

Определение максимального усилия поворота ковша гидравлического экскаватора, оборудованного обратной лопатой

Шемякин С. А.¹, Шишкин Е. А.^{1*}

¹ Тихоокеанский государственный университет, г. Хабаровск, Россия

*e-mail: 004655@pnu.edu.ru

Реферат

Введение. На вскрышных и добычных работах в горном деле, а также в строительстве широко применяются одноковшовые экскаваторы как с гибкой, так и с жесткой подвеской рабочего оборудования. В строительстве чаще используют экскаваторы с жесткой подвеской рабочего оборудования, в горном деле – с гибкой и жесткой подвеской. В работе рассматривается процесс копания породы одноковшовым гидравлическим экскаватором, оборудованным обратной лопатой. Надежность и долговечность экскаваторов зависят от правильности выбора параметров элементов рабочего оборудования.

Цель работы. Исследование направлено на определение максимального усилия поворота ковша гидравлического экскаватора, оборудованного обратной лопатой, с учетом трения грунта о днище и боковые стенки ковша при разработке горной породы.

Методология. При аналитическом определении максимального усилия на штоках гидроцилиндров поворота ковша при копании породы целесообразно рассматривать формирование траншеи с ровной поверхностью или в карьере с ровной поверхностью забоя уступа при условии, что за один поворот ковша он заполняется полностью. При таком копании из массива вырезается сегмент породы, имеющий наибольшую толщину стружки по сравнению с другими способами копания. Максимальное сопротивление копанию будет включать: сопротивление, возникающее при резании породы ковшом с максимальной толщиной стружки; сопротивление, связанное с воздействием силы тяжести горной массы на ковш; сопротивление, связанное с трением горной массы о днище ковша; сопротивление, связанное с трением горной массы о внутренние поверхности боковых стенок ковша.

Результаты. Установлена зависимость максимального усилия на штоках гидроцилиндров поворота ковша от конструктивных параметров ковша, а также физико-механических характеристик породы забоя. Анализ полученных результатов выявил значительное влияние на суммарное сопротивление копанию ковшом экскаватора как технологической схемы копания, так и характеристик разрабатываемой горной породы.

Выводы. Разработанная методика определения сопротивления копанию учитывает внутренние силы взаимодействия ковша с горной породой и позволяет повысить точность определения максимального усилия копания. Появляется возможность более обоснованно подходить к выбору параметров гидроцилиндра поворота ковша экскаватора и за счет этого повысить надежность и долговечность машины в целом.

Ключевые слова: горная порода; гидравлический экскаватор; обратная лопата; трение грунта; вскрышные работы; добычные работы; усилие поворота ковша; сопротивление копанию; гидроцилиндр ковша; удельное сцепление.

Введение. В настоящее время наблюдается рост объемов добычи полезных ископаемых открытым способом, при котором в качестве выемочно-погрузочных машин используют одноковшовые экскаваторы как с гибкой, так и с жесткой подвеской рабочего оборудования [1, 2]. Особенно остро стоит вопрос о повышении надежности и долговечности экскаваторов, зависящих от правильного выбора

параметров рабочего оборудования. При расчете силовых элементов рабочего оборудования требуются значения максимальных нагрузок на эти элементы.

При определении максимальной нагрузки на рабочее оборудование гидравлических экскаваторов, оборудованных обратной лопатой, рассматривают два варианта копания [3, 4]. Первый вариант: копание поворотом рукояти при расположении ковша на выходе из забоя. Второй вариант: копание поворотом ковша на начальной стадии разработки забоя. Толщина стружки должна обеспечивать вырезание из породы за один поворот ковша объем V_c , равный вместимости ковша q (рис. 1). Увеличение толщины стружки сопровождается большим нагружением рабочего оборудования.

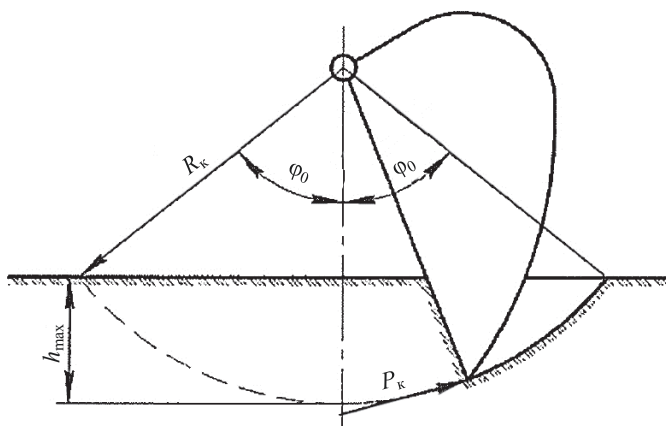


Рисунок 1. Схема разработки горной породы ковшом типа обратная лопата

Figure 1. Scheme of excavating the rock with a backhoe

Методика проведения исследований. Рассмотрим начальную стадию разработки забоя при копании поворотом ковша, при которой возникает наибольшая нагрузка на рабочее оборудование. Максимальную толщину стружки h_{\max} , м, получим из равенства вместимости ковша q , м³, и объема вырезаемой стружки V_c , м³:

$$h_{\max} = R_k (1 - \cos \varphi_0),$$

где R_k – радиус копания, м; φ_0 – угол поворота ковша, измеряемый от вертикальной плоскости, проходящей через ось вращения ковша, град.

Угол поворота ковша φ_0 определяется из выражения:

$$\varphi_0 = \sqrt[2,81]{\frac{2q \cdot 10^5}{1,295 B_k R_k^2}},$$

где B_k – ширина режущей кромки ковша, м.

Соппротивление P_k , Н, возникающее при резании горной породы ковшом, можно определить по эмпирической зависимости [5]:

$$P_k = 9,81 C h_{\max}^{1,35} (1 + 2,6 B_k) (1 + 0,0075 \alpha_p) z, \quad (1)$$

где C – количество ударов ударника ДорНИИ [6]; α_p – угол резания, град; z – коэффициент положения зубьев на поверхности режущей кромки.

На значение коэффициента положения зубьев z влияет ширина режущей кромки ковша B_k и максимальная толщина стружки h_{max} . Известно, что рациональное значение отношения расстояния между соседними зубьями к их ширине составляет 2,5–3 [7]. Для соблюдения указанного соотношения значения коэффициента положения зубьев z должны соответствовать приведенным на рис. 2.

Ряд исследователей в области землеройной техники утверждают, что внутренние сопротивления в ковше экскаватора при копании незначительны и ими можно пренебречь [8]. Однако для преодоления сопротивления горной породы на начальной стадии разработки забоя (рис. 1) необходимо увеличить усилие на штоке гидравлического цилиндра поворота ковша в среднем на 7 % [9]. Горная порода, двигаясь по днищу и внутренним поверхностям боковых стенок ковша, оказывает давление на них, что приводит к возникновению сил трения. Пренебрежение внутренними сопротивлениями движению грунта в ковше на стадии проектирования землеройной техники может привести к снижению ее качественных показателей [10].

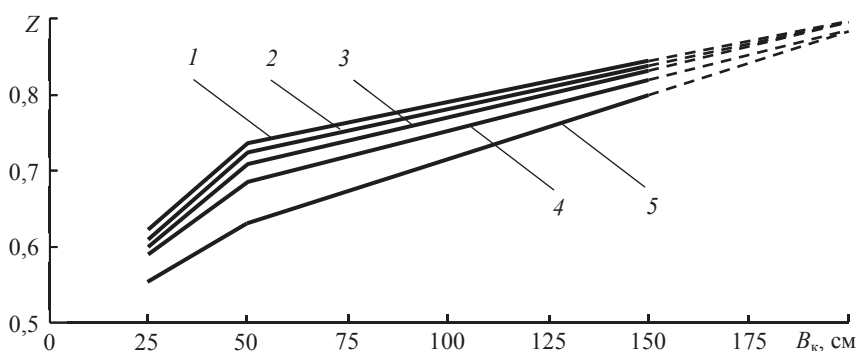


Рисунок 2. Конфигурация боковой стенки поворотного ковша при h_{max} : 1 – 5 см; 2 – 10 см; 3 – 15 см; 4 – 20 см; 5 – 23 см

Figure 2. Configuration of the side plate of the turning bucket, h_{max} : 1 – 5 cm; 2 – 10 cm; 3 – 15 cm; 4 – 20 cm; 5 – 23 cm

Таким образом, суммарное сопротивление ΣW , Н, копанию горной породы на начальной стадии разработки забоя можно определить по формуле

$$\Sigma W = P_k + S_k + S_d + S_6,$$

где S_k – сопротивление, связанное с воздействием силы тяжести горной массы на ковш, Н; S_d – сопротивление, связанное с трением горной массы о днище ковша, Н; S_6 – сопротивление, связанное с трением горной массы о внутренние поверхности боковых стенок ковша, Н.

Сопротивление S_k , связанное с воздействием силы тяжести горной массы на ковш, получим, исходя из условия наполнения половины объема ковша q :

$$S_k = \frac{q\gamma_r}{2} \sin \alpha_p, \quad (2)$$

где γ_r – удельная сила тяжести горной породы, Н/м³.

Аналогично получим выражение для определения сопротивления S_d , связанного с трением горной массы о днище ковша:

$$S_d = \frac{q\gamma_r\mu_1}{2} \sin \alpha_p, \quad (3)$$

где μ_1 – коэффициент трения горной породы о сталь.

Для определения сопротивления S_b , связанного с трением горной массы о внутренние поверхности боковых стенок ковша, воспользуемся положениями фундаментальной теории давления породы на стенку [11, 12].

В связи с достаточно простой конфигурацией с небольшим допущением можно принять стенки ковша экскаватора прямоугольной формы [13, 14] с площадью $R_k L$, где L – глубина ковша, м (рис. 3).

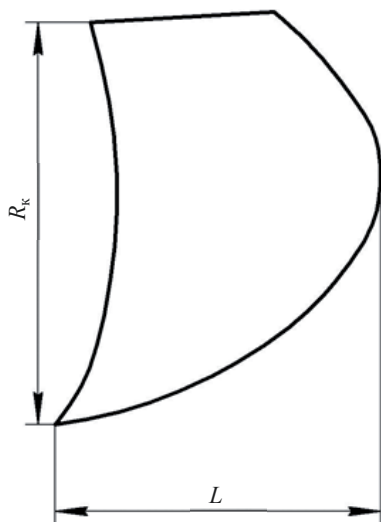


Рисунок 3. Конфигурация боковой стенки поворотного ковша

Figure 3. Configuration of the side plate of the turning bucket

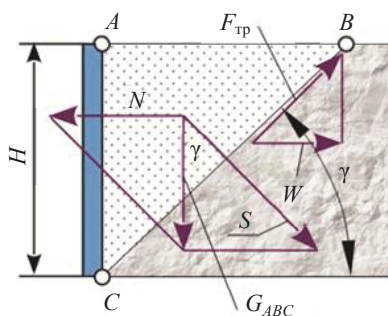


Рисунок 4. Схема сил, действующих на боковую стенку ковша экскаватора
Figure 4. Diagram of forces acting on the side plate of the excavator bucket

На рис. 4 приведена схема сил, действующих на объем горной массы, находящейся в ковше, а также на боковую стенку ковша экскаватора. Плоскость BC является границей раздела двух объемов породы, один из которых (ABC) оказывает нормальное давление N на боковую стенку ковша.

Так как объем ABC стремится распределиться по плоскости сдвига BC под углом естественного откоса γ , град, то нормальное давление N , Н, на стенку по правилу параллелограмма определяется следующим образом:

$$N = G_{ABC} \operatorname{tg} \gamma, \quad (4)$$

где G_{ABC} – сила тяжести призмы горной массы ABC , стремящейся к сдвигу, Н.

С учетом геометрии ковша сила тяжести призмы ABC :

$$G_{ABC} = \frac{L_{AB} H L \gamma_0}{2}, \quad (5)$$

где L_{AB} – ширина призмы горной массы ABC , м; L – глубина ковша, м; H – высота боковой стенки ковша, м; γ_0 – объемная сила тяжести горной породы, Н/м³.

Ортогонально плоскости BC действует сила S , Н, согласно рис. 4:

$$S = \frac{G_{ABC}}{\cos \gamma}. \quad (6)$$

В зоне контакта призмы ABC с остальной горной массой возникает сила трения $F_{тр}$, Н:

$$F_{тр} = Stg\varphi_2, \quad (7)$$

где $tg\varphi_2$ – коэффициент внутреннего трения горной породы.

Проекция силы трения на горизонтальную ось W , Н, согласно рис. 4:

$$W = F_{тр} \cos \gamma. \quad (8)$$

С учетом выражений (6), (7) уравнение (8) примет вид

$$W = G_{ABC} tg\varphi_2. \quad (9)$$

В случае разработки ковшом экскаватора связных горных пород величина бокового давления на стенки ковша будет меньше, чем для несвязных, за счет сил сцепления между минеральными частицами породы [15]. С учетом данного замечания давление на каждую боковую стенку ковша P , Н:

$$P = N - W - \frac{2C_n H}{\sin \gamma} Ltg\left(45^\circ - \frac{\varphi_2}{2}\right), \quad (10)$$

где C_n – сцепление горной породы, Н/м².

С учетом выражений (4), (9) уравнение (10) примет вид

$$P = G_{ABC} (tg\gamma - tg\varphi_2) - \frac{2CH}{\sin \gamma} Ltg\left(45^\circ - \frac{\varphi_2}{2}\right). \quad (11)$$

Принимая во внимание количество боковых стенок ковша сопротивление S_6 , связанное с трением горной массы о внутренние поверхности стенок:

$$S_6 = 2P\mu_1. \quad (12)$$

С учетом выражения (11) уравнение (12) примет вид:

$$S_6 = 2G_{ABC} (tg\gamma - tg\varphi_2)\mu_1 - \frac{4C_n H}{\sin \gamma} Ltg\left(45^\circ - \frac{\varphi_2}{2}\right)\mu_1. \quad (13)$$

Таким образом, суммарное сопротивление ΣW копанью горной породы на начальной стадии разработки забоя с учетом выражений (1), (2), (3), (5), (13) определяется зависимостью:

$$\begin{aligned} \Sigma W = & 9,81Ch_{\max}^{1,35} (1 + 2,6B_k) (1 + 0,0075\alpha_p) z + \frac{q\gamma_r}{2} \sin \alpha_p (1 + \mu_1) + \\ & + \mu_1 H \left[L_{AB} L_k \gamma_0 (tg\gamma - tg\varphi_2) - \frac{4C_n}{\sin \gamma} Ltg\left(45^\circ - \frac{\varphi_2}{2}\right) \right]. \end{aligned} \quad (14)$$

Первое слагаемое в формуле (14) представляет собой сопротивление резанию. Приняв вместимость ковша $q = 0,65 \text{ м}^3$, количество ударов ударника ДорНИИ $C = 16$ (грунт третьей категории), толщину стружки $h_{\max} = 40 \text{ см}$, ширину ковша $B_k = 1,1 \text{ м}$, угол резания $\alpha_p = 35^\circ$, коэффициент $z = 0,74$ согласно рис. 2, получим следующее значение сопротивления резанию:

$$P_k = 9,81 \cdot 16 \cdot 40^{1,35} (1 + 2,6 \cdot 1,1)(1 + 0,0075 \cdot 35) 0,74 = 32 \text{ 000 Н.}$$

Второе и третье слагаемые в формуле (14) составляют 4800 Н, суммарное сопротивление для заданных условий составит 36 800 Н. Таким образом, дополнительные сопротивления, связанные с трением породы о днище и боковые стенки ковша, составляют не менее 13,5 % от суммарного сопротивления и пренебрегать ими даже в предварительных расчетах нецелесообразно.

Результаты. Полученная зависимость устанавливает влияние конструктивных параметров ковша экскаватора, а также физико-механических характеристик породы забоя на суммарное сопротивление копанью горной породы.

Известно, что различные типы горных пород отличаются удельным сцеплением между частицами, а также силой трения между зёрнами [16, 17]. Полученная зависимость (14) позволяет установить влияние типа породы на суммарное сопротивление копанью.

Выводы. Разработанная методика определения сопротивления копанью учитывает внутренние силы взаимодействия ковша с горной породой и позволяет повысить точность определения максимального усилия копания. Появляется возможность более обоснованно подходить к выбору параметров гидроцилиндра поворота ковша экскаватора и за счет этого повысить надежность и долговечность машины в целом.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Иванова П. В., Асонов С. А., Иванов С. Л., Кувшинкин С. Ю. Анализ структуры и надежности современного парка карьерных экскаваторов // ГИАБ. 2017. № 7. С. 51–57.
2. Логинов Е. В. Особенности применения гидравлических экскаваторов типа обратная лопата // Научный журнал. 2016. № 6(7). С. 152–154.
3. Доценко А. И., Карасев Г. Н., Кустарев Г. В. Машины для земляных работ. М.: Бастет, 2012. 687 с.
4. Васьюк В. С., Таугер В. М. Оценка методов расчета нагрузок на рабочее оборудование карьерных экскаваторов // Современные проблемы науки и образования. 2015. № 1-1. URL: <https://science-education.ru/ru/article/view?id=18205> (дата обращения: 17.04.2023)
5. Зеленин А. Н., Баловнев В. И., Керов И. П. Машины для земляных работ. М.: Машиностроение, 1975. 422 с.
6. Белов П. А. О физическом смысле числа С ударника ДорНИИ // Строительные и дорожные машины. 2012. № 10. С. 45–47.
7. Бурый Г. Г., Щербаков В. С., Потеряев И. К. Сравнительный анализ сил сопротивления копанью, действующих на серийный ковш экскаватора и ковш цилиндрической формы // Вестник Брянского государственного технического университета. 2020. № 4(89). С. 11–20. DOI: 10.30987/1999-8775-2020-4-11-20
8. Домбровский Н. Г., Панкратов С. А. Землеройные машины. М.: Госстройиздат, 1961. 651 с.
9. Шестаков В. С., Колесников П. А. Особенности расчета усилий копания и нагрузок на элементы рабочего оборудования гидравлических экскаваторов // Известия УГТУ. 2012. № 27-28. С. 95–100.
10. Suryo S., Bayuseno A., Jamari J., Wahyudi A. Analysis of rake angle effect to stress distribution on excavator bucket teeth using finite element method // Civil Engineering Journal. 2018. Vol. 3. No. 12. P. 1222–1234. DOI: 10.28991/cej-030952
11. Журнаджи В. А., Николаев В. В. Механика грунтов, основания и фундаменты. М.: Высш. школа, 1967. 416 с.
12. Ren Z., Li J., Pang X., Liu J., Li T., Yu S. Research on the matching characteristics of the theoretical digging force of a backhoe hydraulic excavator // Scientific Reports. 2022. Vol. 12. Art. 16181. DOI: 10.1038/s41598-022-19976-x
13. Бурый Г. Г., Щербаков В. С., Скобелев С. Б., Ковалевский В. Ф. Совершенствование конструкции ковша гидравлического экскаватора // Вестник Сибирского государственного автомобильно-дорожного университета. 2019. Т. 16. № 3(67). С. 202–213.
14. Sun H., Ren Z., Wang J., Wei W., Liang Yo., Feng M. Integrated expression and general optimization method of bucket shape line of backhoe hydraulic excavator // Journal of Mechanical Science and Technology. 2021. Vol. 35. P. 2543–2550. DOI: 10.1007/s12206-021-0525-0

15. Sun H., Ren Z., Liang Y., He Y., Feng M. Strength analysis of excavator bucket based on normal digging trajectory and limiting digging force // Journal of Vibroengineering. 2020. Vol. 23(1). P. 217–226. DOI: 10.21595/jve.2020.21596

16. Lin G., Feng G., Zhizhen Z., Yan X. Research on the energy evolution characteristics and the failure intensity of rocks // International Journal of Mining Science and Technology. 2020. Vol. 30(5). P. 705–713. DOI: 10.1016/j.ijmst.2020.06.006

17. Першин Г. Д., Пшеничная Е. Г. Концепция квазихрупкого разрушения горных пород применительно к процессам их добычи и переработки // Известия вузов. Горный журнал. 2022. № 4. С. 64–75. DOI: 10.21440/0536-1028-2022-4-64-75

Поступила в редакцию 28 января 2023 года

Сведения об авторах:

Шемякин Станислав Аркадьевич – доктор технических наук, профессор кафедры транспортно-технологических систем в строительстве и горном деле Тихоокеанского государственного университета. E-mail: 000403@pnu.edu.ru; <https://orcid.org/0000-0002-3238-0840>

Шишкин Евгений Алексеевич – кандидат технических наук, доцент кафедры транспортно-технологических систем в строительстве и горном деле Тихоокеанского государственного университета. E-mail: 004655@pnu.edu.ru; <https://orcid.org/0000-0003-4387-0228>

DOI: 10.21440/0536-1028-2023-3-17-24

Determining the maximum turning force of the hydraulic backhoe excavator bucket

Stanislav A. Shemiakin¹, Evgenii A. Shishkin¹

¹ Pacific National University, Khabarovsk, Russia.

Abstract

Introduction. Single-bucket excavators with both flexible and rigid suspension of work equipment are actively engaged in construction, stripping work and production mining. Excavators with rigid suspension are commonly used in construction, while excavators with flexible suspension are used in mining practice. This work considers the process of excavating rock with a single-bucket hydraulic backhoe excavator. The reliability and durability of excavators depend on the correct choice of the parameters of work equipment elements.

Research objective is to determine the maximum turning force of the bucket of a hydraulic backhoe excavator; taking into account soil friction against the bucket bottom and side plates during rock excavation.

Methods of research. When the maximum force on the bucket turning hydraulic-cylinder rods in the course of rock excavation is analytically defined, it is advisable to consider digging a trench in plain surface or in the open-pit in plain surface of a slope face provided that per one turn the bucket is filled to capacity. In this case, a segment of soil cut from the rock mass has maximum depth of cut as compared to other excavation methods. Total excavation resistance includes: resistance arising from cutting rock with a bucket with maximum depth of cut; resistance associated with the impact of gravity of the rock mass on the bucket; resistance associated with rock mass friction against the bucket bottom; resistance associated with rock mass friction against the inner surfaces of the bucket side plates.

Results. The dependence has been determined between the maximum force on the bucket turning hydraulic-cylinder rods and bucket design parameters as well as the physical and mechanical characteristics of the face rock. The results analysis showed that both excavation process flow scheme and rock characteristics have a significant influence on the total bucket excavation resistance.

Conclusions. The developed method of calculating the excavation resistance takes into account the internal forces of bucket interaction with rock and makes it possible to increase the accuracy of maximum digging force calculation. It therefore becomes possible to more reasonably approach the choice of the excavator bucket turning hydraulic cylinder parameters and thereby increase the reliability and durability of the machine as a whole.

Keywords: rock; hydraulic excavator; backhoe; soil friction; stripping work; production mining; bucket turning force; excavation resistance; bucket hydraulic cylinder; specific cohesion.

REFERENCES

1. Ivanova P. V., Asonov S. A., Ivanov S. L., Kuvshinkin S. Iu. Analysis of structure and reliability of modern fleet of mine shovels. *Gornyi informatsionno-analiticheskiy biulleten (nauchno-tehnicheskii zhurnal) = Mining Informational and Analytical Bulletin (scientific and technical journal)*. 2017; 7: 51–57. (In Russ.)
2. Loginov E. V. Application features of hydraulic excavators of the reverse shovel type. *Nauchnyi zhurnal = Scientific Journal*. 2016; 6(7): 152–154. (In Russ.)
3. Dotsenko A. I., Karasev G. N., Kustarev G. V. *Machines for earthworks*. Moscow: Bastet Publishing; 2012. (In Russ.)
4. Vaskov V. S., Tauger V. M. Evaluation of methods for calculating loads on the work equipment of mining shovels. *Sovremennye problemy nauki i obrazovaniia = Modern Problems of Science and Education*. 2015; 1-1: 153. (In Russ.) Available from: <https://science-education.ru/ru/article/view?id=18205> [Accessed 17 April 2023].
5. Zelenin A. N., Balovnev V. I., Kerov I. P. *Machines for earthworks*. Moscow: Mashinostroenie Publishing; 1975. (In Russ.)
6. Belov P. A. About the physical meaning of the number C of the DorNII ram tester. *Stroitelnye i dorozhnye mashiny = Construction and Road Building Machinery*. 2012; 10: 45–47. (In Russ.)
7. Buryi G. G., Shcherbakov V. S., Poteriaev I. K. Comparative analysis of resisting to digging forces effecting stock bucket of excavator and cylindrical bucket. *Vestnik Brianskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta = Bulletin of Bryansk State Technical University*. 2020; 4(89): 11–20. (In Russ.)
8. Dombrovskii N. G., Pankratov S. A. *Earthmoving machines*. Moscow: Gosstroizdat Publishing; 1961. (In Russ.)
9. Shestakov V. S., Kolesnikov P. A. Specific features of calculation of digging efforts and loads onto elements of working equipment of hydraulic excavators. *Izvestiya Uralskogo gosudarstvennogo gornogo universiteta = Proceedings of the Ural State Mining University*. 2012; 27-28: 95–100. (In Russ.)
10. Suryo S., Bayuseno A., Jamari J., Wahyudi A. Analysis of rake angle effect to stress distribution on excavator bucket teeth using finite element method. *Civil Engineering Journal*. 2018; 3(12): 1222. Available from: doi: 10.28991/cej-030952
11. Zurnadzi V. A., Nikolaev V. V. *Soil mechanics, foundations and foundations*. Moscow: Vyssh. shkola Publishing; 1967. (In Russ.)
12. Ren Z., Li J., Pang X., Liu J., Li T., Yu S. Research on the matching characteristics of the theoretical digging force of a backhoe hydraulic excavator. *Scientific Reports*. 2022; 12: 16181. Available from: doi: 10.1038/s41598-022-19976-x
13. Buryi G. G., Shcherbakov V. S., Skobelev S. B., Kovalevskii V. F. Improvement of the hydraulic excavator bucket design. *Vestnik Sibirskogo gosudarstvennogo avtomobilno-dorozhnogo universiteta = The Russian Automobile and Highway Industry Journal*. 2019; 16, 3(67): 202–213. (In Russ.)
14. Sun H., Ren Z., Wang J., Wei W., Liang Yo., Feng M. Integrated expression and general optimization method of bucket shape line of backhoe hydraulic excavator. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2021; 35: 2543. Available from: doi: 10.1007/s12206-021-0525-0
15. Sun H., Ren Z., Liang Y., He Y., Feng M. Strength analysis of excavator bucket based on normal digging trajectory and limiting digging force. *Journal of Vibroengineering*. 2020; 23(1): 217–226. Available from: doi: 10.21595/jve.2020.21596
16. Lin G., Feng G., Zhizhen Z., Yan X. Research on the energy evolution characteristics and the failure intensity of rocks. *International Journal of Mining Science and Technology*. 2020; 30(5): 705–713. Available from: doi: 10.1016/j.ijmst.2020.06.006
17. Pershin G. D., Pshenichnaia E. G. The concept of quasi-brittle rock fracture as applied to extraction and processing operations. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Gornyi zhurnal = Minerals and Mining Engineering*. 2022; 4: 64–75. (In Russ.) Available from: doi: 10.21440/0536-1028-2022-4-64-75

Received 28 January 2023

Information about the authors:

Stanislav A. Shemiakin – DSc (Engineering), Professor of the Department of Transport and Technological Systems in Construction and Mining, Pacific National University. E-mail: 000403@pnu.edu.ru; <https://orcid.org/0000-0002-3238-0840>

Evgenii A. Shishkin – PhD (Engineering), associate professor of the Department of Transport and Technological Systems in Construction and Mining, Pacific National University. E-mail: 004655@pnu.edu.ru; <https://orcid.org/0000-0003-4387-0228>

Для цитирования: Шемякин С. А., Шишкин Е. А. Определение максимального усилия поворота ковша гидравлического экскаватора, оборудованного обратной лопатой // Известия вузов. Горный журнал. 2023. № 3. С. 17–24. DOI: 10.21440/0536-1028-2023-3-17-24

For citation: Shemiakin S. A., Shishkin E. A. Determining the maximum turning force of the hydraulic backhoe excavator bucket. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Gornyi zhurnal = Minerals and Mining Engineering*. 2023; 3: 17–24 (In Russ.). DOI: 10.21440/0536-1028-2023-3-17-24