

Кинематическое исследование механизма поворота ковша канатного экскаватора

Ю.В. Максимов

Производственные наблюдения рабочего процесса копания экскаватором ЭО-4112 с обратной лопатой, показали, что главной причиной снижения его эксплуатационной производительности является потеря части зачерпнутого грунта на участке подъема и переноса его к месту выгрузки. Это обусловлено, прежде всего, конструктивными особенностями жесткого крепления ковша к рукояти, при котором положение ковша определяется только двумя угловыми координатами: углами поворота стрелы – $\varphi_{стр}$ и рукояти – φ_p . Это в принципе исключает возможность рационального положения ковша на соответствующем участке траектории (заглубления, зачерпывания, транспортирования, выгрузки). На гидравлических экскаваторах эта проблема решается путем шарнирного соединения ковша с рукоятью и управлением его поворотом дополнительным гидроцилиндром, т.е. положение ковша в этом случае определяется уже тремя координатами – $\varphi_{стр}$, φ_p и углом поворота ковша – φ_k . Для экскаваторов с канатной подвеской шарнирное крепление ковша к рукояти требует дополнительного устройства управления его поворотом. При этом известные схемы внешнего воздействия на ковш практически невозможно согласовать с существующей конструкцией рабочего оборудования. Решение данного вопроса возможно только за счет дополнительной кинематической связи ковша с рукоятью и/или стрелой и реализующей внутренние усилия, обусловленные соответствующим взаимным расположением стрелы и рукояти [1].

Для практической реализации предложенной конструкции необходимо провести кинематическое и динамическое исследование механизма поворота, схема которого представлена на рисунке.

Схема отражает наиболее значимую в свете рассматриваемого вопроса часть траектории рабочего процесса, на которой осуществляется поворот

рукояти относительно стрелы с одновременным поворотом ковша относительно рукояти.

Расположим центр прямоугольной системы координат O_1 в точке крепления рукояти к стреле совместив ось X с линией соединяющей точку поворота рукояти с точкой поворота стрелы O_3 . В рассматриваемом случае ось X горизонтальна (угол поворота стрелы $\beta_{СТ} = 0$), гидроцилиндр $Ц2$ закрыт, т.е. звено AB жесткое, а гидроцилиндр $Ц1$ открыт, что позволяет звену $КН$ изменять свою длину в соответствии с поворотом ковша.

Механизм поворота ковша представляет собой два смежных четырехзвенных механизма: O_1ABO_2 и O_2CDE , где для первого механизма O_1ABO_2 ведущим звеном является рукоять I (звено O_1O_2). Звено I вращается с угловой скоростью ω_1 за счет тягового каната $I2$ наматываемого на барабан главной лебедки с приводом от электродвигателя ($T_{об}$). Для второго механизма O_2CDE ведущим является звено 5 (O_2C) которое есть продолжение звена 2 (O_2B) первого механизма O_1ABO_2 .

В результате кинематического анализа должны быть установлены функциональные зависимости углов $\varphi_2, \varphi_3, \varphi_5, \varphi_6$ и φ_7 обоих четырехзвенных механизмов от ведущего звена I , а также угловые скорости ω_2, ω_3 , и ω_7 . Эти зависимости позволяют определить угол поворота ковша как по отношению к рукояти I , так и по отношению к горизонту (линия передней грани боковой стенки ковша 11), а так же скорости перемещения гидроцилиндров $Ц1$ (тяга переменной длины $I0$) и $Ц2$ (тяга переменной длины – звено 3).

Известны различные методы аналитического исследования плоских шарнирных механизмов [2-8] включая и исследование кинематики рабочего органа одноковшового экскаватора [9] и его нагружения [10]. В последнее время для решения задач синтеза все шире используются различные компьютерные программы [5,6]. В известном труде [2] задачи кинематического исследования сводятся к совместному решению уравнений проекций на оси координат контуров, образованных звеньями механизмов, с последующим дифференцированием этих уравнений для определения угловых скоростей. А в

[3] первую часть задачи определяют другим способом – путем решения дополнительно построенных на исследуемом механизме треугольников.

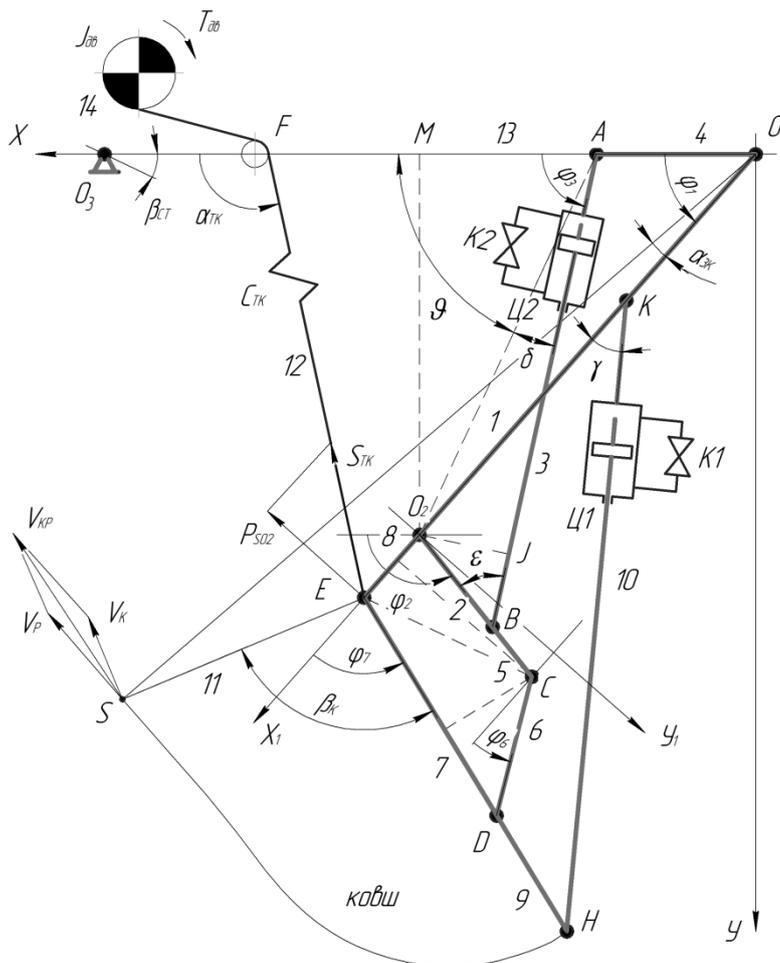


Рис. – Схема механизма поворота ковша

В рассматриваемом механизме соотношения длин звеньев определяют его работу по повороту ковша только в одной четверти окружности, причем проекции звеньев 2 и 3 пересекаются, что выводит данный механизм из ряда классических. Это определило комбинированный подход к решению поставленной задачи.

Обозначим для краткости длины звеньев

$O_1O_2 = l_1$; $O_2B = l_2$; $AB = l_3$; $AO_1 = l_4$; $O_2C = l_5$; $CD = l_6$; $ED = l_7$; $EO_2 = l_8$; $EH = l_9$; $HK = l_{10}$; $EF = l_{12}$; $O_1F = l_{13}$.

Для определения угловой скорости ω_1 звена 1 запишем из треугольника O_1FE векторное равенство

$$FE = O_1E + FO_1.$$

Уравнения проекций на оси координат

$$\begin{aligned} FE \cdot \cos \alpha_{mk} &= FO_1 - O_1E \cdot \cos \varphi_1 \\ FE \cdot \sin \alpha_{mk} &= O_1E \cdot \sin \varphi_1. \end{aligned} \quad (1)$$

Для определения угла α_{mk} разделим второе уравнение на первое. Получим

$$\tan \alpha_{mk} = \frac{O_1E \cdot \sin \varphi_1}{FO_1 - O_1E \cdot \cos \varphi_1}.$$

Для определения угловой скорости звена l дифференцируем по времени t первое уравнение из (1).

$$-FE \cdot \sin \alpha_{mk} \frac{d\alpha_{mk}}{dt} = O_1E \cdot \sin \varphi_1 \frac{d\varphi_1}{dt} + v_{mk} \cdot \cos \alpha_{mk}.$$

Из углов в этом уравнении вычтем угол α_{mk} . Тогда имеем

$$\omega_1 O_1E \cdot \sin(\varphi_1 - \alpha_{mk}) = v_{mk}.$$

$$\text{Откуда находим значение } \omega_1 = \frac{v_{mk}}{O_1E \cdot \sin(\varphi_1 - \alpha_{mk})}, \quad (2)$$

где v_{mk} – скорость каната, навиваемого на барабан;

α_{mk} – угол образованный канатом $l2$ и звеном $l3$.

Скорость каната с учетом полиспастной системы равна

$$v_{mk} = \frac{\omega_{\delta\delta} R_{\delta}}{i a_n},$$

где $\omega_{\delta\delta}$ – угловая скорость двигателя лебедки;

R_{δ} – радиус барабана;

i – передаточное число привода барабана;

a_n – кратность полиспаста.

Рассмотрим четырехзвенный механизм O_1ABO_2 .

Из прямоугольного треугольника AO_2J следует

$$\tan \delta = \tan(\varphi_3 - \nu) = \frac{l_2 \sin \varepsilon}{l_3 - l_2 \cos \varepsilon} \quad (3)$$

Неизвестные углы φ_3 и ε определяются из соответствующих треугольников, построенных на исследуемом механизме.

Из прямоугольного треугольника AO_2M получаем

$$\tan \nu = \frac{l_1 \sin \varphi_1}{l_1 \cos \varphi_1 - l_4}, \quad (4)$$

а из треугольников O_1O_2A и O_2AB

$$l_{O_2A}^2 = l_1^2 + l_4^2 - 2l_1l_4 \cos \varphi_1$$

$$l_{O_2A}^2 = l_2^2 + l_3^2 - 2l_2l_3 \cos \varepsilon .$$

Откуда $\cos \varepsilon = \frac{l_2^2 + l_3^2 - l_1^2 - l_4^2}{2l_2l_3} + \frac{l_1l_4}{l_2l_3} \cos \varphi_1$.

Обозначим

$$c = \frac{l_2^2 + l_3^2 - l_1^2 - l_4^2}{2l_2l_3} \text{ и } f = \frac{l_1l_4}{l_2l_3} . \quad (5)$$

Окончательно имеем $\cos \varepsilon = c + f \cos \varphi_1$

Таким образом, вычисляя последовательно по формулам (5), (4) и (3) углы ε , ν и δ , определяем угол $\varphi_3(\varphi_1)$

$$\varphi_3 = \arcsin \frac{l_2 \sin \varepsilon}{l_3 - l_2 \cos \varepsilon} + \nu . \quad (6)$$

Для определения угла φ_2 и скоростей звеньев механизма воспользуемся методом, изложенным в [2].

Векторное уравнение замкнутости контуров O_1ABO_2

$$l_1 + l_2 + l_3 = l_4 .$$

Проектируя это уравнение на оси O_1X и O_1Y , получаем

$$l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2 - l_3 \cos \varphi_3 =$$

$$l_4 \cos \varphi_4 \quad l_1 \sin \varphi_1 + l_2 \sin \varphi_2 - l_3 \sin \varphi_3 = l_4 \sin \varphi_4 . \quad (7)$$

Так как $\varphi_4 = 0$, то $\sin \varphi_4 = 0$ и $\cos \varphi_4 = 1$, то уравнения (7) получают вид

$$l_2 \cos \varphi_2 = l_4 + l_3 \cos \varphi_3 - l_1 \cos \varphi_1$$

$$l_2 \sin \varphi_2 = l_3 \sin \varphi_3 - l_1 \sin \varphi_1 . \quad (8)$$

Угол φ_2 определяется из последнего уравнения (8)

$$\varphi_2 = \arcsin \frac{l_3 \sin \varphi_3 - l_1 \sin \varphi_1}{l_2} . \quad (9)$$

Для определения угловых скоростей ω_2 и ω_3 звеньев 2 и 3 дифференцируем уравнения (8) по времени t . Получаем

$$-l_2 \sin \varphi_2 \frac{d\varphi_2}{dt} = -l_3 \sin \varphi_3 \frac{d\varphi_3}{dt} + l_1 \sin \varphi_1 \frac{d\varphi_1}{dt}$$

$$l_2 \cos \varphi_2 \frac{d\varphi_2}{dt} = l_3 \cos \varphi_3 \frac{d\varphi_3}{dt} - l_1 \cos \varphi_1 \frac{d\varphi_1}{dt}.$$

Имея в виду, что $\frac{d\varphi_1}{dt} = \omega_1$, $\frac{d\varphi_2}{dt} = \omega_2$ и $\frac{d\varphi_3}{dt} = \omega_3$, имеем

$$\omega_2 l_2 \sin \varphi_2 + \omega_1 l_1 \sin \varphi_1 = \omega_3 l_3 \sin \varphi_3$$

$$\omega_2 l_2 \cos \varphi_2 + \omega_1 l_1 \cos \varphi_1 = \omega_3 l_3 \cos \varphi_3. \quad (10)$$

Из углов входящих в первое уравнение (10) вычитаем общий угол φ_2 , что соответствует повороту осей координат XO_1Y на угол φ_2 . Получаем

$$\omega_1 l_1 \sin(\varphi_1 - \varphi_2) = \omega_3 l_3 \sin(\varphi_3 - \varphi_2),$$

Откуда находим угловую скорость звена 3

$$\omega_3 = \omega_1 \frac{l_1 \sin(\varphi_1 - \varphi_2)}{l_3 \sin(\varphi_3 - \varphi_2)}. \quad (11)$$

После аналогичного преобразования первого уравнения (10) путем поворота осей координат XO_1Y на угол φ_3 получаем выражение для угловой скорости ω_2

$$\omega_2 = -\omega_1 \frac{l_1 \sin(\varphi_1 - \varphi_3)}{l_2 \sin(\varphi_2 - \varphi_3)}. \quad (12)$$

Для определения угла φ_7 непосредственно характеризующего поворот ковша (звено 7) относительно рукоятки (звена 1) рассмотрим смежный четырехзвенный механизм O_2CDE . Введем подвижную систему координат $X_1O_2Y_1$, связав её с центром вращения ведущего (для смежного механизма) звена O_2C . Обозначив дополнительные углы $O_2EC = \nu_2$, $O_2EC = \delta_2$ и $O_2EC = \varepsilon_2$ и выполнив все аналогичные вышеприведенным для механизма O_1ABO_2 преобразования в результате получаем выражения для определения всех значимых углов и угловых скоростей. $\tan \delta_2 = \frac{l_6 \sin \varepsilon_2}{l_7 - l_6 \cos \varepsilon_2}$;

$$\tan \nu_2 = \frac{l_5 \sin(\varphi_2 - \varphi_1)}{l_8 - l_5 \cos(\varphi_2 - \varphi_1)};$$

$$\cos \varepsilon_2 = c_2 + f_2 \cos(\varphi_2 - \varphi_1),$$

где $c_2 = \frac{l_6^2 + l_7^2 - l_5^2 + l_8^2}{2l_6l_7}$; $f_2 = \frac{l_5l_8}{l_6l_7}$.

$$\varphi_7 = \arctan \frac{l_6 \sin \varepsilon_2}{l_8 - l_6 \cos \varepsilon_2} + v_2 \quad (13)$$

$$\varphi_6 = \arcsin \frac{-l_5 \sin(\varphi_2 - \varphi_1) + l_7 \sin \varphi_7}{l_6} \quad (14)$$

$$\omega_7 = \omega_2 \frac{l_5 \sin(\varphi_2 - \varphi_1 - \varphi_6)}{l_7 \sin(\varphi_7 - \varphi_6)}. \quad (15)$$

Скорость изменения длины звена 10 (хода поршня гидроцилиндра Ц1) определяется из векторного уравнения

$$\mathbf{KE} + \mathbf{EH} = \mathbf{HK}.$$

Уравнения проекций этого уравнения на оси координат имеют вид

$$KE + EH \cdot \cos \varphi_7 = HK \cdot \cos \gamma$$

$$EH \cdot \sin \varphi_7 = HK \cdot \sin \gamma. \quad (16)$$

Разделив второе уравнение на первое, получаем значение угла γ

$$\tan \gamma = \frac{EH \cdot \sin \varphi_7}{KE + EH \cdot \cos \varphi_7} \quad (17)$$

Для определения скоростей продифференцируем по времени t уравнения (16). Получаем

$$-\omega_7 EH \cdot \sin \varphi_7 = -\omega_{10} HK \cdot \sin \gamma + v_{y1} \cdot \cos \gamma$$

$$\omega_7 EH \cdot \cos \varphi_7 = \omega_{10} HK \cdot \cos \gamma + v_{y1} \cdot \sin \gamma. \quad (18)$$

Из углов в уравнениях (18) вычитаем угол γ . В результате получаем значения скоростей.

Скорость изменения длины звена 10 (v_{y1}) равна

$$v_{y1} = -\omega_7 EH \cdot \sin(\varphi_7 - \gamma). \quad (19)$$

Угловая скорость звена 10

$$\omega_{10} = \omega_7 \frac{EH}{KH} \cos(\varphi_7 - \gamma).$$

Полученные функциональные зависимости кинематических параметров механизма поворота одноковшового экскаватора в виде выражений (1)...(19) позволяют проводить анализ механизма для любых значений угла поворота рукояти φ_1 .

Литература:

1. Патент РФ 2450106, МПК E02F 3/42. Рабочее оборудование ковшового экскаватора / В.С. Исаков, Ю.В. Максимов, Г.М. Симелейский; заявлено 15.10.2010; опубл. 10.05.2012, Бюл. № 13. – 8 с., ил.
2. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. [Текст]. Издание третье. – М.: Гос. изд-во технико-теоретической литературы, 1953. – 712 с.
3. Кожевников С.Н. Теория механизмов и машин. [Текст]. – М.: Машгиз, 1949. – 448 с.
4. Зиновьев В.А. Аналитические методы расчета плоских механизмов. [Текст]. М., Гостехиздат, 1949. – 204 с.
5. Зиборов К.А. Решение векторных уравнений кинематики механизмов с помощью программы Mathcad [Текст] / К.А. Зиборов, И.Н. Мацюк, Э.М. Шляхов // Теория механизмов и машин. 2008. №1. Том 6. С. 64-70.
6. Верховод П.В. Решение задачи приближенного синтеза четырехзвенного механизма с помощью программы mathcad [Текст] // Теория машин и механизмов. – 2011. – № 2, Том 9. – С. 53-64.
7. Hartenberg, R.S., and Denavit, J. 1964, Kinematic Synthesis of Linkages. McGrawHill, New York. <http://ebooks.library.cornell.edu/cgi/t/text/text-idx?c=kmoddl;idno=kmod013>.
8. Freudenstein, F. Approximate synthesis of four-bar linkages. Transactions of ASME, 1955, Vjl. 77, pp. 853-861/
9. Павлов В.П. Информационно-логическая модель системного проектирования одноковшовых экскаваторов [Электронный ресурс] // Инженерный вестник Дона, 2010. №3. – Режим доступа: [htt: // www/ ivdon.ru / magazine / archive/n3y2010/238 /](http://www/ivdon.ru/magazine/archive/n3y2010/238/) (доступ свободный). – Загл. с экрана. – Яз. рус.
10. А.А. Котесова. Уточненное определение ресурса совокупности по выборочным данным для стрелы одноковшового экскаватора [Электронный ресурс] // Инженерный вестник Дона, 2013. №2. – Режим доступа: [htt: // www/ ivdon.ru / magazine / archive / n2y2013/1695 /](http://www/ivdon.ru/magazine/archive/n2y2013/1695/) (доступ свободный). – Загл. с экрана. – Яз. рус.