

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОБЛАСТИ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОГО ПОЛОЖЕНИЯ РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ И ЭФФЕКТИВНОГО РАДИУСА ЧЕРПАНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ЭКСКАВАТОРОВ НА ОТКРЫТЫХ ГОРНЫХ РАБОТАХ

О.И. Литвин, Кузбасский государственный технический университет им. Т.Ф. Горбачева, г. Кемерово, Россия
С.О. Марков, Междуреченский филиал Кузбасского государственного технического университета
им. Т.Ф. Горбачева, г. Междуреченск, Россия
А.А. Хорешок, М.Н. Лапаев, М.А. Тюленев
Кузбасский государственный технический университет им. Т.Ф. Горбачева, г. Кемерово, Россия

Аннотация: С конца прошлого столетия на разрезы России поступило значительное количество гидравлических экскаваторов. Большинство этих выемочных машин оснащено рабочим оборудованием типа обратная гидролопата. Широкое применение таких экскаваторов при ведении открытых горных работ доказывает их исключительную эффективность. Однако одновременно с этим нет четкого понимания того, при каких условиях работа гидравлического экскаватора будет наиболее эффективна: до настоящего времени не разработана теория забойного блока гидролопаты. Имеющиеся научные проработки ограничены определением рациональной высоты выемочного слоя для эффективной работы. Если принять качество подготовки горной массы и схему ее погрузки в автосамосвалы параметрами внешними, т.е. не зависящими от особенностей конструкции экскаватора, то положение его рабочего оборудования относительно массива горной массы оказывает решающее влияние на работу гидропривода и расход топлива. Это связано с изменяющейся величиной усилия копания в различных точках положения зубьев ковша в области их возможных положений при неизменной мощности гидропривода. Таким образом, применение при цикле черпания оптимального положения элементов рабочего оборудования гидравлических экскаваторов (ковша, рукояти и стрелы) относительно поворотной платформы и породного массива позволяет как уменьшить потребление топлива, так и увеличить усилия копания. Применение разработанной методики перспективно с точки зрения повышения энергоэффективности как отдельных выемочно-погрузочных единиц, так и предприятия в целом.

Ключевые слова: энергоэффективность, эффективный радиус черпания, энергоэффективное положение рабочего оборудования, гидравлические экскаваторы, забойный блок, траектория движения ковша, открытые горные работы.

DETERMINATION OF THE AREA OF ENERGY-EFFICIENT POSITION OF WORKING EQUIPMENT AND EFFECTIVE DIGGING RADIUS OF HYDRAULIC EXCAVATORS AT OPEN PIT MINING

O.I. Litvin, T.F. Gorbachev Kuzbass State Technical University, Kemerovo, Russia
S.O. Markov, Mezhdurechensk branch of T.F. Gorbachev Kuzbass State Technical University, Mezhdurechensk, Russia
A.A. Khoroshok, M.N. Lapaev, M.A. Tyulenev,
T.F. Gorbachev Kuzbass State Technical University, Kemerovo, Russia

Abstract: Since the end of the last century, a significant number of hydraulic excavators have arrived on Russian open pit mines. Most of these excavators are equipped with backhoe operating equipment. The widespread use of such excavators in open-pit mining proves their exceptional efficiency. However, at the same time there is no clear understanding of the conditions under which a hydraulic excavator will be most effective: a theory of the face block of hydraulic shovels has not yet been developed. The available scientific studies are limited to determining the rational height of the excavation layer for efficient operation. If to take the quality of preparation of rock mass and the scheme of its loading into dump trucks as external parameters, i.e. not depending on the features of excavator design, then the position of its working equipment relative to the rock block has a decisive influence on operation of the hydraulic drive and fuel consumption. This is due to the changing value of digging force at various points of the bucket teeth position in the range of their possible positions at constant power of the hydraulic drive. Thus, application of optimal position of hydraulic excavator working equipment elements (bucket, stick, and boom) relative to the rotary platform and the rock massive during the digging cycle allows both to reduce fuel consumption and to increase the digging force. The application of the developed methodology is promising in terms of improving the energy efficiency of both individual excavation and loading units and the enterprise as a whole.

Key words: energy efficiency; effective digging radius; energy-efficient position of working equipment; hydraulic excavators; face block; bucket moving trajectory, open-pit mining.

В настоящее время на угольных разрезах наблюдается тенденция к увеличению числа гидравлических экскаваторов, работающих на выемке и погрузке вскрышных пород и угля. Этим объясняется повышенное внимание к определению оптимальных параметров работы оборудования, обеспечивающих минимальное потребление ресурсов без потери производительности. Данному вопросу посвящено достаточно большое число работ отечественных и зарубежных авторов, причем изучался рабочий процесс экскаваторов различных типов. В частности, работы [1-3] имели целью описание процесса взаимодействия горной породы и ковша экскаватора-драглайна; в статьях [4-6] приводятся результаты процесса резания грунтов ковшами различного оборудования; работы [7-9] направлены на моделирование черпания грунта, в том числе методом дискретных элементов. Отдельно необходимо отметить фундаментальный труд о теоретических основах рыхления грунтов, моделирования рабочих процессов и прогнозирования параметров выемочных машин [10]. Статьи [11-14] описывают моделирование динамики процесса черпания с точки зрения технологии без учета параметров конкретного забоя. На решение технологических вопросов применения гидравлических экскаваторов направлены работы [15-17]. Как показывает практика, применение гидролопат приводит к уменьшению потерь при выемке угля по сравнению с аналогичными по производительности канатными мехлопатами в тех же горно-геологических условиях. Особенно сильно положительное влияние на уменьшение потерь проявляется при применении обратных гидролопат в нарушенных зонах со сложным геологическим строением и на маломощных пластах [18-20]. Кроме того, гранулометрический состав взорванной горной массы, вынимаемой гидравлическими экскаваторами, благоприятен для ее применения в различных целях: устройство дорожных одежд, препятствующих преждевременному износу шин карьерных автосамосвалов [21], в качестве загрузки в очистных сооружениях на карьерах [22] и т.д. Причиной этого являются более жесткие требования к буровзрывной подготовке вскрышных пород по сравнению с канатными экскаваторами. В ряде работ решены такие задачи, как построение типовых паспортов забоев, изучение влияния типа забоя на производительность экскаваторов и общие показатели их работы, анализ работы гидравлических экскаваторов в различных условиях [23, 24]. В общем виде установлены рациональные условия применения данного вида выемочного оборудования и оценена надежность его работы. Однако работы, посвященные определению параметров энергоэффективности гидравлических экскаваторов, практически отсутствуют.

Условием, определяющим положение рабочего оборудования гидравлических экскаваторов, при котором достигается максимальное усилие копания при минимальных давлениях, развиваемых в гидросистеме привода рабочего оборудования, является достижение максимальных моментов усилий, развиваемых гидроцилиндрами ковша, рукояти и стрелы. Достижение этого условия обеспечит при максимальной силовой отдаче минимальное давление, развиваемое гидронасосом, сократив таким образом до минимума потребляемую мощность его привода (дизельного или электрического) и повысив наработку на износ сочленений элементов рабочего оборудования, что подтверждается соответствующими исследованиями [25-27].

Эффективная мощность насосов гидропривода рабочего оборудования в общем случае рассчитывается как произведение давления, развиваемого насосом, на расход масла. Часть давления расходуется на перемещения рабочего оборудования, часть — на создание усилия на режущей кромке зубьев ковша экскаватора. Минимизация давления в гидросистеме при одновременном достижении максимального усилия копания является приоритетной задачей для обеспечения энергоэффективности всей системы, поскольку при этом минимизируется потребная мощность гидронасосов, а, следовательно, и потребляемая мощность энергоустановки экскаватора. Также уменьшается негативное воздействие повышенного давления на уплотнители соединений и гибкие шланги гидропривода.

Цель исследований: определение области энергоэффективного положения рабочего оборудования и эффективного радиуса черпания гидравлических экскаваторов на открытых горных работах.

Материалы и методы исследований

В качестве примера разберем кинематику отдельных узлов рабочего оборудования обратной гидравлической лопаты Hitachi EX8000-6. Кинематическая схема представлена на рис. 1.

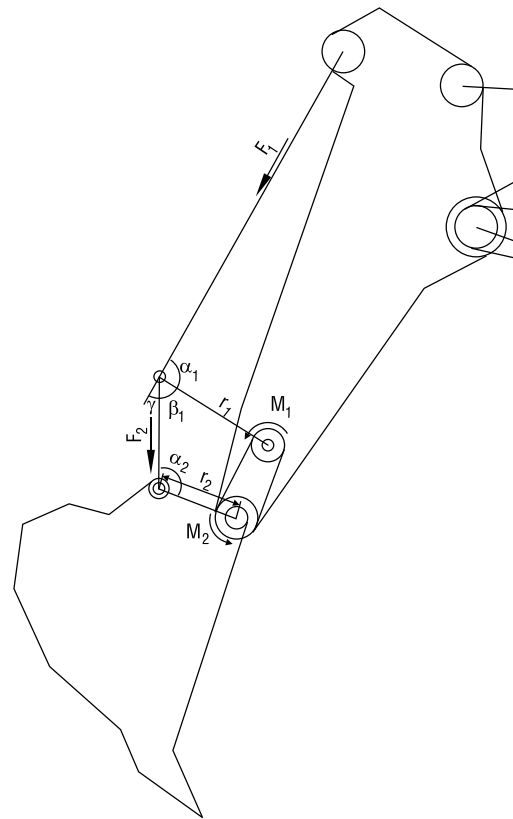


Рис. 1. Кинематическая схема ковша обратной гидролопаты: F_1 — усилие, развиваемое гидроцилиндром ковша; α_1 — угол между штоком гидроцилиндра и первым рычагом длиной r_1 ; F_2 — часть усилия гидроцилиндра, передаваемая на второй рычаг, располагающийся под углом β_1 к первому рычагу; α_2 — угол между вторым рычагом и линией, соединяющей центры шарниров ковша. / Fig. 1. Kinematic scheme of a backhoe bucket: F_1 is the force developed by the bucket hydraulic cylinder; α is the angle between the hydraulic cylinder rod and the first lever of length r_1 ; F_2 is a part of the hydraulic cylinder force transmitted to the second lever, located at an angle β_1 to the first lever; α_2 is the angle between the second lever and the line connecting the centers of the bucket eyelets.

Крутящий момент усилия гидроцилиндра, приводящий к повороту ковша, равен

$$M_2 = F_2 \times \sin \alpha_2 \times r_2. \quad (1)$$

При этом момент M_2 примет максимальное значение при $\alpha_2 = 90^\circ$ и максимальном значении $F_2 = F_1$ (т.е. при $\alpha_1 + \beta_1 = 180^\circ$ или при $\gamma = 0$). В общем случае, выполнение условия достижения максимального момента для поворота ковша

$$M_2 \rightarrow \max \quad (2)$$

будет выглядеть следующим образом:

$$\begin{cases} (\alpha_1 + \beta_1) \rightarrow \pi \\ \alpha_2 \rightarrow \frac{\pi}{2} \end{cases} \quad (3)$$

Неявное выражение условия достижения максимального момента связано с тем, что производитель оборудования оставляет за собой право вносить изменения в конструкцию отдельных элементов (рычагов, ковшей и пр.), включая их размеры. Таким образом, аналитически точно описать и рассчитать положение ковша относительно рукоятки, соответствующее максимальному крутящему моменту гидроцилиндра, не представляется возможным.

Графоаналитический способ решения условий (2) и (3) является наиболее приемлемым для любых комплектующих рабочего оборудования обратной гидролопаты, установленных в текущий момент времени на экскаваторе. Его суть состоит в моделировании поворота ковша относительно рукоятки при выдвигании штока гидроцилиндра от минимального (выдвинутого) до максимального (выдвинутого) положения с одновременным замером углов α_1 , α_2 , и β_1 .

Поскольку предельное положение гидроцилиндра и рычагов, при котором выполняется равенство $\alpha_1 + \beta_1 = 180^\circ$, невозможно в силу конструктивных особенностей рабочего оборудования экскаватора, то, выразив F_2 через F_1 , можно найти оптимальное положение элементов привода ковша, при котором момент M_2 будет максимальным:

$$\begin{aligned} F_2 &= F_1 \cos \gamma, \\ \gamma &= \pi - (\alpha_1 + \beta_1), \\ M_2 &= F_1 \times \cos \gamma \times \sin \alpha_2. \end{aligned} \quad (4)$$

Максимальная длина полностью раздвинутого гидроцилиндра привода ковша экскаватора Hitachi EX8000 6 равна 7590 мм, полностью сдвинутого – 4690 мм (приблизительно). Для нахождения максимального приведенного крутящего момента M_2 (при $F_1 = 1$ и $r_2 = 1$) в указанном диапазоне значений с шагом 100 мм было смоделировано перемещение штока гидроцилиндра и соответствующее ему вращение ковша данного экскаватора. Результаты моделирования приведены в табл. 1 и на рис. 2, 3.

Представленные в табл. 1 данные показывают, что максимальный крутящий момент возникает при длине гидроцилиндра ковша от 5900 мм до 6100 мм.

Полученное выражение

$$M_2 = -0,0151\alpha_2^2 + 2,9458\alpha_2 - 54,414, \quad (5)$$

Таблица 1/ Table 1

Значения углов α_2 , γ , длины гидроцилиндра привода ковша L и приведенного крутящего момента M_2 (при $F_1 = 1$ и $r_2 = 1$) / Values of angles α_2 and γ , length of the bucket drive cylinder L and reduced torque M_2 (with $F_1 = 1$ and $r_2 = 1$).

Длина гидроцилиндра L , мм / Length of the bucket drive cylinder L , mm	α_2 , град / α_2 , degrees	γ , град / γ , degrees	M_2 , $\times 100$ Н/м / M_2 , $\times 100$ N/m
5000,00	128,58	17,47	74,5679954
5100,00	124,98	18,55	77,6783908
5200,00	121,53	19,57	80,3127785
5300,00	118,20	20,52	82,5384648
5400,00	114,96	21,43	84,3924311
5500,00	111,79	22,30	85,9104066
5600,00	108,67	23,15	87,1093975
5700,00	105,60	23,96	88,0166069
5800,00	102,56	24,77	88,6267537
5900,00	99,54	25,56	88,965757
6000,00	96,54	26,35	89,0268144
6100,00	93,54	27,15	88,8117103
6200,00	90,53	27,96	88,3237341
6300,00	87,52	28,75	87,5905602
6400,00	84,48	29,66	86,4947474

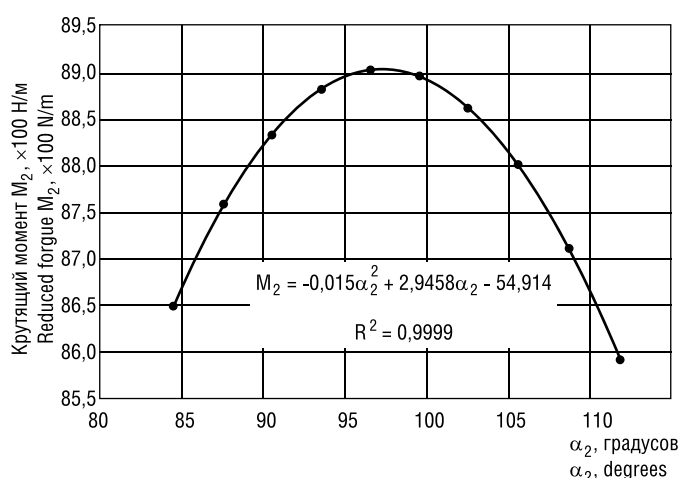


Рис. 2. Зависимость приведенного крутящего момента M_2 от угла α_2 . / Fig. 2. Dependence of the reduced torque M on the angle α_2 .

показывает качественную зависимость приведенного крутящего момента M_2 от угла α_2 .

Для нахождения угла α_2 при максимальном моменте M_2 необходимо найти первую производную от полученной зависимости и решить ее, приравняв к нулю:

$$\begin{aligned} M_2' &= f'(\alpha_2) = 0, \\ -0,0302\alpha_2 + 2,9458 &= 0, \\ \alpha_2 &= 97,54^\circ. \end{aligned} \quad (6)$$

Максимальный приведенный крутящий момент вычисляется путем подстановки полученного значения α_2 в выражение (5) и составляет 8926 Н/м.

Аналогичную модель можно применить для определения длины L_h гидроцилиндра ковша при максимальном приведенном крутящем моменте (рис. 3):

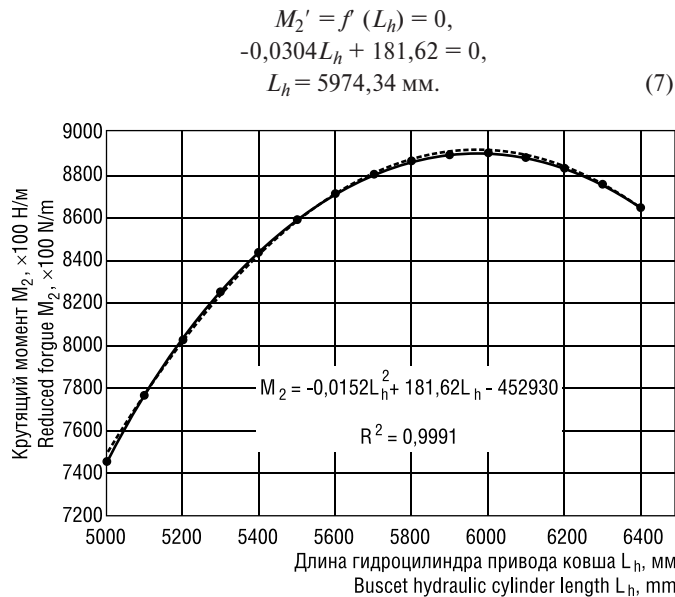


Рис. 3. Зависимость приведенного крутящего момента M_2 от длины гидроцилиндра ковша. / Fig. 3. Dependence of reduced torque M_2 on bucket hydraulic cylinder length.

Таким образом, положение ковша относительно рукояти при длине гидроцилиндра ковша $L_h = 5974,34$ мм либо при угле $\alpha_2 = 97,54^\circ$ соответствует максимальному крутящему моменту M_2 , развиваемому гидроцилиндром ковша обратной гидролопаты Hitachi EX8000-6.

Максимально энергоэффективное состояние узла «стрела – рукоять» соответствует такому положению рукояти, при котором ее гидроцилиндрами развивается максимальный крутящий момент (рис. 4). Моделирование кинематики рукояти производится графическим способом.

Исходя из приведенной схемы, максимальный момент вращения рукояти возникает при угле $\alpha_3 = 90^\circ$. Указанное условие выполняется при длине гидроцилиндра $L_3 = 5492$ мм.

Более сложным является нахождение энергоэффективного состояния узла «стрела – поворотная платформа» (рис. 5). Значение приведенного крутящего момента M_4 (при $F_4 = 1$ и $r_4 = 1$) находится по формуле

$$M_4 = F_4 \times \sin \alpha_4 \times r_4, \quad (8)$$

где F_4 – усилие, развиваемое гидроцилиндром стрелы; r_4 – плечо, соединяющее ось крепления гидроцилиндра и стрелы и ось крепления стрелы и платформы; α_4 – угол между осью гидроцилиндра и плечом.

Конструктивные особенности системы «гидроцилиндр – стрела – платформа» не позволяют углу α_4 достичь значения 90° , поэтому максимальный крутящий момент будет создаваться при угле α_4 , имеющем максимальное значение.

Для нахождения положения стрелы, при котором угол α_4 примет максимальное значение, было смоделировано перемещение штока гидроцилиндра и соответствующее ему вращение стрелы экскаватора Hitachi EX8000 6. Результаты моделирования представлены на рис. 6.

Для нахождения максимального значения угла α_4 найдем решение первой производной полученной зависимости, приравненной к нулю:

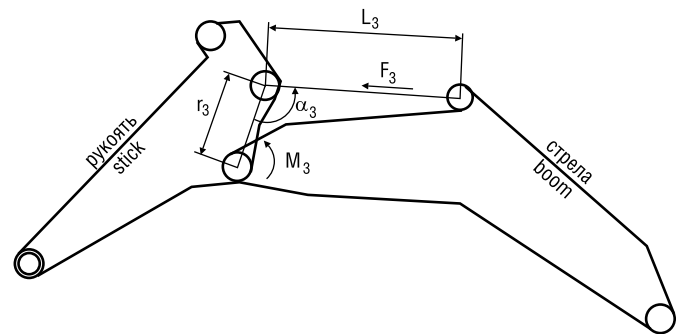


Рис. 4. Кинематическая схема рукояти обратной гидролопаты: F_3 – усилие, развиваемое гидроцилиндром рукояти; r_3 – плечо, соединяющее ось крепления гидроцилиндра и рукояти и ось крепления рукояти и стрелы; α_3 – угол между осью гидроцилиндра и плечом; M_3 – момент вращения рукояти, развиваемый гидроцилиндром. / Fig. 4. Kinematic diagram of the backhoe stick: F_3 – force developed by the hydraulic cylinder of the stick; r_3 – lever that connects the axis of the hydraulic cylinder and the stick and the axis of the stick and the boom; α_3 – angle between the hydraulic cylinder axis and the lever; M_3 – torque of the stick, produced by the hydraulic cylinder.

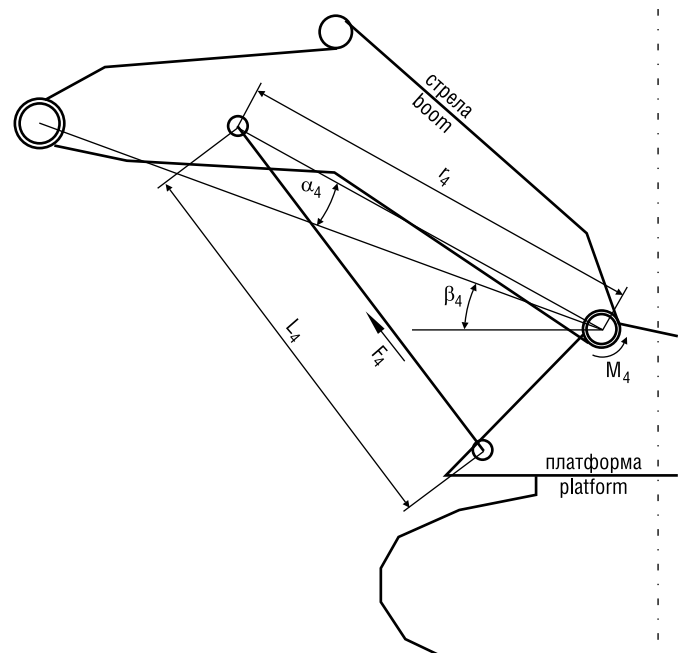


Рис. 5. Кинематическая схема стрелы обратной гидролопаты: F_4 – усилие, развиваемое гидроцилиндром рукояти; r_4 – плечо, соединяющее ось крепления гидроцилиндра и стрелы и ось крепления стрелы и платформы; α_4 – угол между осью гидроцилиндра и плечом; M_4 – момент вращения стрелы, развиваемый гидроцилиндром; L_4 – длина гидроцилиндра (по центрам проушин); β_4 – угол наклона стрелы / Fig. 5. Kinematic diagram of the backhoe boom: F_4 is the force developed by the boom hydraulic cylinder; r_4 is the lever connecting the mount axis of the hydraulic cylinder and the boom and the mount axis of the boom and the platform; α_4 is the angle between the hydraulic cylinder axis and the lever; M_4 – the boom torque developed by the hydraulic cylinder; L_4 – hydraulic cylinder length (by the centers of the eyelets); β_4 – the boom tilt angle.

$$\alpha_4' = f'(L_4) = 0,$$

$$0,7371L_4^2 - 13,102L_4 + 56,126 = 0,$$

$$L_4 = 7,2 \text{ мм.} \quad (9)$$

При данном значении L_4 угол $\alpha_4 = 24^\circ$, угол $\beta_4 = 13,24^\circ$.

Такое положение рабочего оборудования обратной гидролопаты Hitachi EX8000-6 (стрелы, рукояти и ковша) является оптимальным с точки зрения эффективного использования потенциала данного вида техники.

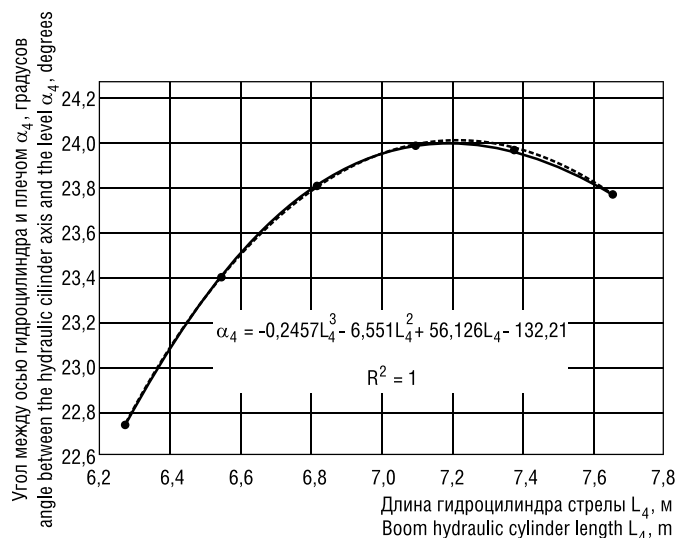


Рис. 6. Зависимость угла α_4 (между осью гидроцилиндра и плечом r_4) от длины гидроцилиндра стрелы L_4 . / Fig. 6. Dependence of the angle α_4 (between the hydraulic cylinder axis and the lever r_4) on the boom hydraulic cylinder length L_4 .

Математическая модель (1)-(9), описывающая оптимальное положение рабочего оборудования, может использоваться для расчетов любого другого оборудования, имеющего схожую конструкцию с оборудованием обратной гидролопаты Hitachi EX8000-6.

Результаты и обсуждение

Применение математической модели (1)-(9) не ограничивается нахождением энергоэффективного положения рабочего оборудования. С технологической точки зрения использование разработанной модели дает возможность найти относительно экскаватора ту часть забоя, в которой затраты энергии на извлечение горной массы будут минимальны.

С этой целью было смоделировано положения стрелы, рукояти и ковша обратной гидролопаты Hitachi EX8000-6, при которых в диапазоне $\pm 5^\circ$ от своих максимально эффективных значений менялись значения углов α_2 (см. рис. 1), α_3 (см. рис. 4) и β_4 (см. рис. 5). Графически результаты моделирования приведены на рис. 7.

Крайние точки каждого отрезка, приведенного на рис. 7, соответствуют положению зубьев ков-

ша при отклонении значения угла α_2 (см. рис. 1) на $\pm 5^\circ$ от своего наиболее эффективного значения. Горизонтальные группы из трех отрезков соответствуют положению рукояти при отклонении значения угла α_3 (см. рис. 4) на $\pm 5^\circ$ от своего максимально эффективного значения. Крайняя левая и правая границы данной области соответствуют отклонению стрелы от максимально эффективного положения (изменение значения угла β_4 на рис. 5) на $+5^\circ$ и -5° соответственно.

Наиболее оптимальное положение рабочего оборудования (энергоэффективное положение рабочего оборудования, ЭПРО) рассматриваемого экскаватора достигается при следующих значениях длины гидроцилиндров и соответствующих углов (см. рис. 1, 4, 5):

- ✧ длина гидроцилиндра ковша $L_h = 5974,34$ мм либо угол $\alpha_2 = 97,54^\circ$;
- ✧ длина гидроцилиндра рукояти $L_p = 5492$ мм;
- ✧ длина гидроцилиндра стрелы $L_c = 7200$ мм либо угол наклона стрелы $\beta_4 = 13,24^\circ$.

Анализ полученных результатов показывает, что при эффективном положении рабочего оборудования энергоэффективный радиус черпания (ЭРЧ) обратной гидролопаты Hitachi EX8000-6 изменяется в диапазоне от 13,6 м до 17,2 м; высота (глубина) копания — соответственно от +1,1 м до 1,5 м относительно уровня установки экскаватора. При этом сама область энергоэффективного положе-

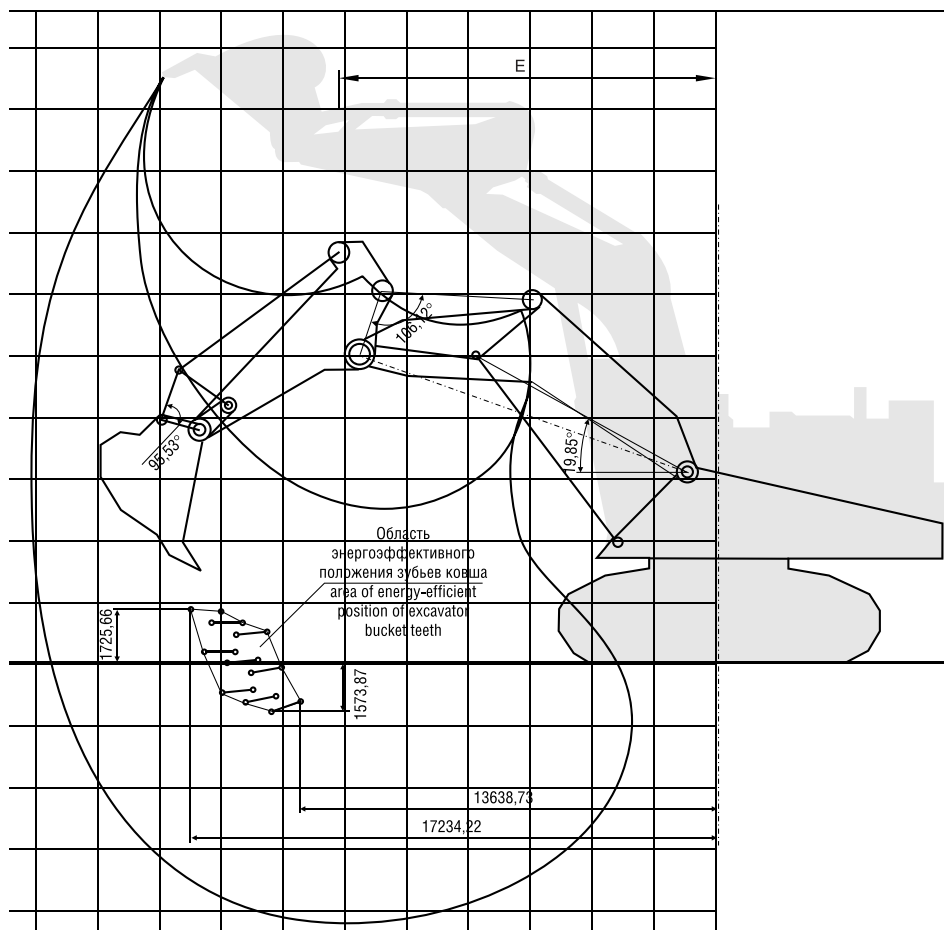


Рис. 7. Область энергоэффективного положения зубьев ковша экскаватора относительно максимально возможной траектории движения ковша обратной гидролопаты Hitachi EX8000-6. / Fig. 7. Area of energy-efficient position of excavator bucket teeth relative to the maximum possible movement path of Hitachi EX8000-6 backhoe bucket.

ния зубьев ковша рассматриваемого экскаватора находится внутри максимально возможной траектории положения рабочего оборудования (рис. 7), причем достаточно близко от геометрического центра последней. Также примечательно то, что центральная точка области энергоэффективного положения зубьев ковша экскаватора, соответствующая максимально эффективному положению ковша, рукояти и стрелы, находится на уровне стояния экскаватора (на высоте ± 0 м) на расстоянии ЭРЧ, где он принимает свое наиболее оптимальное значение, равное 15,5 м. Однако авторы считают необходимым уточнить, что данное положение требует дальнейшей проверки и верификации на моделях экскаваторов других производителей.

Выводы

Методика определения области энергоэффективного положения рабочего оборудования других моделей гидравлических экскаваторов аналогична: определяются максимально эффективные положения каждого элемента рабочего оборудования, затем определяются параметры эффективного положения рабочего оборудования в целом, после чего вычисляется эффективный радиус черпания. Данный подход применим при расчете оптимальных параметров положения экскаватора в забое.

Применение разработанной методики приведет к уменьшению операционных затрат и увеличению производительности выемочно-погрузочного оборудования при ведении горных работ. ■

ЛИТЕРАТУРА/REFERENCES

1. Cleary P.W. The filling of dragline buckets // *Math. Eng. Ind.* 1998. Vol.7(1). pp. 1-24.
2. Dexter A.R. Soil physical quality. Part II. Friability, tillage, tilth and hard-setting // *Geoderma*. 2004. Vol.120. pp. 215-225.
3. Hettaratchi D.R.P. Modeling soil machine interaction // *Proceedings of the 11th International Conference of the ISTVS, Lake Tahoe Nevada, USA*, September 27-30. 1993.
4. Kushwaha R.L. Evaluation of factors and current approaches related to computerized design of tillage tools: a review. / R.L.Kushwaha, Z.X.Zhang // *J. Terramechanics*. 1998. Vol.35. pp. 69-86.
5. McKyes E. Soil Cutting and Tillage. - The Netherlands, Amsterdam, Elsevier, 1985. - P. 217.
6. Starting Traction Effort Evaluation for a Simple Tillage Tool / F.Gaspar, C.Cota, P.Cardei, L.Viorel Fechete-Tutunaru // *Annals of Faculty Engineering Hunedoara – International Journal of Engineering*. 2019. Vol.12(2). pp. 51-54.
7. Prediction of draft forces in cohesionless soil with the Discrete Element Method. / M.Obermayr, K.Dressler, C.Vrettos, P.Eberhard // *Journal of Terramechanics*. 2011. 48(5). pp. 347-358. DOI: 10.1016/j.jterra.2011.08.003.
8. Patel B.P. Evaluation of resistive force using principle of soil mechanics for mini hydraulic backhoe excavator / B.P.Patel, J.M.Prajapati // *International Journal of Machine Learning and Computing*. 2012. Vol.2(4). P.386.
9. Awuah-Offei, K. Dynamic modeling of cable shovel formation interactions for efficient oil sands excavation: Ph.D. thesis / Univ. of Missouri-Rolla, Rolla, Mo.
10. Zelenin A.N. Machines for moving the earth: fundamentals of the theory of soil loosening, modeling of working processes and forecasting machine parameters / A.N.Zelenin, V.I.Balovnev, I.P.Kerov // India, New Delhi, Amerind Publishing, 1985.
11. Design of a mining shovel simulator / L.Daneshmend, C.Hendricks, S.Wu, M.Scoble // *Innovative mine design for the 21st century*, Baiden and Archibald eds., Kingston, Ont., Canada, 1993. pp. 551-561.
12. Frimpong S. Parametric simulation of shovel-oil sands interactions during excavation / S.Frimpong, Y.Hu // *Int. J. Surface Mining, Reclamation and Environment*. 2004. Vol.18(3). pp. 205-219.
13. Modeling and control of excavator dynamics during digging operation / A.J.Koivo, M.Thoma, E.Kocaoglan, J.Andrade-Cetto // *J. Aerosp. Eng.* 1996. Vol.9(1). pp. 10-18.
14. Vaha P.K. Dynamic model of excavator / P.K.Vaha, M.J.Shibniewski // *J. Aerosp. Eng.* 1990. Vol.6(2). pp. 148-166.
15. Kolesnikov V.F. Overview of excavation and loading operations in the coal-bearing zones at Kuzbass open pit mines / V.F.Kolesnikov, M.Cehlar, E.A.Tyuleneva // *Journal of Mining and Geotechnical Engineering*. 2018. Vol.2. pp. 36-49. DOI: 10.26730/2618-7434-2018-2-36-49.
16. Strelnikov A.V. Typical faces passports for the development of coal-bearing zones of Kuzbass quarry fields with backhoes. Part 1. General provisions // *Journal of Mining and Geotechnical Engineering*. 2019. Vol.3. pp. 4-20. DOI: 10.26730/2618-7434-2019-3-4-20.
17. Strelnikov A.V. Typical faces passports for the development of coal-bearing zones of Kuzbass quarry fields with backhoes. Part 2. Passports of excavators faces // *Journal of Mining and Geotechnical Engineering*. 2019. Vol.4. pp. 4-29. DOI: 10.26730/2618-7434-2019-4-4-29.
18. Miliy S.M. Evaluation of technology for development of inclined and steep coal deposits in Kuzbass // *Journal of Mining and Geotechnical Engineering*. 2020. Vol.1. pp. 45-73. DOI: 10.26730/2618-7434-2020-1-45-73.
19. Hydraulic excavators in coal-rich zones of open pit mines in kuzbass: Experience and prospects / L.I. Kantovich, O.I. Litvin, A.A. Khoreshok, E.A. Tyuleneva // *Mining Informational and Analytical Bulletin*. 2019. Vol.2019(4). pp. 152-161. DOI: 10.25018/0236-1493-2019-04-0-152-160.
20. Selection of Excavating Equipment for the Outpacing Development of the Coal-bearing Zone / A.Katsubin, S.Markov, A.Khoreshok, M.Tyulenev // *E3S Web of Conferences*. 2020. Vol.174. P.01027. DOI: 10.1051/e3sconf/202017401027.
21. Forecasting of a Thermal Condition of Pneumatic Tires of Dump Trucks / A.Kvasova, B.Gerike, E.Murko, D.Skudarnov // *E3S Web of Conferences*. 2017. Vol.21. P.03016. DOI: 10.1051/e3sconf/20172103016.
22. Determination of the Artificial Filtering Massif Location for Purification Quarry Wastewaters of Kamyshansky Open Pit Mine / M. Tyulenev, S. Markov, E. Makridin, Yu. Lesin, V. Gogolin // *E3S Web of Conferences*. 2019. Vol.105. P.02022. DOI: 10.1051/e3sconf/201910502022.
23. Tyuleneva E.A. Research of the coal-bearing zones' mining technology at Kuzbass open pits using simple and complex faces / E.A. Tyuleneva, Yu.V. Lesin, Ya.O. Litvin // *Journal of Mining and Geotechnical Engineering*. 2019. Vol.1. pp. 35-49. DOI: 10.26730/2618-7434-2019-1-35-49.
24. Theoretical Features of Rope Shovels and Hydraulic Backhoes Using at Open Pit Mines / A.Strelnikov, S.Markov, L.Rattmann, D.Weber // *E3S Web of Conferences*. 2018. Vol.41. P.01003. DOI: 10.1051/e3sconf/20184101003.

25. Frimpong S. Dynamic Modeling of Hydraulic Shovel Excavators for Geomaterials / S.Frimpong, Y.Hu, H.Inyang // International Journal of Geomechanics. 2008. Vol.8(1). pp. 20-29.
26. Rahman S. Laboratory investigation of cutting forces and soil disturbance resulting from different manure incorporation tools in a loamy sand soil / S.Rahman, Y.Chen // Soil and Tillage Research. 2001. Vol.58(1-2). pp. 19-29. DOI: 10.1016/S0167-1987(00)00181-1.
27. Singh S. Learning to predict resistive forces during robotic excavation. // Proceedings - IEEE International Conference on Robotics and Automation. 1995. Vol.2. pp. 2102-2107. DOI: 10.1109/robot.1995.526025.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ



Литвин Олег Иванович:
кандидат технических наук,
доцент,
старший научный сотрудник,
Кузбасский государственный технический
университет им. Т.Ф. Горбачева,
г. Кемерово, Россия,
E-mail: litvinoi@kuzstu.ru



Марков Сергей Олегович:
кандидат технических наук,
доцент,
Междуреченский филиал Кузбасского
государственного технического университета
им. Т.Ф. Горбачева, г. Междуреченск, Россия,
E-mail: markovso@kuzstu.ru



Хорешок Алексей Алексеевич:
доктор технических наук,
профессор,
директор Горного института,
Кузбасский государственный технический
университет им. Т.Ф. Горбачева
г. Кемерово, Россия,
E-mail: haa.omit@kuzstu.ru



Лапаев Максим Николаевич:
студент,
Кузбасский государственный технический
университет им. Т.Ф. Горбачева,
г. Кемерово, Россия,
E-mail: makslapaev6@gmail.com



Тюленев Максим Анатольевич:
кандидат технических наук,
доцент,
Кузбасский государственный технический
университет им. Т.Ф. Горбачева,
г. Кемерово, Россия,
E-mail: tma.geolog@kuzstu.ru

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Oleg I. Litvin:
PhD (Engineering),
Associate Professor,
Senior Researcher,
T.F. Gorbachev Kuzbass State Technical University,
Kemerovo, Russia,
E-mail: litvinoi@kuzstu.ru

Sergey O. Markov:
PhD (Engineering),
Associate Professor,
Mezhdurechensk branch of T.F. Gorbachev Kuzbass
State Technical University,
Mezhdurechensk, Russia,
E-mail: markovso@kuzstu.ru

Alexey A. Khoreshok:
Dr.Sc. (Engineering),
Professor,
Director Mining Institute,
T.F. Gorbachev Kuzbass State Technical University,
Kemerovo, Russia,
E-mail: haa.omit@kuzstu.ru

Maxim N. Lapaev:
Student,
Department of Open Pit Mining,
T.F. Gorbachev Kuzbass State Technical University,
Kemerovo, Russia,
E-mail: makslapaev6@gmail.com

Maxim A. Tyulenev:
PhD (Engineering),
Associate Professor,
Department of Open Pit Mining,
T.F. Gorbachev Kuzbass State Technical University,
Kemerovo, Russia,
E-mail: tma.geolog@kuzstu.ru

КРИТЕРИИ АВТОРСТВА / CONTRIBUTION OF THE AUTHORS

Авторы заявляют о равном вкладе каждого в работу над статьей. / The authors participated equally in the writing and collection of the material, as well as its processing.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ / CONFLICT OF INTEREST

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов. / The authors declare no conflict of interest.