ГИАБ. Горный информационно-аналитический бюллетень /
MIAB. Mining Informational and Analytical Bulletin, 2021;(11-1):209–218
ОРИГИНАЛЬНАЯ СТАТЬЯ / ORIGINAL PAPER

УДК 622.271 DOI: 10.25018/0236_1493_2021_111_0_209

ИССЛЕДОВАНИЕ НАГРУЖЕНИЯ РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ЭКСКАВАТОРА ПРИ ТРАНСПОРТИРОВАНИИ КОВША

П. Г. Безкоровайный[1,2], **В. С. Шестаков**[2], **Т. И. Юсупов**[2]

[1] Карагандинский государственный технический университет, Караганда, Казахстан;
[2] Уральский государственный горный университет, Екатеринбург, Россия

Аннотация: Актуальность работы обусловлена потребностью конструкторских отделов, занимающихся проектированием гидравлических экскаваторов в методиках, которые позволяют обосновать конструктивные параметры по условиям надежности и в тоже время снижают массу. Применяемые на горных предприятиях гидравлические экскаваторы вместимостью ковша от 8 до 30 м3 имеют значительные массы и, соответственно, стоимость. Снизить массу возможно, исключив излишние запасы прочности элементов экскаватора. Для проведения расчетов прочности требуется определение действующих при работе усилий. Исследование проведено с целью разработать методику расчета усилий в элементах рабочего оборудования гидравлических экскаваторов при транспортировании ковша. При транспортировании ковша гидроцилиндрами рабочего оборудования из точки окончания копания в точку разгрузки происходит с одновременным поворотом платформы, при этом наряду с силами тяжести начинают действовать центробежные и инерционные силы. Применен метод математического моделирования рабочего процесса. Для гидравлического экскаватора с рабочим оборудованием «прямая лопата» разработана математическая модель расчета координат, скоростей и усилий в элементах рабочего оборудования при транспортировании ковша. Для проведения вычислений предложен новый алгоритм и программа на алгоритмическом языке, позволяющие проводить исследования при движении ковша по различным траекториям и различных значениях исходных данных.

Ключевые слова: гидравлический экскаватор, поворотное движение, скорость, ускорение, усилие, рабочее оборудование, стрела, рукоять, ковш, гидроцилиндр, рабочая зона, модель, алгоритм.

Для цитирования: *Безкоровайный П. Г., Шестаков В. С., Юсупов Т. И.* Исследование нагружения рабочего оборудования гидравлического экскаватора при транспортировании ковша // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2021. – № 11-1. – С. 209–218. DOI: 10.25018/0236_1493_2021_111_0_209.

Loading of hydraulic excavator implement in bucket movement

P. G. Bezkorovayny[1,2], **V. S. Shestakov**[2], **T. I. Yusupov**[2]

[1] Karaganda State Technical University, Karaganda, Kazakhstan;
[2] Ural State Mining University, Yekaterinburg, Russia

© П. Г. Безкоровайный, В. С. Шестаков, Т. И. Юсупов. 2021

Abstract: The relevance of the study is governed by the need of design offices engaged in engineering of hydraulic excavators in the design justification procedures based on the criteria of reliability and mass reduction. Hydraulic excavators currently in operation in the mining industry, with bucket capacity from 8 to 30 m3, have an essential mass and, consequently, cost. Reduction in mass can be achieved by elimination of excessive factors of safety of the excavator components. The strength calculations need determining effective forces in operation of the excavators. The research is aimed to determine the calculation procedure forces in components of hydraulic excavator implement in bucket movement. Bucket movement is carried out by cylinders of excavator implement from the digging endpoint to the unloading point with the simultaneous rotation of the platform, which actuates concurrently the gravity, centrifugal and inertia forces. The study is performed based on the mathematical modeling of operating process. For a hydraulic excavator with front attachment, the mathematical model is developed for calculating coordinates, velocities and forces in the implement components in bucket movement. The calculation program and algorithm allow investigation sin bucket movement along different trajectories and at different input data.

Key words: hydraulic excavator, rotational movement, velocity, acceleration force, implement, boom, lever, bucket, cylinder, working zone, model, algorithm.

For citation: Bezkorovayny P. G., Shestakov V. S., Yusupov T. I. Loading of hydraulic excavator implement in bucket movement. *MIAB. Mining Inf. Anal. Bull.* 2021;(11-1):209—218. [In Russ]. DOI: 10.25018/0236_1493_2021_111_0_209.

Введение

Гидравлические экскаваторы по сравнению с канатными экскаваторами при равной вместимости ковшей имеют меньшую в *1,8—2,2* раза массу, развивают большие в 1,3—1,5 раза усилия копания [1—3]. Большое влияние на производительность и стоимость экскаватора оказывает рабочее оборудование [4—6]. Снижение массы оборудования существенно снижает массу экскаватора, момента инерции его поворотной части. Резерв снижения массы элементов рабочего оборудования (стрелы, рукояти, ковша и др.) зависит от выбора оптимальных сечений этих элементов, рационального размещения гидроцилиндров [5, 7].

Цель и задачи работы

В настоящее время используется методика, при которой прорабатывается первый вариант конструкции рабочего оборудования и принимаются параметры по подобию с существующими моделями [2, 3]. Для него по требуемым усилиям копания определяются усилия в шарнирах, кронштейнах, опорах стрелы, а затем рассчитываются напряжения для проверки прочности. Для элементов, не выполняющих условие прочности, вносятся конструктивные изменения, и повторяется расчет напряжений.

Разработке методик расчета усилий для гидравлических экскаваторов при копании посвящено большое число публикаций [1—6, 8—12]. Расчет в этих методиках выполняется по заданным усилиям на штоках гидроцилиндров поворота ковша, рукояти и стрелы. В [6] приведена математическая модель и алгоритм расчета усилий при копании в различных точках рабочей зоны. Методик же для расчета усилий при транспортировании с учетом поворотного движения платформы нет, а потребность учета влияния поворотного движения на рабочее оборудование существует.

Целью выполненных исследований являлась разработка методики расчета

усилий на элементы рабочего оборудования при повороте платформы экскаватора и переносе ковша.

Решение задач исследований

При повороте платформы экскаватора с угловыми ускорениями ε_i, угловой скоростью ω_i на рабочее оборудование начинают действовать силы инерции $F_{ин.j.i}$ и центробежные силы $F_{цб.j.i}$. Инерционные силы действуют перпендикулярно плоскости, проходящей по осям стрелы и рукояти, на схеме к расчету по рис. 1 они показаны под углом к осям *x0y*. Центробежные силы действуют горизонтально.

Обозначения в формулах: для длин использование обозначения точек по краям отрезков, для углов — знак $\angle$ с индексом из обозначений точек угла, для координат — символы *x* и *y* с индексами точки.

Инерционная сила, действующая на *j*-й элемент рабочего оборудования:

$$F_{ин.j.} = m_j \cdot R_j \cdot \varepsilon_i ,$$

где m_j — масса *j*-го элемента, для которого определяется усилие; R_j — расстояние по горизонтали от оси вращения платформы до *j*-й элемента.

Инерционные силы вызовут изгибающие моменты относительно шарниров *A*, *B* и *C*, которые можно пересчитать в пару сил в этих шарнирах и использовать в расчетах на прочность.

Центробежная сила, действующая на *j*-й элемент рабочего оборудования:

$$F_{цб.j.} = m_j \cdot R_j \cdot \omega_i^{\,2} .$$

Одновременно с усилиями, возникающими от поворотного движения платформы, действуют силы тяжести элементов. Причем центробежные силы действуют в одной вертикальной плоскости с силами тяжести, инерционные же силы перпендикулярны этой плоскости.

Усилия на элементы рабочего оборудования от сил тяжести и центробежных сил определяются по условиям равновесия относительно шарниров [6, 8].

Усилие на штоках гидроцилиндров стрелы относительно шарнира *A*:

$$F_{цс} = \frac{G_с\left(x_{цтс} - x_A\right) + G_р\left(x_{цтр} - x_A\right) + G_к\left(x_{цтк} - x_A\right) + G_{цс}\left(\frac{x_T + x_E}{2} - x_A\right) + G_{цр}\left(\frac{x_F + x_P}{2} - x_A\right) +}$$

$$+\frac{+G_{цк}\left(\frac{x_R + x_D}{2} - x_A\right) + F_{цб.с}\left(y_{цтс} - y_A\right) + F_{цб.р}\left(y_{цтр} - y_A\right) + F_{цб.к}\left(y_{цтк} - y_A\right) +}{L_{AT}\sin(\pi - \alpha_0 - \phi_c)}$$

$$+\frac{+F_{цб.цс}\left(\frac{y_E + y}{2} - y_A\right) + F_{цб.цр}^{\,F}\left(\frac{y_P + y}{2} - y_A\right) + F_{цб.цк}^{\,D}\left(\frac{y_R + y}{2} - y_A\right)}{},$$

где $F_{цб.с}$, $F_{цб.р}$, $F_{цб.к}$, $F_{цб.цс}$, $F_{цб.цр}$, $F_{цб.цк}$ — центробежная сила стрелы, рукояти, ковша, гидроцилиндров стрелы, рукояти, ковша.

Усилия на штоках гидроцилиндров рукояти относительно шарнира *B*. На шарнир *B*, кроме усилия в штоке, действует также половина силы тяжести и сил инерции гидроцилиндра рукояти:

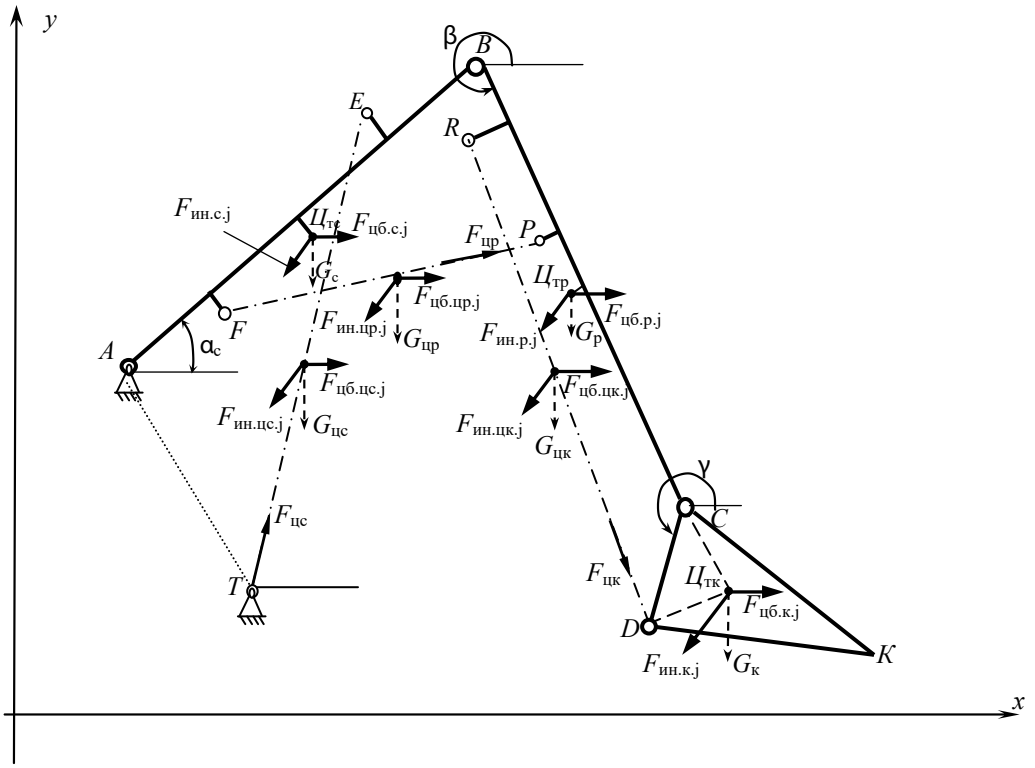

Рис. 1. Схема к расчету параметров рабочего оборудования: A, T, E, F, P, R, B, C, D — шарниры; K — вершина зуба ковша; KCD — схема профиля ковша; CB — рукоять; AB — стрела; TE, FP, RD — гидроцилиндры поворота стрелы, рукояти и ковша; G_c, $G_р$, $G_к$, $G_{цс}$, $G_{цр}$, $G_{цк}$ — силы тяжести стрелы, рукояти, ковша, гидроцилиндров стрелы, рукояти, ковша; $Ц_{тс}$ $Ц_{тр}$ $Ц_{тк}$ — центр тяжести стрелы, рукояти и ковша; α_c, β, γ — углы наклона к горизонтали стрелы, рукояти, ковша; $F_{ин.с.j}$, $F_{цб.с.j}$, $F_{ин.р.j}$, $F_{цб.р.j}$, $F_{ин.к.j}$, $F_{цб.к.j}$, $F_{ин.цс.j}$, $F_{цб.цс.j}$, $F_{ин.цр.j}$, $F_{цб.цр.j}$, $F_{ин.цк.j}$, $F_{цб.цк.j}$ — инерционные и центробежные силы стрелы, рукояти, ковша, гидроцилиндров стрелы, рукояти и ковша

Fig. 1. Calculation layout for implement parameters: A, T, E, F, P, R, B, C, D — hinges; K — bucket tooth top; KCD — bucket profile; CB — lever; AB — boom; TE, FP, RD — cylinders for boom, lever and bucket, respectively; Gb, Gl, Gbc, Gbc, Glc, Gbcc — gravities of boom, lever, bucket, as well as boom, lever and bucket cylinders; Ccc, Ccl, Ccbc — gravity centers of boom, lever and bucket; αc, β, γ — angles of boom, lever and bucket relative to horizontal; Finb.j, Fcenb.j, Finl.j, Fcenl.j, Finbc.j, Fcenbc.j, Fincylb.j, Fcencylb.j, Fincyll.j, Fcentyll.j, Fincylbc.j, Fcencylbc.j – inertia and centrifugal forces of boom, lever and bucket, as well as boom, lever and bucket

$$F_{цр} = \frac{G_р\left(x_{цтр} - x_B\right) + G_к\left(x_{цтк} - x_B\right) + G_{цк}\left(\frac{x_R + x_D}{2} - x_B\right) + 0{,}5G_{цр}\left(x_P - x_B\right) - F_{цб.р}\left(y_B - y_{цтр}\right) -}{}$$

$$\frac{-F_{цб.к}\left(y_B - y_{цтк}\right) - F_{цб.цк}\left(y_B - \frac{y_R + y_D}{2}\right) - 0{,}5F_{цб.цр}\left(y_B - \frac{y_F + y_P}{2}\right)}{L_{BP}\sin\angle FPB}.$$

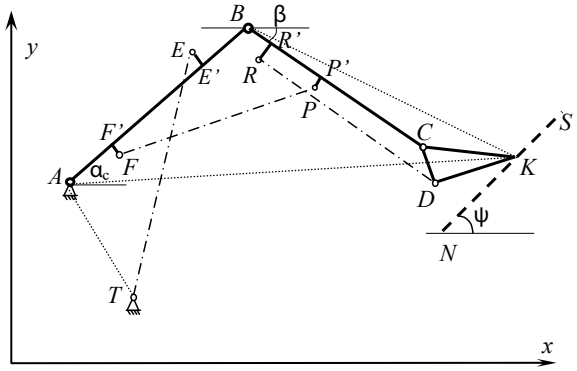

Рис. 2. Схема к расчету скоростей: K — вершина зуба ковша; KCD — схема ковша; CB — рукоять; AB — стрела; TE, FP, RD — гидроцилиндры стрелы, рукояти и ковша, NS — траектория движения ковша
Fig. 2. Velocity calculation layout: K — bucket tooth top; KCD — bucket profile; CB — lever; AB — boom; TE, FP, RD — cylinders for boom, lever and bucket, respectively; NS — bucket movement trajectory

Усилия на штоках гидроцилиндров ковша относительно шарнира *C*. На шарнир *C*, кроме усилия в штоке, действует также половина силы тяжести и центробежной силы гидроцилиндра ковша:

$$F_{\text{цк}} = \frac{G_{\text{к}}\left(x_{\text{цтк}} - x_C\right) - 0{,}5G_{\text{цк}}\left(x_D - x_C\right) - F_{\text{цб.к}}\left(y_{\text{цтк}} - y_C\right) - 0{,}5F_{\text{цб.цк}}\left(\frac{y_{\text{R}} + y_{\text{D}}}{2} - y_C\right)}{L_{CD}\sin\angle RDC}.$$

Реакции в шарнире от сил тяжести и инерционных сил «пята стрелы — платформа» (точка *A*):

$$R_{Ax} = F_{\text{цс}}\cos\alpha_c + F_{\text{цб.с}} + F_{\text{цб.р}} + F_{\text{цб.к}} + F_{\text{цб.цр}} + F_{\text{цб.цк}} + 0{,}5F_{\text{цб.цс}};$$

$$R_{Ay} = -F_{\text{цс}}\sin\alpha_c - P_y + G_{\text{к}} + G_{\text{р}} + G_{\text{с}} + G_{\text{цк}} + G_{\text{цр}} + 0{,}5G_{\text{цс}}.$$

Реакции в шарнире «стрела — рукоять» (точка *B*):

$$R_{Bx} = -F_{\text{цр}}\cos\phi_p - P_x;$$

$$R_{By} = -F_{\text{цр}}\sin\phi_p - P_y + G_{\text{к}} + G_{\text{р}} + G_{\text{цк}} + 0{,}5G_{\text{цр}}.$$

Реакции в шарнире «рукоять — ковш» (точка *C*):

$$R_{Cx} = -F_{\text{цк}}\cos\phi_к - P_x;$$

$$R_{Cy} = -F_{\text{цр}}\sin\phi_к - P_y + G_{\text{к}} + 0{,}5G_{\text{цк}}.$$

В представленные выше выражения входят координаты точек расчетной схемы, которые меняются в процессе транспортирования ковша. Кратчайшая траектория перемещения ковша в плоскости рабочего оборудования из точки окончания черпания в точку разгрузки представляет собой прямой отрезок. Для обеспечения движения ковша по такой траектории необходимо задавать по определенному гра-

фику скорости выдвижения штоков гидроцилиндров стрелы и рукояти, а гидроцилиндры ковша можно застопорить. Для расчета координат и таких графиков скоростей приведена схема на рис. 2.

Исходными данными служат линейные размеры элементов рабочего оборудования, координаты траектории *KS*, скорость движения ковша по траектории $v_к$, координаты точек крепления стрелы и цилиндра стрелы к поворотной платформе *A*, *T*.

Для расчета координат точек рассмотрим треугольник *ABK*. В нем известны координаты оси пяты *A*, текущие координаты точки *K* по мере перемещения по траектории *NS*.

Текущее расстояние между точками *AK* при движении ковша по траектории определяется по координатам точек:

$$AK = \sqrt{(x_A - x_K)^2 + (y_A - y_K)^2}\,.$$

Координаты точек стрелы определяются по углу ее наклона. По теоремам косинусов и синусов определяются углы треугольника *ABK*:

$$\angle_{KAB} = \arccos[(AK^2 + AB^2 - KB^2) / (2 \cdot AK \cdot AB)];$$
$$\angle_{KAB} = \arccos[(AK^2 + AB^2 - KB^2) / (2 \cdot AK \cdot AB)];$$
$$\angle_{ABK} = \arccos[(AB^2 + KB^2 - AK^2) / (2 \cdot AB \cdot KB)].$$

Наклон линии *AK* к оси *x:*

$$\angle_{AKx} = \arcsin[(y_K - y_A) / AK].$$

Угол наклона стрелы *AB* к горизонту:

$$\alpha_с = \angle_{KAB} - \angle_{AKx}.$$

Координаты шарнира «стрела-рукоять» *B*:

$$x_B = x_A + AB\cos(\alpha_с);\ y_B = y_A + AB\sin(\alpha_с).$$

Координаты точек проекций шарниров *E* и *F* на ось стрелы:

$$x_{F'} = x_A + AF'\cos(\alpha_с);\ y_{F'} = y_A + AF'\sin(\alpha_с);$$
$$x_{E'} = x_A + AE'\cos(\alpha_с);\ y_{E'} = y_A + AE'\sin(\alpha_с);$$

Координаты *E* и *F*:

$$x_F = x_{F'} - FF'\sin(\alpha_с);\ y_F = y_{F'} + FF'\cos(\alpha_с);$$
$$x_E = x_{E'} - EE'\sin(\alpha_с);\ y_E = y_{E'} + EE'\cos(\alpha_с).$$

Расстояние *TE* между осями цилиндра стрелы:

$$L_{цс} = \sqrt{(x_T - x_E)^2 + (y_T - y_E)^2}\,.$$

Координаты точек рукояти определяются по углу ее наклона к горизонту. По треугольнику *KBC*:

$$\angle_{KBC} = \arccos[(KB^2 + BC^2 - CK^2) / (2 \cdot KB \cdot BC)];$$

$$\angle_{CKB} = \arccos[(KB^2 + CK^2 - BC^2) / (2 \cdot KB \cdot CK)].$$

Угол наклона оси рукояти к горизонту:

$$\beta = \pi - \alpha_c - \angle_{ABK} + \angle_{KBC}.$$

Координаты точек рукояти:

$$x_C = x_B + BC\cos(\beta);\ y_C = y_B + BC\sin(\beta);$$

$$x_{R'} = x_B + BR'\cos(\beta);\ y_{R'} = y_B + BR'\sin(\beta);$$

$$x_R = x_{R'} + RR'\sin(\beta);\ y_R = y_{R'} + RR'\cos(\beta);$$

$$x_{P'} = x_B + BP'\cos(\beta);\ y_{P'} = y_B + BP'\sin(\beta);$$

$$x_P = x_{P'} + PP'\sin(\beta);\ y_P = y_{P'} + PP'\cos(\beta).$$

Расстояние между осями цилиндра стрелы:

$$L_{\text{цр}} = \sqrt{(x_P - x_F)^2 + (y_P - y_F)^2}.$$

Для расчета координаты *D* ковша определим углы треугольников *BKC* и *DCK*:

$$\angle_{BKx} = arctg[(y_B - y_K) / (y_K - y_B)];\ \angle_{CKx} = \angle_{BKx} - \angle_{CKB};$$

$$\angle_{CKD} = \arccos[(CK^2 + KD^2 - CD^2) / (2 \cdot CK \cdot KD)];\ \angle_{DKx} = \angle_{CKx} - \angle_{CKD}.$$

Координата шарнира *D*:

$$x_D = x_K - KD\cos(\angle_{DKx});\ y_D = y_K + KD\sin(\angle_{DKx}).$$

Расстояние между осями цилиндра ковша:

$$L_{\text{цк}} = \sqrt{(x_D - x_R)^2 + (y_D - y_R)^2}.$$

Поставленная задача поддержания необходимых скоростей для удержания ковша на заданной траектории может быть решена по графикам скорости. Теку-

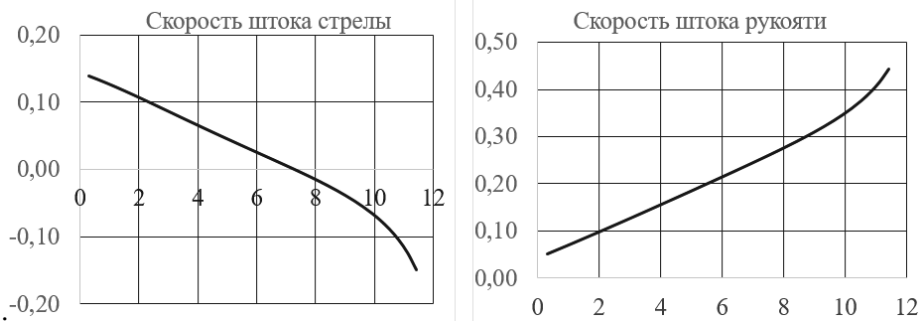

Рис. 3. Результаты расчета скоростей штоков стрелы и рукояти
Fig. 3. Calculated velocities of boom and lever rods

щее значение скоростей движения штоков гидроцилиндров может быть определено численным дифференцированием изменений в процессе копания размеров гидроцилиндров.

Текущее значение скорости выдвижения штока при численном дифференцировании по известной формуле:

$$v_i = (L_i - L_{i-1}) / \Delta t ,$$

где L_i, L_{i-1} — последующее и предыдущее значение расстояния, определенные через шаг интегрирования Δt.

Текущее положение зуба ковша определяется при численном интегрировании по времени скорости движения ковша:

$$x_{к.i} = x_{к.i-1} + v_к \cdot \Delta t \cdot \cos\psi ;$$

$$y_{к.i} = y_{к.i-1} + v_к \cdot \Delta t \cdot \sin\psi ,$$

где $x_{к.i}$, $x_{к.i-1}$, $y_{к.i}$, $y_{к.i-1}$, — координаты последующего и предыдущего положения зуба ковша на траектории, определенные через шаг интегрирования Δt, $v_к$ — скорость движения ковша вдоль траектории; ψ — угол наклона траектории.

По представленным выражениям разработан алгоритм и составлена программа на алгоритмическом языке для проведения исследований. Проведены расчеты для экскаватора с ковшом 8 м^3 при скорости движения ковша по траектории 1 м/с. Графики изменения скоростей на рис. 3.

Графики получены для экскаватора с ковшом 8 м^3 при транспортировании ковша по прямолинейной траектории от точки окончания копания (x_D = 7,7; y_D = 1,7) в точку разгрузки (x_D = 14; y_D = = 7,7). Графики показывают, как должны регулироваться скорости выдвижения штоков гидроцилиндров стрелы и рукояти для обеспечения движения зубьев ковша по указанной траектории. Разработанный алгоритм может быть внедрен в цифровую систему управления экскаватором.

В программе по приведенным выражениям одновременно с координатами и скоростями рассчитываются усилия в шарнирах при транспортировании ковша. Результаты были сравнены с результатами расчетов, выполненными для процесса копания по методике [6]. Результаты сравнения показали, что имеются траектории, при движении по которым усилия в шарнирах на 5 — 30% превышают усилия в них при копании. При расчетах на прочность рабочего оборудования это должно быть учтено.

Выводы

1. Разработанная математическая модель и программа для ЭВМ позволяют определять усилия на штоках гидроцилиндров, в шарнирах при транспортировании ковша по заданной траектории.

2. Для экскаватора с ковшом 8 м^3 проведены расчеты усилий копания и усилий при транспортировании, выявлено, что реакции в пяте стрелы и шарнире «рукоять-стрела» от усилий при транспортировании на 5 — 30% превышают реакции от усилий при копании.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Побегайло П. А.* Мощные одноковшовые гидравлические экскаваторы: Выбор основных геометрических параметров рабочего оборудования на ранних стадиях проектирования. — М.: ЛЕНАНД, 2014. — 296 с.

2. *Лагунова Ю. А.*, *Комиссаров А. П.*, *Шестаков В. С.* Проектирование карьерных экскаваторов. М.: Инновационное машиностроение, 2017. — 228 с.

3. *Подэрни Р. Ю.*, *Петер Б.* Эффективность применения мощных гидравлических экскаваторов — результат повышения их надежности //Горная промышленность. 2015. № 1 (119). С. 46.

4. *Иванов И. Ю.*, *Комиссаров А. П.*, *Телиман И. В.*, *Лукашук О. А.* Анализ рычажно-гидравлических механизмов рабочего оборудования гидравлических экскаваторов // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности. Сборник трудов XV Международной научно-технической конференции.– Екатеринбург: Уральский государственный горный университет, 2017. — 410 с. — С. 51 — 54.

5. *Зыков П. А.* Методика оптимального выбора модели карьерного одноковшового гидравлического экскаватора под заданные горно-геологические и технические условия//Горное оборудование и электромеханика. — № 1. — 2014. — С. 37 — 42.

6. *Бабенков П. Ю.*, *Шестаков В. С.* Моделирование рабочего процесса гидравлического экскаватора // Горное оборудование и электромеханика. — № 1. — 2018, С. 10 — 14.

7. *Лукашук О. А.*, *Комиссаров А. П.*, *Лагунова Ю. А.* Разработка цифровой системы управления главными приводами карьерного экскаватора как важнейшее направление повышения эффективности работы экскаватора. (2020) Серия конференций IOP: Материаловедение и инженерия, 709 (2), статья № 022117. DOI: 10.1088 / 1757 — 899X / 709/2/022117.

8. *Комиссаров А. П.*, *Шестаков В. С.* Имитационная модель функционирования рабочего оборудования гидравлического экскаватора // Горное оборудование и электромеханика. — № 8. — 2013, С. 20 — 24.

9. *Побегайло П. А.* Математическая модель определения нагруженности одноковшового гидравлического экскаватора обратного копания //Интерстроймех — 2002. С. 179 — 181.

10. Victor Shestakov, Pavel Bezkorovainyy and Tatyana Franz. Determination of the working area of a hydraulic excavator // E3S Web of Conferences. Volume 177 (2020). XVIII Scientific Forum “Ural Mining Decade” (UMD 2020). Ekaterinburg, Russia, April 2 — 11, 2020. R. Apakashev, D. Simisinov and A. Glebov (Eds.), P. 100 — 104

11. *Gruening G. T.*, *Kunze G.*, *Katterfeld A.* Simulating the working process construction machines // In: Bulk Solids Europe 2010. Glasgow, Scotland, 2010. 10 p.

12. *Frimpong S.*, *Li Y.* Virtual Prototype Simulation of Hydraulic Shovel Kinematics for Spatial Characterization in Surface Mining Operation // International Journal of Surface Mining, Reclamation and Environment, 2005, Vol. 19, № 4, pp. 238 — 250. ГИАБ

REFERENCES

1. Pobegailo P. A. *Moshchnye odnokovshovye gidravlicheskie ekskavatory* [Heavy Duty Single Bucket Hydraulic Excavators]: Selecting basic geometries for work equipment in the early stages of design. Moscow: LENAND, 2014. 296 p. [In Russ]

2. Lagunova Yu. A., Komissarov A. P., Shestakov V. S. *Proektirovanie kar’ernyh ekskavatorov* [Designing of mining excavators]. Moscow: Innovative mechanical engineering, 2017. 228 p. [In Russ]

3. Poderny R.Yu., Peter B. Efficiency of the use of powerful hydraulic excavators the result of increasing their reliability. *Gornaya promyshlennost’*. 2015. no. 1 (119). P. 46. [In Russ]

4. Ivanov I.Yu., Komissarov A. P., Teliman I. V., Lukashuk O. A. *Analiz rychazhno-gidravlicheskih mekhanizmov rabochego oborudovaniya gidravlicheskih ekskavatorov* [Analysis of lever-hydraulic mechanisms of working equipment of hydraulic excavators]. Technological equipment for mining and oil and gas industry. Proceedings of the XV International Scientific and Technical Conference. Yekaterinburg: Ural State Mining University, 2017. 410 p., pp. 51 — 54. [In Russ]

5. Zykov P. A. The method of optimal choice of the model of a single-bucket hydraulic excavator for the given mining-geological and technical conditions. *Gornoe oborudovanie i elektromekhanika*. no. 1. 2014, pp. 37—42. [In Russ]

6. Babenkov P.Yu., Shestakov V. S. Modeling the working process of a hydraulic excavator. *Gornoe oborudovanie i elektromekhanika*. no. 1. 2018, pp. 10—14. [In Russ]

7. Lukashuk O. A., Komissarov A. P., Lagunova Yu.A. Development of a digital control system for the main drives of a mining excavator as the most important direction for increasing the efficiency of the excavator. (2020) IOP Conference Series: *Materialovedenie i inzheneriya*, 709 (2), paper # 022117. DOI: 10.1088. 1757—899X. 709/2/022117 [In Russ]

8. Komissarov A. P., Shestakov V. S. Simulation model of the functioning of the working equipment of a hydraulic excavator. *Gornoe oborudovanie i elektromekhanika*. no. 8. 2013, pp. 20—24. [In Russ]

9. Pobegailo P. A. Mathematical model for determining the loading of a single-bucket hydraulic excavator of reverse digging. *Interstrojmekh*. 2002. pp. 179—181 [In Russ]

10. Victor Shestakov, Pavel Bezkorovainyy and Tatyana Franz. Determination of the working area of a hydraulic excavator. E3S Web of Conferences. Volume 177 (2020). XVIII Scientific Forum "Ural Mining Decade" (UMD 2020). Ekaterinburg, Russia, April 2—11, 2020. R. Apakashev, D. Simisinov and A. Glebov (Eds.), P. 100—104.

11. Gruening G. T., Kunze G., Katterfeld A. Simulating the working process construction machines. In: Bulk Solids Europe 2010. Glasgow, Scotland, 2010. 10 p.

12. Frimpong S., Li Y. Virtual Prototype Simulation of Hydraulic Shovel Kinematics for Spatial Characterization in Surface Mining Operation. *International Journal of Surface Mining, Reclamation and Environment*, 2005, Vol. 19, no. 4, pp. 238—250.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Безкоровайный Павел Геннадьевич[1,2] — ст. преподаватель кафедры «Механика»,
Шестаков Виктор Степанович[2] — канд. техн. наук, профессор кафедры «Горные машины и комплексы», e-mail: shestakov.v.s@mail.ru;
Юсупов Тимур Ильдарович[2] — аспирант кафедры «Электрификация горных предприятий»,
[1] Карагандинский государственный технический университет, Казахстан, г. Караганда, ул. Курчатова, 7.
[2] Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург, Россия.

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Bezkorovayny P. G.[1,2], Senior Lecturer at the Department of Mechanics;
Shestakov V. S.[2], Cand. Sci. (Eng.), Professor at the Department of Mining Machines and Assemblies, E-mail: shestakov.v.s@mail.ru;
Yusupov T. I.[2], Post-Graduate Student at the Mine Electrification Department;
[1] Karaganda State Technical University, Karaganda, Kazakhstan;
[2] Ural State Mining University, Yekaterinburg, Russia.

Получена редакцией 25.05.2021; получена после рецензии 03.09.2021; принята к печати 10.10.2021.
Received by the editors 25.05.2021; received after the review 03.09.2021; accepted for printing 10.10.2021.