

РАСЧЕТНАЯ МОДЕЛЬ И ПРОГРАММА РАСЧЕТА МЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ЭКСКАВАТОРА

Аннотация: Условия работы исполнительного органа гидравлического экскаватора зависят от вида съемного оборудования, устанавливаемого на манипулятор (ковш, рыхлитель, гидромолот и др.). Представлена математическая модель и программа расчета манипуляционных систем исполнительных органов гидравлических экскаваторов. Программа предназначена для современных ЭВМ и позволяет конструировать механические системы манипуляторов с различным навесным оборудованием в режиме САПР.

Ключевые слова: гидравлический экскаватор, съемное оборудование, манипулятор, напряженно-деформированное состояние, математическая модель, программа расчета манипуляционных систем, блок-схема алгоритма программы.

Информация о статье: принята 01 августа 2019 г.

DOI: 10.26730/1816-4528-2019-3-33-38

При расчете манипуляционных систем гидравлических экскаваторов на ЭВМ удобно использовать обобщенные (универсальные) расчетные модели, пригодные для описания не какой-либо одной конкретной расчетной схемы, а целого ряда расчетных схем, охватывающих основные виды манипуляторов и условия их работы.

Условия работы исполнительного органа гидравлического экскаватора зависят от вида съемного оборудования, устанавливаемого на манипулятор (ковш, рыхлитель, гидромолот и др.) [1,2]. Для разработки таких моделей достаточно выделить несколько типовых элементов, входящих в состав расчетных схем, и описать с помощью уравнений их напряженно-деформированное состояние [3]. Тогда любая расчетная схема может быть представлена набором типовых элементов, соединенных между собой определенным способом [4].

Составляют две расчетные модели: одну для расчета манипулятора при плоской схеме нагружения в

горизонтальной плоскости, а другую – для расчета манипулятора на нагрузки, действующие в вертикальной плоскости (рис. 1).

На рис. 2 предлагается расчетная схема исполнительного органа гидравлического экскаватора, отвечающая предлагаемой технологии выемки горных пород в забое.

Схема (рис.2) представляет собой плоскопространственную систему, состоящую из тонкостенных прямолинейных и криволинейных конечных элементов различной жесткости, произвольно нагруженных. Конструкция исполнительного органа, отвечающая данной расчетной схеме, предполагается не массивной литой конструкцией, как у серийных экскаваторов, а тонкостенной сварно-литой из прокатных профилей. Прокатные профили (стандартный двутавр, широкополочный двутавр, швеллер, уголок, желобчатый профиль и др.) отличаются

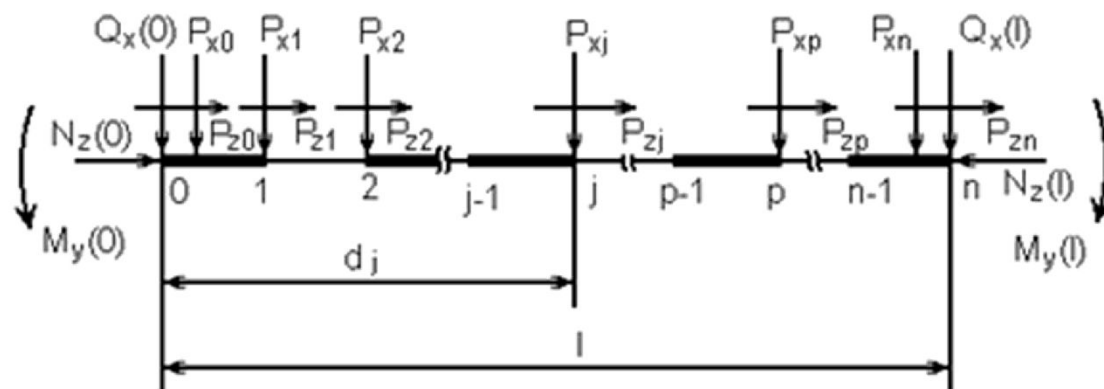


Рис. 1. Типовой прямолинейный элемент расчетной модели при плоской схеме нагружения рабочего органа гидравлического экскаватора

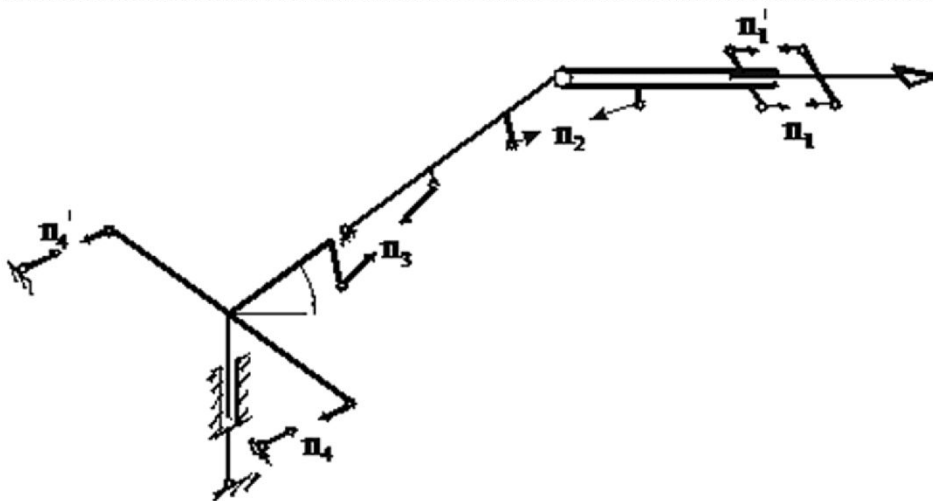


Рис. 2. Расчетная схема исполнительного органа гидравлического экскаватора, отвечающая технологии выемки горной породы в забое

большим сопротивлением на изгиб в главной плоскости и малым сопротивлением действию нагрузок, вызывающих сложный (косой) изгиб и кручение [5].

Этот недостаток в значительной мере можно устранить постановкой депланационных связей в виде раскосов и планок, закрепляющих полки профиля от взаимных продольных перемещений при кручении, а также установкой поперечных связей, увеличивающих пространственную жесткость конструкции. Распределение связей, а также их размеры зависят от действующей нагрузки и конструктивных особенностей исполнительного экскаватора [6]. Поэтому для анализа напряженно-деформированного состояния механической системы исполнительного органа из тонкостенных элементов необходимо иметь универсальную расчетную модель, учитывающую влияние депланационных связей, поперечных связей и реакции массива пород.

При составлении уравнений равновесия и совместности перемещений i -го и $(i+1)$ -го элементов (здесь $i = 1, 2, \dots, N$) силовые и кинематические факторы в конечном сечении i -го элемента выражаются через начальные параметры $(i+1)$ -го элемента. При этом, чтобы не нарушать общность алгоритма, считается, что к последнему элементу ($i = N$) присоединен фиктивный элемент, имеющий нулевую длину и не несущий нагрузки, начальные параметры которого соответствуют реакциям и перемещениям на конце последнего элемента.

При построении расчетной модели произвольная нагрузка аппроксимируется системой сосредоточенных сил, приложенных в точках деления элементов системы на участки. Считается, что в этих же точках установлены связи (упругие опоры), моделирующие взаимодействие элементов со средой.

В компактной матричной форме расчетная модель записывается в следующем виде:

$$A_{1,1}^i \bar{p}_0^i + A_{1,2}^i \bar{S}_x^i + A_{1,3}^i \bar{S}_z^i + A_{1,4}^i \bar{p}_0^{i+1} + A_{1,5}^i \bar{\delta}^i = \bar{B}_1^i; \quad (1)$$

$$A_{2,1}^i \bar{p}_0^i + A_{2,2}^i \bar{S}_x^i + A_{2,3}^i \bar{S}_z^i = \bar{B}_2^i; \quad (2)$$

$$A_{3,1}^i \bar{p}_0^i + A_{3,2}^i \bar{S}_x^i + A_{3,3}^i \bar{S}_z^i = \bar{B}_3^i; \quad (3)$$

$$G_1^i \bar{p}_0^i + G_2^i \bar{p}_0^{i+1} = \bar{g}_i; \quad (4)$$

$$G_3^i \bar{p}_0^{i+1} + G_4^i \bar{\delta}^i = \bar{g}_2^i; \quad (5)$$

$$A_{4,1}^i \bar{q}_0^i + A_{4,2}^i \bar{S}_y^i + A_{4,3}^i \bar{M}_R^i + A_{4,4}^i \bar{q}_0^{i+1} + A_{4,5}^i \bar{q}^i = \bar{B}_4^i; \quad (6)$$

$$A_{5,1}^i \bar{q}_0^i + A_{5,2}^i \bar{S}_y^i = \bar{B}_5^i; \quad (7)$$

$$A_{6,1}^i \bar{q}_0^i + A_{6,2}^i \bar{R}_R^i = \bar{B}_6^i; \quad (8)$$

$$G_5^i \bar{q}_0^i + G_6^i \bar{q}_0^{N+1} = \bar{f}_1^i; \quad (9)$$

$$G_7^i \bar{q}_0^{i+1} + G_8^i \bar{\delta}^i = \bar{f}_2^i, \text{ где } i = 1, \bar{N}, \quad (10)$$

где

Матричные уравнения (1) и (6) выражают условия равновесия и совместности перемещений всех N звеньев манипуляционной системы комбайна, записанных в форме уравнений метода начальных параметров. Матричные уравнения (2), (3), (7) и (8) определяют силы инерции звеньев и сопротивления среды соответственно при нормальных, касательных и бинормальных перемещениях, а также при вращении звеньев вокруг собственной оси. Матричные уравнения (4), (5), (9) и (10) выражают граничные условия – условия в начальных сечениях первого и $(N+1)$ -го звеньев манипулятора и в сочленениях звеньев.

В уравнениях (1) - (10) использованы следующие обозначения:

$\bar{p}_0^i = [Q_x^i(o), N_z^i(o), M_y^i(o), \theta_y^i, X^i(o), Z^i(o)]^t$ – вектор начальных параметров для системы сил, действующих в вертикальной плоскости;

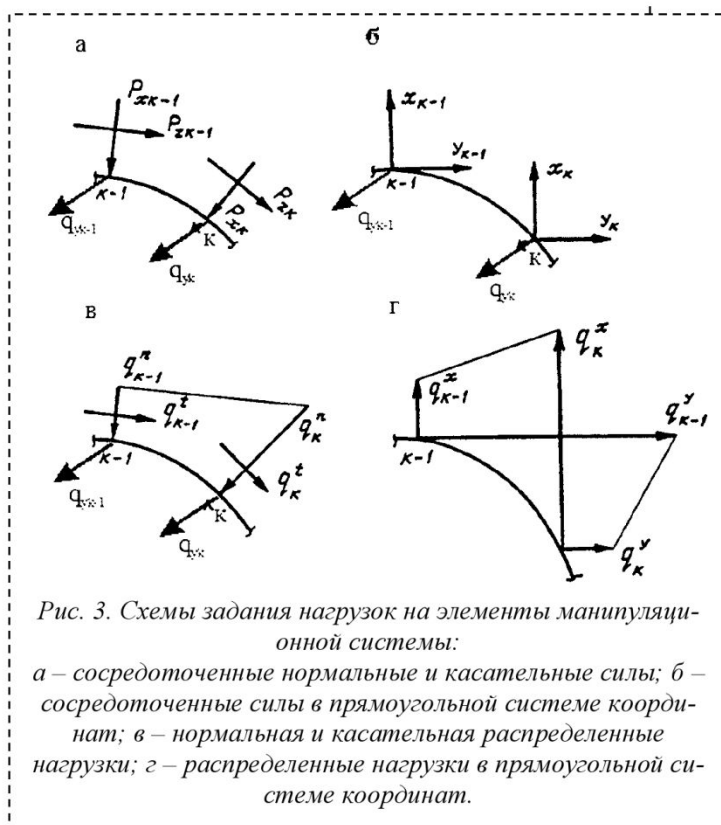
$$\bar{q}_0^i =$$

$[Q_y^i(o), M_x^i(o), M_z^i(o), B^i(o), \theta_x^i(o), \theta_z^i(o), Y^i(o)]^t$ – вектор начальных параметров для системы сил, действующих из вертикальной плоскости;

$\bar{S}_x^i = [S_{x,o}, S_{x,1}, \dots, S_{x,ni}]^t$ – вектор нормальных (по оси x) реактивных сил в сечениях i -го звена;

$\bar{S}_y^i = [S_{y,o}, S_{y,1}, \dots, S_{y,ni}]^t$ – вектор нормальных (по оси y) реактивных сил в сечениях i -го звена;

$\bar{S}_z^i = [S_{z,o}, S_{z,1}, \dots, S_{z,ni}]^t$ – вектор тангенциальных (по оси z) реактивных сил в сечениях i -го звена;



$\vec{M}_R^i = |M_{R,0}, M_{R,1}, \dots, M_{R,ni}|$ – вектор реактивных крутящих моментов в сечениях i -го звена;

$\vec{\delta}^i = |\delta_1, \delta_2, \delta_3, \delta_4, \delta_5, \delta_6|$ – вектор кинематических скачков (углов поворота сечений относительно осей x и y , угла закручивания вокруг оси z , а также линейных перемещений в направлении осей x, y, z) в соединении i -го звена с $(i+1)$ -м; $A_{1,1}^i, A_{1,2}^i, \dots, A_{6,2}^i$; $\vec{B}_1^i, \vec{B}_2^i, \vec{B}_3^i, \vec{B}_4^i, \vec{B}_5^i, \vec{B}_6^i$ – матрицы и векторы, элементы которых определяются структурой соответствующих уравнений внутренних сил и перемещений, полученных методом начальных параметров; $G_1^i, G_2^i, G_3^i, G_4^i, \vec{g}_1, \vec{g}_2, \vec{f}_1, \vec{f}_2, G_5^i, G_6^i, G_7^i, G_8^i$ – матрицы и векторы граничных условий.

Решение системы матричных уравнений (1) – (10) позволяет определить векторы $\vec{P}_0^i, \vec{q}_0^i, \vec{S}_x^i, \vec{S}_y^i, \vec{S}_z^i, \vec{M}_R^i \vec{\delta}^i$ ($i = 1, 2, \dots, N$), которые совместно с векторами заданных нагрузок полностью определяют напряженно-деформированное состояние всех элементов манипуляционной системы. Система уравнений (1) – (10) в данном случае включает две расчетные модели: одна из них, включающая уравнения (1) – (5), предназначена для расчета манипулятора при плоской схеме нагружения, а другая, состоящая из уравнений (6) – (10), предназначена для расчета манипулятора на нагрузки, действующие из вертикальной плоскости. Эти модели в зависимости от характера решаемой задачи могут либо использоваться независимо друг от друга, либо объединяться в одну расширенную расчетную модель, причем объединение этих моделей не требует их переработки и корректировки.

На основе расчетной модели (1) – (10) разработана программа расчета механической системы

исполнительного органа экскаватора, позволяющая автоматизировать вычисления внутренних усилий и перемещений при действии трехкомпонентных нагрузок, вызывающих наряду с «плоским» нагружением изгиб из вертикальной плоскости и стесненное кручение элементов манипуляционной системы.

Алгоритм расчета включает следующие основные этапы:

- 1) ввод исходных данных;
- 2) преобразование нагрузок;
- 3) формирование матрицы коэффициентов при неизвестных;
- 4) формирование вектора свободных членов;
- 5) решение системы линейных алгебраических уравнений методом Гаусса;
- 6) вычисление внутренних сил и перемещений;
- 7) вывод на печать внутренних сил и перемещений.

Исходными данными для расчета являются геометрические и деформационные параметры элементов механической системы, реакции массива пород, собственный вес элементов, а также другие задаваемые нагрузки.

Предусмотрено четыре способа задания исходных нагрузок (рис. 3), имеющих в данном случае три составляющие. В точках деления манипулятора на участки задаются:

- 1) сосредоточенные нормальные P_{xk}, P_{yk} и касательные P_{zk} силы (рис. 3, а), направленные по осям подвижной системы координат;
- 2) сосредоточенные силы X_k, Y_k и Z_k , направленные вдоль осей x, y и z неподвижной системы координат (рис. 3, б);
- 3) значения интенсивности нормальной q_k^n , би-нормальной q_k^B и касательной q_k^t нагрузок (рис. 3, в);
- 4) значения интенсивности распределенных нагрузок q_k^x, q_k^y и q_k^z , направленных вдоль осей x, y и z (рис. 3, г).

Во втором, третьем и четвертом случаях нагрузки автоматически преобразуются к первому виду, принятому при составлении расчетной модели.

Для работы с программой в общем случае необходимо подготовить следующие исходные данные:

- 1) NE – количество элементов в расчетной схеме;
- 2) JO(I), $I = \overline{1, NE}$ – массив моментов инерции сечений элементов при изгибе из плоскости кривизны;
- 3) JK(I), $I = \overline{1, NE}$ – массив моментов инерции сечений элементов при кручении;
- 4) L(I), $I = \overline{1, NE}$ – массив изгибно-крутильных характеристик элементов;
- 5) R(I), $I = \overline{1, NE}$ – массив радиусов линий центров изгиба элементов;

6) $H(I)$, $I = \overline{1, NE}$ – массив расстояний между полками профиля;

7) $OH(I)$, $I = \overline{1, NE}$ – массив секториальных координат точек приложения касательных нагрузок на элементах;

8) $C(I)$, $I = \overline{1, NE}$ – массив расстояний от плоскости деформационной связи до линии центров изгиба;

9) $ER(I)$, $I = \overline{1, NE}$ – массив расстояний от линии центров изгиба до цилиндрической поверхности, в которой лежит нагрузка $P_{y\bar{r}}$ (рис. 2);

10) $ET(I)$, $I = \overline{1, NE}$ – массив эксцентриситетов точек приложения нагрузок $P_{x\bar{r}}$, $P_{z\bar{r}}$;

11) $FG(I)$, $I = \overline{1, NE}$ – массив центральных углов элементов манипулятора;

12) $NN(I)$, $I = \overline{1, NE}$ – массив числа участков, на которые разбивается каждый элемент;

13) $PX(J)$, $I = \overline{1, NN(I)NE}$ – массив радиальных или вертикальных нагрузок в точках деления контура манипулятора на участки;

14) $PZ(J)$, $I = \overline{1, NN(I)NE}$ – массив касательных или горизонтальных нагрузок в точках деления контура манипулятора на участки;

15) $PY(J)$, $I = \overline{1, NN(I)NE}$ – массив нагрузок, перпендикулярных к вертикальной плоскости, в точках деления контура манипулятора на участки;

16) $FGH(J)$, $I = \overline{1, NN(I)NE}$ – массив угловых координат точек деления контура манипулятора на участки;

17) $ND(I)$, $I = \overline{1, NE}$ – массив числа деформационных связей на элементах;

18) $FGA(J)$, $FGB(J)$, $I = \overline{1, NN(I)NE}$ – массивы угловых координат сечений, в которых размещаются концы а и b деформационных связей;

19) $OA(I)$, $OB(I)$, $I = \overline{1, NE}$ – массивы секториальных координат крайних точек полков профилей элементов;

20) $SM(J)$, $DM(J)$, $I = \overline{1, NN(I)NE}$ – массивы геометрических размеров деформационных связей: $SM(J)$ – ширина, $DM(J)$ – толщина;

21) MU – коэффициент упругой податливости полков профиля элемента;

22) ALF – угол, образуемый осью OZ неподвижной системы координат и радиусом, проведенным в начальное сечение 1-го элемента (положительное значение отсчитывается от оси OZ против часовой стрелки);

23) $ALFG(I)$, $I = \overline{1, NE}$ – массив углов сопряжения элементов;

24) $IE(I)$, $I = \overline{1, NE}$ – массив числа точек эпюр на 1-ом элементе;

25) E и G – модули упругости на сжатие и сдвиг;

26) EPS – допуск решения системы уравнений;

27) $INPR$ – признак, управляющий расчетом эпюр ($INPR = 1$ – расчет разрешен, $INPR = 0$ – расчет завершен).

28) IP – признак способа задания нагрузки ($IP = 1, 2, 3, 4$ соответствует четырем рассмотренным выше способам задания нагрузки);

29) $IS(I)$ – массив признаков типа узла сопряжения элементов: $IS(I) = 1$ для шарнира, $IS(I) = 2$ для жесткого узла;

30) $NU(J)$, $J = \overline{1, 8}$ – массив граничных условий, содержащий номера неизвестных, для которых составляются уравнения граничных условий;

31) $VNU(J)$, $J = \overline{1, 8}$ – массив, элементам которого присваиваются значения свободных членов из уравнений граничных условий.

Исходные данные должны быть подготовлены в следующих единицах измерения: геометрические размеры, см; углы, град; моменты инерции сечения, $см^4$; секториальные координаты, $см^2$; модули упругости, $кгс/см^2$; сосредоточенные силы, $кгс$; сосредоточенные моменты, $кгс\cdot см$; интенсивность нагрузки, $кгс/см$.

Граничные условия формируются из уравнений

$$\left. \begin{aligned} Q_y^1(0) + Q_y^N(\beta_N) &= c_1; \\ M_x^1(0) + M_x^N(\beta_N) &= c_2; \\ M_z^1(0) + M_z^N(\beta_N) &= c_3; \\ \bar{M}_z^1(0) + \bar{M}_z^N(\beta_N) &= c_4; \end{aligned} \right\} \quad \left. \begin{aligned} B^1(0) + B^N(\beta_N) &= c_5; \\ y^1(0) + y^N(\beta_N) &= c_6; \\ \theta_x^1(0) + \theta_x^N(\beta_N) &= c_7; \\ \theta_z^1(0) + \theta_z^N(\beta_N) &= c_8. \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

Силовым и кинематическим факторам начального сечения первого элемента манипулятора присвоены номера с 1 по 8, а соответствующим факторам конечного сечения N -го элемента манипулятора – с -1 по -8, в порядке их расположения в системе уравнений.

Элементу массива $NU(J)$ присваивается номер фактора, для которого составляется уравнение граничного условия. Соответствующему элементу массива $VNU(J)$ присваивается значение свободного члена этого уравнения.

Конструирование манипуляционной системы исполнительного органа комбайна с использованием программы расчета проводится в два этапа. На первом этапе выбирается конкретная конструкция манипулятора, то есть его геометрические и деформационные параметры. Эта конструкция должна быть предварительно рассчитана на нагрузки, вызывающие ее изгиб в вертикальной плоскости. Затем определяются внутренние усилия и перемещения от нагрузок, вызывающих изгиб из вертикальной плоскости и стесненное кручение. Из совместного анализа эпюр нормальных и касательных напряжений, полученных в результате расчета, определяются опасные сечения элементов и проверяются на прочность. Если условия прочности по нормальным и касательным напряжениям выполняются, то конструкция манипулятора признается удовлетворительной и отпадает необходимость применения поперечных связей. Если условия прочности не выполняются из-

за нормальных и касательных напряжений, вызванных стесненным кручением и изгибом из вертикальной плоскости, то необходимо перейти ко второму этапу конструирования, связанному с применением поперечных связей.

На втором этапе конструирования анализируются эпюры углов закручивания сечений элементов манипулятора, в результате которого определяются сечения с наибольшими углами закручивания. В этих сечениях устанавливаются поперечные связи и производится расчет усиленной конструкции при различных величинах геометрических характеристик связей. Затем, как и на первом этапе конструирования, в результате совместного анализа эпюр напряжений от стесненного кручения и изгиба из вертикальной плоскости и эпюр напряжений от изгиба в этой плоскости находятся опасные сечения и проверяются на прочность. Если условия прочности выполняются, то расчет считается законченным. В противном случае производится анализ эпюры угла закручивания сечений элементов манипулятора, в результате которого определяются новые сечения, имеющие максимальные углы закручивания. В этих сечениях устанавливаются дополнительные поперечные связи.

Затем определяются внутренние усилия и перемещения, проверяется прочность опасных сечений и при невыполнении условий прочности система вновь усиливается поперечными связями и т.д. до тех пор, пока не будут выполняться условия прочности. Однако необходимо обращать внимание на то, что иногда выгоднее изготовить элементы исполнительного органа из более жесткого профиля, чем чрезмерно усиливать его поперечными связями.

Приведенные выше основные положения метода и алгоритма расчета манипуляционных систем исполнительных органов экскаваторов (расчетных моделей) обеспечивает реализацию программы на ЭВМ.

На данном этапе разработана математическая модель и программа расчета манипуляционных систем исполнительных органов гидравлических экскаваторов. Программа предназначена для современных ЭВМ и позволяет конструировать механические системы манипуляторов выемочных машин в режиме САПР.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Heim A. Mechanismus der Gebirgsbildung. – Ball, 1878. – 105 с.
2. Сафронов В.П. К вопросу создания оборудования избирательного действия для открытой добычи твердых полезных ископаемых / В.П. Сафронов, В.Н. Ликин // Технология механизация горных работ: Сб. науч. трудов / ТулГУ. – Тула, 1998. – С. 143-145
3. Керимов З.Г. Автоматизированное проектирование конструкций / З.Г. Керимов, С.А. Багиров. – М.: Машиностроение, 1985. – 137 с.
4. Kogler. Die Ermessung der Spannungen im Grund / Kogler // Bautechnik, 1930. – №4. – S. 42
5. Попов Е.П. Манипуляционные работы: динамика и алгоритмы / Е.П. Попов, А.Ф. Верещагин, С.Л. Зенкевич. – М.: Наука, 1978. – 400 с.
6. Проектирование и конструирование горных машин и комплексов: Учебник для вузов / Г.В. Малеев, В.Г. Гуляев, Н.Г. Бойко и др. – М.: Недра, 1988. – 368 с.

V.P. Safronov, Dr. Sc. in Engineering, Professor, Y.V. Zaytsev, C. Sc. in Engineering, Associate Professor

Tula State University, 300012, Russia, Tula, ul. Lenin, 92

SIMULATION MODEL AND CALCULATION PROGRAM FOR THE MECHANICAL SYSTEM OF EXECUTIVE BODY OF THE HYDRAULIC EXCAVATOR

Abstract: Operating conditions of an executive body of the hydraulic excavator depend on the type of the attachment installed on the manipulator (a bucket, a ripper, a hydrohammer, etc.). The mathematical model and the calculation program for manipulator systems of executive bodies of hydraulic excavators are presented. The program is intended for modern computers and allows designing the mechanical systems of manipulators with various attachments in the CAD mode.

Keywords: Hydraulic excavator, attachment, manipulator, stress-strain state, mathematical model, the calculation program for manipulator systems, the flowchart of an algorithm of the program.

Article info: received August 01, 2019

DOI: 10.26730/1816-4528-2019-3-33-38

REFERENCES

1. Heim A. Mechanismus der Gebirgsbildung. – Ball, 1878. – 105 s.

2. Safronov V. P. To a question of creation of the equipment of selective action for open-pit mining of solid minerals / Accusative Safronov, V.N.

Likin//Technology mechanization of mining operations: Сб. науч. works / TULGU. – Tula, 1998. – Page 143-145

3. Kerimov Z.G. The automated design of structures / Z.G. Kerimov, S.A. Bagirov. – M.: Mechanical engineering, 1985. – 137 pages.

4. Kogler. Die Ermessung der Spannungen-imGrund/Kogler//Bautechnik, 1930. – No. 4. – S. 42

Библиографическое описание статьи

Сафронов В.П., Зайцев Ю.В. Расчетная модель и программа расчета механической системы исполнительного органа гидравлического экскаватора // Горное оборудование и электромеханика – 2019. – № 3 (143). – С. 33-38.

5. Popov E.P. Handling works: dynamics and algorithms / E.P. Popov, A.F. Vereshchagin, S.L. Zenkevich. – M.: Science, 1978. – 400 pages.

6. Design and designing of mining machines and complexes: The textbook for higher education institutions / G.V. Maleev, V.G. Gulyaev, N.G. Boyko, etc. – M.: Subsoil, 1988. –368 pages.

Reference to article

Safronov V.P., Zaytsev Y.V. Simulation model and calculation program for the mechanical system of executive body of the hydraulic excavator. Mining Equipment and Electromechanics, 2019, no. 3 (143), pp. 33-38.