

Кинематический коэффициент полезного действия схемы привода рабочего органа щековых дробилок

Г.Д. Першин¹, В.В. Мельник² ✉, Е.Г. Пшеничная¹, И.А. Пыталев¹, А.И. Курочкин¹

¹ Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова, г. Магнитогорск, Российская Федерация

² Национальный исследовательский технологический университет «МИСИС», г. Москва, Российская Федерация

✉ geoteh-melnik@yandex.ru

Резюме: Использование в горном деле и строительно-дорожной индустрии твердых полезных ископаемых, немислимо без процессов их дробления и измельчения. Поэтому на протяжении всей истории промышленного производства процессы дробления непрерывно совершенствовались с целью создания высокопроизводительных и мало- энергоемких дробильных машин. В настоящее время в результате многолетней практики создания и эксплуатации дробильных машин широкое промышленное применение получили щековые дробилки с простым, и со сложным движением подвижной щеки, базовые кинематические схемы которых были предложены более ста лет тому назад, и все последующие попытки модернизировать эти схемы с целью повышения производительности не имели успеха. Для корректной практической оценки влияния различных конструктивных схем щековых дробилок на их технико-экономические показатели предложен кинематический коэффициент полезного действия привода данных дробилок. Идея разработанной методики заключается в том, что при переходе к предложенной гранулометрической модели разрыва и расположения кусков в камере учитываются ее продольные размеры и скоростной режим одностадийного процесса дробления твердых горных пород.

Авторами разработан и предложен новый критерий эффективности процесса дробления – кинематический коэффициент полезного действия, с помощью которого предлагается производить сравнительный анализ эффективности всех существующих и предлагаемых конструкций щековых дробилок.

Ключевые слова: горная порода, щековая дробилка, степень дробления, гранулометрия дробления, энергетика процесса дезинтеграции, простое движение щеки

Для цитирования: Першин Г.Д., Мельник В.В., Пшеничная Е.Г., Пыталев И.А., Курочкин А.И. Кинематический коэффициент полезного действия схемы привода рабочего органа щековых дробилок. *Горная промышленность*. 2026;(4):118–122. <https://doi.org/10.30686/1609-9192-2026-4-118-122>

Kinematic efficiency factor of a drive mechanism design for the jaw crusher actuator

G.D. Pershin¹, V.V. Melnik² ✉, E.G. Pshenichnaya¹, I.A. Pytalev¹, A.I. Kurochkin¹

¹ Nosov Magnitogorsk State Technical University, Magnitogorsk, Russian Federation

² National University of Science and Technology "MISIS", Moscow, Russian Federation

✉ geoteh-melnik@yandex.ru

Abstract: The use of solid minerals extracted from the earth's subsoil in the mining and road construction industries is impossible without the processes of their crushing and grinding. Therefore, throughout the history of industrial production, crushing processes have been continuously improved in order to create high-performance and low-energy crushing machines. At present, as a result of many years of experience in the manufacturing and operation of crushing machines, broad industrial applications have been found for jaw crushers with both simple and complex moving plate paths, which basic kinematic designs were proposed more than a hundred years ago. All the subsequent attempts to upgrade these designs to improve productivity were not successful. For a correct practical assessment of the effects that various structural designs of the jaw crushers have on their technical and economic indicators, a kinematic efficiency factor of the drive is proposed for these crushers. The idea of the developed procedure is that the proposed grain-size model of crushing and location of the fragments inside the chamber takes into account its longitudinal dimensions and the speed of the one-stage process of hard rock crushing. The authors have developed and proposed a new criterion of the crushing process efficiency, i.e. the kinematic efficiency factor, which is proposed to be used in comparative efficiency analysis of all the existing and proposed designs of jaw crushers.

Keywords: rocks, jaw crusher, reduction ratio, particle-size distribution in crushing, energy of disintegration process, simple paths of the moving plate

For citation: Pershin G.D., Melnik V.V., Pshenichnaya E.G., Pytalev I.A., Kurochkin A.I. Kinematic efficiency factor of a drive mechanism design for the jaw crusher actuator. *Russian Mining Industry*. 2026;(4):118–122. (In Russ.) <https://doi.org/10.30686/1609-9192-2026-4-118-122>

Введение

Несмотря на цикличность процесса диспергирования щековые дробилки широко применяются для крупного и среднего дробления различных твердых материалов в горнорудной и строительно-дорожной отраслях промышленности [1]. За время применения этих дробилок было предложено и опробовано большое количество самых разнообразных кинематических схем привода рабочего инструмента [2; 3]. Основной целью совершенствования конструктивного исполнения привода рабочего инструмента являлось повышение эффективности работы дробильных машин [4; 5].

Для сравнительного анализа эффективности работы щековых дробилок Б.В. Клушанцевым [6] разработана классификация кинематических схем щековых дробилок. В основу классификации положен характер движения рабочего органа (подвижной щеки), так как траектория подвижной щеки, задаваемая кинематической схемой дробилки, и определяет важнейшие технико-эксплуатационные показатели дробилок. Все приведенные и рассмотренные в работе [6] кинематические схемы в количестве 30 штук, разделены на две группы:

группа I – щековые дробилки с простым движением подвижной щеки;

группа II – щековые дробилки со сложным движением подвижной щеки.

Именно эти базисные схемы, предложенные более 100 лет назад, послужили основой для разработки остальных, рассмотренных в классификации вариантов. Вековой практический опыт эксплуатации показал, что все предложенные изменения кинематических схем привода подвижной щеки и получаемый при этом технико-экономический эффект не оправдывал затраты, связанные с эксплуатационными расходами, и постепенно вытеснял такие решения, как не перспективные. В результате такого отсева из всех рассмотренных рациональными оказались базисные варианты дробилок с кинематическими схемами простого и сложного движения рабочего органа [7; 8]. А вот на вопрос: какая из этих двух кинематических схем более перспективна – до сих пор квалифицированного всесторонне научно обоснованного окончательного ответа нет. Поэтому в настоящее время многие ведущие как иностранные, так и отечественные машиностроительные фирмы выпускают щековые дробилки однотипных типоразмеров в двух исполнениях – со сложным и простым движением подвижной щеки практически одного назначения [9; 10].

Установить всю совокупность влияния технико-технологических и кинематических параметров данных щековых дробилок возможно путем аналитических и экспериментальных исследований на лабораторных установках. Теоретическую основу данного анализа построим на результатах работы [11], а экспериментальные исследования проведем на лабораторной установке типа ШДС 60×100, используя частично результаты работы [12].

Методика проведения экспериментальных исследований

Производительность щековых дробилок предложено оценивать временем t_0^{Φ} прохождения исходного куска максимального размера D_1 по высоте камеры, который подвергается при этом контактным воздействиям со стороны инструмента и последовательно измельчается за счет разрывов на отдельные части до размера, определяющего фракцию готовой продукции одностадийного процесса

дезинтеграции со степенью $i_0 = D_1/d_{г.п.}$. Таким образом, фактическую производительность любого типоразмера и конструктивного исполнения (ЩДП и ДШС) щековых дробилок будем определять по формуле:

$$P_{\Phi} = V_1/t_0^{\Phi} = M_1/t_0^{\Phi}, \quad (1)$$

где $V_1 = \frac{\pi}{6} D_1^3$ – расчетный объем, м³, расчетного куска согласно паспорту конкретной дробилки; $M_1 = \frac{\pi}{6} \gamma D_1^3$ (кг) – расчетная масса, кг, расчетного куска, согласно паспорту конкретной дробилки; γ (кг/м³) – удельный вес породы.

Так как типоразмер щековой дробилки характеризует максимальный размер исходного куска, то, определив опытно-экспериментальным путем период одностадийного процесса дробления t_0^{Φ} , можно простым и достаточно достоверным способом рассчитывать его производительность по формуле (1). В свою очередь, время t_0^{Φ} зависит от количества циклов контактного воздействия щеки дробилки на кусок и его отдельные части, обеспечивающих в процессе одностадийного дробления заданную фракцию готовой продукции.

При этом за предельно максимальную производительность дробления принимается такой процесс, когда разрушение куска за счет его разрыва на части осуществляется за один цикл контактного воздействия рабочего органа на кусок, т.е. за один оборот кривошипа (эксцентрика). В этом случае разделение кусков в любом ряду их расположения в камере также происходит в результате одноциклового контакта, что и обеспечивает предельную производительность процесса одностадийного дробления. Тогда суммарное (порядное) количество разрывов $K_{раз}$ определяется количеством рядов расположения кусков в камере, что на основании результатов работы [12] дает следующую взаимосвязь:

$$K_{раз} = \frac{\ln(i_0)}{\ln(i_{cp})} - 1, \quad (2)$$

где i_{cp} – среднее значение частной степени одностадийного процесса дробления.

По разработанному и предложенному Г.Д. Першиным и Е.Г. Пшеничной способу [13] количество разрывов кусков должно соответствовать количеству оборотов эксцентрика (кривошипа) за минимально возможный (теоретический) период одностадийного процесса дробления $t_0 \rightarrow \min$. Обозначим минимальное значение периода дробления через $t_0^{\min} = t_0^T$ как теоретическую величину, определяемую аналитически из следующего уравнения:

$$K_{раз} = N_0^T = n_{э(кр)}^{оп} t_0^T, \quad (3)$$

где N_0^T – количество оборотов эксцентрика (кривошипа) за минимальный период одностадийного дробления, об.

Решая совместно (2) и (3), получим:

$$t_0^T = \frac{1}{n_{э(кр)}^{оп}} \left(\frac{\ln(i_0)}{\ln(i_{cp})} - 1 \right), \quad (4)$$

где $n_{э(кр)}^{оп}$ – оптимальная скорость вращения эксцентрика (кривошипа), об/с.

Оптимальная скорость вращения эксцентрика либо кривошипа $n_{э(кр)}^{оп}$, об/с, определяется как предельно возможная величина из условия беспрепятственной разгрузки кусков горной породы из камеры дробилки под действием собственного веса [12]:

$$n_{э(кр)}^{оп} = \frac{66,5}{\sqrt{h}}, \text{ где } h = D_1 \left[\frac{1}{i_{cp}^{n-1}} + \frac{0,5}{i_{cp}^n} \right]. \quad (5)$$

Достичь предложенного деформационно-силового условия контактного разрыва кусков, когда период одностадийного процесса дробления согласно зависимости (4) стремится к своему минимуму, возможно только за счет обоснованной кинематики сближения щек дробилки, которая рассчитывается по методике [12]. Обеспечить абсолютный минимум показателю t_0^T недостаточно только обоснованной кинематикой циклического перемещения щек дробилки. Необходимо при этом использовать рациональную геометрию камеры дробилки согласно результатам работ [11; 12], а также устанавливать оптимальную скорость вращения эксцентрика (кривошипа) (5). Именно взаимосвязь оптимальных кинематических и технико-технологических условий и обеспечивает предельно возможное повышение эффективности работы щековых дробилок.

Проведенные исследования дают возможность обосновать аналитический критерий оценки влияния как кинематических, так и технико-технологических параметров процесса дробления на производительность щековых дробилок. За такой критерий предложено принять абсолютный минимум периода одностадийного процесса дробления $t_0^{\min}$, определяемого полученной зависимостью (4). Практическая оценка различных кинематических схем привода щековых дробилок, а также их конструктивно-технологических особенностей должна включать сравнение периода процесса одностадийного дробления, полученного по предложенной Г.Д. Першиным и Е.Г. Пшеничной методике [13], как в производственных условиях, так на лабораторных установках, с аналогичным периодом, но полученным расчетным путем (4) из условия абсолютной минимизации. Сравнение в виде отношения фактического периода одностадийного процесса дробления к теоретическому (4) позволяет в первую очередь выявить влияние кинематических параметров щековых дробилок на их технико-эксплуатационные показатели. Поэтому критерий

$$\text{КПД} = t_0^T / t_0^\Phi \quad (6)$$

с достаточной степенью обоснованности можно принять за кинематический коэффициент полезного действия (КПД) схемы привода рабочего инструмента щековых дробилок с различными конструктивными исполнениями.

Минимальное значение периода одностадийного процесса дробления обеспечивается, если за этот период времени количество оборотов эксцентрика (кривошипа) будет равно количеству размерных рядов, т.е. разрывов кусков $K_{раз}$ (2) в камере, которые при заданном типоразмере дробилки определяют максимальную степень одностадийного дробления i_0 . Так как $N_0^T = K_{раз} = 5$, а $n_0^{оп} = 7,2$ об/с, то $t_0^T = N_0^T / n_0^{оп} = 5 / 7,2 = 0,7$ с.

Результаты

Таким образом, результаты проведенных исследований дают возможность рассчитать КПД схемы привода лабораторной дробилки ШДС 60×100 по зависимости (6): $\text{КПД} = t_0^T / t_0^\Phi = 0,7 / 6 = 0,117$. Полученный результат показывает, что существующие щековые дробилки независимо от конструкции привода рабочего инструмента далеки от совершенства, при котором $\text{КПД} \rightarrow 1$. Причина кроется

в том, что кинематические схемы привода рабочего инструмента существующих и широко применяемых на практике дробилок не обеспечивают необходимого деформационно-силового условия поверхностно-объемного разрушения кусков, когда они разрываются на части в результате сжатия между щеками дробилки за один цикл контактного воздействия.

Как показали эксперименты на лабораторной установке типа ШДС 60×100, разрыв кусков в камере происходит в результате многоциклового контактного воздействия, когда число силовых циклов сжатия на кусок, расположенный в любом размерном ряду, в среднем превышает величину 10. Поэтому существующее утверждение, что дробилки со сложным движением подвижной щеки имеют ход сжатия, достаточный для интенсивного дробления кусков по всей высоте камеры, является несостоятельным. Делать обоснованные выводы о преимуществах и недостатках щековых дробилок различной конструкции необходимо на основании величины предложенного кинематического КПД схемы привода конкретной щековой дробилки (6).

На основании величины предложенного кинематического КПД конструктивной схемы привода щековой дробилки с учетом оптимальной динамики ее работы и беспрепятственного перемещения кусков в камере появляется возможность обоснованной оценки эффективности процесса дробления горных пород, когда его производительность достигает максимально возможных значений, а энергосиловые показатели минимизируются.

Вторым значимым результатом проведенных исследований является практическое подтверждение функциональной зависимости расчета фактической производительности (1) благодаря обоснованию и применению нового показателя t_0 – периода процесса одностадийного дробления. Показатель t_0 является аргументом функции (1), зависит и определяется степенью одностадийного процесса дробления i_0 , которая, в свою очередь, устанавливается исходя из высоты камеры H [11; 12]. Откуда следует, что производительность дробилки также зависит от степени дробления. Поэтому, когда в паспортных данных фигурирует показатель производительности, то необходимо всегда оговаривать, при какой степени дробления он был получен. Так как объем V_1 исходного куска является паспортной характеристикой конкретного типоразмера дробилки, то и показатель $t_0 = t_0^\Pi$ по праву основополагающей характеристики процесса дробления необходимо включать в паспорт. В этом случае показатель производительности Π как функция своего аргумента t_0^Π при некоторой постоянной процесса V_1 будет иметь справочное значение. Определение показателя t_0^Π как паспортной характеристики дает возможность с помощью также паспортной характеристики скоростного режима дробления найти показатель, определяющий и силовой фактический режим дробления:

$$N_0^\Pi = t_0^\Pi n_{э(кр)}^{оп} = \frac{V_1}{\Pi_\Pi} n_{э(кр)}^{оп}, \quad (7)$$

где $n_{э(кр)}^\Pi$ – паспортная скорость вращения эксцентрика (кривошипа), об/с;

N_0^Π – фактическое суммарное количество контактных воздействий сжатия на исходный кусок и его части в камере за период t_0^Π , равный количеству оборотов эксцентрика (кривошипа) за время t_0^Π .

С помощью полученных зависимостей (2)–(4) выражение для численного расчета кинематического КПД схе-

мы привода щековых дробилок (6) получим в следующем варианте:

$$\text{КПД} = \frac{\frac{N_0^T}{n_{\text{э(кр)}}^{\text{оп}}} - V_1}{\Pi_{\Pi}}. \quad (8)$$

Входящие в данную зависимость показатели V_1 и Π_{Π} являются паспортными, а N_0^T и $n_{\text{э(кр)}}^{\text{оп}}$ расчетными согласно разработанному и защищенному патентом РФ №RU2792424C1 [13] способу дезинтеграции кусков горных пород щековыми дробилками, широко применяемых в практике горнорудного производства и строительно-дорожных отраслей отечественной промышленности.

Заключение

Впервые предложено оценивать производительность щековых дробилок новым показателем, характеризующим период (время) прохождения исходного куска горной породы наибольшего размера по высоте камеры, подвергаясь при этом последовательному измельчению за счет разрывов на отдельные части под воздействием контактного циклического сжатия со стороны клиновидной полости, образованной щеками дробилки.

На величину периода процесса одностадийного дробления t_0 влияет высота камеры дробления, которая, в свою

очередь, определяется степенью дезинтеграции горной породы, т.е. показателем i_0 .

Производительность процесса одностадийного дробления в этом случае рассчитывается отношением объема V_1 исходного куска к величине периода одностадийного процесса дробления t_0^{Π} . Численное значение периода определяется опытно-экспериментальным путем по предложенной методике на конкретном типоразмере щековой дробилки.

За предельно максимальную производительность дезинтеграции горной породы принимается процесс по способу дробления согласно патенту РФ №RU2792424C1, в этом случае период t_0^T как предельно минимальная величина рассчитывается аналитическим путем по разработанной методике. Сравнение периодов t_0^T и t_0^{Π} через их отношение позволяет провести комплексную оценку эффективности процесса дробления по критерию, который предложено характеризовать как кинематический КПД схемы привода щековых дробилок. На величину предельного критерия в первую очередь влияют деформационно-силовые условия дезинтеграции кусков горной пород, однако он чувствителен и к линейным размерам продольного сечения камеры щековой дробилки, а также к скоростному режиму процесса дробления.

Список литературы / References

1. Abuhasel K.A. Simulation of energy consumption in jaw crusher using artificial intelligence models. *Renewable Energy and Power Quality Journal*. 2022;20(1):67–72. Available at: <https://repqj.com/index.php/repqj/article/view/108> (accessed: 16.02.2026).
2. Наниева З.В., Наниева Б.М., Критская М.Ж., Кибизов С.Г. Использование вибрационной щековой дробилки для грубого дробления минеральных руд и строительных материалов. *Вопросы устойчивого развития общества*. 2022;(4):902–907. Режим доступа: <https://admin.nauka20-35.ru/Files/ArticleFiles/3aa4663f-03eb-4980-b427-097e75938bc4.pdf> (дата обращения: 16.02.2026).
Nanieva Z.V., Nanieva B.M., Kritskaya M.Zh., Kibizov S.G. The use of vibrating jaw crusher for rough crushing of mineral ores and building materials. *Voprosy Ustoichivogo Razvitiya Obshchestva*. 2022;(4):902–907. (In Russ.) Available at: <https://admin.nauka20-35.ru/Files/ArticleFiles/3aa4663f-03eb-4980-b427-097e75938bc4.pdf> (accessed: 16.02.2026).
3. Слободянский М.Г. Математическая модель формирования отказов щековой дробилки по критерию усталостной прочности распорной плиты. *Современные наукоемкие технологии*. 2022;(6):64–70. <https://doi.org/10.17513/snt.39201>
Slobodianskiy M.G. Mathematical model of jaw crusher failure formation according to the toggle plate fatigue strength criterion. *Modern High Technologies*. 2022;(6):64–70. (In Russ.) <https://doi.org/10.17513/snt.39201>
4. Литвинский Г.Г. Ударная щековая дробилка с гидроприводом (проблемы и решения). *Сборник научных трудов Донбасского государственного технического института*. 2023;(31):75–93. Режим доступа: <https://sbornik.dontu.ru/articles/RU/1014.pdf> (дата обращения: 16.02.2026).
Litvinsky G.G. Hydraulically operated jaw impact crusher (problems and solutions). *Collection of Scientific Papers of Donbass State Technical Institute*. 2023;(31):75–93. (In Russ.) Available at: <https://sbornik.dontu.ru/articles/RU/1014.pdf> (accessed: 16.02.2026).
5. Гудимова Л.Н., Дворников Л.Т., Макаров А.В., Живаго Э.Я. Создание структурной схемы щековой дробилки нового поколения без избыточных связей. *Современные наукоемкие технологии*. 2021;(4):30–36. <https://doi.org/10.17513/snt.38611>
Gudimova L.N., Dvornikov L.T., Makarov A.V., Zhivago E.Ya. Creation of the structural diagram of a new generation jaw crusher without excessive connections. *Modern High Technologies*. 2021;(4):30–36. (In Russ.) <https://doi.org/10.17513/snt.38611>
6. Клушанцев Б.В., Косарев А.И., Муйземнек Ю.А. *Дробилки. Конструкция, расчет, особенности эксплуатации*. М.: Машиностроение; 1990. 320 с. Режим доступа: <https://www.geokniga.org/books/8742> (дата обращения: 16.02.2026).

7. Murithi M., Keraita J.N., Obiko J.O., Mwema F.M., Wambua J.M., Jen T.-C. Optimisation of the swinging jaw design for a single toggle jaw crusher using finite element analysis. *International Journal on Interactive Design and Manufacturing*. 2024;18(9):6351–6358. <https://doi.org/10.1007/s12008-022-01044-3>
8. Жариков И.Ф. Об энергоемкости дробления горных пород щековыми дробилками при циклично-поточной технологии. *Научный альманах*. 2023;(3-2):112–118.
Zharikov I.F. On the energy intensity of rock crushing with jaw crushers in cyclic-flow technology. *Science Almanac*. 2023;(3-2):112–118. (In Russ.)
9. Machado P.C., Pereira J.I., Sinatora A. Abrasion wear of austenitic manganese steels via jaw crusher test. *Wear*. 2021;476:203726. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2021.203726>
10. Wang S., Cui Y., Wang C. Dynamics analysis and chaos identification of compound pendulum jaw crusher with joint clearance. *Applied Sciences*. 2023;13(1):238. <https://doi.org/10.3390/app13010238>
11. Курочкин А.И., Першин Г.Д., Пшеничная Е.Г., Пыталев И.А. Гранулометрическая модель кусков горной породы в камере щековой дробилки. *Известия Тульского государственного университета. Науки о Земле*. 2025;(1):474–487.
Kurochkin A.I., Pershin G.D., Pshenichnaya E.G., Pytalev I.A. Particle size model of rock pieces in jaw crusher. *Izvestiya Tulskego Gosudarstvennogo Universiteta. Nauki o Zemle*. 2025;(1):474–487. (In Russ.)
12. Першин Г.Д., Пшеничная Е.Г., Пыталев И.А., Курочкин А.И. Кинематические и технико-технологические возможности повышения эффективности работы щековых дробилок для горного производства. *Горный журнал*. 2025;(2):36–41. <https://doi.org/10.17580/gzh.2025.02.05>
Pershin G.D., Pshenichnaya E.G., Pytalev I.A., Kurochkin A.I. Kinematic and technological possibilities of enhancing efficiency of jaw crushers in mining industry. *Gornyi Zhurnal*. 2025;(2):36–41. (In Russ.) <https://doi.org/10.17580/gzh.2025.02.05>
13. Першин Г.Д., Пшеничная Е.Г. Ресурсосберегающий высокопроизводительный способ дезинтеграции кусков горной породы и щековая дробилка для его осуществления. Патент на изобретение № RU2792424C1. Опубл. 22.03.2023. Режим доступа: <https://patents.google.com/patent/RU2792424C1> (дата обращения: 16.02.2026).

Информация об авторах

Першин Геннадий Дальтонович – доктор технических наук, профессор, доцент кафедры горных машин и транспортно-технологических комплексов, Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова, г. Магнитогорск, Российская Федерация; e-mail: g.pershin@magtu.ru

Мельник Владимир Васильевич – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой геотехнологий освоения недр, Национальный исследовательский технологический университет «МИСИС», г. Москва, Российская Федерация; <https://orcid.org/0009-0008-8678-8324>; e-mail: geoteh-melnik@yandex.ru

Пшеничная Елена Геннадьевна – кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры механики, Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова, г. Магнитогорск, Российская Федерация; e-mail: pshenichnaya_e@mail.ru

Пыталев Иван Алексеевич – доктор технических наук, профессор, директор института горного дела и транспорта, Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова, г. Магнитогорск, Российская Федерация; <https://orcid.org/0000-0002-5415-8079>; e-mail: vehicle@list.ru

Курочкин Антон Иванович – кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой горных машин и транспортно-технологических комплексов, Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова, г. Магнитогорск, Российская Федерация; <https://orcid.org/0000-0003-3287-4653>; e-mail: a.kurochkin@magtu.ru

Information about the authors

Gennady D. Pershin – Dr. Sci. (Eng.), Professor, Associate Professor of the Department of Mining Machines and Transport and Technological Complexes, Nosov Magnitogorsk State Technical University, Magnitogorsk, Russian Federation; e-mail: g.pershin@magtu.ru

Vladimir V. Melnik – Dr. Sci. (Eng.), Professor, Head of the Department of Geotechnology for Subsoil Development, National University of Science and Technology “MISIS”, Moscow, Russian Federation; <https://orcid.org/0009-0008-8678-8324>; e-mail: geoteh-melnik@yandex.ru

Elena G. Pshenichnaya – Cand. Sci. (Eng.), Senior Lecturer, Department of Mechanics, Nosov Magnitogorsk State Technical University, Magnitogorsk, Russian Federation; e-mail: pshenichnaya_e@mail.ru

Ivan A. Pytalev – Dr. Sci. (Eng.), Professor, Director of the Institute of Mining and Transport, Nosov Magnitogorsk State Technical University, Magnitogorsk, Russian Federation; <https://orcid.org/0000-0002-5415-8079>; e-mail: vehicle@list.ru

Anton I. Kurochkin – Cand. Sci. (Eng.), Associate Professor, Head of the Department of Mining Machines and Transport and Technological Complexes, Nosov Magnitogorsk State Technical University, Magnitogorsk, Russian Federation; <https://orcid.org/0000-0003-3287-4653>; e-mail: a.kurochkin@magtu.ru

Article info

Received: 07.03.2026

Revised: 04.05.2026

Accepted: 26.05.2026

Информация о статье

Поступила в редакцию: 07.03.2026

Поступила после рецензирования: 04.05.2026

Принята к публикации: 26.05.2026