



**МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ ГИДРОУДАРНОГО УСТРОЙСТВА  
ОБРАТНОГО ДЕЙСТВИЯ ДЛЯ РАЗРУШЕНИЯ ГОРНЫХ ПОРОД**

**Л. В. Городилов<sup>1,2</sup>**

<sup>1</sup>*Институт горного дела им. Н. А. Чинакала СО РАН, E-mail: gor@misd.ru,  
Красный проспект 54, г. Новосибирск 630091, Россия*

<sup>2</sup>*Сибирский государственный университет водного транспорта  
ул. Щетинкина 33, г. Новосибирск 630099, Россия*

Предложена методика расчета параметров гидроударного устройства одностороннего обратного действия (с упругой связью между бойком и корпусом ударного узла), которая может быть использована на этапе его эскизного проектирования. Методика основана на предположении о постоянстве давления в системе и линейном характере связи между бойком и корпусом ударного узла. Это позволяет получить формулы для расчета динамики и характеристик системы с применением уравнений теории колебаний. В случае взаимодействия бойка ударного устройства с внешней средой с ненулевым коэффициентом восстановления задача носит итерационный характер, поэтому в алгоритме расчета выходных характеристик предельных циклов применяется рекурсия. Разработана программа и проведены тестовые расчеты. Результаты сравниваются с аналогичными, полученными с помощью программы вычисления параметров гидроударных устройств, основанной на модели системы с источником постоянного расхода, отмечается их удовлетворительная сходимость.

*Гидроударное устройство, предупредительная скорость, частота ударов, постоянное давление*

**PROCEDURE FOR CALCULATING THE PARAMETERS OF A REVERSE ACTION  
HYDRAULIC HAMMER FOR ROCK DESTRUCTION**

**L. V. Gorodilov<sup>1,2</sup>**

<sup>1</sup>*Chinakal Institute of Mining, Siberian Branch, Russian Academy of Sciences,  
E-mail: gor@misd.ru, Krasny pr. 54, Novosibirsk 630091, Russia*

<sup>2</sup>*Siberian State University of Water Transport  
ul. Shchetinkina 33, Novosibirsk 30099, Russia*

A procedure for calculating the parameters of a reverse action hydraulic hammer (with an elastic constraint between the striker and the frame) is proposed, which can be used at the stage of its preliminary design. The method is based on the assumption of a constant pressure in the system and linear nature of the constraint between the striker and the frame. This allows obtaining formulas for calculating the dynamics and characteristics of the system using the equations of oscillation theory. Since the problem is iterative in the case of interaction between the striker and outside environment with a non-zero recovery coefficient, recursion is used in the algorithm for calculating the output characteristics of limit cycles. A program is developed and test calculations are performed. The results are compared with similar results obtained using a software for calculating the parameters of hydraulic impact devices based on a system model with a constant flow source. Satisfactory convergence of these results is noted.

*Hydraulic hammer, pre-impact speed, impact frequency, constant pressure*

Наиболее активное развитие теории, методов расчета и проектирования гидроударных систем с одним ударным устройством для исполнительных органов горных и строительных машин наблюдалось в 1960–1980 гг. [1, 2]. О современном состоянии вопроса можно судить по моно-

графиям [3, 4], материалам международных научных симпозиумов по ударным машинам, регулярно проводимых в г. Орле [5], зарубежным публикациям и патентам [6–13], которые посвящены отдельным конструктивным схемам гидроударных устройств, разработке их математических и физических моделей, численному и экспериментальному исследованию.

В [1, 2] при расчете характеристик гидроударных систем использовали расчетные схемы “рационального рабочего процесса” или “эталонного ударного механизма”, которые рассматривают явление как движение ограниченной с одной стороны материальной точки под действием “кусочно-постоянной”, зависящей от координаты и направления движения, силы. В [6, 7] расчетная схема основана на гипотезе движения ударной массы как равномерно ускоренной. Применение “кусочно-постоянной” силовой функции при расчете двусторонних систем позволяет получить решение — характеристики ударного устройства (предударную скорость, частоту ударов и др.) — в аналитическом виде и может интерпретироваться, как использование модели гидроударной системы с источником постоянного давления [14]. В случае односторонних систем это не так, поэтому в вычислениях требуется реализовать некоторый итерационный процесс с помощью определенных координат бойка в качестве точек припасовки, хотя формулы для характеристик в каждой из фаз цикла имеют аналитическое представление. В настоящей работе осуществлена процедура расчета характеристик гидроударного устройства одностороннего действия, в которой боек движется под действием кусочно-постоянной силы давления со стороны жидкости и постоянно действующей силы упругости, линейно зависящей от его положения.

**Расчетная схема системы** Принципиальная схема гидроударной системы одностороннего обратного действия (рис. 1) включает источник постоянного давления — насос  $H$ , распределитель  $P$ , ударный узел — боек  $B$  и корпус  $K$  с гидравлической камерой и упругой связью между ними. В исходном состоянии боек находится на ограничителе  $ОГ$ , распределитель — в позиции I. Гидравлическая камера  $A$  в зависимости от положения распределителя  $P$  поочередно соединяется с напорной и сливной линиями, боек  $B$  совершает возвратно-поступательное движение с ударами об ограничитель  $ОГ$ .

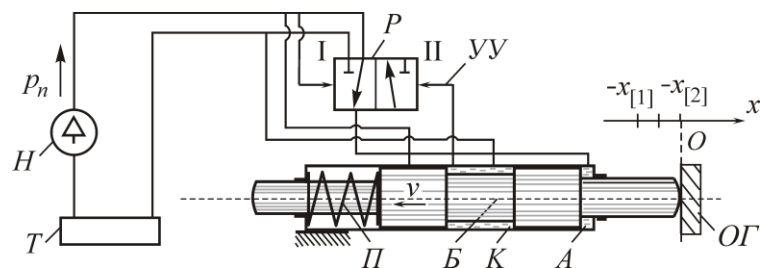


Рис. 1. Принципиальная схема гидроударной системы одностороннего обратного действия:  $H$  — насос;  $P$  — распределитель;  $II$  — пружина;  $УУ$  — управляющая линия распределителя  $P$ ;  $K$  и  $B$  — корпус и боек ударного узла;  $ОГ$  — ограничитель (инструмент),  $A$  — камера обратного хода

Система работает следующим образом. В начальный момент боек находится на ограничителе, распределитель — в позиции I, управляющая линия распределителя  $УУ$  соединена со сливной линией, камера  $A$  — с напорной линией. Начинается первая фаза, в течение которой боек под действием давления жидкости в камере  $A$  и пружины  $II$  движется влево, доходит до координаты  $-x_{[1]}$ , управляющая линия  $УУ$  через проточку в бойке соединяется с напорной линией и распределитель переходит в позицию II. Начинается вторая фаза, в которой камера  $A$  соединяется со сливной линией, боек под действием пружины  $II$  тормозится и совершает прямой ход до координаты  $-x_{[2]}$ . После прохождения координаты  $-x_{[2]}$  управляющая линия  $УУ$  через проточку в бойке соединяется со сливной линией и распределитель переходит в позицию I. Камера  $A$  соединяется с напорной линией. Боек движется под действием давления жидкости в камере  $A$  и пружины  $II$  до взаимодействия с ограничителем, после чего цикл повторяется.

Параметры элементов системы считаем сосредоточенными, жидкость — несжимаемой, механические и гидравлические потери отсутствуют, распределитель переключается мгновенно и без потерь.

Движение бойка рассматриваемой системы описывается дифференциальным уравнением второго порядка

$$\begin{cases} \frac{dx}{dt} = v, \\ m \frac{dv}{dt} = -c(x - x_3) - S_{(J)} P_n, \end{cases} \quad (1)$$

с начальными условиями

$$t = 0: x = x_0, \quad v = v_0 \quad (2)$$

и условиями сопряжений решения дифференциальных уравнений в точках припасовки

$$x = -x_{[1]}, \quad v < 0 \rightarrow \text{I} \rightarrow \text{II}; \quad x = x_{[2]}, \quad v > 0 \rightarrow \text{II} \rightarrow \text{I}; \quad x = 0, \quad v_+ = -Rv_-, \quad (3)$$

где  $x$  и  $v$  — координата и скорость бойка;  $t$  — время;  $m$  — масса бойка;  $S_{(J)} = S_A$  ( $S_A$  — площадь бойка со стороны камеры  $A$ ) при  $J = \text{I}$  и  $S_{(J)} = 0$  при  $J = \text{II}$  ( $J$  — положение распределителя);  $c$  и  $x_3$  — жесткость и предварительный натяг пружины;  $\rightarrow$  указывает направление изменения позиции распределителя;  $v_+$  и  $v_-$  — скорость бойка до и после удара;  $R$  — коэффициент восстановления скорости.

(1) и (2) представляют собой уравнения свободных колебаний материальной точки и начальные условия [15]. Их решение в данном случае можно записать следующим образом:

$$x = v_0 / k \sin kt + (-\lambda_{(J)} + x_0 + x_3) \cos kt + \lambda_{(J)} - x_3, \quad v = v_0 \cos kt - (-\lambda_{(J)} + x_0 + x_3) k \sin kt,$$

где  $k = \sqrt{c/m}$  — круговая частота колебаний;  $\lambda_{(J)} = p_n S_{(J)} / c$  — положение статического равновесия бойка. Введем в последнее уравнение номер фазы системы и представим их в виде

$$x_{(j)} = C_{(j)} \sin(kt_{(j)} + \alpha_{(j)}) + \lambda_{(j)} - x_3, \quad v_{(j)} = C_{(j)} k \cos k(t_{(j)} + \gamma_{(j)}), \quad (4)$$

где подстрочный индекс  $j$  в скобках — номер фазы систем; знак “-” за скобками — величина относится к началу фазы, знак “+” — к окончанию фазы;  $C_{(j)} = \sqrt{(v_{(j)-} / k)^2 + (x_{(j)-} + x_3 - \lambda_{(j)})^2}$ ,  $\gamma_{(j)} = \arctg[(x_{(j)-} + x_3 - \lambda_{(j)}) / (v_{(j)-} / k)]$ .

Тогда периоды 1-й, 2-й, 3-й фаз цикла и скорости бойка в их конце (соответственно при  $x_{(1)+} = -x_{[1]}$ ,  $x_{(2)+} = -x_{[2]}$ ,  $x_{(3)+} = 0$ ) будут определяться формулами:

$$t_{(j)+} = \arcsin[(x_{(j)+} - x_3 + \lambda_{(j)}) / C_{(j)}] - \gamma_{(j)}, \quad v_{(j)+} = C_{(j)} k \sin k(t_{(j)+} + \gamma_{(j)}), \quad (5)$$

**Процедура решения.** С использованием (5) возможно вычисление времени цикла  $T_C^*$ <sup>1</sup> (частоты ударов) и предупредной скорости  $v_I^*$

$$T_C^* = \sum_{j=1}^3 t_{(j)+}, \quad v_I^* = v_{(3)+}.$$

В случае, если коэффициент восстановления  $R$  не равен нулю, процедура вычисления характеристик предельного цикла носит итерационный характер и может быть выполнена с применением рекурсии. Ниже представлены подпрограммы MathCAD, которые реализует указанную процедуру.

<sup>1</sup> Надстрочный индекс \* означает, что данная характеристика относится к предельному циклу.

Подпрограммы  $\text{tphs}(x, \text{lmd}, x_0, v_0, x_3)$  и  $v(t, \text{lmd}, x_0, v_0, x_3)$  служат соответственно для вычисления значений времени очередной фазы цикла и скорости бойка в ее конце. Их параметрами являются положение статического равновесия бойка  $\text{lmd}$  в текущей фазе цикла, координата  $x_0$  и скорость  $v_0$  бойка в начале текущей фазы цикла, величина предварительного натяга пружины  $x_3$ , координата точки припасовки  $x$  и момент времени  $t$ , в который проводится вычисление скорости.

Подпрограммы  $\text{tphs}(x, \text{lmd}, x_0, v_0, x_3)$  и  $v(t, \text{lmd}, x_0, v_0, x_3)$  используются далее в рекурсивной подпрограмме-функции  $\text{ClcltPrmtrs}(i, vI, vIpr, \text{tpls}, \text{xpn}, \text{lph}, x_3, R)$ , в которую в качестве аргументов передаются номер итерации  $i$ , величины предударных скоростей  $vI$  в последней  $i$ -й и  $vIpr$  предшествующей ей  $i-1$ -й фазам цикла;  $\text{xpn}$  и  $\text{lph}$  — соответственно векторы значений координат точек припасовки и положений статического равновесия бойка в фазах цикла;  $x_3$  — величина предварительного натяга пружины;  $R$  — коэффициент восстановления. В 1-й итерации значениям  $vI$  и  $vIpr$  присваиваются соответственно значения 1 и 0, чтобы их разница по абсолютной величине гарантированно превышала точность вычислений (в нашей программе равную 0.000001), контролируемую условием

$$|vI - vIpr| < 0.000001. \quad (6)$$

В подпрограмме  $\text{ClcltPrmtrs}$  в цикле  $j \in 1..3$  вычисляются величины периодов  $\text{tpls}_j$  и скоростей в конце этих периодов  $vPls_j$  фаз цикла, после расчетов очередного цикла функция вызывается рекурсивно и в случае, если условие (6) выполняется, расчет заканчивается, величины номера итерации  $i$  времени  $T_C^*$  и предударной скорости  $v_i^*$  предельного цикла присваиваются элементам массива  $\text{outData}$  и возвращаются в основную программу.

Подпрограммы вычисления периодов и скоростей в конце фаз цикла (а), рекурсивная функция (б) и ее вызов (в) в программе MathCAD:

а

$$\text{tphx}(x, \text{lmd}, x_0, v_0, x_3) := \frac{1}{k} \left[ A \sin \left[ \frac{\text{lmd} + x + x_3}{\sqrt{(v_0 \cdot k^{-1})^2 + (\text{lmd} + x_0 + x_3)^2}}, x - x_0 \right] - A \tan(v_0 \cdot k^{-1}, \text{lmd} + x_0 + x_3) \right]$$

$$v(t, \text{lmd}, x_0, v_0, x_3) := k \sqrt{(v_0 \cdot k^{-1})^2 + (\text{lmd} + x_0 + x_3)^2} \cos(k \cdot t + A \tan(v_0 \cdot k^{-1}, \text{lmd} + x_0 + x_3))$$

б

$$\text{ClcltPrmtrs}(i, vI, vIpr, \text{tpls}, \text{xpn}, \text{lph}, x_3, R) := \left\{ \begin{array}{l} \text{if } |vI - vIpr| < 0.000001 \\ \quad \text{outData}_0 \leftarrow i \\ \quad \text{outData}_1 \leftarrow \text{tpls}_1 + \text{tpls}_2 + \text{tpls}_3 \\ \quad \text{outData}_2 \leftarrow vI \\ \quad \text{outData} \\ \text{otherwise} \\ \quad vIpr \leftarrow vI \\ \quad vPls_0 \leftarrow -R \cdot vI \\ \quad \text{for } j \in 1..3 \\ \quad \quad \left\{ \begin{array}{l} \text{tpls}_j \leftarrow \text{tphx}(\text{xpn}_j, \text{lph}_{j-1}, \text{xpn}_{j-1}, vPls_{j-1}, x_3) \\ \text{vPls}_j \leftarrow v(\text{tpls}_j, \text{lph}_{j-1}, \text{xpn}_{j-1}, vPls_{j-1}, x_3) \end{array} \right. \\ \quad vI \leftarrow vPls_j \\ \quad i \leftarrow i + 1 \\ \quad \text{ClcltPrmtrs}(i, vI, vIpr, \text{tpls}, \text{xpn}, \text{lph}, x_3, R) \end{array} \right.$$

$$\text{ClcItPrmtrs}(0, 1, 0, \text{tpls}, \text{xph}, \text{lph}, \text{x3}, \text{R}) = \begin{pmatrix} 6 \\ 0.02435 \\ 7.82624 \end{pmatrix},$$

$i$  — номер итерационного приближения к предельному циклу;  $j$  — номер фазы цикла,  $vI$  и  $vI_{\text{prg}}$  — предупредительная скорость в текущем и предыдущем циклах;  $\text{tpls}$  и  $v\text{Pls}$  — вектор времен фаз и скоростей в конце фаз цикла;  $\text{xrp}$  и  $\text{lrp}$  — векторы точек припасовки  $x_{(j)+}$  ( $-x_{[1]}$ ,  $-x_{[2]}$  и  $0$ ) и величин статического равновесия  $\lambda_{(j)}$  ( $p_n S_{(j)}/c$ ,  $0$  и  $p_n S_{(j)}/c$ ) соответственно в 1-й, 2-й и 3-й фазах цикла;  $x3$  — величина предварительного натяга пружины

**Результаты и их обсуждение.** В таблице представлены примеры расчета (параметры и характеристики) рассматриваемых систем при массах бойка 6, 9, 18 кг и их сравнение с результатами, получаемыми при расчетах по схеме с источником постоянного расхода.

Результаты расчетов параметров и характеристик гидроударного устройства

$x_{[1]}$ , мм	$x_{[2]}$ , мм	$S_A$ , см <sup>2</sup>	$x3$ , мм	$c_m$ , Н/м	$v_I$ , м/с	$f$ , Гц	$X_{\text{max}}$ , мм	$p_{\text{min}}$ , МПа	$p_{\text{max}}$ , МПа	$V_n$ , см <sup>3</sup>	$q_0$ , л/мин
$m = 6$ кг											
45	5	2.5	20	$3 \cdot 10^4$	7.3	21.7	91	16.0	16.0	—	13.6
45	5	2.5	20	$3 \cdot 10^4$	7.5	21.9	93	13.6	19.8	35.0	15.0
$m = 9$ кг											
45	5	3.0	20	$4.5 \cdot 10^4$	6.5	21.4	80	16.0	16.0	—	16.4
45	5	3.0	20	$4.5 \cdot 10^4$	7.1	21.9	85	14.8	20.4	48	18.0
$m = 18$ кг											
50	5	4.50	20	$8.0 \cdot 10^4$	6.0	20.5	72	16.0	16.0	—	27.6
50	5	4.50	20	$8.0 \cdot 10^4$	6.8	21.4	84	17.3	24.3	81.0	30.4

В расчетах по последней схеме использовали программу выбора параметров гидроударного устройства [16], расход  $q_0$ , объем газа в аккумуляторе  $V_n$  при давлении  $p_n$  и коэффициент восстановления скорости бойка  $R$  принимали равными

$$q_0 = \frac{S_A(x_{[1]} - x_{[2]})}{T_C^* \eta_0}, \quad V_n \approx 3.5 S_A(x_{[1]} - x_{[2]}), \quad R = 0,$$

где  $\eta_0$  — объемный КПД источника постоянного расхода (насоса).

Анализ данных, получаемых при расчетах по модели системы с источником постоянного давления, показывает, что не во всех случаях они удовлетворительно согласуются с результатами испытаний на физически достоверной модели системы с источником постоянного расхода. Возможно, это связано с нелинейностью модели газожидкостного аккумулятора энергии, применяемого при разработке указанной программы. Этот вопрос требует дополнительного исследования и при более детальной проработке методики выставления ограничений на входящие в расчетные формулы параметры. Очевидно, что предлагаемая методика носит оценочный характер и пригодна для предварительного анализа параметров на этапе эскизного проектирования устройства. Некоторые уточнения в нее можно ввести, учитывая влияние сухого трения в паре “корпус – боек” в площадях камер прямого и обратного хода, а также расход, необходимый для работы распределительного устройства.

## ВЫВОДЫ

Представлен анализ методов расчета характеристик гидроударных систем, предназначенных для выбора их параметров на этапе предварительного эскизного проектирования. Предложена методика расчета параметров гидроударных систем обратного действия с помощью модели системы с источником постоянного расхода. Разработана рекурсивная подпрограмма расчета в среде программирования MathCAD, в которой реализована итерационная процедура получения решения. Выполнены расчеты нескольких тестовых примеров, проведено сравнение их результатов с результатами, полученными на модели среды с источником постоянного расхода. В некоторых случаях они различаются существенно, что может быть связано с нелинейностью модели газожидкостного аккумулятора энергии, используемого в последней модели. Это требует дальнейшего анализа разработанной методики и определения области ее применения.

Разработанная методика позволяет осуществлять выбор параметров на начальном эскизном этапе их проектирования. После детальной проработки конструкции гидроударного устройства необходимо имитационное моделирование системы, например в программе SimulationX, с учетом механических и гидравлических потерь, взаимодействия с внешней средой. Однако при хорошей конструктивной проработке гидроударного устройства и минимизации указанных потерь результат расчетов по приведенным формулам может с приемлемой для практики точностью предсказывать его характеристики.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ / REFERENCES

1. **Alimov O. D. and Basov S. A.** Hydraulic vibro-impact systems, Moscow, Nauka, 1990, 350 pp. [Алимов О. Д., Басов С. А. Гидравлические виброударные системы. — М.: Наука, 1990. — 350 с.]
2. **Gorbunov V. F., Lazutkin A. G., and Ushakov L. S.** Pulse hydraulic drive of mining machins, Novosibirsk, Nauka, 1986, 198 pp. [Горбунов В. Ф., Лазуткин Ф. Г., Ушаков Л. С. Гидравлические отбойные и бурильные молотки. — Новосибирск: ИГД СО АН СССР, 1986. — 198 с.]
3. **Ushakov L. S.** Impulse technologies and hydraulic shock mechanisms, Textbook for universities, Orel, Oryol State Technical University, 2009, 250 pp. [Ушаков Л. С. Импульсные технологии и гидравлические ударные механизмы: учебное пособие для вузов. Орел: ОрелГТУ, 2009. — 250 с.]
4. **Galdin N. S. and Semenova I. A.** Automated modeling of hydraulic impact equipment for excavators, Monograph. Omsk, Siberian State Automobile and Highway University, 2008, 101 pp. [Галдин Н. С., Семенова И. А. Автоматизированное моделирование гидроударного оборудования для экскаваторов: Монография. Омск: СибАДИ, 2008. — 101 с.]
5. **Impact-vibration machines, systems and technologies**, Materials of the V International Scientific Symposium, Orel, Oryol State Technical University, 2013, 502 pp. [Ударно-вибрационные машины, системы и технологии : материалы V Междунар. науч. симп. — Орел: ОрелГТУ, 2013. — 502 с.]
6. **Giuffrida A. and Laforgia D.** Modelling and simulation of a hydraulic breaker, Int J Fluid Power, 2005, vol. 6, no. 2, pp. 47–56.
7. **Ficarella A., Giuffrida A., and Laforgia D.** Numerical investigations on the working cycle of a hydraulic breaker: off-design performance and influence of design parameters, International Journal of Fluid Power, 2006, vol. 7, no. 3, pp. 41–55.
8. **Yang G., Chen L., and Huang H.** The research of a full hydraulic pressure hydraulic impactor with strike energy and frequency adjusted independently, Proceedings of the 6th International Conference on Fluid Power Transmission and Control, ICFP 2005, International Academic Publishers, 2005, pp. 262–265.
9. **Yang S., Ou Y., Guo Y., and Wu X.** Analysis and Optimization of the Working Parameters of the Impact Mechanism of Hydraulic Rock Drill Based on a Numerical Simulation, The International Journal of Precision Engineering and Manufacturing, 2017, vol. 18, no. 7, pp. 971–977.

10. **Xu Z. and Yang G.** Modeling and Simulation of Hydraulic Hammer for Sleeve Valve, *Engineering*, 2016, vol. 08, no. 09, pp. 657–668.
11. **Lazutkin S. L. and Lazutkina N. A.** Perspective construction of hydraulic impact device, *International Conference on Industrial Engineering (ICIE-2015), Procedia Engineering* 129, 2015, pp. 403–407.
12. **Noh D., Kang Y., Cho J., and Yang J.** Case study on impact performance optimization of hydraulic breakers, *Springerplus*, 2016, vol. 5, 1102.
13. **Ma W., Geng X., Jia C., Gao L., Liu G., and Tian X.** Percussion characteristic analysis for hydraulic rock drill with no constant-pressurized chamber through numerical simulation and experiment, *Advanced Mechanical Engineering*, 2019, vol. 11, no. 4, pp. 1–11.
14. **Gorodilov L. V.** Mathematical models of hydraulic percussion systems, *Journal of Mining Science*, 2005, vol. 41, no. 5. pp 475–489. [**Городилов Л. В.** Математические модели гидравлических ударных систем // ФТПРПИ. — 2005. — № 5. — С. 91–105.]
15. **Landau L. D. and Lifshitz E. M.** Theoretical physics. Mechanics, Moscow, Fizmatlit, 1976, vol 1, 224 pp. [**Ландау Л. Д. and Лифшиц Е. М.** Теоретическая физика. Механика. — М.: Физматлит, 1976. — Т. 1. — 224 с.]
16. **Certificate** for the computer program no. 2020610342. Selection of parameters of the main classes of static drive hydroimpact systems, L. V. Gorodilov, A. I. Pershin, 2020. [**Свидетельство** на программу для ЭВМ № 2020610342. Выбор параметров основных классов гидроударных систем объемного типа / Л. В. Городилов, А. И. Першин, 2020.]