 м) удалении инструмента от экскаватора. По

результатам анализа сделаны выводы, что «...при минимальном удалении экскаватора от разрушаемого объекта эффективность разрушения в полтора–два раза выше по сравнению с максимальным удалением. При максимальном выдвигании навесного оборудования (стрелы и рукоятки гидромолота) значение приведенной массы экскаватора практически не влияет на усилие в его подвеске, они максимальны для всего диапазона измерений».

В настоящее время в Институте машиноведения и автоматики НАН Кыргызской Республики продолжают исследования динамических моделей экскаваторов с навесными гидравлическими молотами, применительно к продукции, поставляемой на рынок фирмой Hyundai (Ю. Корея).

#### Список литературы

1. Алимов О.Д., Басов С.А., Белан Н.А. Вынужденные колебания гидравлического вибратора с неподвижным ограничителем // Известия АН Кыргызской ССР. – 1966. – №3. – С. 13-19.
2. Дмитриевич Ю.В. Применение гидропривода в ударных машинах – М., 1967. – 47 с.
3. Белан Н.А., Бут Г.И., Самусенко В.А. и др. Бурильная установка БКГ вращательно-ударного действия с гидравлическим ударным механизмом // Вопросы конструирования и производства машин: Сб. статей. / Правл. НТО. Машпром. – Кемерово, 1969. – С. 42-48.
4. Белан Н.А. О применении гидравлических ударных механизмов в бурильных машинах // Гидравлические ударные механизмы для бурильных машин // Сб. статей под ред. Н.А. Белана. – Прокопьевск, 1972. – С. 3-11.
5. Алимов О.Д., Басов С.А. Теория гидравлических виброударных механизмов // Труды IV Междунар. конгр. по теории машин и механизмов. 8-13 сентября 1975г. – Англия: Ньюкасл на Тайне, 1975. – С. 1203-1208.
6. Алимов О.Д., Еремьянц В.Э. Новые итоги в области гидравлических буровых механизмов // Symposium Pracovníků Vanskeho Průmyslu Hornická Příbram ve Vědě a Tehnice. – Praha, 1983. – С. 1-16.
7. Алимов О.Д., Басов С.А., Ураимов М. Вопросы анализа и выбора параметров гидравлических ударных механизмов отбойных машин // Механизация буровых и отбойных работ при проведении горных выработок. – Фрунзе: Илим, 1981. – С. 117-186.
8. Иванов К.И., Цыпкис А.М. Бурение шпуров и скважин самоходными шахтными установками. – М.: Недра, 1983. – 199 с.
9. Лобанов Д.П., Горовиц В.Б., Фонберштейн Е.Г. и др. Машины ударного действия для разрушения горных пород. – М.: Недра, 1983. – 152 с.
10. Басов С.А. Основные показатели гидравлических вращательно-ударных механизмов бурильных машин. Аналитический обзор. – Фрунзе: Илим, 1986. – 123 с.
11. Иванов К.И., Латышев В.А., Андреев В.Д. Техника бурения при разработке месторождений полезных ископаемых. – М.: Недра, 1987. – 272 с.
12. Васильев В.М. Перфораторы. Справочник. – М.: Недра, 1989. – 216 с.
13. Гидравлические бурильные и отбойные машины // Сб. статей. Под общ. ред. академика АН Кирг. ССР О.Д. Алимова. – Фрунзе: Илим, 1988. – 187 с.
14. Горбунов В.Ф., Лазуткин А.Г., Ушаков Л.С. Импульсный гидропривод горных машин. – Новосибирск: Наука. Сибирское отделение, 1986. – 197 с.
15. Басов С.А. Основные характеристики импульсных воздействий ударных машин на обрабатываемую среду и расчетные схемы ударных систем // Сб. Гидравлические бурильные и отбойные машины. – Фрунзе: Илим. 1988. – С. 42-60.
16. Алимов О.Д., Басов С.А. Гидравлические виброударные системы. – М.: Наука, 1990. – 352 с.
17. Архипенко А.П., Федулов А.И. Гидравлические ударные машины. – Новосибирск: ИГД СО АН СССР, 1991. – 107 с.
18. Ураимов М., Султаналиев Б.С. Гидравлические молоты. Основы создания, обобщение опыта производства и эксплуатации гидравлических молотов «Импульс». – Бишкек: Илим. 2003. – 239 с.
19. Дмитриевич Ю. Влияние гидромолотов на базовую машину [Электронный ресурс] // Основные средства. – 2007. – №2. – Режим доступа: <https://www.mrmz.ru/article/v67/print/1.htm>.
20. Еремьянц В.Э., Райымбекова Г.М. Упругие характеристики гидромагистралей манипулятора экскаватора ЭО-2621 // Машиноведение. – 2017. – Вып. 2(6). – С. 12-21.
21. Еремьянц В.Э., Райымбекова Г.М. Демпфирующие характеристики гидромагистралей манипулятора экскаватора ЭО-2621 // Машиноведение. – 2017. – Вып. 2(6) – С. 22-28.
22. Еремьянц В.Э., Райымбекова Г.М. Динамика манипулятора экскаватора ЭО2621 с навесным молотом МО-100 // Транспортное, горное и строительное машиностроение. – 2020. – №8. – С. 33-40.
23. Еремьянц В.Э., Султаналиев Б.С. Динамика манипулятора экскаватора ЭО-2621 с навесным молотом «Импульс 100» // Journal of Advanced Research in Technical Science. – 2020. – №22. – С. 32-39.
24. Арефьев Е.М., Матвиенко С.А., Комлев В.В. Исследование влияния положения разрушаемого объекта относительно крайней опоры экскаватора на эффективность рабочего процесса гидромолота // Современное промышленное и гражданское строительство. – 2020. – Т. 16, №1. – С. 15-22.



## References

1. Alimov O.D., Basov S.A., Belan N.A. Forced vibrations of a hydraulic vibrator with a fixed limiter // News of the Academy of Sciences of the Kyrgyz SSR. 1966, no. 3, pp. 13-19.
2. Dmitrevich Yu.V. The use of hydraulic drive in shock machines. – M., 1967. – 47 p.
3. Belan N.A., Booth G.I., Samusenko V.A. et al. Drilling rig BKG rotary impact with hydraulic impact mechanism // Questions of design and production of machines: Collection of articles. / Edit. NTO. Mashprom. – Kemerovo, 1969. – P. 42-48.
4. Belan N.A. On the use of hydraulic impact mechanisms in drilling machines // Hydraulic impact mechanisms for drilling machines // Collection of articles edited by N.A. Belan. – Prokopyevsk, 1972. – P. 3-11.
5. Alimov O.D., Basov S.A. Theory of hydraulic vibration-shock mechanisms // Proceedings of the IV International. Congr. on the theory of machines and mechanisms. September 8-13, 1975. – England: Newcastle upon Tyne, 1975. – pp. 1203-1208.
6. Alimov O.D., Eremyants V.E. New results in the field of hydraulic drilling mechanisms // Symposium Pracovníků Banského Průmyslu Hornická Příbram ve Vědě a Tehnice. – Praha, 1983. – P. 1-16.
7. Alimov O.D., Basov S.A., Uraimov M. Questions of analysis and selection of parameters of hydraulic impact mechanisms of jackhammers // Mechanization of drilling and drilling operations during mining operations. – Frunze: Ilim, 1981. – P. 117-186.
8. Ivanov K.I., Tsyapkis A.M. Drilling of boreholes and wells with self-propelled mine installations. – M.: Nedra, 1983. – 199 p.
9. Lobanov D.P., Horowitz V.B., Fonberstein E.G., etc. Impact machines for rock destruction. – M.: Nedra, 1983. – 152 p.
10. Basov S.A. The main indicators of hydraulic rotary-impact mechanisms of drilling machines. Analytical review. – Frunze: Ilim, 1986. – 123 p.
11. Ivanov K.I., Latyshev V.A., Andreev V.D. Drilling technique in the development of mineral deposits. – M.: Nedra, 1987. – 272 p.
12. Vasiliev V.M. Perforators. Handbook. – M.: Nedra, 1989. – 216 p.
13. Hydraulic drilling and chipping machines // Collection of articles. Under the general ed. academician of the Academy of Sciences of the Kirg. SSR O.D. Alimov. – Frunze: Ilim, 1988. – 187 p.
14. Gorbunov V.F., Lazutkin A.G., Ushakov L.S. Pulsed hydraulic drive of mining machines. – Novosibirsk: Science. Siberian Branch, 1986. – 197 p.
15. Basov S.A. The main characteristics of pulsed impacts of impact machines on the treated medium and design schemes of impact systems // Sb. Hydraulic drilling and chipping machines. – Frunze: Ilim. 1988. – P. 42-60.
16. Alimov O.D., Basov S.A. Hydraulic vibration shock systems. – M.: Science, 1990. – 352 p.
17. Arkhipenko A.P., Fedulov A.I. Hydraulic impact machines. – Novosibirsk: IGD SB of the USSR Academy of Sciences, 1991. – 107 p.
18. Uraimov M., Sultanaliyev B.S. Hydraulic hammers. Fundamentals of creation, generalization of experience in the production and operation of hydraulic hammers "Impulse". – Bishkek: Ilim. 2003. – 239 p.
19. Dmitrevich Yu. The influence of hydraulic hammers on the basic machine [Electronic resource] // Fixed assets. 2007, no. 2. – Access mode: <https://www.mrmz.ru/article/v67/print/1.htm>.
20. Eremyants V.E., Raiymbekova G.M. Elastic characteristics of hydraulic lines of the excavator manipulator EO-2621 // Mechanical Engineering. 2017, is. 2(6), pp. 12-21.
21. Eremyants V.E., Raiymbekova G.M. Damping characteristics of hydraulic lines of the excavator manipulator EO-2621 // Mechanical Engineering. . 2017, is. 2(6), pp. 22-28.
22. Eremyants V.E., Raiymbekova G.M. Dynamics of the excavator manipulator EO2621 with a mounted hammer MO-100 // Transport, mining and construction engineering. 2020, no. 8, pp. 33-40.
23. Eremyants V.E., Sultanaliyev B.S. Dynamics of the excavator manipulator EO-2621 with a mounted hammer "Impulse 100" // Journal of Advanced Research in Technical Science. 2020, no. 22, pp. 32-39.
24. Arefyev E.M., Matvienko S.A., Komlev V.V. Investigation of the influence of the position of the destroyed the object relative to the extreme support of the excavator on the efficiency of the hydraulic hammer working process // Modern industrial and civil construction. 2020, vol. 16, no. 1, pp. 15-22.

### Сведения об авторах:

**Султаналиев Бактыбек Сабырбекович** – доктор технических наук, профессор, директор

**Еремьянц Виктор Эдуардович** – доктор технических наук, профессор, Главный научный сотрудник

eremjants@inbox.ru

### Information about authors:

**Sultanaliyev Baktybek Sabyrbekovich** – doctor of technical sciences, professor, director

**Eremyants Viktor Eduardovich** – doctor of technical sciences, professor, chief researcher

Получена 18.10.2022