

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОУДАРНИКОВ КОВША

А.В. Жданов, Avzh_1984@mail.ru, <https://orcid.org/0009-0000-3157-4742>

А.Б. Летопольский, antooooon-85@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0003-3503-131X>

И.А. Тетерина[✉], iateterina@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0001-8012-8511>

Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ), Омск, Россия

Аннотация. Задачу разработки мерзлого грунта в стесненных условиях, на площадках с небольшим фронтом работ и на участках вблизи промышленных и гражданских объектов можно решить, оснастив экскаватор сменным оборудованием гидромолота (для подготовки грунта к разработке) и ковша активного действия с гидроударниками (для непосредственной разработки). Эффективность работы этих машин объясняется тем, что часть мощности передается непосредственно на рабочий орган, минуя промежуточные звенья.

Предложен вариант совершенствования ковша экскаватора путем добавления в конструкцию двух гидроударников. В статье содержится общий вид в двух проекциях усовершенствованного рабочего оборудования. Также в статье представлена гидравлическая схема гидроударников модернизированного рабочего оборудования. Оснащение экскаватора сменным оборудованием в виде ковша активного действия сохраняет все возможности базовой машины: универсальность, мобильность, маневренность, автономность.

Перед проведением работ по имитационному моделированию необходимо провести ряд теоретических исследований, позволяющих определить основные параметры гидроударника ковша активного действия. Это стало целью проведения данных теоретических исследований.

Приведены численные выражения для определения таких параметров, как диаметр штока, длина устройства запорно-регулирующего устройства, площадь проходного сечения, максимальный диаметр камеры управления, объем камеры управления, давление на выходе из насоса.

В результате проведенных теоретических исследований был построен ряд графических зависимостей, позволяющих установить взаимосвязь параметров. В качестве примера в статье представлена графическая зависимость частоты ударов бойка от расхода насоса при изменении диаметра настроечного дросселя.

Исследования показали работоспособность конструктивных схем предлагаемых конструкций гидроударных устройств.

Ключевые слова: экскаватор, гидроударник, ковш активного действия, мерзлый грунт, сменное рабочее оборудование

Для цитирования: Жданов А.В., Летопольский А.Б., Тетерина И.А. Определение параметров гидроударников ковша // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». 2025. Т. 25, № 2. С. 13–21. DOI: 10.14529/engin250202

DETERMINATION OF THE PARAMETERS OF A HYDRAULIC HAMMER BUCKET

A.V. Zhdanov, Avzh_1984@mail.ru, <https://orcid.org/0009-0000-3157-4742>

A.B. Letopolsky, antooooon-85@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0003-3503-131X>

I.A. Teterina[✉], iateterina@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0001-8012-8511>

Siberian State Automobile and Highway University (SibADI), Omsk, Russia

Abstract. The task of developing frozen soil in cramped conditions, on sites with a small work source and on sites near industrial and civil facilities can be solved by equipping the excavator with replaceable hydraulic hammer equipment (for preparing the soil for development) and an active bucket with hydraulic hammers (for direct development). The efficiency of these machines is explained by the fact that part of the power is transmitted directly to the working element, bypassing intermediate links.

A variant of improving the excavator bucket by adding two hydraulic hammers to the design is proposed. The article contains a general view in two projections of the improved working equipment. The article also presents a hydraulic diagram of the hydraulic hammers of the modernized working equipment. Equipping the excavator with replaceable equipment in the form of an active bucket preserves all the capabilities of the base machine: versatility, mobility, maneuverability, autonomy.

Before carrying out the work on simulation modeling, it is necessary to conduct a number of theoretical studies to determine the main parameters of the hydraulic hammer of the active bucket. This became the purpose of conducting these theoretical studies.

Numerical expressions are given for determining such parameters as the rod diameter, the length of the shut-off and control device, the flow area, the maximum diameter of the control chamber, the volume of the control chamber, and the pressure at the pump outlet.

As a result of the theoretical studies, a number of graphical dependencies were constructed that allow establishing the relationship between the parameters. As an example, the article presents a graphical dependence of the striker strike frequency on the pump flow rate when changing the diameter of the adjustment throttle.

The studies have shown the operability of the design schemes of the proposed designs of hydraulic impact devices.

Keywords: excavator, hydraulic impact device, active bucket, frozen soil, replaceable working equipment

For citation: Zhdanov A.V., Letopolsky A.B., Teterina I.A. Determination of the parameters of a hydraulic hammer bucket. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2025:25(2):13–21. (In Russ.) DOI: 10.14529/engin250202

Введение

Механизация строительства способствует повышению производительности труда, качества строительных работ и увеличению темпов. Одним из перспективных направлений разработки мерзлых грунтов остается ударное разрушение с помощью рабочих органов активного действия. Наиболее целесообразным в этом вопросе представляется использование ударных устройств в качестве сменного оборудования к базовым машинам, например, к экскаваторам с гидроприводом [1–3].

Сменное оборудование с ковшом активного действия значительно увеличивает производительность по сравнению с традиционными способами разработки грунтов. Ковш позволяет с достаточной точностью разрабатывать дно и откосы котлованов и траншей, допускает проведение работ в черте города, в стесненных условиях строительных площадок и действующих объектов [4, 5].

В связи с перспективностью разработок конструкций рабочих органов с гидроударными элементами актуальность представленных в данной статье исследований подтверждается в полной мере.

Основная часть

Для оптимизации рабочего процесса и сокращения времени, затрачиваемого на смену рабочего оборудования, предложена усовершенствованная конструкция рабочего органа одноковшового экскаватора. Конструкторское решение объединяет в себе ковш и два гидроударника, расположенных на торцевой стороне ковша [6]. Общий вид рабочего органа представлен на рис. 1.

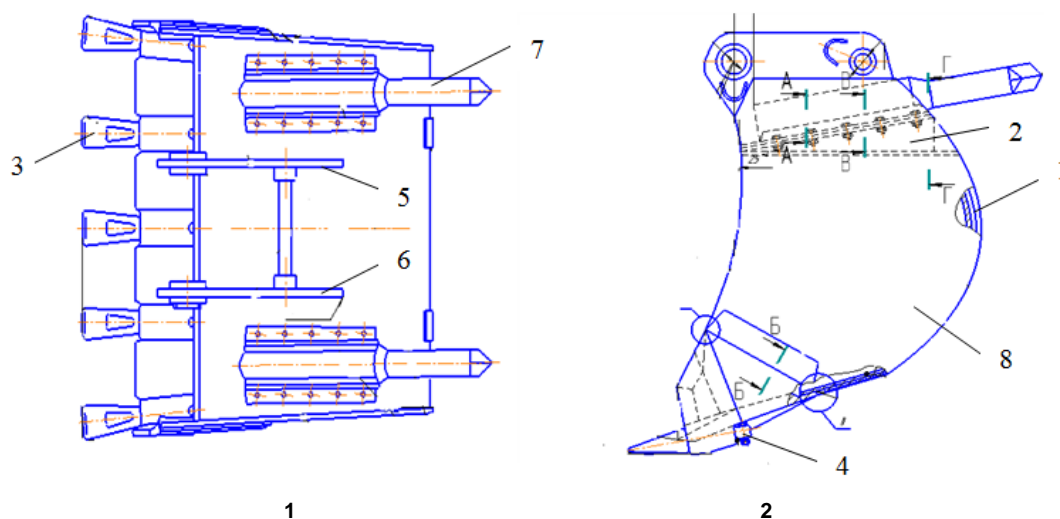


Рис. 1. Ковш с 2 гидроударниками: 1 – вид сверху; 2 – вид сбоку
Fig. 1. Bucket with 2 hydraulic hammers: 1 – top view; 2 – side view

Предлагаемый вариант рабочего оборудования включает в себя: 1 – задняя стенка; 2 – подставка под гидроударник; 3 – зуб; 4 – кронштейн зуба; 5 – кронштейн левый; 6 – кронштейн правый; 7 – гидроударник; 8 – стенка боковая (правая).

На рис. 2 представлена гидравлическая схема гидроударников модернизированного рабочего оборудования.

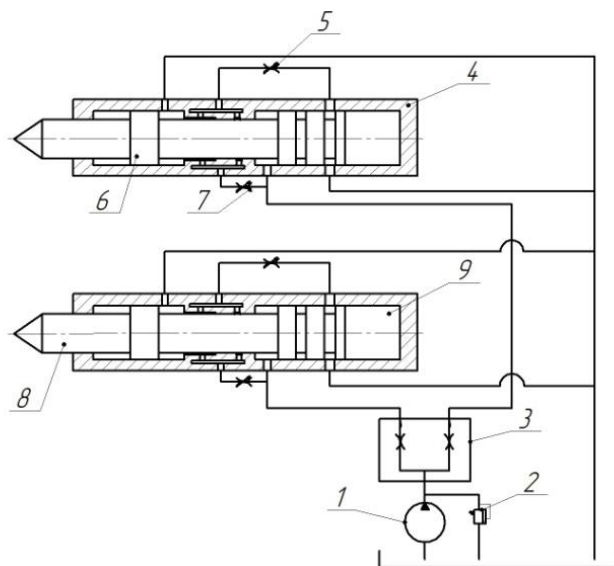


Рис. 2. Гидравлическая схема гидроударников ковша
Fig. 2. Hydraulic diagram of bucket hydraulic hammers

Гидравлическая схема включает в себя: 1 – насос; 2 – предохранительный клапан; 3 – делитель потока; 4 – корпус; 5, 7 – регулировочные дроссели; 6 – поршень-боек; 8 – гидроударник; 9 – пневмоаккумулятор [7].

Методы исследования

Цель данного исследования – повышение эффективности рабочего оборудования экскаватора за счет оснащения ковша гидроударными устройствами.

Для подтверждения работоспособности предлагаемого оборудования и определения его параметров был проведен расчет параметров гидроударника и самого рабочего оборудования экскаватора.

Давление на выходе из насоса определяется по формуле

$$P_n = P_b \frac{B_n \rho_{ж}}{2} \cdot V_{взд}^2, \quad (1)$$

где

$$P_b = \frac{P_a^k R_2}{R_3} + \frac{C_a R_2}{R_3} x_p + \left(\frac{B_c \rho_{ж} R_1}{2 R_3} \right) V_{взд}^2, \quad (2)$$

где P_a^k – давление зарядки аккумулятора; $V_{взд}$ – скорость взвода бойка; $\rho_{ж}$ – плотность рабочей жидкости, x_p – длина разгона, C_a – коэффициент жесткости аккумулятора [8]:

$$R_2 = \frac{S_b}{R_s} + 0,95 \pi l_k \mu n_2 D_2; \quad (3)$$

$$R_3 = S_b + 0,95 \pi l_k \mu n_3 D_3; \quad (4)$$

$$R_1 = S_b + 0,95 \pi l_k \mu n_1 D_1; \quad (5)$$

$$B_n = \left[1 + \left(\lambda \frac{l_n}{d_n} + \xi_n \right) \left(\frac{S_b}{S_n} \right)^2 \right]; \quad (6)$$

$$B_c = \left[\left(\lambda \frac{l_{сл}}{d_{сл}} + \xi_{сл} \right) \left(\frac{S_b}{S_n} \right)^2 - 1 \right], \quad (7)$$

где R_s – коэффициент соотношения площадей $= S_b/S_a = 0,25$; S_b – площадь сечения бойка; S_a – площадь сечения аккумулятора; μ – коэффициент трения колец о стенки цилиндра [9]:

$$C_a = \frac{1,6 p_a^k}{x_p}, \quad (8)$$

где λ – коэффициент гидравлического трения; $d_n = d_{сл}$ – диаметр нагнетательной и сливной гидролиний (0,025 м); l_n и $l_{сл}$ – длины нагнетательной и сливной гидролиний (10 м); ξ_n – коэффициент местных сопротивлений в нагнетательной линии; $\xi_{сл}$ – коэффициент местных сопротивлений в сливной линии; $S_n = S_{сл}$ – площадь сечения шлангов нагнетательной и сливной гидролиний; l_k, n, D – соответственно длина контакта, число и диаметр колец уплотнения ($l_k = 0,003$ м; $n_1, n_2, n_3 = 2$; $D_2 = 9 \cdot 10^{-3}$ м, $D_1 = D_3 = 3,8 \cdot 10^{-3}$ м).

Скорость взвода бойка определена из условия одновременной работы трех ударников от одной секции сдвоенного насоса экскаватора при нормальной подаче $2,7 \cdot 10^{-3}$ м³/с по формуле [10, 11]

$$V_{взд} = \frac{(0,8-0,85)Q}{3(S_b + \frac{C_a}{R_s} C_{пр})}, \quad (9)$$

где $C_{пр}$ – приведенный коэффициент упругости рабочей жидкости, шлангов и цилиндра $1,3 \cdot 10^{-11}$ м⁵/Н; Q – подача насоса, м³/с.

При расчетах необходимо достигнуть выполнения условия, при котором давление на выходе из насоса не превышает номинального значения в гидроприводе [12].

Необходимо определить ширину кольцевой проточки слива из упругого запорно-регулирующего элемента. Ширина кольцевой проточки определена по формуле [13, 14].

$$b = \frac{m_b \cdot V_{взд}^2}{S_a [2 P_a^0 - R_s (P_b - P_c)]}, \quad (10)$$

где m_b – масса бойка; P_b – давление на выходе из насоса; P_a^0 – максимальное давление в аккумуляторе; $P_{сл}$ – давление на сливе, равное

$$P_{сл} = \left(\lambda \frac{l_{сл}}{d_{сл}} + \xi_{сл} \right) \frac{Q^2 \cdot \rho_{ж}}{3 \cdot 2 \cdot S_{сл}^2}. \quad (11)$$

Диаметр штока определен из выражения

$$\frac{S_a}{R_s} = \left(\frac{\pi d_{\text{ц}}^2}{4} - \frac{\pi d_{\text{шт}}^2}{4} \right); \quad (12)$$

$$d_{\text{шт}} = \sqrt{d_{\text{ц}}^2 - \frac{4S_a \cdot R_s}{\pi}}, \quad (13)$$

где $d_{\text{ц}}$ – диаметр цилиндра.

Для снижения потерь давления в гидроцилиндре при протекании рабочей жидкости из взводящей полости в переливную необходимо определить площадь сечения переливных отверстий, исходя из максимальной скорости бояка при разгоне [15].

Расход на перетечки жидкости определяется уравнением

$$S_a \cdot R_s \cdot V_p + \frac{Q_k}{3} = Q_n, \quad (14)$$

где Q_k – расход через кольцевую щель, образованную упругим запорно-регулирующим элементом и цилиндром устройства; V_p – скорость разгона бояка [15].

Площадь проходного сечения найдена из условия максимально допустимой скорости течения жидкости $V_{\text{доп}} = 6$ м/с, тогда

$$S_o = \frac{Q_n}{V_{\text{доп}}}. \quad (15)$$

Из условий прочности резины при давлении 16 МПа известно: диаметр каждого отверстия не должен превышать 3 мм.

Число отверстий определено по формуле [16, 17]

$$n = \frac{4S_o}{\pi d_o^2}, \quad (16)$$

где d_o – диаметр отверстия упругого запорного элемента.

Площадь упругого запорно-регулирующего элемента определена из условий, что площадь отверстий занимает 0,1 от площади запорно-регулирующего устройства (из технологических возможностей). Поскольку площадь проходных отверстий одинакова для входящей и переливной полостей, то площадь упругого запорно-регулирующего элемента определена из соотношения

$$S_y = 20 \cdot S_o. \quad (17)$$

Длина устройства упругого запорно-регулирующего элемента определена из соотношения [18]

$$l = \frac{S_y}{\pi d_y}, \quad (18)$$

где d_y – диаметр камеры управления.

Для определения частоты работы гидроударного устройства необходимо определить время для каждой фазы рабочего цикла гидроударного устройства [16].

Фаза взвода бояка

$$t_{\text{взд}} = \frac{V_{\text{взд}}(S_b + \frac{C_a}{R_s} C_{\text{пр}})}{(0,8 - 0,85)Q_n}, \quad (19)$$

где $C_{\text{пр}}$ – приведенный коэффициент жесткости.

Время перекрытия упругого запорно-регулирующего элемента определяется эмпирической формулой

$$t_{\text{п}} = (1,2 - 1,3) \cdot \frac{V_{\text{кы}}}{Q_n}, \quad (20)$$

где $V_{\text{кы}}$ – объем камеры управления:

$$V_{\text{кы}} = \pi l \left(\frac{d_y + 2t_{\text{узр}} + D_{\text{кы}}}{2} \right) \left(\frac{D_{\text{кы}} - 2t_{\text{узр}} - d_{\text{ц}}}{2} \right), \quad (21)$$

где l – длина упругого запорно-регулирующего элемента; $t_{\text{узр}}$ – толщина упругого запорно-регулирующего элемента; $D_{\text{кы}}$ – диаметр камеры управления.

Подставив значение $V_{ку}$ в формулу, можно определить время перекрытия упругого запорно-регулирующего элемента кольцевой щели.

Время торможения бойка определено по формуле

$$t_T = \frac{2 \cdot m_b^{1,5} \cdot V_{взд}}{S_a [2P_a^0 - R_S(P_B - P_{сл})]} \quad (22)$$

Время рабочего хода (разгон-удар) составляет 0,1–0,12 с.

Таким образом, время цикла определяется из формулы [19]

$$T_{ц} = \frac{(t_T + t_{взд} + t_{п})}{(0,9/0,88)} \quad (23)$$

Частота ударов определена уравнением [20, 21]

$$f = \frac{1}{T_{ц}} \quad (24)$$

В качестве примера, как результат проведенных теоретических исследований, представлена графическая зависимость частоты ударов бойка от расхода насоса при изменении диаметра настроечного дросселя (рис. 3). Данный параметр выбран исходя из того, что он главным образом оказывает влияние на производительность машины.

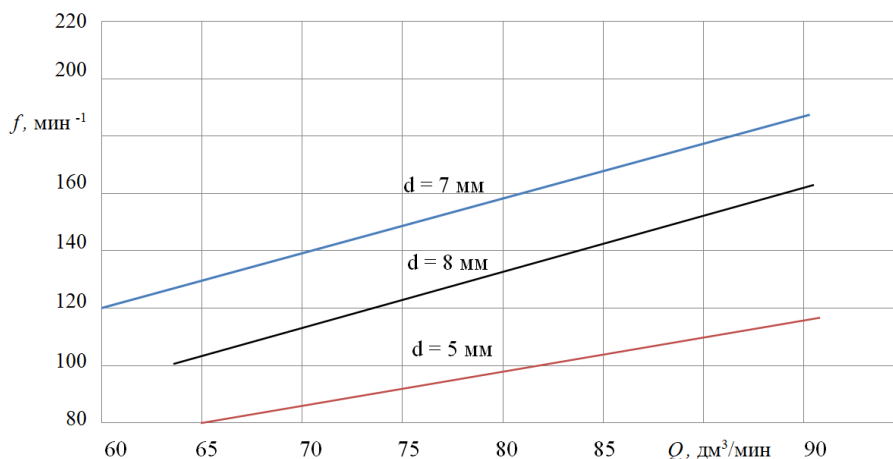


Рис. 3. Зависимость частоты ударов бойка от расхода насоса при изменении диаметра настроечного дросселя

Fig. 3. Dependence of the striker strike frequency on the pump flow rate when changing the diameter of the adjustment throttle

Из анализа представленных графических зависимостей видно, что при данных конструктивных параметрах минимальное время цикла (минимальная частота ударов) зависит практически только от расхода жидкости. Изменить (уменьшить) частоту ударов при полном ходе бойка можно путем изменения проходного сечения настроечного дросселя. Кроме этого, дросселем можно добиться обеспечения вибрационного режима работы ударника при неполном ходе бойка.

Заключение

В результате проведения теоретических исследований были получены расчетные зависимости для определения конструктивных параметров гидроударников ковша активного действия и получена расчетная зависимость определения частоты ударов бойка гидроударника.

Необходимо отметить, что представленные расчетные зависимости дают возможность определить основные параметры гидроударных механизмов для ударных рабочих органов не только ковша активного действия, но и, например, гидромолота.

Список литературы

1. Летопольский А.Б., Тетерина И.А. Определение устойчивости экскаватора при демонтаже трубопровода // 26-я Московская международная межвузовская научно-техническая конференция студентов, магистрантов, аспирантов и молодых ученых: Подъемно-транспортные, строитель-

ные, дорожные, путевые, мелиоративные машины и робототехнические комплексы. 2022. С. 434–438.

2. Sukharev R.Yu., Letopolsky A.B., Sachuk A.Yu. A mathematical model of the movement of an unmanned tractor with front steerable wheels during the “rearrangement” maneuver // Tractors and Agricultural Machinery. 2024. Vol. 91, no. 6 (2024). P. 770–778. DOI: 10.17816/0321-4443-642598.

3. Галдин Н.С. Грунтоуплотняющее оборудование на основе гидроударников // Вестник Сибирского государственного автомобильно-дорожного университета. 2017. № 2 (54). С. 11–16.

4. Алексеева Т.В., Воловиков Б.П., Галдин Н.С., Шерман Э.Б. Отдельные разделы гидропривода мобильных машин: учебное пособие. Омск: ОмПИ. 1989. 69 с.

5. Щербakov В.С., Галдин Н.С., Семенова И.А., Галдин В.Н. Коэффициент полезного действия гидропневматического ударного устройства // Строительные и дорожные машины. 2019. № 9. С. 37–41.

6. Letopolsky A.B., Korchagin P.A., Teterina I.A. Working equipment of the single-bucket excavator for the development of frozen ground // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. International Conference on Modern Trends in Manufacturing Technologies and Equipment 2019 (ICMTME 2019). 2020. P. 044027. DOI: 10.1088/1757-899X/709/4/044027.

7. Галдин Н.С., Бедрина Е.А. Ковши активного действия для экскаваторов: учебное пособие. Омск: СибАДИ, 2003. 53 с.

8. Galdin N.S., Semenova I.A., Galdin V.N. Analysis of the striker stroke impact on the hydropneumatic impact devices energy performance // Journal of Physics: Conference Series. 2019. P. 112010. DOI: 10.1088/1742-6596/1260/11/112010.

9. Городилов Л.В., Коровин А.Н. Анализ конструкций ковшей активного действия карьерных и строительных экскаваторов // Интерэкспо Гео-Сибирь. 2021. Т. 2. № 3. С. 171–179.

10. Галдин Н.С., Шерман Э.Б. Исследование влияния конструктивных параметров гидроударника на скорость подвижных частей // Гидропривод и системы управления строительных, тяговых и дорожных машин: 1984. С. 53–57.

11. Ветров Ю.А., Баладинский В.Л. Машины для специальных земляных работ. Киев: Вища школа. 1981. 192 с.

12. Vasilyev V., Ovsyannikov V., Kovalev R. Optimization of vehicle diagnostic algorithms at equipment design stage. Advances in Intelligent Systems and Computing. 2020. Vol. 1115. P. 677–684. DOI: 10.1007/978-3-030-37916-2_66.

13. Городилов Л.В., Вагин Д.В. Программа выбора параметров гидроударников одностороннего действия для бурения скважин // Фундаментальные и прикладные вопросы горных наук. 2019. Т. 6. № 2. С. 40–45.

14. Алексеева Т.В., Галдин Н.С., Шерман Э.Б. Гидравлические машины и гидропривод мобильных машин: учебное пособие. Новосибирск: Изд-во Новосиб. ун-та. 1994. 212 с.

15. Aleshkov D.S., Sukovin M.V. Aerodynamic characteristics of the milling and rotary snowblower feeder in the loading gate area // International Review of Mechanical Engineering. 2017. Vol. 11, no. 9. P. 701–708. DOI: 10.15866/ireme.v11i9.13832.

16. Божанов А.А., Ушаков Л.С. Использование гидроударников в качестве рабочих органов на СДМ // Известия Орловского государственного технического университета. Серия: Строительство и транспорт. 2006. № 1-2. С. 61–66.

17. Кириков Р.П., Шерман Э.Б. К исследованию гидравлических распределителей с упругими оболочками. // Гидропривод и системы управления землеройно-транспортных машин. Труды СибАДИ. Омск. 1957. Вып. 57. С. 41–55.

18. Галдин Н.С., Селезнева Е.В., Филимонова О.А. Автоматизация расчета параметров гидравлического оборудования для демонтажа объектов // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). 2023. № 4 (75). С. 36–44.

19. Галдин Н.С., Семенова И.А. Гидравлические ножницы на базе экскаватора // Вестник машиностроения. 2020. № 1. С. 18–20.

20. Sleptsov A.E. Comparative analysis of domestic and foreign hydraulic hammers // Научный альманах. 2021. № 5-2 (79). С. 63–65.

21. Стародед С.О. Конструкции современных гидроударников и особенности их работы // Вестник Сибирской государственной автомобильно-дорожной академии. 2010. № 3 (17). С. 17–21.

References

1. Letopolsky A.B., Teterina I.A. Determining the stability of an excavator during pipeline dismantling. *26-ja Moskovskaja mezhdunarodnaja Mezhvuzovskaja nauchno-tehnicheskaja konferencija studentov, magistrantov, aspirantov i molodyh uchenyh: Podemno-transportnye, stroitel'nye, dorozhnye, putevye, meliorativnye mashiny i robototekhnicheskie komplekсы* = 26th Moscow International Interuniversity Scientific and Technical Conference of Students, Masters, Postgraduates and Young Scientists: Lifting and Transport, Construction, Road, Track, Land Reclamation Machines and Robotic Complexes. 2022. Pp. 434–438. (In Russ.)
2. Sukharev R.Yu., Letopolsky A.B., Sachuk A.Yu. A mathematical model of the movement of an unmanned tractor with front steerable wheels during the “rearrangement” maneuver. *Tractors and Agricultural Machinery*, 2024, vol. 91, ni. 6, pp. 770–778. DOI: 10.17816/0321-4443-642598
3. Galdin N.S. Soil compaction equipment based on hydraulic hammers. *Bulletin of the Siberian State Automobile and Highway University*, 2017, no. 2 (54), pp. 11–16. (In Russ.)
4. Alekseeva T.V., Volovikov B.P., Gal'din N.S., Sherman E.B. *Otdel'nyye razdely gidroprivoda mobil'nykh mashin* [Separate sections of the hydraulic drive of mobile machines]. Omsk, 1989. 69 p.
5. Shcherbakov V.S., Gal'din N.S., Semenova I.A., Gal'din V.N. [Efficiency of a hydropneumatic impact device]. *Construction and road machines*, 2019, no. 9, pp. 37–41. (In Russ.)
6. Letopolsky A.B., Korchagin P.A., Teterina I.A. Working equipment of the single-bucket excavator for the development of frozen ground. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. International Conference on Modern Trends in Manufacturing Technologies and Equipment 2019 (ICMTME 2019)*, 2020, p. 044027. DOI: 10.1088/1757-899X/709/4/044027.
7. Galdin N.S., Bedrina E.A. *Kovshi aktivnogo dejstviya dlja jekskavatorov* [Active action buckets for excavators: a tutorial]. Omsk, 2003. 53 p.
8. Galdin N.S., Semenova I.A., Galdin V.N. Analysis of the striker stroke impact on the hydropneumatic impact devices energy performance. *Journal of Physics: Conference Series*. 2019. p. 112010. DOI: 10.1088/1742-6596/1260/11/112010.
9. Gorodilov L.V., Korovin A.N. Analysis of active bucket designs for quarry and construction excavators. *Inter Expo Geo-Siberia*, 2021, vol. 2, no. 3, pp. 171–179. (In Russ.)
10. Galdin N.S., Sherman E.B. Study of the influence of hydraulic hammer design parameters on the speed of moving parts. *Hydraulic drive and control systems for construction, traction and road machines*, 1984, pp. 53–57.
11. Vetrov Yu.A., Baladinsky V.L. *Mashiny dlya spetsial'nykh zemlyanykh rabot* [Machines for special earthworks]. Kyiv, 1981. 192 p.
12. Vasilyev, V., Ovsyannikov, V., Kovalev, R. Optimization of vehicle diagnostic algorithms at equipment design stage. *Advances in Intelligent Systems and Computing*, 2020, vol. 1115, pp. 677–684. DOI: 10.1007/978-3-030-37916-2_66.
13. Gorodilov L.V., Vagin D.V. Program for selecting parameters of single-acting hydraulic hammers for drilling wells. *Fundamental and applied issues of mining sciences*, 2019, vol. 6, no. 2, pp. 40–45. (In Russ.)
14. Alekseeva T.V., Galdin N.S., Shepman Je.B. *Gidpavlicheskie mashiny i gidpoprivod mobil'nykh mashin* [Hydraulic machines and hydraulic drive of mobile machines: a tutorial]. Novosibirsk, 1994. 212 p.
15. Aleshkov, D.S., Sukovin, M.V. Aerodynamic characteristics of the milling and rotary snowblower feeder in the loading gate area. *International Review of Mechanical Engineering*, 2017, vol. 11, no. 9, pp. 701–708. DOI: 10.15866/ireme.v11i9.13832.
16. Bozhanov A.A., Ushakov L.S. Using hydraulic hammers as working bodies on SDM. *Bulletin of the Oryol State Technical University. Series: Construction and Transport*, 2006, no. 1-2, pp. 61–66. (In Russ.)
17. Kirikov R.P., Sherman E.B. On the study of hydraulic distributors with elastic shells. *Hydraulic drive and control systems of earthmoving machines. Proceedings of SibADI*. Omsk, 1957, iss. 57, pp. 41–55. (In Russ.)
18. Galin N.S., Selezneva E.V., Filimonova O.A. Automation of calculation of parameters of hydraulic equipment for dismantling objects. *Bulletin of the Moscow Automobile and Road State Technical University (MADI)*, 2023, no. 4 (75), pp. 36–44. (In Russ.)

19. Galdin N.S., Semenova I.A. Hydraulic shears based on an excavator. *Bulletin of Mechanical Engineering*, 2020, no. 1, pp. 18–20. (In Russ.)

20. Sleptsov A.E. Comparative analysis of domestic and foreign hydraulic hammers. *Nauchnyj al'manah*, 2021, no. 5-2 (79), pp. 63–65.

21. Staroded S.O. Designs of modern hydraulic hammers and features of their operation. *Bulletin of the Siberian State Automobile and Highway Academy*, 2010, no. 3 (17), p. 17–21. (In Russ.)

Информация об авторах

Жданов Алексей Валерьевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Общеобразовательные дисциплины», Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ), Омск, Россия; Avzh_1984@mail.ru

Летопольский Антон Борисович, кандидат технических наук, доцент, зав. кафедрой «Строительная, подъемно-транспортная и нефтегазовая техника», Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ), Омск, Россия; antooooon-85@mail.ru

Тетерина Ирина Алексеевна, кандидат технических наук, старший научный сотрудник научно-исследовательского управления, Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ), Омск, Россия; iateterina@mail.ru

Information about the authors

Aleksey V. Zhdanov, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of General Educational Disciplines, Siberian State Automobile and Highway University (SibADI), Omsk, Russia; Avzh_1984@mail.ru

Anton B. Letopolsky, Candidate of Engineering Science, Associate Professor, Head of the Department of Construction, Lifting and Transport, and Oil and Gas Equipment, Siberian State Automobile and Highway University (SibADI), Omsk, Russia; antooooon-85@mail.ru

Irina A. Teterina, Candidate of Engineering Science, senior researcher in the research department, Siberian State Automobile and Highway University (SibADI), Omsk, Russia; iateterina@mail.ru

Статья поступила в редакцию 16.03.2025; принята к публикации 27.03.2025.

The article was submitted 16.03.2025; accepted for publication 27.03.2025.