

Жабин Александр Борисович, доктор техн. наук, профессор, **Лавит Игорь Михайлович**, доктор физ.-мат. наук, профессор, **Керимов Захит Эльдарович**, аспирант

Тульский государственный университет, 300012, г. Тула, пр. Ленина, 92

E-mail: zhabin.tula@mail.ru

РЕЗУЛЬТАТЫ ТЕОРЕТИЧЕСКИХ ИССЛЕДОВАНИЙ СИЛОВОЙ ИМПУЛЬСНОЙ СИСТЕМЫ ГИДРОУДАРНИКА

Аннотация: Рассмотрена силовая импульсная система гидроударника. На основе разработанной математической модели взаимодействия бойка и инструмента [14] приведены результаты расчета ударной нагрузки, действующей на горный массив как функция времени. Представлен пример расчета для гидроударника G100 фирмы «Rammer» (Финляндия). С применением методов теории размерностей и подобия получена регрессионная зависимость безразмерной нагрузки от безразмерных скорости удара и геометрических параметров бойка и инструмента. Показано, что скорость удара пропорциональна действующему усилию, которое возрастает с увеличением длины и площади поперечного сечения бойка и инструмента.

Ключевые слова: математическая модель, боек, инструмент, теория размерностей и подобия, безразмерные параметры, скорость удара, усилие давления, нагрузка, регрессия, зависимость.

Информация о статье: принята 12 октября 2020 г.
DOI: 10.26730/1816-4528-2020-5-9-15

Основными элементами силовой импульсной системы гидроударника являются боек и инструмент. Несмотря на разнообразие конструкций ударных инструментов [1-8], принцип их действия одинаков – боек разгоняется до большой скорости, затем он ударяет по скальвающему инструменту, прижатому к разрушаемому массиву. Эффективность разрушения обусловлена динамичностью процесса разрушения [4,8]. Расчетная схема работы инструмента представлена на рис. 1.

При этом инструмент может отличаться конструктивными параметрами, разрушать уступ различной высоты и располагаться под любым углом к нему [8]. Боек также может иметь конструктивные отличия [8-13]. Рассматривать взаимодействие всех трех объектов, изображенных на рисунке 1, нет необходимости. Горный массив 3 влияет на процесс взаимодействия бойка 1 и

инструмента 2 только как ограничитель перемещений инструмента, подверженного действию бойка. Эти перемещения, конечно, отличны от нуля в силу упругости массива и возможного разрушения его материала непосредственно под инструментом. Однако они малы и ясно, что без заметной погрешности их можно считать нулевыми.

В работе [14] приведена математическая модель взаимодействия бойка 1 и инструмента 2 при условии, что рабочий конец его, контактирующий с массивом, неподвижен. Эта модель позволяет найти усилие (как функцию времени), с которым инструмент действует на массив. Боек и инструмент рассматриваются как продольно нагруженные упругие стержни при малых деформациях. Координатная ось x совпадает с осями обоих взаимодействующих стержней (рис. 2). Боек характеризуется следующими величинами:

l_1 – длиной; F_1 – площадью поперечного сечения; ρ_1 – плотностью материала; E_1 – модулем Юнга и ν_1 – коэффициентом Пуассона. Ударный инструмент характеризуется тем же набором параметров (они имеют индекс 2).

Таким образом, максимальная нагрузка (сила давления инструмента на породный массив) P_{max} представляется функцией двух групп следующих параметров:

$$P_{max} = P_{max}(l_1, d_1, \rho_1, E_1, \nu_1, \vartheta, l_2, d_2, E_2, \nu_2). \quad (1)$$

Сделаем важное упрощающее допущение. Будем считать, что боек и инструмент изготовлены из

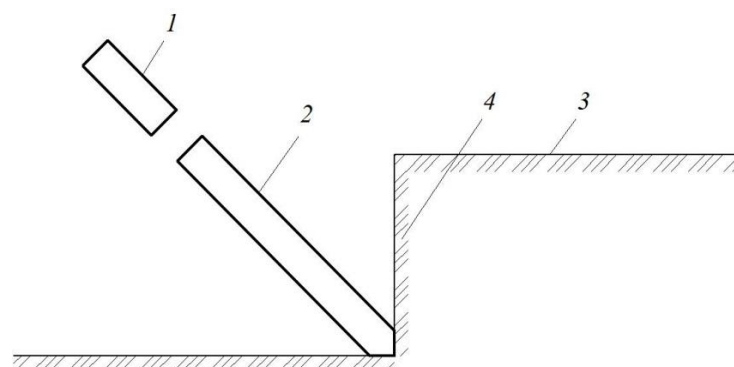


Рис. 1. Расчетная схема: 1 – боек; 2 – ударный инструмент; 3 – горный массив; 4 – скальваемый уступ.

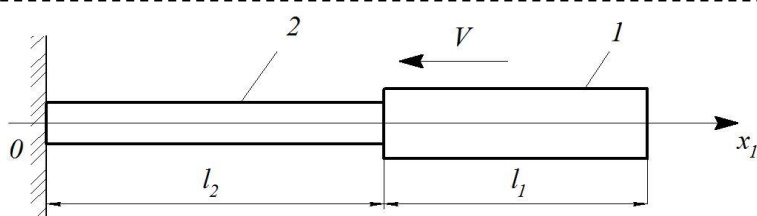


Рис. 2. Расчетная схема взаимодействия бойка и инструмента: 1 - боек; 2 - инструмент; V - скорость удара

одинакового материала (обычно из стали). Это допущение охватывает все встречающиеся на практике случаи.

Таким образом, получаем

$$\rho_1 = \rho_2 = \rho; \quad E_1 = E_2 = E; \quad v_1 = v_2 = v. \quad (2)$$

Поэтому с учетом равенств (2) получаем

$$P_{1,2} \max_{\max}. \quad (3)$$

Соударение бойка и инструмента рассматривается как соударение стержней. Это значит, что коэффициент Пуассона ν в расчетные формулы не входит и, следовательно, на результаты расчетов не влияет.

Тогда получаем

$$P_{1,2} \max_{\max}. \quad (4)$$

Используя теорию размерностей и подобия, можно уменьшить число аргументов функции P_{\max} .

Выберем в качестве первой величины с независимой размерностью диаметр инструмента d_2 . Запишем

$$[d_2] = L, \quad (5)$$

где L - размерность длины.

В качестве второй величины с независимой размерностью выберем плотность материала ρ .

$$[\rho] = \frac{M}{L^3}, \quad (6)$$

где M - размерность массы.

В качестве третьей величины с независимой размерностью выберем модуль Юнга.

$$E = \frac{[\rho]l}{L_2} = \frac{ML}{T^2L^2} = \frac{M}{T^2L}, \quad (7)$$

где T - размерность времени.

Выразим размерность скорости через независимые размерности

$$[\vartheta] = [d_2]^\alpha [\rho]^\beta [E]^\gamma. \quad (8)$$

Необходимо найти коэффициенты α , β и γ из выражения (8).

Получаем

$$\frac{L}{T} = L^\alpha \cdot \frac{M^\beta}{L^{3\beta}} \cdot \frac{M^\gamma}{T^{2\gamma}L^\gamma}. \quad (9)$$

Приходим к системе уравнений

$$\begin{cases} \alpha - 3\beta - \gamma = 1; \\ \beta + \gamma = 0; \\ 2\gamma = 1. \end{cases} \quad (10)$$

Решение системы (10) имеет вид

$$\gamma = \frac{1}{2}; \quad \beta = -\frac{1}{2}; \quad \alpha = 0. \quad (11)$$

С учетом равенств (11) получаем

$$[\vartheta] = \frac{[E]^{1/2}}{[\rho]^{1/2}}. \quad (12)$$

Найдем теперь размерность силы давления (нагрузку) P :

$$[P] = [d_2]^\alpha [\rho]^\beta [E]^\gamma. \quad (13)$$

Здесь α , β и γ - другие величины [не те, что в выражениях (11)]. Получаем

$$\frac{ML}{T^2} = L^\alpha \cdot \frac{M^\beta}{L^{3\beta}} \cdot \frac{M^\gamma}{T^{2\gamma}L^\gamma}. \quad (14)$$

Приходим к следующей системе уравнений:

$$\begin{cases} \alpha - 3\beta - \gamma = 1; \\ \beta + \gamma = 1; \\ 2\gamma = 2. \end{cases} \quad (15)$$

Решение системы (15) имеет

вид

$$\gamma = 1; \quad \beta = 0; \quad \alpha = 2. \quad (16)$$

С учетом значений (16) выражение (3.13) примет вид

$$[P] = [E][d_2]^2. \quad (17)$$

Таким образом, из числа аргументов исключаются три величины с независимой размерностью d_2 , ρ , E . Введем в рассмотрение величину

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho}}, \quad (18)$$

где c - скорость звука в металле.

Получаем следующее безразмерное соотношение:

$$\frac{P_{\max}}{Ed_2^2 \left(\frac{l_1 d_1 l_2 \vartheta}{d_2' d_2' c} \right)}. \quad (19)$$

Удобно вместо диаметров бойка и инструмента использовать площади их поперечного сечения:

$$S_1 = \frac{\pi d_1^2}{4}; \quad S_2 = \frac{\pi d_2^2}{4}. \quad (20)$$

С учетом формул (20) вместо предыдущего соотношения (19) получаем следующую зависимость:

$$\frac{P_{\max}}{ES_2 \left(\frac{l_1 S_1 l_2^2 \vartheta_*}{l_2' S_2' S_2} \right)}, \quad (21)$$

где обозначено

$$\vartheta_* = \frac{\vartheta}{c}. \quad (22)$$

Введем также обозначение

$$P_* = \frac{P_{\max}}{ES_2}. \quad (23)$$

С учетом обозначений (22) и (23) зависимость (21) запишется в окончательном виде

$$P_* = F \left(\frac{l_1}{l_2}, \frac{S_1}{S_2}, \frac{l_2^2}{S_2}, \vartheta_* \right). \quad (24)$$

В результате расчета получается зависимость $P(t)$. Удобно ввести безразмерное время. Выразим размерность времени через независимые размерности

$$[t] = T = [d_2]^\alpha [\rho]^\beta [E]^\gamma. \quad (25)$$

Получаем

$$\begin{cases} \alpha - 3\beta - \gamma = 0; \\ \beta + \gamma = 0; \\ 2\gamma = 1. \end{cases} \quad (26)$$

Решение системы (26) имеет следующий вид:

$$\gamma = \frac{1}{2}; \quad \beta = -\frac{1}{2}; \quad \alpha = -1. \quad (27)$$

С учетом значений (27) соотношение (25) приводится к виду

$$\tau = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \frac{t}{d_2}. \quad (28)$$

С учетом того, что

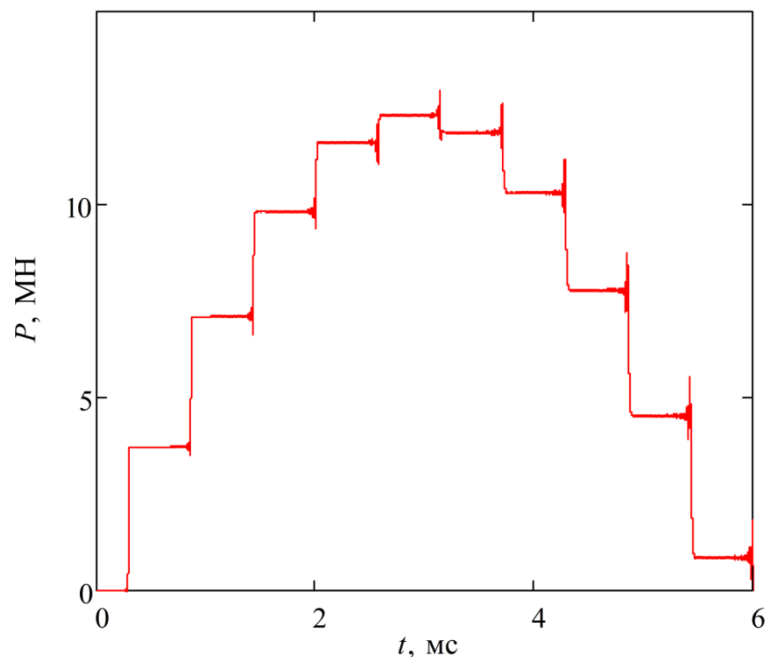


Рис. 3. Зависимость силы, действующей на массив, от времени.

Таблица 1. При $\vartheta_* = 2,5 \cdot 10^{-4}$

$\frac{S_1/S_2}{l_1/l_2}$	0,5	1	2,5	5	7,5	10
0,5	0,168	0,252	0,358	0,464	0,612	0,676
1	0,168	0,263	0,358	0,557	0,676	0,766
2	0,167	0,279	0,514	0,742	0,935	1,081

Таблица 2. При $\vartheta_* = 5 \cdot 10^{-4}$

$\frac{S_1/S_2}{l_1/l_2}$	0,5	1	2,5	5	7,5	10
0,5	0,335	0,505	0,715	0,928	1,122	1,353
1	0,336	0,526	0,715	1,113	1,352	1,531
2	0,334	0,558	1,027	1,485	1,871	2,161

Таблица 3. При $\vartheta_* = 7,5 \cdot 10^{-4}$

$\frac{S_1/S_2}{l_1/l_2}$	0,5	1	2,5	5	7,5	10
0,5	0,503	0,757	1,073	1,393	1,873	2,029
1	0,505	0,789	1,073	1,670	2,028	2,297
2	0,500	0,837	1,541	2,227	2,806	3,342

$$S_2 = \frac{\pi d_2^2}{4}, \text{ а } d_2 = 2 \sqrt{\frac{S_2}{\pi}}$$

зависимость (28) примет окончательный вид

$$\tau = \frac{c}{2} \sqrt{\frac{\pi}{S_2}} t. \quad (29)$$

При расчетах выбираем $\Delta t = 0,003$.

В работе [14] по разработанной математической модели приведен пример расчета для гидравлической машины ударного действия G100 фирмы «Rammer» (Финляндия). Боек и инструмент изготовлены из стали одной марки. Поэтому $E = E_1 = E_2 = 2 \cdot 10^{11} \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$; $\rho = \rho_1 = \rho_2 =$

$7800 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$. Длины и площади поперечных сечений стержней: $l_1 = 2,9 \text{ м}, l_2 = 1,45 \text{ м}, F_1 = 0,168 \text{ м}^2, F_2 = 0,0227 \text{ м}^2$. Скорость удара - $\vartheta = 2,18 \frac{\text{м}}{\text{с}}$, а шаг по времени $\Delta t = 0,1 \text{ мкс}$. И боек, и инструмент разбивались на 500 конечных элементов. При этом, как показали сравнительные расчеты, относительная погрешность вычислений продолжительности удара и максимального (по модулю) значения силы P не превосходит 0,1%. График

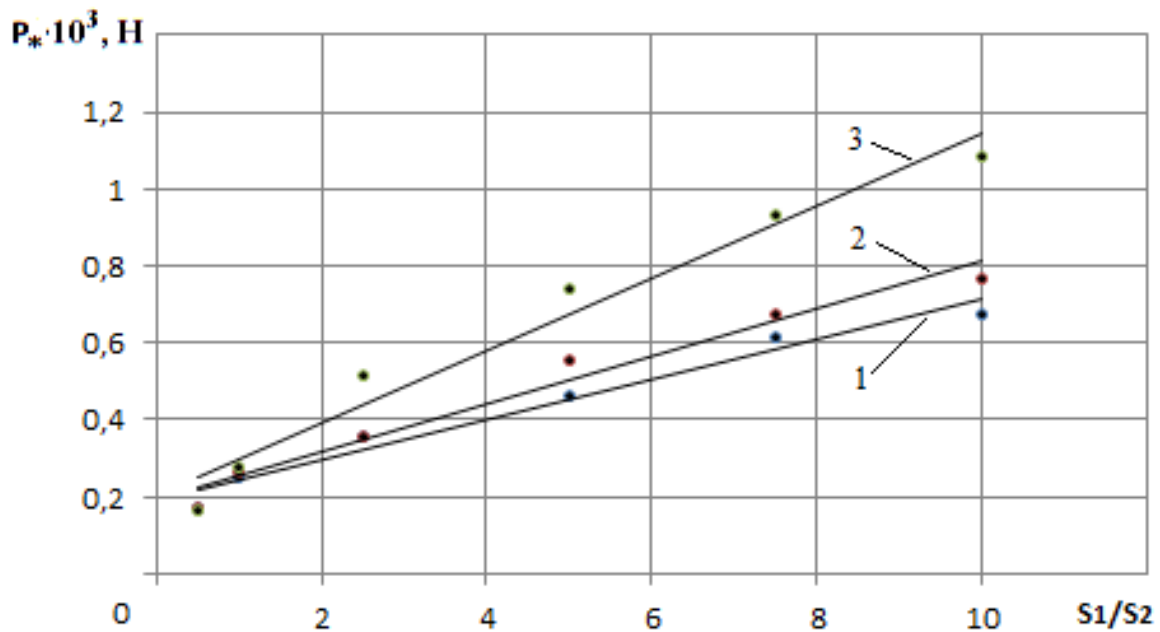


Рис. 4. Зависимости максимальной силы давления инструмента на массив от безразмерных площадей сечения бойка и инструмента S_1/S_2 при $\vartheta_* = 2,5 \cdot 10^{-4}$:
 1 – при $l_1/l_2 = 0,5$; 2 – при $l_1/l_2 = 1$; 3 – при $l_1/l_2 = 2$

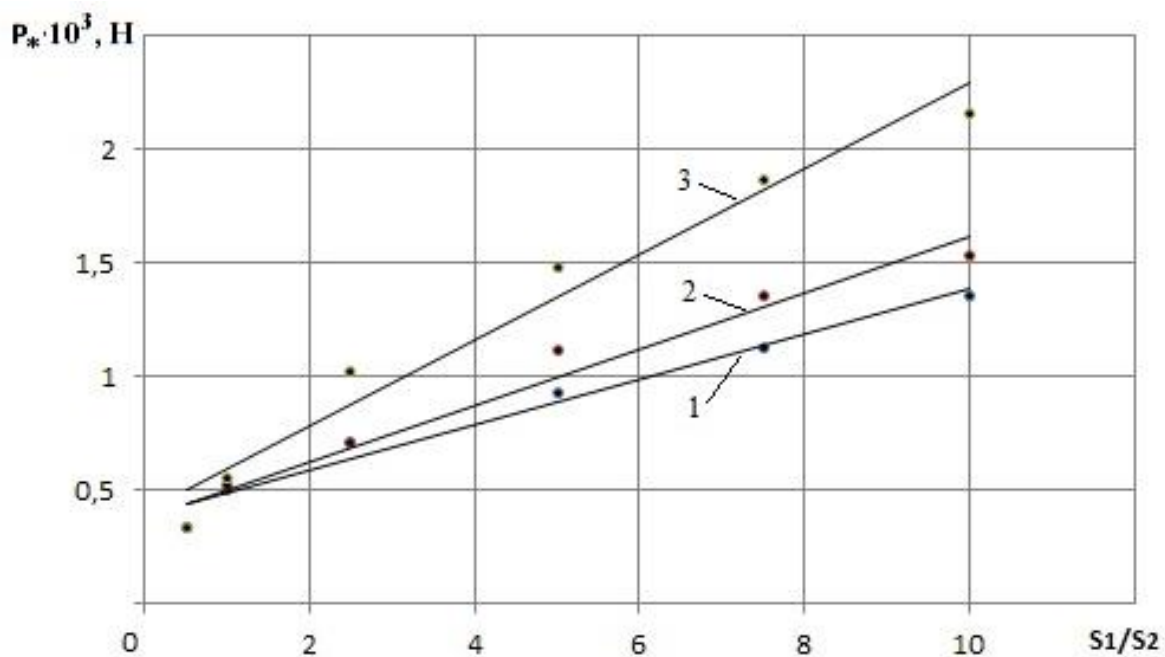


Рис. 5. Зависимости максимальной силы давления инструмента на массив от безразмерных площадей сечения бойка и инструмента S_1/S_2 при $\vartheta_* = 5 \cdot 10^{-4}$:
 1 – при $l_1/l_2 = 0,5$; 2 – при $l_1/l_2 = 1$; 3 – при $l_1/l_2 = 2$

зависимости силы давления инструмента на массив от времени представлен на рис. 3. Ступенчатый характер зависимости обусловлен распространением упругих волн вдоль стержней. Скорость звука равна $c = \sqrt{\frac{E}{\rho}} = 5060 \frac{м}{с}$, время прохождения волны вдоль инструмента $\frac{l_2}{c} = 0.286$ мс, что согласуется с результатами, приведенными на рис. 3. Остроугольные «высоки» амплитуды в зонах скачков функции,

обусловленных приходом и отражением волн, представляют собой известное явление Гиббса, возникающее всегда при аппроксимации разрывных функций непрерывными [15]. Через 5.73 мс боек отскакивает от инструмента, но воздействие инструмента на массив продолжается. Оно заканчивается при 6.01 мс. Это и есть время удара. В данном случае $P_{12.9} \text{ МН}_{max}$. При этом напряжение (сжимающее) в инструменте будет равно $568 \frac{Н}{мм^2}$, что приблизительно в два раза меньше

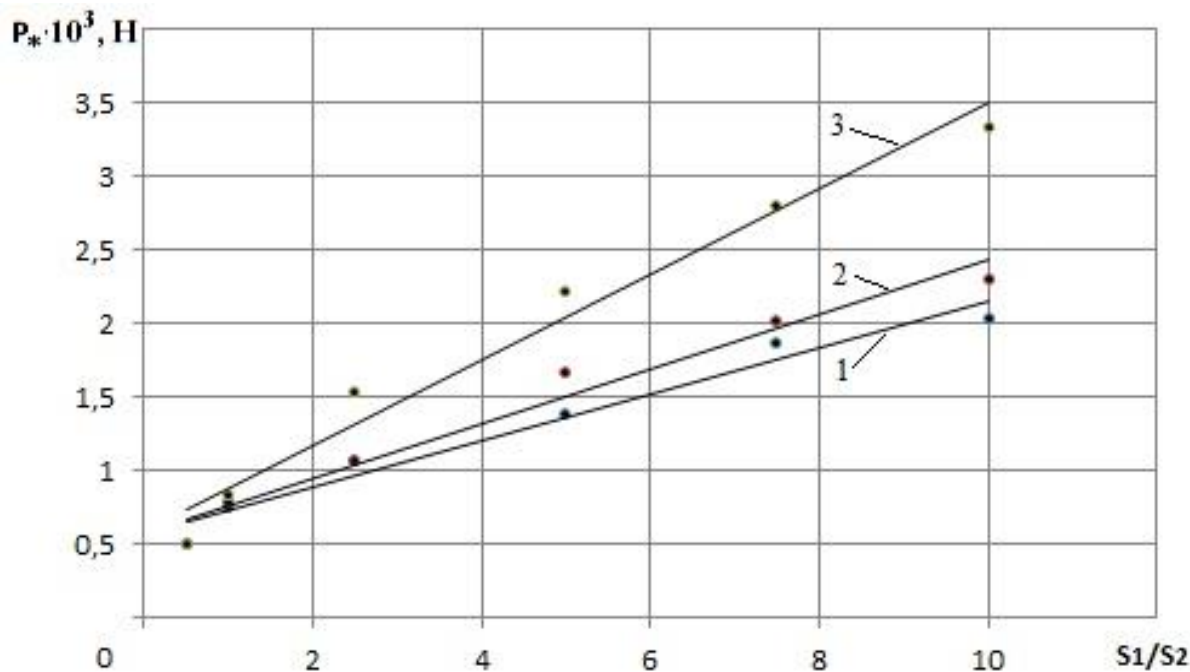


Рис. 6. Зависимости максимальной силы давления инструмента на массив от безразмерных площадей сечения бойка и инструмента S_1/S_2 при $\vartheta_* = 7,5 \cdot 10^{-4}$:
1 – при $l_1/l_2 = 0,5$; 2 – при $l_1/l_2 = 1$; 3 – при $l_1/l_2 = 2$

предела текучести типичной высокопрочной стали.

Результаты расчетов максимальной силы давления инструмента (нагрузки) на горный массив $P_* \cdot 10^3$ представлены в табл. 1 – 3. При этом $\frac{l_1^2}{s_2} = 100$.

Для удобства анализа расчетные нагрузки представлены и на рис. 4 – 6. Из графиков видно, что характер изменения давления (нагрузки) на породный массив качественно одинаков. Видно, что с увеличением безразмерной величины S_1/S_2 значения нагрузки возрастают по линейной зависимости для всех значений безразмерного параметра l_1/l_2 и скорости удара ϑ_* . При этом с увеличением значений l_1/l_2 значения усилия P_* также повышаются для всех значений скорости удара. Так, например, при $\vartheta_* = 5 \cdot 10^{-4}$ (см. рис. 5 и табл. 2) значения нагрузки при $l_1/l_2 = 0,5$ составляет 1353 Н, а при $l_1/l_2 = 2$ – 2161 Н, то есть приблизительно больше в 1,6 раза. Это объясняется тем, что с увеличением l_1/l_2 возрастает масса бойка при неизменной скорости удара, а следовательно, возрастает кинетическая энергия удара. Такое же объяснение подходит и к параметру S_1/S_2 , с увеличением которого также возрастает усилие давления. Интенсивность роста нагрузки с повышением параметров S_1/S_2 и l_1/l_2 также возрастает для всех графиков, представленных на рис. 4 – 6.

Что касается скорости удара ϑ_* , то с ее повышением нагрузка P_* также увеличивается. Так, например, при $\vartheta_* = 2,5 \cdot 10^{-4}$, $S_1/S_2 = 10$ и $l_1/l_2 = 2$ значения усилия давления составляют 1081 Н (см. рис. 4 и табл. 1), а при $\vartheta_* = 7,5 \cdot 10^{-4}$ и тех же самых значениях S_1/S_2 и l_1/l_2 значения P_*

составляют 3342 Н (см. рис. 6 и табл. 3), то есть возрастают в 3 раза. Это происходит потому, что с увеличением скорости удара возрастает кинетическая энергия удара.

Анализ данных, представленных в табл. 1 – 3 (как и анализ графиков, приведенных на рис. 4 – 6), также показывает, что с увеличением скорости удара в 2 раза значения нагрузки тоже повышаются в 2 раза. То же самое происходит и при возрастании скорости в 3 раза – нагрузка тоже увеличивается в 3 раза. Таким образом, расчеты свидетельствуют, что увеличение P_* прямо пропорционально скорости ϑ_* . Поэтому можно представить усилие давления P_* в следующем виде:

$$P_* = \vartheta_* \Phi \left(\frac{l_1}{l_2}, \frac{s_1}{s_2}, \frac{l_2^2}{s_2} \right). \quad (30)$$

Как легко видеть, функция Φ зависит только от геометрических параметров бойка и инструмента. С применением множественной регрессии получено следующее выражение:

$$\Phi = 0,561 + 0,275 l_1/l_2 + 0,129 S_1/S_2 \quad (31)$$

и окончательно

$$P_* = \vartheta_* (0,561 + 0,275 l_1/l_2 + 0,129 S_1/S_2) \quad (32)$$

Таким образом, получена регрессионная зависимость максимальной силы давления от геометрических параметров бойка и инструмента и скорости удара. Установлено, что с увеличением безразмерных геометрических параметров силовой импульсной системы максимальная сила давления инструмента на массив возрастает по линейной зависимости. При этом скорость удара инструмента о массив пропорциональна силе давления.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кравченко В.А. Обоснование гидравлических устройств ударного действия с пониженной удельной металлоемкостью для разрушения горных пород. Автореф. дис. канд. техн. наук. Орел, 2004. 23 с.

2. Доброборский Б.С., Овчаров А.А. Исследования машины ударного действия с подвижным ударным механизмом // Современные проблемы науки и образования. – 2014. – № 5. URL: <https://science-education.ru/pdf/2014/5/468.pdf> (дата обращения: 24.09.2014).

3. Абраменков Д.Э. Пневматический ударный механизм с комбинированным воздухораспределением / Д.Э. Абраменков, Э.А. Абраменков, А.С. Дедов, Е.И. Крутиков // Известия высших учебных заведений. Строительство. -2014. - №4. - С. 114-118.

4. Gorodilov, L.V. Analysis of the dynamics of two-way hydropercussion systems. Part II: Influence of design factors and their interaction with rocks // Journal of Mining Science. № 49(3). 2013. pp. 465-474. DOI: 10.1134/S1062739149030143.

5. Energy-Based Volumetric Rock Destruction Criterion in the Rotary-Percussion Drilling Technology Improvement // Journal of Mining Science №53(6). 2017. pp/ 1043-1064. DOI: 10.1134/S1062739117063114.

6. Study of effect of in-line hydropneumatic accumulators on output characteristics of hydraulic hammer / R.A. Redelin, V.A. Kravchenko, Y.N. Kamanin, A.V. Panichkin and A.A. Bozhanov// IOP Conference Series Earth and Environmental Science. № 87(2). 2017. p. 022016. DOI: 10.1088/1755-1315/87/2/022016.

7. Vibration analysis of new drill string system with hydro-oscillator in horizontal well† / J. Tian, Z. Yang, Y. Li1, L.Yang // Journal of Mechanical

Science and Technology. № 30 (6). 2016. pp. 2443~2451. DOI 10.1007/s12206-016-0504-z.

8. Ушаков, Л.С. Гидравлические машины ударного действия /Л.С. Ушаков, Ю.Е. Котылев, В.А. Кравченко. – М.: Машиностроение, 2000, - 416 с.

9. Жуков И.А. Исходные основания к изучению влияния форм бойков на форму ударного импульса в машинах ударного действия/ Вестник Кузбасского государственного технического университета. №5 (105). 2014. С. 25 – 27.

10. Еремьянц В.Э. К вопросу о рациональной форме бойков ударно-вращательных бурильных машин // Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых. - 2011. - №5. - С. 74-82.

11. Авдеева А.И. Разработка методики расчета распространения продольных волн деформаций по буровому инструменту / А.И. Авдеева, А.В. Шадрина, Л.А. Саруев // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). - 2014. - №5. - С. 328-333.

12. Ветюков М.М. Теоретические расчеты параметров ударных систем «поршень-боёк-штанга» / М.М. Ветюков, Д.А. Юнгмейстер, В. А. Пивнев и др. // Горный информационно-аналитический бюллетень. - 2010. - №7. - С. 329-330.

13. Жабин А.Б., Керимов З.Э. Анализ результатов исследований машин ударного действия // Горное оборудование и электромеханика. 2020. № 3. С. 49-54.

14. Жабин А.Б., Лавит И.М., Поляков А.В., Керимов З.Э. Математическая модель взаимодействия бойка и инструмента при ударном разрушении горных пород // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2020. № 7. С. 94-103.

15. Джексон Д. Ряды Фурье и ортогональные полиномы. М.: ГИИЛ, 1948. 260 с.

Aleksandr B. Zhabin, Dr. Sc. In Engineering, Professor, **Igor M. Lavit**, Dr. of Physics and Mathematics, Professor, **Zahit E. Kerimov**, postgraduate

Tula State University, 300012, Russian Federation, Tula, Lenin Ave., 92

RESULTS OF THEORETICAL STUDIES OF THE POWER IMPULSE SYSTEM OF A PERCUSSION INSTRUMENT

Abstract: The paper considers a power impulse system of a percussion instrument. It represents the results of calculation of a shock load acting on a mountain massif. This calculation is based on the developed mathematical model of interaction between the striker and the tool as a function of time. The paper also represents an example of calculation for a hydraulic impact machine G100 of the company "Rammer" (Finland). The use of the theory of dimensions and similarity allows to get regression dependence for dimensionless load on dimensionless impact velocity and geometrical parameters of the striker and the tool. The study shows that impact velocity is proportional to acting force, which raises with the length and cross-sectional area of the striker and the tool.

Keywords: mathematical model, striker, percussive instrument, theory of dimensions and similarity, dimensionless parameters, impact velocity, pressure force, load, regression, dependence.

Article info: received October 12, 2020

DOI: 10.26730/1816-4528-2020-5-9-15

REFERENCES

1. Kravchenko V.A. Justification of hydraulic impact devices with reduced specific metal content for rock destruction. Dissertation abstract: Orel, 2004. 23 P.

2. Dobroborskiy B.S., Ovcharov A.A. Research impact machine with movable hammer mechanism // Modern problems of science and education. – 2014. – No. 5. URL: <https://science-education.ru/pdf/2014/5/468.pdf> (date of request: 24.09.2014).

3. Abramenzov D.E. Pneumatic hammer mechanism with a combination of the air / D.E. Abramenzov, E.A. Abramenzov, A.S. Dedov, E.I. Krutikov // News of higher educational institutions. Construction. – 2014. – No. 4. – pp. 114-118.

4. Gorodilov, L.V. Analysis of the dynamics of two-way hydropercussion systems. Part II: Influence of design factors and their interaction with rocks // Journal of Mining Science. № 49(3). 2013. pp. 465-474. DOI: 10.1134/S1062739149030143.

5. Energy-Based Volumetric Rock Destruction Criterion in the Rotary–Percussion Drilling Technology Improvement // Journal of Mining Science №53(6). 2017. pp/ 1043-1064. DOI: 10.1134/S1062739117063114.

6. Study of effect of in-line hydropneumatic accumulators on output characteristics of hydraulic hammer / R.A. Redelin, V.A. Kravchenko, Y.N. Kamanin, A.V. Panichkin and A.A. Bozhanov // IOP Conference Series Earth and Environmental Science. № 87(2). 2017. p. 022016. DOI: 10.1088/1755-1315/87/2/022016.

7. Vibration analysis of new drill string system with hydro-oscillator in horizontal well† / J. Tian, Z.

Yang, Y. Li1, L. Yang // Journal of Mechanical Science and Technology. № 30 (6). 2016. pp. 2443~2451. DOI 10.1007/s12206-016-0504-z.

8. Ushakov L.S. Hydraulic percussive machines /L.S. Ushakov, Y.E. Kotilev, V.A. Kravchenko. – Moscow: Mashinostroenie, 2000, - 416 P.

9. Zhukov I.A. Initial foundations to study of influence shapes of anvil blocks on the shape of an impact impulse in machines of impact operation / Vestnik Kuzbasskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. No. 5 (105). 2014. pp. 25 – 27.

10. Erem'yants V.E. Efficient shape of pistons in rotary–percussive machines / Fiziko-tekhnicheskie problemy razrabotki poleznykh iskopaemykh. 2011. No. 5. pp. 74-82.

11. Avdeeva A.I., SHadrina A.V., Saruev L.A. Calculation procedure of P-wave propagation along a drilling tool / Mining Informational and Analytical Bulletin. 2014, No. 5. pp. 328-333.

12. Vetyukov M.M., Yungmeyster D.A., Pivnev V.A. Theoretical design of percussive piston–tool–rod systems. Mining Informational and Analytical Bulletin. 2010. No. 7. pp. 329-330.

13. Zhabin A.B., Kerimov Z.E. Development of methods for diagnosing equipment of electric mining shovels // Mining Equipment and Electromechanics. 2020. No. 3. pp. 49-54.

14. Zhabin A.B. Mathematical model of interaction of striker and percussive tool during percussive destruction of rock / A.B. Zhabin, I.M. Lavit, A.V. Polyakov, Z.E. Kerimov. – Mining informational and analytical bulletin. -2020. No. 7. pp. 94-103.

15. Jackson D. Ryady Fur'e i ortogonal'nye polinomy [Fourier's series and orthogonal polynomials], Moscow, GIIL, 1948, 260 p.

Библиографическое описание статьи

Жабин А.Б., Лавит И.М., Керимов З.Э. Результаты теоретических исследований силовой импульсной системы гидроударника // Горное оборудование и электромеханика – 2020. – № 5 (151). – С. 9-15.

Reference to article

Zhabin A.B., Lavit I. M., Kerimov Z.E. Results of theoretical studies of the power impulse system of a percussion instrument. Mining Equipment and Electromechanics, 2020, no.5 (151), pp. 9-15.