

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ КРИВОШИПНО-РЫЧАЖНОГО ЧЕТЫРЕХЗВЕННОГО МЕХАНИЗМА ШАГАНИЯ ЭКСКАВАТОРОВ-ДРАГЛАЙНОВ

Введение. В настоящее время горные предприятия, занимающиеся разработкой месторождений полезных ископаемых открытым способом в основном оснащаются драглайнами средней мощности, оборудованными трехпорными механизмами шагания. Основной тенденцией совершенствования шагающих механизмов драглайнов является стремление увеличить скорость передвижения, уменьшить действующие на узлы механизма нагрузки, обеспечить их равномерное распределение на опоры и металлоконструкции снизить энергоемкость процесса шагания. Подробный кинематический анализ кривошипно-рычажного механизма до сих пор не производился и все его конструктивные параметры определялись на основании опыта проектирования и эксплуатации подобных устройств.

Анализ литературных источников. Исследования в области изучения шагающих движителей проводились Подерни Р.Ю. [1], Шеффлером М.[2] и др. В работах Сулова Н.М. рассматривается анализ и методы проектирования шагающих механизмов с гидравлическим приводом [3]. Особое внимание авторы уделяют исследованию механизмов шагания экскаваторов с гидравлическим приводом. Механизмы с механическим приводом, в частности кривошипно-рычажные, рассмотрены недостаточно широко. В то же время они находят широкое применение в отечественной промышленности.

Целью данной работы является проведение кинематического анализа шагающего механизма экскаватора, на основании которого возможен подбор наиболее рациональных вариантов сочетания геометрических размеров отдельных элементов механизма.

1) **Изложение материала и полученные результаты.** В кривошипно-рычажных механизмах шагания экскаваторов производства АО «НКМЗ» (ЭШ 5/45, ЭШ 11/70) (рис. 1) кривошип приводит в движение стойку механизма, посаженную на эксцентрик через двухрядный подшипник. Верхняя часть стойки шарнирно связана концом



Рис. 1. Кривошипно-рычажная четырехзвенная система механизма шагания драглайна

рычага, второй конец которого закреплен на цапфе надстройки. Шаровое сочленение рамы с лыжей позволяет последней хорошо приспособляться к рельефу местности.

Траектория движения точек опорной базы экскаватора при его перемещении изменяется по определенному закону, зависящему от кинематики исполнительного механизма шагающего хода и определяется в ходе кинематического анализа.

Основными задачами кинематического исследования механизмов являются:

2) определение положений звеньев механизма передвижения, построение траекторий его отдельных подвижных точек и определение перемещений отдельных звеньев;

3) определение скоростей отдельных точек и звеньев механизма;

определение ускорений отдельных точек и звеньев механизма

Проведем графический анализ кривошипно-рычажного механизма шагания экскаватора ЭШ 5/45 производства АО «НКМЗ». Для данного механизма основными геометрическими параметрами являются: эксцентриситет ведущего кривошипа, длина тягового рычага, угол наклона нижней части ноги относительно нормали к поверхности движения, длина нижней части ноги от шарнира кривошипа до сочленения ноги с опорной лыжей, длина верхней части ноги от шарнира кривошипа до шарнира тягового рычага.

При известных геометрических параметрах механизма построим план 15 положений его звеньев в процессе работы. Положения механизма 1-8 соответствуют рабочему ходу в процессе которого перемещается корпус экскаватора, положения 9-15 перемещению башмаков в исходное положение.

Кривошип AO_1 и рычаг BO_2 совершают вращательное движение, стойка с геометрическими вершинами ABC вместе с башмаками – плоское. Форма траектории шарового сочленения рамы с башмаком $t.C$ определяет длину хода экскаватора, высоту подъема в процессе передвижения, а также влияет на проходимость машины, энергоемкость процесса шагания и величину динамических нагрузок на металлоконструкции.

Как видно из рис.2 на величину хода экскаватора существенное влияние оказывает высота расположения центра вращения кривошипа $t.O_1$. При изменении высоты с H на H' при неизменных геометрических параметрах звеньев механизма длина хода увеличивается до 10% (пунктирная линия на рис.2). Уменьшение крутизны траектории шаровой опоры лыжи в начале или конце шага увеличивает проскальзывание опорных лыж по грунту, которое является одним из факторов существенно снижающих скорость передвижения машины. Увеличение крутизны траектории в конце шага при посадке опорной поверхности базы на грунт повышает динамическую нагруженность элементов металлоконструкции машины. Высота траектории влияет на работу, необходимую для подъема экскаватора при передвижении.

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 его параметров.

Аналитический метод имеет существенные преимущества перед графическим методом. Это в первую очередь касается задач, когда звенья механизма должны обеспечивать движение по определенному, изначально заданному закону, а также для динамического расчета механизма. Для выполнения динамического анализа необходимы аналитические зависимости законов движения звеньев механизма. Широкое применение аналитический метод находит при расчетах на ЭВМ, которые дают возможность выполнять многовариантные исследования механизма.

Составим расчетную схему кривошипно-рычажного механизма для кинематического анализа аналитическим методом (рис.3). В качестве центра координат системы выбираем $t.O_1$ – центр вращения кривошипа O_1A .

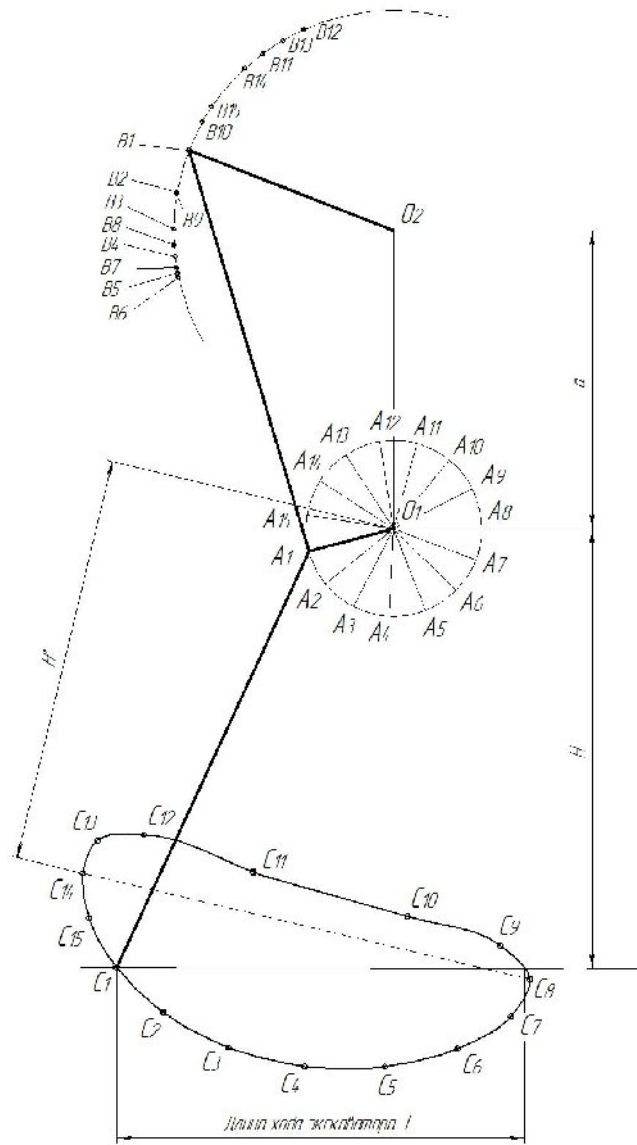


Рис. 2. Графический анализ механизма шагания

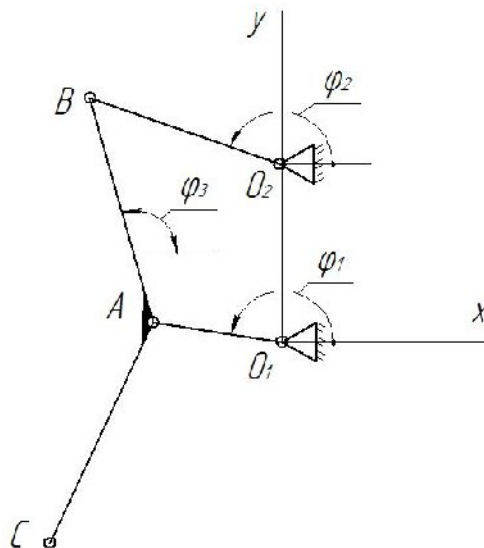


Рис. 3. Расчетная схема механизма шагания экскаватора

Положение любого звена механизма на координатной плоскости можно задать координатой одной точки, например точки А, длиной звена и значением направляющего угла φ_i .

Начальное звено механизма (кривошип) относительно корпуса совершает вращательное движение. Положение кривошипа O_1A определяется углом φ_1 . Параметр φ_1 является обобщенной координатой, которая определяет положение всех звеньев механизма.

Координаты точки А, кривошипа O_1A в системе координат xO_1y имеют вид:

$$\begin{cases} x_A = l_1 \cos \varphi_1; \\ y_A = l_1 \sin \varphi_1. \end{cases} \quad (1)$$

Продифференцировав уравнение (1) по обобщенной координате φ_1 получим проекции скорости точки А на координатные оси x и y

$$\begin{cases} \dot{x}_A = -l_1 \omega_1 \sin \varphi_1; \\ \dot{y}_A = l_1 \omega_1 \cos \varphi_1. \end{cases} \quad (2)$$

Дифференцированием уравнения (2) получим проекции ускорений точки А на координатные оси x и y

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

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

$$\vec{l}_1 + \vec{AB} = \vec{O_1O_2} + \vec{l}_2 \quad (3)$$

Выбранная система векторов рассматривается как геометрический многоугольник с нулевой суммой.

Спроектировав векторы уравнения (3) на оси координат x и y получим уравнения, описывающие положения звеньев механизма

$$\begin{cases} l_1 \cos \varphi_1 - l_2 \cos \varphi_2 + AB \cos \varphi_3 = 0; \\ l_1 \sin \varphi_1 - l_2 \sin \varphi_2 + AB \sin \varphi_3 - O_1O_2 = 0. \end{cases} \quad (4)$$

Из системы уравнений (4) при заданном значении обобщенной координаты φ_1 можно определить неизвестные значения углов φ_2 и φ_3 , которые определяют положение рычага (звено 2) и стойки (звено 3) относительно начала координат O_1 .

Продифференцируем систему уравнений (4)

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

Из системы уравнений (5) при заданном значении угловой скорости ω_1 можно определить неизвестные значения угловых скоростей ω_2 и ω_3 .

Продифференцируем систему уравнений (5)

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

Из системы уравнений (6) при заданном значении углового ускорения ε_1 можно определить неизвестные значения угловых ускорений ε_2 и ε_3 .

При помощи ПЭВМ решим системы уравнений (5) и (6) и определим значения угловых скоростей и ускорений звеньев шагающего механизма.

Исходными данными являются геометрические размеры звеньев и угловая скорость кривошипа.

$l_1 = O_1A = 320\text{мм}$; $l_2 = O_2B = 800\text{мм}$; $l_3 = AB = 1520\text{мм}$; $O_1O_2 = 1080\text{мм}$; $\omega_1 = 0,5\text{с}^{-1}$.

Расчет выполняем для 15 положений механизма (см. рис.2). Зависимости угловых скоростей и ускорений звеньев шагающего механизма от угла поворота кривошипа представлены на рис. 4-5.

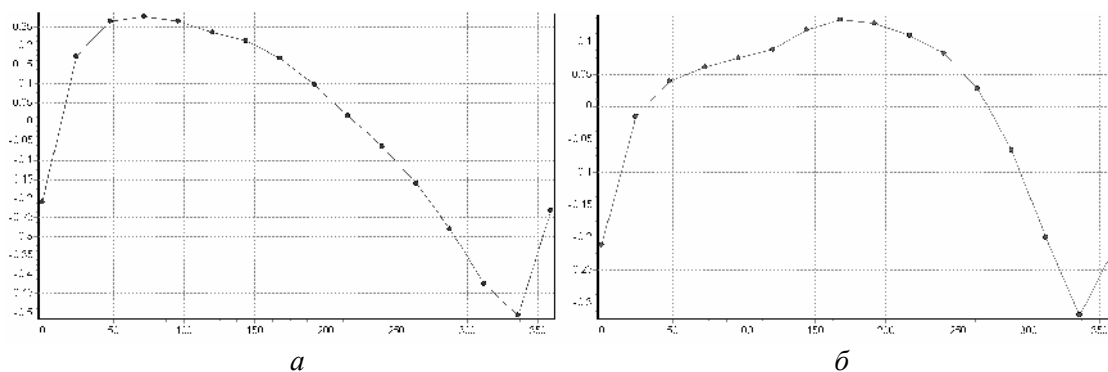


Рис. 4. Зависимости угловых скоростей звеньев механизма от угла поворота кривошипа: *a* – для звена АВ (стойки); *б* – для звена O_2B (рычага)

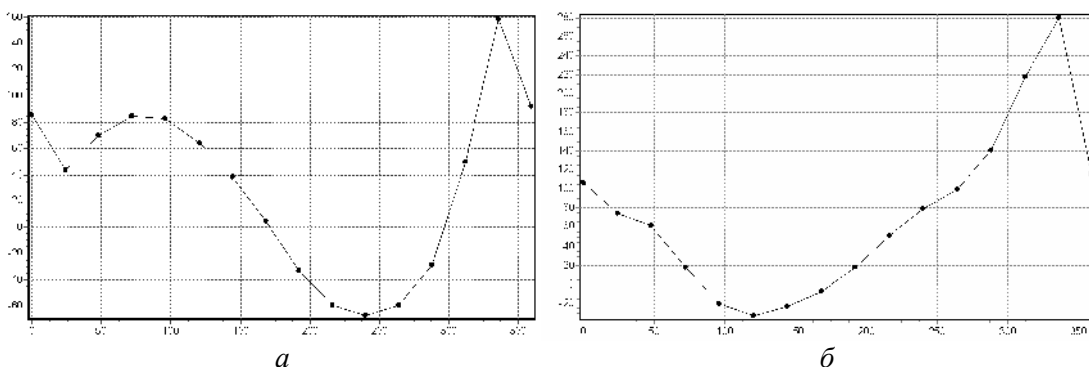


Рис. 5. Зависимости угловых ускорений звеньев механизма от угла поворота кривошипа: *a* – для звена АВ (стойки); *б* – для звена O_2B (рычага)

Выводы. В результате кинематического исследования кривошипно-рычажного четырехзвенного механизма шагания экскаватора установлено соответствие кинематических параметров (перемещений, скоростей и ускорений) заданным условиям работы машины, а также получены исходные данные для дальнейших расчетов. Знание кинематических параметров необходимо для определения динамических сил (сил инерции, моментов сил инерции), кинетической энергии и мощности механизма. Это позволяет определять нагрузки в узлах и звеньях, а также обосновать рациональные параметры.

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

Bibliography (transliterated): 1. Poderni R.Y. *Mehanicheskoe oborudovanie karerov* / R.Y. Poderni – M.: Izdatelstvo Moskovskogo gosudarstvennogo gornogo universiteta, 2007. – 680 s. 2. Sheffler M. *Osnovyi rascheta i konstruirovaniya pod'emno-transportnyih mashin* / M.Sheffler, G.Payer – M.: Mashinostroenie, 1980. – 255 s. 3. Suslov N.M. *Kinematicheskii i silovoy analiz mehanizma shaganiya ekskavatora* / N.M.Suslov, A.Lyaptsev // *Gornyye mashiny i avtomatika*. - 2004. - s. 9-11. 4. Suslov N.M. *Vzaimosvyazannost konstruktivnyih i silovyih parametrov trehopornyyih gidravlicheskih mehanizmov shaganiya* / N.M.Suslov // *Izv. vuzov. Gornyy zhurnal*. – 1977. - №9. – s. 97-98.

Таровик М.Г.

КИНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ КРИВОШИПНО-ВАЖІЛЬНОГО ЧОТИРИЛАНКОВОГО МЕХАНІЗМУ КРОКУВАННЯ ЕКСКАВАТОРІВ-ДРАГЛАЙНІВ

Проведено кінематичний аналіз кривошипно-важільного крокуючого механізму экскаватора, побудовані залежності кінематичних параметрів механізму від кута повороту кривошипа, на підставі яких можливий підбір найбільш раціональних варіантів поєднання геометричних розмірів окремих елементів механізму.

Таровик Н.Г

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ КРИВОШИПНО-РЫЧАЖНОГО ЧЕТЫРЕХЗВЕННОГО МЕХАНИЗМА ШАГАНИЯ ЭКСКАВАТОРОВ-ДРАГЛАЙНОВ

Проведен кинематический анализ кривошипно-рычажного шагающего механизма экскаватора, построены зависимости кинематических параметров механизма от угла поворота кривошипа, на основании которых возможен подбор наиболее рациональных вариантов сочетания геометрических размеров отдельных элементов механизма.

Tarovik N. G.

KINEMATIC ANALYSIS OF THE CRANK-LEVERAGE PACING MECHANISM OF DRAGLINES

The kinematic analysis of the crank-leverage pacing mechanism of the excavator is carried out, dependences of kinematic parameters of the mechanism on a crank angle of rotation on the basis of which selection of the most rational options of a combination of the geometrical sizes of elements of the mechanism is possible are constructed.
