

УДК 621.879.323

А.Н. Стадник, доцент*Донбасская государственная машиностроительная академия**72, ул. Шкадинова, г. Краматорск, Украина, 84313**E-mail: ANStadnik@mail.ru***ГЕОМЕТРИЯ И КИНЕМАТИКА МЕХАНИЗМА ШАГАНИЯ ЭКСКАВАТОРА**

На основе авторской компьютерной программы проведен анализ четырехзвенного механизма шагания экскаватора. Показана возможность рационального выбора шага, высоты подъема драглайна, определены кинематические характеристики основных его элементов. При различных соотношениях между размерами звеньев механизма могут быть рассчитаны динамические нагрузки и энергетические параметры.

Ключевые слова: кривошипно-шарнирный механизм, экскаватор, механизм шагания, перемещение, скорость и ускорение.

Введение

Механизм шагания экскаватора представляет собой устройство передвижения экскаватора, позволяющее эффективно осуществлять его перемещение и обеспечивать устойчивость в положении равновесия. Главные конструктивные параметры кривошипно-шарнирного механизма с треугольной рамой в основном определялись на основании опыта проектирования и эксплуатации подобных устройств.

Исследования в области изучения шагающих движителей проводились Подерни Р.Ю. [1], Шеффлером М. [2] и др. В работах Суслова Н.М. рассматривается анализ и методы проектирования шагающих механизмов с гидравлическим приводом [3]. Механизмы с механическим приводом, в частности кривошипно-шарнирные, рассмотрены недостаточно широко, так как особое внимание авторы уделяют исследованию механизмов шагания экскаваторов с гидравлическим приводом.

Целью работы является кинематический анализ механизма шагания экскаватора, на основании которого возможен подбор рациональных вариантов сочетания геометрических размеров отдельных элементов механизма, а также определения его энергетических характеристик.

Основные задачи кинематического исследования: 1) определение положений, угловых и линейных перемещений звеньев механизма передвижения, построение траекторий и нахождения областей изменения его отдельных подвижных точек; 2) определение скоростей отдельных точек и звеньев механизма; 3) определение ускорений отдельных точек и звеньев механизма; 4) определение требуемых энергетических затрат.

1. Кинематика механизма. В четырехзвенных механизмах шагания экскаваторов производства АО «НKMЗ» (ЭШ 5/45, ЭШ 11/70) (рисунок 1) кривошип 1 приводит в движение треугольную раму 3. Верхняя часть рамы шарнирно связана с рычагом 2, второй конец которого закреплен на цапфе надстройки 5. Шаровое сочленение рамы с лыжей 4 позволяет последней приспосабливаться к рельефу местности.

Рассмотрим графический анализ кривошипно-шарнирного механизма шагания экскаватора ЭШ 5/45 производства АО «НKMЗ». При известных геометрических параметрах механизма строим план 15 положений его звеньев. Кривошип 1 и рычаг 3 совершают вращательное движение, рама 3 вместе с башмаками 4 – плоское. Форма траектории шарового сочленения рамы с башмаком точки С определяет длину хода экскаватора и высоту его подъема в процессе передвижения.

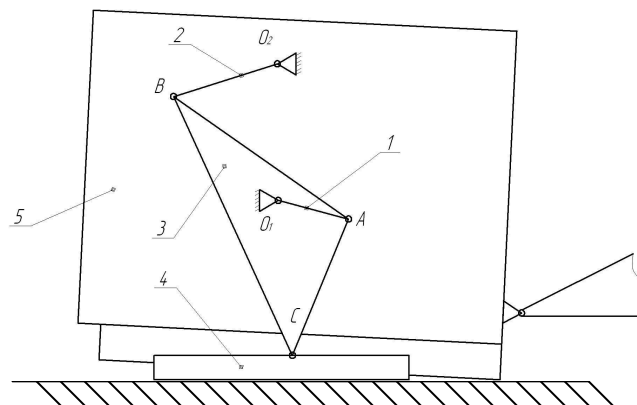


Рисунок 1– Схема кривошипно-шарнирного механизма с треугольной рамой, приводимого в движение кривошипом O_1A

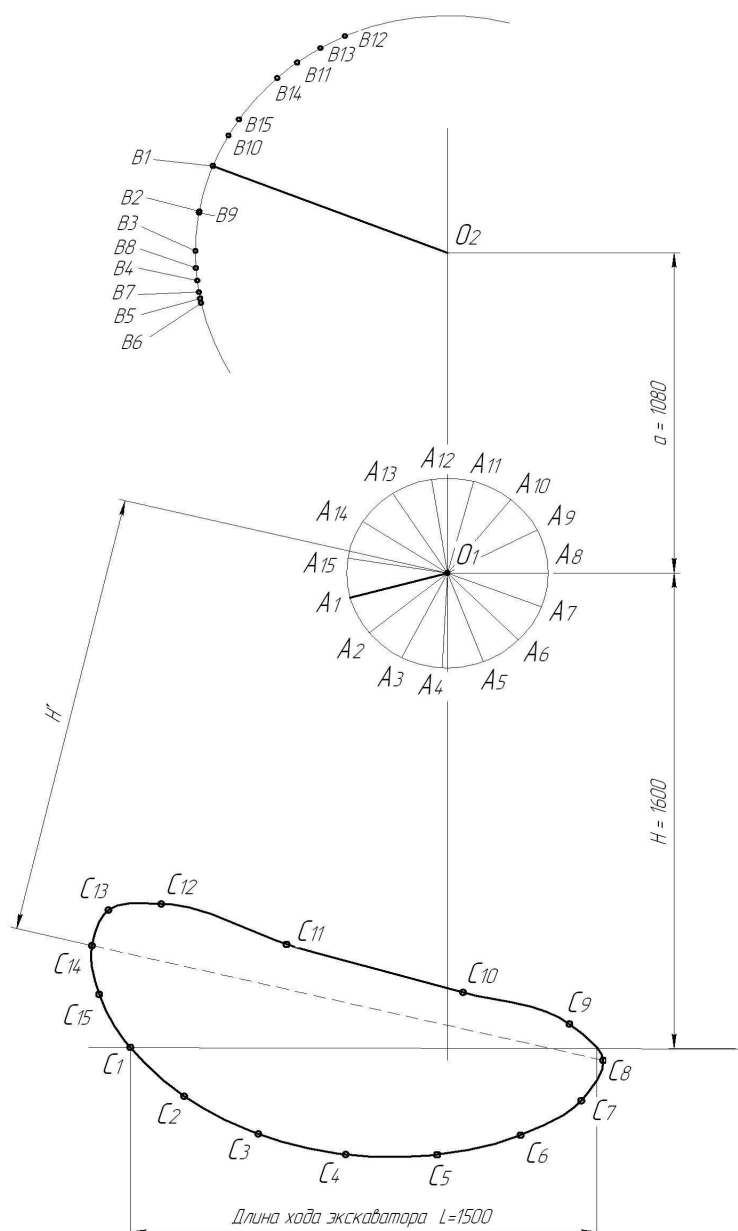


Рисунок 2 – Графический анализ механизма шагания

Положения механизма 1-8 соответствуют рабочему ходу, а положения 9-15 – перемещению башмаков в исходное положение. Как видно из рисунка 2, на величину хода также существенное влияние оказывает высота расположения центра вращения кривошипа (точка O_1). Изменением высоты H на H' при неизменных остальных геометрических параметрах звеньев механизма длина хода увеличивается до 10 % (пунктирная линия на рисунке 2). Величина высоты подъема корпуса уменьшается почти в два раза. И это только за счет рационального подбора одного параметра H .

Существенным недостатком данного метода является то, что из-за кинематических особенностей механизма шагания и неизбежных погрешностей графического решения он дает невысокую точность; в то же время он является достаточно трудоемким для анализа механизма с различными сочетаниями параметров.

Составим расчетную схему механизма для кинематического анализа аналитическим методом (рисунок 3). В качестве центра координат системы выбрана точка O_1 – центр вращения кривошипа O_1A .

Для определения положений, скоростей и ускорений звеньев механизма составим векторное уравнение замкнутого контура O_1O_2BA :

$$\vec{l}_1 + \vec{AB} = \vec{O_1O_2} + \vec{l}_2. \quad (1)$$

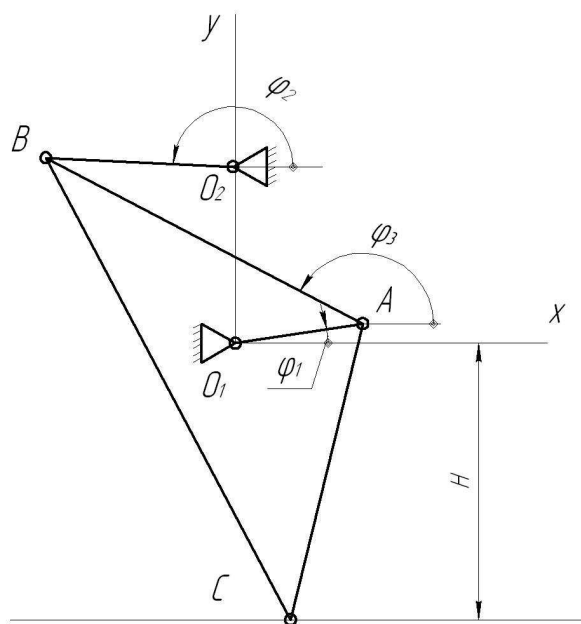


Рисунок 3 – Расчетная схема механизма шагания экскаватора

Спроектировав векторы уравнения (1) на оси координат x и y , получим уравнения, описывающие положения звеньев механизма:

$$\begin{cases} l_1 \cos \varphi_1 - l_2 \cos \varphi_2 + AB \cos \varphi_3 = 0; \\ l_1 \sin \varphi_1 - l_2 \sin \varphi_2 + AB \sin \varphi_3 - O_1 O_2 = 0. \end{cases} \quad (2)$$

Из (2) при заданном значении угла поворота координаты φ_1 можно определить сначала тригонометрические функции, а затем и неизвестные значения самих углов φ_2 и φ_3 , которые вместе с геометрическими размерами дают возможность определять положение кривошипа BO_2 (звено 2) и шатуна AB вместе с треугольной рамой (звено 3) относительно начала координат O_1 , что позволяет вычислять массивы значений координат точки C и строить ее траекторию. Варьирование геометрических размеров осуществляется одновременно с проверкой условия возможности сборки. Как сказано выше это дает длину шага и высоту подъема корпуса. Теперь можно находить рекомендованные координаты точек O_1 и O_2 центров вращения кривошипов относительно корпуса. В результате получаем траектории и пределы изменения всех характерных точек механизма.

При этом координаты точки A

$$\begin{cases} x_A = l_1 \cos \varphi_1; \\ y_A = l_1 \sin \varphi_1. \end{cases} \quad (3)$$

Дифференцируя (3) по времени, получим проекции скорости точки A на координатные оси x и y

$$\begin{cases} \dot{x}_A = -l_1 \omega_1 \sin \varphi_1; \\ \dot{y}_A = l_1 \omega_1 \cos \varphi_1. \end{cases} \quad (4)$$

И окружная скорость точки A $V_A = \sqrt{\dot{x}_A^2 + \dot{y}_A^2} = l_1 \omega_1$.

Дифференцируя уравнения (4), получим проекции ускорений точки A на координатные оси x и y

$$\begin{cases} \ddot{x}_A = -l_1 \varepsilon_1 \sin \varphi_1 - l_1 \omega_1^2 \cos \varphi_1; \\ \ddot{y}_A = l_1 \varepsilon_1 \cos \varphi_1 - l_1 \omega_1^2 \sin \varphi_1. \end{cases}$$

Ускорение точки A

$$a_A = \sqrt{(a_A^\tau)^2 + (a_A^n)^2} = \sqrt{\ddot{x}_A^2 + \ddot{y}_A^2} = l_1 \sqrt{\varepsilon_1^2 + \omega_1^4}.$$

Дифференцируя систему уравнений (2), получим:

$$\begin{cases} -l_1 \omega_1 \sin \varphi_1 + l_2 \omega_2 \sin \varphi_2 - AB \omega_3 \sin \varphi_3 = 0; \\ l_1 \omega_1 \cos \varphi_1 - l_2 \omega_2 \cos \varphi_2 + AB \omega_3 \cos \varphi_3 = 0. \end{cases} \quad (5)$$

Из системы уравнений (5), при заданном значении угловой скорости ω_1 и углов поворота, можно определить неизвестные значения угловых скоростей ω_2 и ω_3 кривошипа BO_2 и шатуна AB .

Аналогично угловые ускорения ε_2 и ε_3 получим из системы уравнений (6):

$$\begin{cases} -l_1\varepsilon_1 \sin \varphi_1 - l_1\omega_1^2 \cos \varphi_1 + l_2\varepsilon_2 \sin \varphi_2 + l_2\omega_2^2 \cos \varphi_2 - AB\varepsilon_3 \sin \varphi_3 - AB\omega_3^2 \cos \varphi_3 = 0; \\ l_1\varepsilon_1 \cos \varphi_1 - l_1\omega_1^2 \sin \varphi_1 - l_2\varepsilon_2 \cos \varphi_2 + l_2\omega_2^2 \sin \varphi_2 + AB\varepsilon_3 \cos \varphi_3 - AB\omega_3^2 \sin \varphi_3 = 0. \end{cases} \quad (6)$$

Здесь, как правило, угловое ускорение первого звена считается равным нулю. Решая системы уравнений (5) и (6), определим значения угловых скоростей и ускорений звеньев шагающего механизма. Соотношения между тригонометрическими функциями углов определяют уравнения (2). Программа позволяет строить траектории центров масс отдельных звеньев и точки C (шарового сочленения рамы с башмаком), их скорости и ускорения. Динамические нагрузки находятся с помощью принципа Даламбера.

Исходными данными являются геометрические размеры звеньев и угловая скорость кривошипа.

$$l_1 = O_1A = 0,32\text{ м}; l_2 = O_2B = 0,8\text{ м}; l_3 = AB = 1,52\text{ м}; O_1O_2 = 1,08\text{ м}; \omega_1 = 0,5\text{ с}^{-1}.$$

Расчет выполняем для 15 положений механизма (рисунок 2).

Таблица 1 – Зависимость кинематических параметров механизма шагания от скорости входного звена

Угол	Угловая скорость АВ	Угловая скорость ВС	Угловое ускорение АВ	Угловое ускорение ВС
0	-0.2100	-0.2100	85.6384	107.5490
24	0.1700	-0.0160	43.4458	74.2274
48	0.2600	0.0400	69.7788	61.6982
72	0.2800	0.0610	85.0793	17.8212
96	0.2600	0.0750	83.0065	-19.6188
120	0.2400	0.0880	64.0091	-32.7581
144	0.2100	0.1200	38.5029	-23.3298
168	0.1700	0.1300	4.4168	-7.3971
192	0.0970	0.1300	-32.4077	18.1726
216	0.0160	0.1100	-59.1484	51.4363
240	-0.0650	0.0830	-67.1194	78.9935
264	-0.1600	0.0290	-59.0318	100.4802
288	-0.2800	-0.0650	-28.1943	140.8672
312	-0.4200	-0.2000	49.5190	218.5897
336	-0.5100	-0.3200	158.6309	279.6813
359	-0.2300	-0.2200	91.7787	115.6678

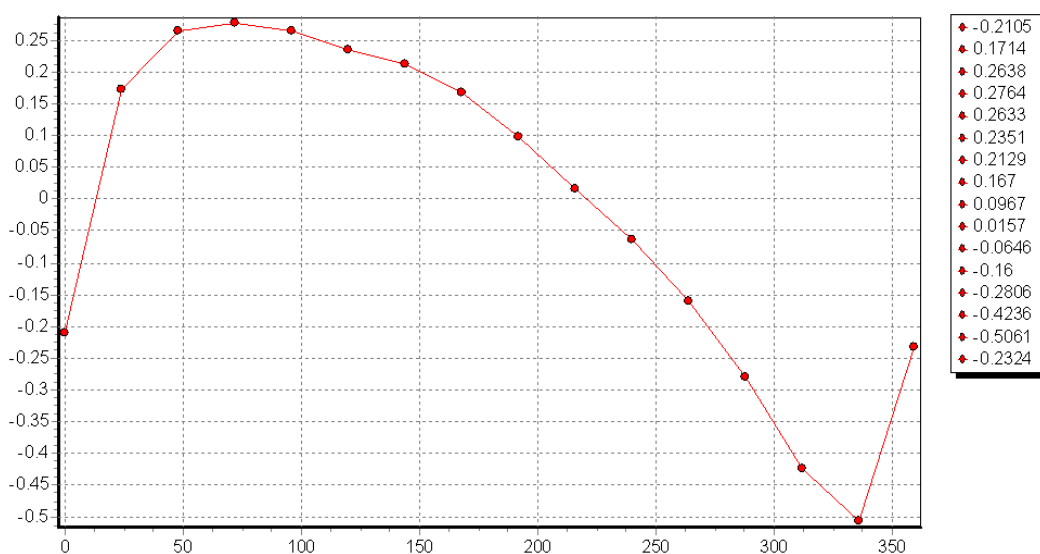
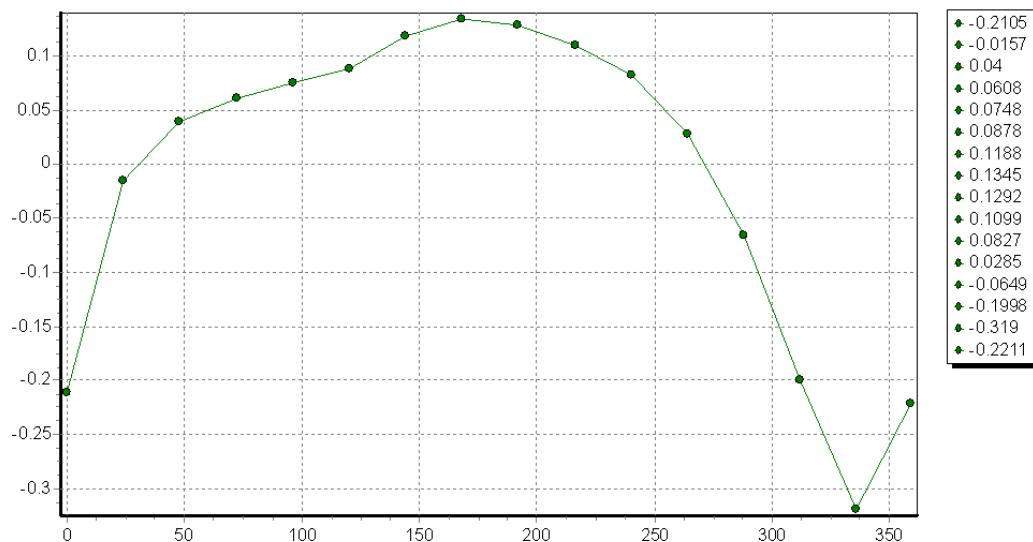
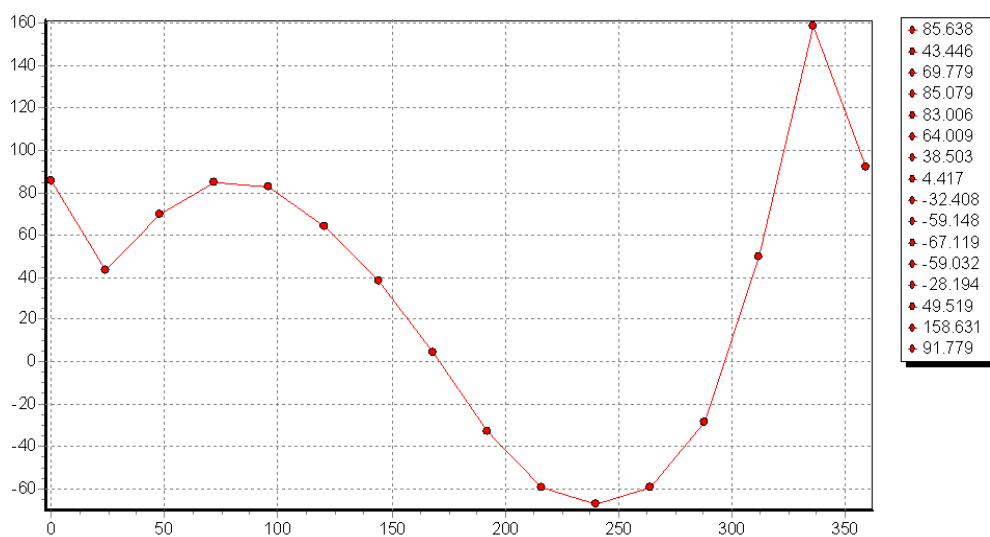
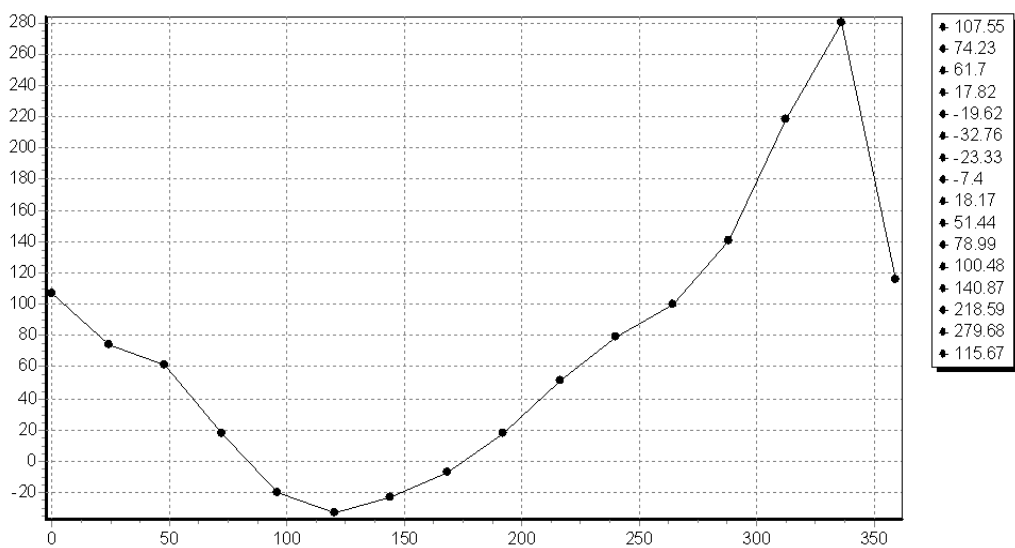


Рисунок 4 – Зависимость угловой скорости звена АВ от угла поворота φ_1

Рисунок 5 – Зависимость угловой скорости звена O_2B от угла поворота φ_1 Рисунок 6 – Зависимость углового ускорения звена AB от угла поворота φ_1 Рисунок 7 – Зависимость углового ускорения звена BO_2 от угла поворота φ_1

Пунктирная линия на рисунке 2 определяет выбранный шаг механизма. Рабочим ходом будут точки: C14, C15, C1 – C8. Зеркальное их отражение относительно пунктирной линии изображает траекторию центра масс корпуса относительно земли. Площадь фигуры, ограниченной пунктирной линией и частью траектории центра масс до наивысшей точки, дает полезную энергию по перемещению драглайна. Затрачивается энергии значительно больше, которую частично можно найти по силам инерции, динамическим реакциям, силам трения. Работа силы тяжести на опускание корпуса тратится впустую, в основном на удар его о грунт. Необходимо устанавливать тормозные устройства, демпферы и поглотители, приводящие к огромным потерям.

Предполагается проектирование различных устройств рекуперации, расчет которых нужно проводить на основе геометрических и кинематических характеристик механизма шагания экскаватора.

2. Заключение

В результате кинематического исследования кривошипно-шарнирного механизма шагания экскаватора установлено соответствие кинематических параметров (перемещений, скоростей и ускорений) заданным условиям работы машины и получены исходные данные для дальнейших расчетов.

Знание кинематических параметров необходимо для определения динамических сил (сил инерции, моментов сил инерции), кинетической энергии и мощности механизма, что позволяет рассчитывать нагрузки в осях шарниров, размеры ответственных узлов и соединений.

Определение динамических нагрузок на грунт решает вопросы устойчивости, надежности и долговечности механизма шагания экскаватора, повышает ресурс работы.

Полученные графики и таблицы позволят в дальнейшем совершенствовать конструкцию машины, определять место размещения и установки тормозных систем, устройств рекуперации энергии, следящих систем и датчиков.

Библиографический список использованной литературы

1. Подерни Р.Ю. Механическое оборудование карьеров / Р.Ю. Подерни. — М.: Изд-во Московского гос. горного ун-та, 2007. — 680 с.
2. Шеффлер М. Основы расчета и конструирования подъемно-транспортных машин / М. Шеффлер, Г. Пайер. — М.: Машиностроение, 1980. — 255 с.
3. Сулов Н.М. Кинематический и силовой анализ механизма шагания экскаватора / Н.М. Сулов, А. Ляпцев // Горные машины и автоматика. — 2004. — С. 9–11.
4. Сулов Н.М. Взаимосвязанность конструктивных и силовых параметров трехопорных гидравлических механизмов шагания / Н.М. Сулов // Изв. вузов. Горный журнал. — 1977. — № 9. — С. 97–98.

Поступила в редакцию 25.06.2011 г.

Стадник О.М. Геометрія та кінематика механізму крокування драглайну

Проведений аналіз механізму крокуючого драглайну. Показана можливість раціонального вибору кроку, висоти підйому драглайну, визначені кінематичні характеристики основних його елементів. При різних співвідношеннях між розмірами ланок механізму можуть бути розраховані динамічні навантаження і енергетичні параметри.

Ключові слова: кривошипно-шарнірний механізм, драглайн, механізм крокування, швидкість, прискорення.

Stadnik A.N. Geometry and kinematics of the mechanism of stepping of an excavator

On the basis of the authorial computer program, the analysis of four-link mechanism of stepping of an excavator is conducted. A possibility of making a rational choice of a step and a height dragline lifting is shown, kinematics descriptions of its basic elements are determined. At different size matches for links of a mechanism, the dynamic loading and power parameters can be calculated.

Keywords: crank-type-joint mechanism, dragline, stepping mechanism moving, velocity, acceleration.