

УДК 629.311

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ ЭКСКАВАТОРА, ОСНАЩЕННОГО КРИВОШИПНЫМ МЕХАНИЗМОМ ШАГАНИЯ

Басалай Г.А. (Белорусский национальный технический университет, г. Минск, Беларусь)

В работе проведен информационный обзор и анализ шагающих одноковшовых экскаваторов, применяемых на разрабатываемых месторождениях полезных ископаемых Республики Беларусь. Разработана методика для моделирования движения характерных точек кривошипного механизма шагания, а также изменения координат центра масс машины в неподвижной системе координат. Полученные аналитические зависимости позволяют путем дифференцирования определять мгновенные скорости и ускорения элементов движителя и вносить предложения по оптимизации конструкции. Рассмотренные вопросы позволяют разрабатывать достаточно подробные модели машин на шагающих движителях, модернизировать конструкции их опорных баз и механизмов шагания, обеспечивая требуемую устойчивость экскаватора как в статическом положении, так и во время передвижения.

Введение

На территории Республики Беларусь имеются значительные запасы нерудных полезных ископаемых для производства известковых удобрений, а также строительных материалов. В частности, добычу такого вида сырья ведут на карьерах Беларуси крупнейшие производители доломитовой муки в Витебской области (ОАО «Руба»), строительных материалов: в Могилевской области (цементные заводы в Костюковичах и Кричеве), Брестской области (ПО «Гранит»), Гродненской области (ОАО «Красносельскстройматериалы»).

Общей особенностью данных месторождений является добыча открытым способом. Общим технологическим процессом является проведение большого объема вскрышных работ и разработка пластов с дополнительным проведением основных технологических процессов – добыча полезного ископаемого. Основным технологическим оборудованием при разработке пород 1-4 категорий являются одноковшовые экскаваторы, фронтальные погрузчики, а также карьерный автомобильный и железнодорожный транспорт.

Среди экскаваторов основными являются драглайны, прямая, обратная лопаты с механическим и гидравлическим приводами исполнительных органов. Диапазон основного параметра (объем ковша) 1,5-11 м³.

Эффективность работы машин в значительной степени зависит от эксплуатационных свойств движителя. Для условий Беларуси это актуально в связи с тем, что состояние грунта существенно изменяется по несущей способности в течение года. Второй особенностью является соблюдение норм безопасности эксплуатации этих машин на откосах.

Основным движителем на горных машинах эксплуатационной массой 400-1500 тонн является шагающий движитель, который по сравнению с гусеничным обеспечивает низкое давление на почву при большой массе, хорошие маневренные качества на ограниченном пространстве, а также простота и надежность конструкции с учетом длительного статического положения машины в течение эксплуатации.

Основная цель настоящей работы – моделирование движения горных машин, оснащенных различными шагающими движителями, исследование влияния конструктивных параметров и внешних природных факторов на эксплуатационные свойства технологического оборудования, в частности, на шагающий экскаватор.

1. Оценка устойчивости одноковшового экскаватора во время шагания

Используемые на предприятиях ОАО «Нерудпром» при разработке месторождений нерудных полезных ископаемых открытым (карьерным) способом одноковшовые экскаваторы (рисунок 1) представлены в виде драглайнов ЭШ (Россия), НКМЗ (Украина) и МЗШ (Беларусь) с длиной стрелы до 75 м и емкостью ковша 6 м³.



Рисунок 1 – Одноковшовый экскаватор на карьере по добыче мергеля (ОАО «Белорусский цементный завод, г. Костюковичи)

При работе машина опирается на основание (базу), а лыжи приподняты над грунтом. Во всех моделях машин используются кривошипные или эксцентриковые (кулачковые) механизмы шагания. Они имеют один общий привод на два бортовых механизма для синхронного приведения в движение ног с лыжами.

При определенных технологических и сезонных условиях происходят нештатные процессы, в частности, повышенная деформация опорного основания породы, которые приводят к предельным кренам машин, что требует проверки запаса устойчивости на моделях и принятия мер по модернизации механизмов шагания. Одним из решений данной проблемы может послужить увеличение клиренса или высоты отрыва опорной базы от поверхности почвы. Данная мера поможет предотвратить «зарывание» опорной рамы в грунт, что чаще всего и наблюдается при перемещении шагающих экскаваторов при разработке карьеров при добыче мела и мергеля.

На реальных конструкциях шагающих экскаваторов процесс переноса базы во время шагания осуществляется плавно в течение времени 12÷20 с, значительно превосходящем низкий период собственных колебаний конструкции этих машин. Поэтому в основном только импульсные скорости, приобретаемые элементами конструкции в мо-

менты подъема и посадки, как показывают соответствующие расчеты и экспериментальные исследования [1-3], вызывают колебания в вертикальной продольной плоскости, следовательно, и динамические нагрузки в элементах несущих конструкций.

Необходимо иметь ввиду возможность усиления колебаний конструкции экскаватора при непрерывном шагании, вследствие того, что колебания от импульсов при каждом шаге (при определенной предельной скорости вращения ведомого вала механизма привода опорных лыж) не успевают полностью затухнуть ко времени действия нового.

При передвижении устойчивость одноковшового экскаватора снижается как из-за динамических нагрузок от действия механизма шагания, так и от неизбежного наклона машины в продольной плоскости при переносе базы, сопровождающимся качанием стрелы с подвешенным на канатах драглайном.

2. Описание работы кривошипно-коромыслового механизма шагания горных машин

Кривошипно-коромысловый механизм шагания предназначен для передвижения отвалообразователя или одноковшового экскаватора при перегонах и маневрировании. Основные параметры кривошипно-коромыслового механизма представлены в таблице.

Таблица – Основные параметры кривошипно-коромыслового механизма

Наименование параметра	Значение
Тип бортового механизма шагания	кривошипно-коромысловый, 4-звенный
Количество бортовых механизмов шагания, шт.	2
Длина шага, м	1,8
Высота подъема машины при шагании, м	0,44
Высота подъема лыжи при шагании, м	0,44
Скорость шагания, м/ч	160
Частота вращения вала кривошипа, мин	1,48
Общее передаточное число механизма	668,9
Двигатель	АК4-400ХК-6УЗ $N = 315$ кВт, $n = 1000$ об/мин
Тип тормоза	ТГК-600
Тормозной момент, кН·м	4,9

Механизм шагания имеет один общий привод на два кривошипно-коромысловых четырехзвенных бортовых механизма, которые устанавливаются с обеих сторон машины для приведения в движение ног с лыжами. Основные звенья каждого бортового четырехзвенного механизма шагания – кривошип (эксцентрик), рычаг (кулиса), нога, лыжа, опорная круглая база и сама поворотная платформа горной машины, как неподвижное звено при подъеме ног и переносе лыж (рисунок 2).

Верхняя часть ноги шарнирно связанная с рычагом, второй рычаг которого закреплен на оси подкоса надстройки при помощи сферического шарнира. Шарнирное соединение ноги с эксцентриком обеспечивается двумя сдвоенными роликовыми подшипниками.

трика 1 по левому и правому бортам машины, и приводятся в движение оба четырехзвенных рычажных механизма. Ноги 3 с лыжами 4 (в верхнем положении) перемещаются вперед. В конце этой фазы выдвигание лыж сопровождается одновременным их опусканием, пока лыжи не коснутся грунта. В этот момент нагрузка от массы машины переносится от опорной базы на лыжи.

2. Вторая фаза шагания.

Эксцентрики продолжают вращаться в ту же сторону, в результате движения четырехзвенных кривошипно-шатунных механизмов ноги опираются на лыжи, лежащие на грунте, и поднимают машину вместе с базой. Машина приобретает продольный крен и опирается на третью «точку», расположенную в экскаваторе на передней кромке (в виде сегмента) опорного круга.

База поддерживается подхватами, расположенными под поворотной платформой. Ноги продолжают перемещаться и наклоняться, в результате чего машина перемещается вперед на величину шага, опираясь сзади на сегмент опорного круга, которым она ползет по поверхности грунта.

3. Третья фаза шагания (рисунок 4).

Эксцентрики продолжают вращаться в ту же сторону, «ноги» наклоняются. В результате их перемещение происходит вверх. Это происходит до тех пор, пока машина снова не коснется базой поверхности грунта. Лыжи при этом остаются сзади машины.

4. Четвертая фаза шагания.

Эксцентрики продолжают вращаться, ноги поднимаются вверх вместе с лыжами и перемещаются вперед, пока не достигнут первоначального положения. Цикл шагания завершен. Экскаватор способен шагать как по целику, так и по насыпному грунту.

В ходе анализа конструктивных параметров кривошипного механизма шагания одноковшового экскаватора разработан алгоритм расчета траектории характерных шарниров и составлена программа, позволяющая изображать в динамике данные траектории.

Для анализа продольной устойчивости экскаватора во время шагания разработана модель в системе неподвижных координат Oxz с началом в точке O , совпадающей с центром опорной базы диаметром D_6 . В данной модели учитывается продольный угол θ крена, где ключевой точкой M является центр масс машины.

Результатом этого исследования является разработка принципиально нового устройства для стабилизации экскаватора при наклоне базы в виде подпятника, закрепленного на поворотной платформе в секторе проушин крепления стрелы.

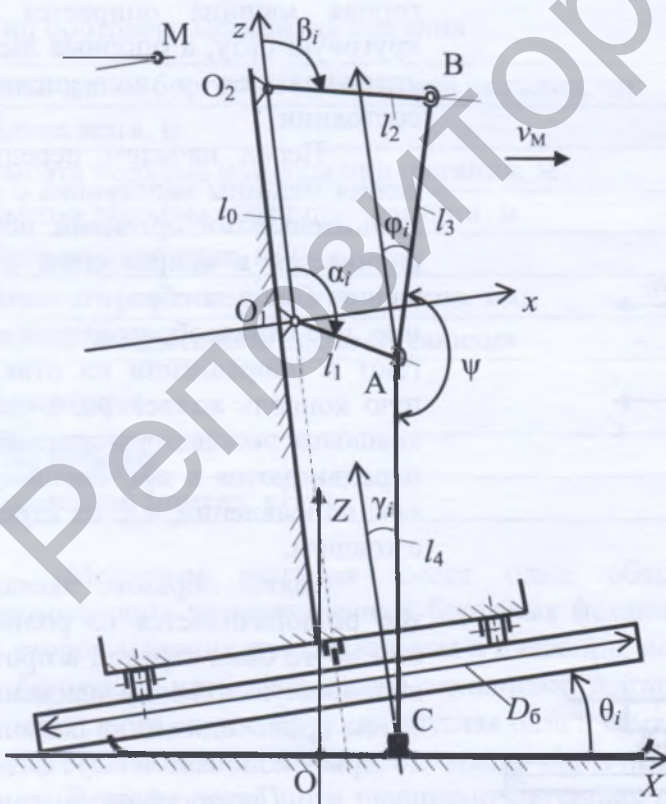
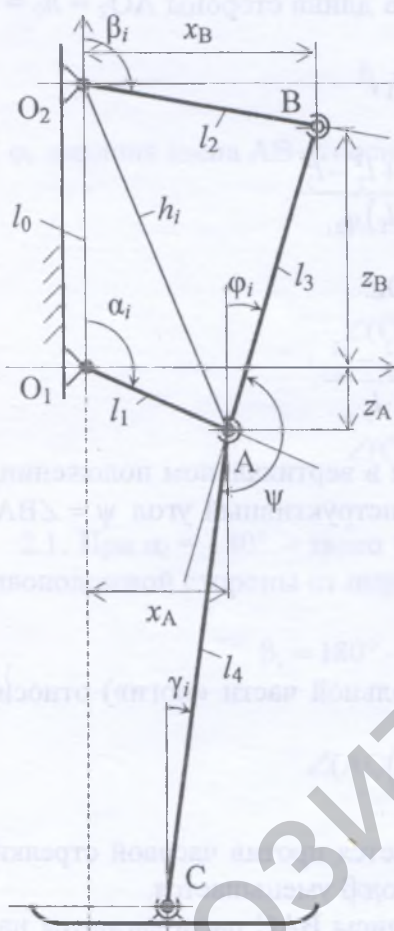


Рисунок 4 – Положение элементов движителя и корпуса машины в третьей фазе шагания экскаватора

3. Моделирование кинематики кривошипного механизма шагания

Для моделирования кинематики характерных шарниров механизма шагания горной машины назовем исходные параметры и условия движения. Система координат O_1xz совмещена с осью вращения кривошипа O_1A , при этом x – горизонтальная ось; z – вертикальная ось. На оси O_1z расположена точка O_2 поворота кулисы O_2B (рисунок 5).



$$\begin{aligned} O_1A &= l_1; & O_2B &= l_2; \\ AB &= l_3; & AC &= l_4; \\ O_1O_2 &= l_0; \\ \angle BAC &= \psi = \text{const.} \end{aligned}$$

В процессе поворота кривошипа O_1A на некоторый угол α_i координаты точки A можно выразить следующими параметрическими уравнениями

$$\begin{aligned} x_A &= l_1 \cdot \sin \alpha_i \\ z_A &= l_1 \cdot \cos \alpha_i \end{aligned} \quad (1)$$

Аналогично, координаты точки B в общем виде можно выразить параметрическими уравнениями

$$\begin{aligned} x_B &= l_2 \cdot \sin \beta_i \\ z_B &= l_0 + l_2 \cdot \cos \beta_i \end{aligned} \quad (2)$$

а координаты точки C в общем виде – параметрическими уравнениями

$$\begin{aligned} x_C &= l_1 \cdot \sin \alpha_i + l_4 \cdot \sin \gamma_i \\ z_C &= l_1 \cdot \cos \alpha_i - l_4 \cdot \cos \gamma_i \end{aligned} \quad (3)$$

где γ_i – угол, определяющий положение звена AC (консольной части «ноги») относительно вертикальной оси Oz .

Положительным направлением угла поворота кривошипа O_1A относительно вертикальной оси O_1z принимаем вращение его относительно точки O_1 по часовой стрелке.

В начальный момент времени положение ведущего звена O_1A – вертикальное, т.е. по оси O_1z . При этом $\alpha_1 = \angle O_2O_1A = 0$.

Положение звена O_2B задаем углом $\beta_0 = \angle zO_2B$ относительно оси O_1z .

Для определения координат характерных точек B и C необходимо установить зависимости по определению углов β_i и γ_i . Для этого рассмотрим схему положений звеньев кривошипно-кулисного механизма, представленную на рисунке 4. В процессе поворота кривошипа O_1A на угол α_i расстояние h_i между точками A и O_2 можно определять по теореме косинусов, рассматривая треугольник O_2O_1A :

$$h_i^2 = l_0^2 + l_1^2 - 2 \cdot l_0 \cdot l_1 \cdot \cos \alpha_i. \quad (4)$$

Характерными положениями звеньев механизма являются следующие диапазоны поворота ведущего звена – кривошипа O_1A .

1. $0 < \alpha_i \leq 90^\circ$ – выброс вперед и опускание лыжи.

1.1. $\alpha_0 = 0$ – исходное положение механизма перед шаганием машины; звено O_1A находится вертикально; шарнир А расположен между центрами O_1 и O_2 вращения звеньев O_1A и O_2B .

Определим значение угла β_0 при $\alpha_0 = 0$. Рассмотрим $\triangle ABO_2$: длины сторон $AB = l_3$; $O_2B = l_2$ заданы конструкцией механизма шагания, а длина стороны $AO_2 = h_0 = l_0 - l_1$. Тогда

$$\beta_0 = 180^\circ - \angle BO_2O_1, \quad (5)$$

где

$$\angle BO_2O_1 = \arccos \frac{(l_0 - l_1)^2 + l_2^2 - l_3^2}{2(l_0 - l_1) \cdot l_2}. \quad (6)$$

Угол ϕ_0 наклона звена АВ относительно оси Oz :

$$\phi_0 = \arccos \frac{(l_0 - l_1)^2 + l_3^2 - l_2^2}{2(l_0 - l_1) \cdot l_3}. \quad (7)$$

При условии, что когда звено O_1A находится в вертикальном положении, звено АС также занимает вертикальное положение, то конструктивный угол $\psi = \angle BAC$ взаимного положения звеньев АВ и АС равен

$$\psi = 180^\circ - \phi_0, \quad (8)$$

а угол, определяющий положение звена АС (консольной части «ноги») относительно вертикальной оси Oz ,

$$\gamma_i = \phi_i - (180^\circ - \psi). \quad (9)$$

1.2. $0 < \alpha_i \leq \alpha_1$ – коромысло O_2B поворачивается против часовой стрелки, т.е. в противоположную сторону по отношению к O_1A ; угол β уменьшается.

1.3. $\alpha_i = \alpha_1$ – кривошип O_1A и звено АВ кулисы ВАС располагаются на одной линии по одну сторону от шарнира O_1 . Угол $\beta_1 = 180^\circ - \alpha_1 (\angle O_1O_2B)$,

$$\alpha_1 = \arccos \frac{l_0^2 + l_2^2 - (l_1 + l_3)^2}{2 \cdot l_0 \cdot l_2}. \quad (10)$$

1.4. $\alpha_1 < \alpha_i < 90^\circ$ – звенья O_1A и O_2B поворачиваются по часовой стрелке; в данном диапазоне поворота кривошипа O_1A на некоторый угол α_2 коромысло O_2B занимает горизонтальное положение (вдоль оси O_1x); $\beta = 90^\circ$; при $\alpha_i = 90^\circ$ – звено O_1A находится горизонтально с положительной координатой x_A ; анализ конструкций механизмов шагания некоторых горных машин показал, что при определенном соотношении длин звеньев O_1A , O_2B , АВ и расстояния O_1O_2 между шарнирами поворота звенья O_1A и O_2B одновременно переходят в горизонтальное положение ($\alpha_2 = \beta_2 = 90^\circ$).

2. $90^\circ < \alpha_i \leq 180^\circ$ – опускание лыжи с одновременным движением в обратном направлении (назад). В диапазоне поворота кривошипа O_1A [$0 < \alpha_i < 180^\circ$] угол поворота β_i коромысла относительно вертикальной оси O_1z можно выразить следующим образом:

$$\beta_i = 180^\circ - (\angle AO_2O_1 + \angle AO_2B), \quad (11)$$

где

$$\angle AO_2O_1 = \arccos \frac{l_0^2 + h_i^2 - l_1^2}{2 \cdot l_0 \cdot h_i}; \quad (12)$$

$$\angle AO_2B = \arccos \frac{h_i^2 + l_2^2 - l_3^2}{2 \cdot h_i \cdot l_2}; \quad (13)$$

$$h_i = \sqrt{l_1^2 + l_0^2 - 2 \cdot l_1 \cdot l_0 \cdot \cos \alpha_i}. \quad (14)$$

Угол φ_i наклона звена АВ относительно оси Oz

$$\varphi_i = \angle(O_2AB)_i - \angle(O_1O_2A)_i, \quad (15)$$

где

$$\angle(O_2AB)_i = \arccos \frac{h_i^2 + l_3^2 - l_2^2}{2 \cdot h_i \cdot l_3}, \quad (16)$$

$$\angle(O_1O_2A)_i = \arccos \frac{l_0^2 + h_i^2 - l_1^2}{2 \cdot l_0 \cdot h_i}. \quad (17)$$

2.1. При $\alpha_i = 180^\circ$ – звено O_1A находится вертикально; шарнир А расположен с противоположной стороны от шарнира O_1 по отношению к O_2 . Значение угла β_i равно

$$\beta_i = 180^\circ - \angle(AO_2B)_i, \text{ т.к. } \angle(AO_2O_1)_i = 0, \quad (18)$$

где

$$\angle(AO_2B)_i = \arccos \frac{(l_0 + l_1)^2 + l_2^2 - l_3^2}{2 \cdot (l_0 + l_1) \cdot l_2}. \quad (19)$$

$$\varphi_i = \arccos \frac{(l_0 + l_1)^2 + l_3^2 - l_2^2}{2 \cdot (l_0 + l_1) \cdot l_3}. \quad (20)$$

3. $180^\circ < \alpha_i \leq 270^\circ$ – подъем лыжи с продолжением ее движения в обратном направлении (назад).

3.1. $180^\circ < \alpha_i < \alpha_3$ – звенья O_1A и O_2B поворачиваются по часовой стрелке;

$$\alpha_3 = \arccos \frac{(l_3 - l_1)^2 + l_0^2 - l_2^2}{2 \cdot (l_3 - l_1)^2 \cdot l_0}; \quad (21)$$

$$\beta_i = 180^\circ + \angle(O_1O_2A)_i - \angle(AO_2B)_i, \quad (22)$$

$$\angle(O_1O_2A)_i = \arccos \frac{h_i^2 + l_0^2 - l_1^2}{2 \cdot h_i \cdot l_1}; \quad (23)$$

$$\angle(AO_2B)_i = \arccos \frac{h_i^2 + l_2^2 - l_3^2}{2 \cdot h_i \cdot l_2}. \quad (24)$$

$$h_i = \sqrt{l_1^2 + l_0^2 - 2 \cdot l_1 \cdot l_0 \cdot \cos(360^\circ - \alpha_i)}. \quad (25)$$

$$\varphi_i = \angle(O_2AB)_i - \angle(O_1O_2A)_i, \quad (26)$$

$$\angle(O_2AB)_i = \arccos \frac{h_i^2 + l_3^2 - l_2^2}{2 \cdot h_i \cdot l_3}. \quad (27)$$

3.2. $\alpha_i = \alpha_3$ – кривошип O_1A и звено AB кулисы BAC располагаются на одной линии с противоположных сторон от шарнира O_1 ; коромысло O_2B повернуто на максимальный угол

$$\beta_4 = 180^\circ + \angle O_1O_2A - \angle O_1O_2B, \quad (28)$$

где

$$\angle O_1O_2A = \arccos \frac{h_i^2 + l_0^2 - l_1^2}{2 \cdot h_i \cdot l_0}; \quad (29)$$

$$\angle O_1O_2B = \arccos \frac{l_0^2 + l_2^2 - (l_3 - l_1)^2}{2 \cdot h_i \cdot l_2}. \quad (30)$$

3.3. $\alpha_3 < \alpha_i < \alpha_1$ – коромысло O_2B поворачивается против часовой стрелки;

3.4. $\alpha_3 < \alpha_i < 360^\circ$;

$$\angle(O_1O_2A)_i = \arccos \frac{h_i^2 + l_0^2 - l_1^2}{2 \cdot h_i \cdot l_0}; \quad (31)$$

$$\angle(AO_2B)_i = \arccos \frac{h_i^2 + l_2^2 - l_3^2}{2 \cdot h_i \cdot l_2}. \quad (32)$$

$$\beta_i = 180^\circ + \angle(O_1O_2A)_i - \angle(AO_2B)_i; \quad (33)$$

$$\angle(ABO_2)_i = \arccos \frac{l_3^2 + l_2^2 - h_i^2}{2 \cdot l_3 \cdot l_2}, \quad (34)$$

$$\varphi_i = 180^\circ - (\angle(AO_2B)_i - \angle(O_1O_2A)_i) - \angle(ABO_2)_i; \quad (35)$$

$$\varphi_i = \angle O_2AB + \angle O_1O_2A. \quad (36)$$

3.5. При $\alpha_i = 270^\circ$ – звено O_1A находится горизонтально с отрицательной координатой x_A .

4. $270^\circ < \alpha_i \leq 360^\circ$ – продолжается подъем лыжи с перемещением ее вперед.

4.1. В частности, при повороте кривошипа O_1A на некоторый угол $\alpha_i = \alpha_4$ коромысло возвращается в горизонтальное положение ($\beta_2 = 90^\circ$). Из прямоугольного треугольника ΔO_1O_2B гипотенуза равна

$$h_{O_1B} = \sqrt{l_0^2 + l_2^2}; \quad (37)$$

$$\angle O_2O_1B = \arccos \frac{l_0}{h_{O_1B}}; \quad (38)$$

$$\angle AO_1B = \frac{l_1^2 + h_{O_1B}^2 - l_3^2}{2 \cdot l_1 \cdot h_{O_1B}}. \quad (39)$$

Тогда угол α_4

$$\alpha_4 = 360^\circ - (\angle AO_1B - \angle O_2O_1B). \quad (40)$$

Блок-схема алгоритма вычисления координат характерных точек (шарниров) механизма шагания представлена на рисунке 6.

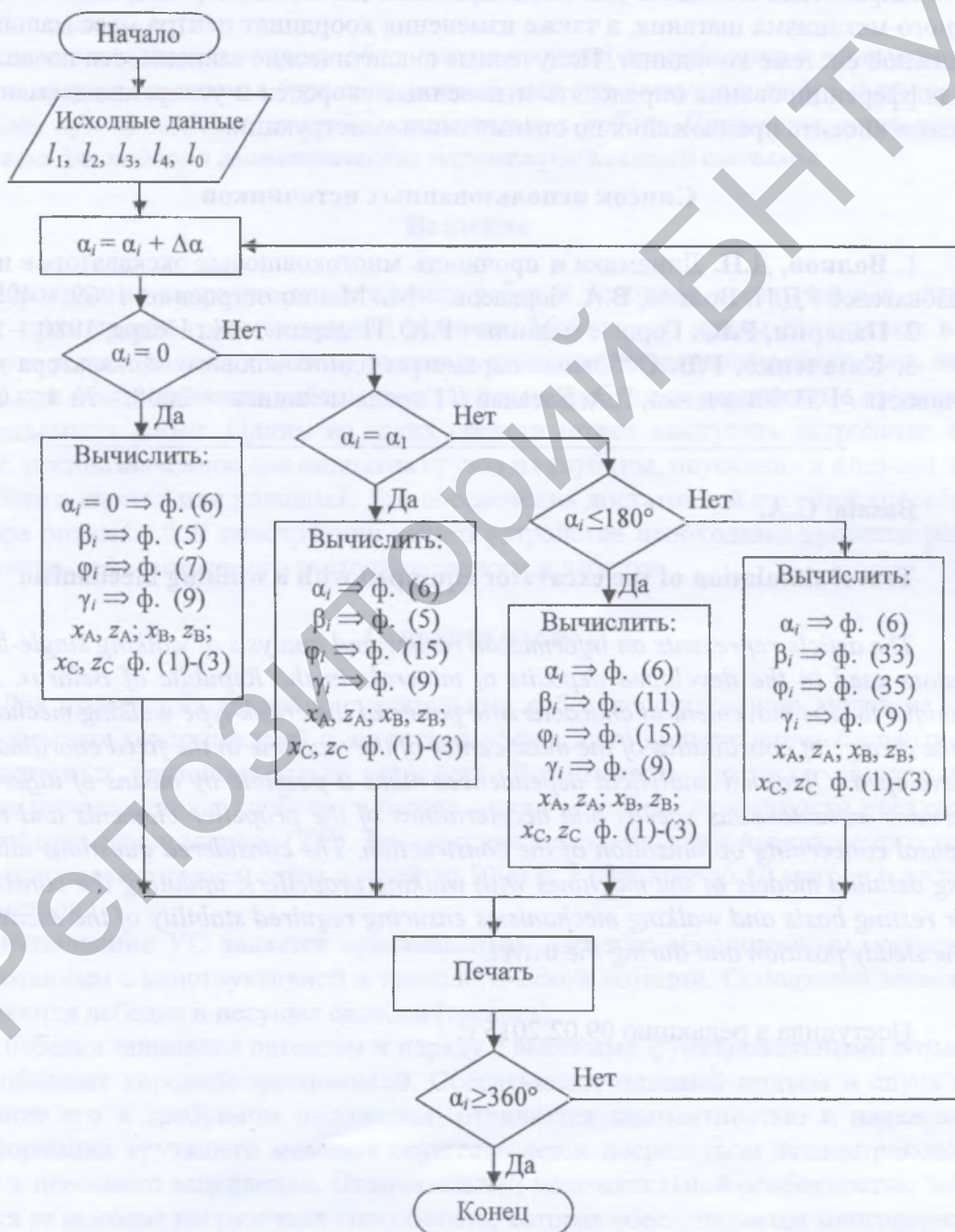


Рисунок 6 – Блок-схема алгоритма вычисления координат характерных точек (шарниров) механизма шагания

Заключение

В работе проведен информационный обзор шагающих одноковшовых экскаваторов, применяемых на разрабатываемых открытым способом месторождениях Республики Беларусь. Рассмотренные в работе вопросы позволяют разрабатывать достаточно подробные модели машин на шагающих движителях, модернизировать конструкции их опорных баз и механизмов шагания, обеспечивая требуемую устойчивость как в статическом положении, так и во время передвижения.

Разработана методика для моделирования движения характерных точек кривошипного механизма шагания, а также изменения координат центра масс машины в неподвижной системе координат. Полученные аналитические зависимости позволяют путем дифференцирования определять мгновенные скорости и ускорения элементов движителя и вносить предложения по оптимизации конструкции.

Список использованных источников

1. Волков, Д.П. Динамика и прочность многоковшовых экскаваторов и отвалообразователей / Д.П. Волков, В.А. Черкасов. – М.: Машиностроение, 1969. – 408 с.
2. Падерни, Р.Ю. Горные машины / Р.Ю. Падерни. – М.: Недра, 1980. – 390 с.
3. Казаченко, Г.В. Основные параметры одноковшового экскаватора и его устойчивость / Г.В. Казаченко, Г.А. Басалай // Горная механика. – 2008. – № 4. – С. 87-93.

Basalai G.A.

Travel simulation of the excavator equipped with a walking mechanism

The article represents an information review and analysis of walking single-bucket excavators used in the developed deposits of minerals in the Republic of Belarus. Modeling technique for the movement of characteristic points of the crank-type walking mechanism and for the change of coordinates of the mass center of the machine in the fixed coordinate system is developed. Obtained analytical dependences make it possible by means of differencing to determine instantaneous speeds and accelerations of the propeller elements and to make a proposal concerning optimization of the construction. The considered questions allow developing detailed models of the machines with walking propellers, updating the construction of their resting basis and walking mechanisms ensuring required stability of the excavator both in the steady position and during the travel.

Поступила в редакцию 09.02.2015 г.