

УДК 621.01

ОСОБЕННОСТИ КИНЕМАТИЧЕСКОГО АНАЛИЗА УРАВНОВЕШЕННОГО
УДАРНОГО МЕХАНИЗМА ПЕРЕМЕННОЙ СТРУКТУРЫ
ТЕҢ САЛМАКТАЛГАН УРМА МЕХАНИЗМИНИН КИНЕМАТИКАЛЫК
ТАЛДООСУНДАГЫ ӨЗГӨЧӨЛҮКТӨРҮ
FEATURES KINEMATIC ANALYSIS BALANCED SHOCK MECHANISM VARIABLE
STRUCTURE

Кошбаев А.А.- к.т.н, доцент,
Эргешов Б.Т.- старший преподаватель,
ЖАГУ, koshbaev1@yandex.ru

Аннотации: В статье рассмотрен кинематический анализ уравновешенного ударного механизма.

Макалада тең салмакталган урма механизмнин кыймыл талдоосунун натыйжалары келтирилген.

In article is considered the kinematic analysis of the counterbalanced impact mechanism.

Для кинематического анализа уравновешенного ударного механизма переменной структуры используем метод замкнутых векторных контуров, разработанный В.А.Зиновьевым.

Поэтому проведем кинематический анализ механизма, показанного пунктирной линией, т.е. ABC^1D [1,2].

Представим звенья в виде векторов (рис.1).

Положения звенья механизма определяются углами φ_2 и φ_3 , которые отложены от оси x в направлении, противоположном вращению часовой стрелки.

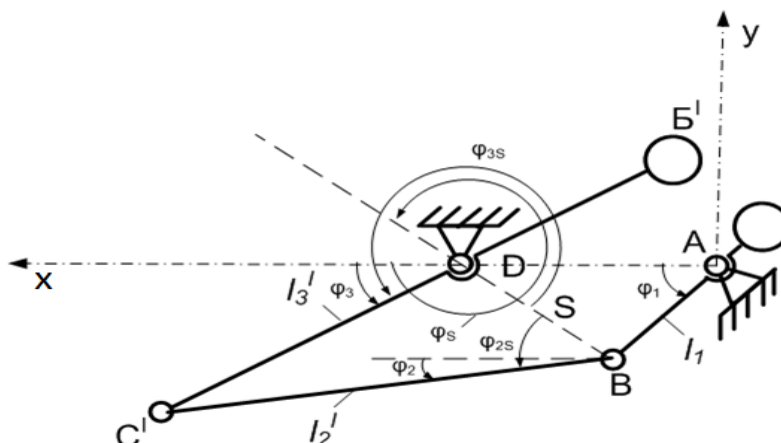


Рис.1. Кинематическая схема шарнирно-четырёхзвенного уравновешенного ударного МПС второй сборки.

Механизм состоит из кривошипа-противовеса 1, шатуна 2, коромысла-бойка 3 и стойки 4. Длины звеньев механизма соответствует условию

$$l_1 < l_0 < l_3 < l_2, \quad l_1 + l_2 = l_3 + l_0 \quad (1)$$

Составляем векторные уравнения для контура ABD

$$\vec{l}_1 + \vec{S} + \vec{l}_0 = 0, \quad (2)$$

для контура BC^1D

$$\bar{l}_2 + \bar{S} + \bar{l}_3 = 0, \quad (3)$$

где S – переменный по модулю вектор, определяемый положением точек Ви D.

Проектируя векторное уравнение (2) на оси координат Ax и Ay имеем:

$$\begin{cases} l_1 \cos \varphi_1 + S \cos \varphi_S - l_0 = 0, \\ l_1 \sin \varphi_1 + S \sin \varphi_S = 0. \end{cases} \quad (4)$$

Из этих уравнений имеем

$$\operatorname{tg} \varphi_S = -\frac{l_1 \sin \varphi_1}{l_1 \cos \varphi_1 - l_0} \quad (5)$$

$$S = \left| -l_1 \frac{\sin \varphi_1}{\sin \varphi_3} \right| \quad (6)$$

Рассмотрим контур $BC^I D$. Составляем следующие уравнения

$$l_2^2 = l_3^2 + S^2 - 2l_3 S \cos(2\pi - \varphi_{3S}) \quad (7)$$

$$l_3^2 = l_2^2 + S^2 - 2l_2 S \cos \varphi_{2S} \quad (8)$$

где $\varphi_{2S}, \varphi_{3S}$ – соответственно углы наклона векторов l_2 и l_3 к вектору S .

Из уравнений (7) и (8) определяем φ_{2S} и φ_{3S}

$$\varphi_{3S} = 2\pi - \arccos \frac{S^2 + l_3^2 - l_2^2}{2l_3 S} \quad (9)$$

$$\varphi_{2S} = \arccos \frac{S^2 + l_2^2 - l_3^2}{2l_2 S} \quad (10)$$

Из расчетной схемы видно, что

$$\varphi_3 = \varphi_{3S} + \varphi_S - \pi \quad (11)$$

$$\varphi_2 = \varphi_{2S} + \varphi_S \quad (12)$$

Для определения передаточных отношений звеньев механизма исходим из условия (1) и имеем

$$\begin{cases} l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2 = l_0 + l_3 \cos \varphi_3 \\ l_1 \sin \varphi_1 + l_2 \sin \varphi_2 = l_3 \sin \varphi_3 \end{cases} \quad (13)$$

Для вывода передаточного отношения коромысло-кривошип возводим оба уравнения (13) в квадрат, затем складываем их и после преобразований получим

$$l_1^2 + l_3^2 + l_0^2 - l_2^2 - 2l_1 l_3 \cos(\varphi_1 - \varphi_3) - 2l_0(l_1 \cos \varphi_1 - l_3 \cos \varphi_3) = 0 \quad (14)$$

Дифференцируя полученное уравнение (14) по φ_1 имея в виду

$$\frac{d\varphi_1}{d\varphi_1} = 1, \quad \frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} = u_{31} = \frac{d\varphi_3}{dt} \cdot \frac{dt}{d\varphi_1} \text{ получим}$$

$$2l_1 l_3 \sin(\varphi_1 - \varphi_3)(1 - u_{31}) + 2l_0 l_1 \sin \varphi_1 - 2l_0 l_3 \sin \varphi_3 u_{31} = 0$$

Отсюда выражаем u_{31}

$$u_{31} = \frac{l_1 l_3 \sin(\varphi_1 - \varphi_3) + l_1 l_0 \sin \varphi_1}{l_1 l_3 \sin(\varphi_1 - \varphi_3) + l_3 l_0 \sin \varphi_3} \quad (15)$$

Для вывода передаточного отношения шатун-кривошип, аналогично из уравнения (13) избавляемся от угла φ_3 .

В результате аналогичным образом вычисляя, получим

$$u_{21} = \frac{l_1 l_2 \sin(\varphi_1 - \varphi_2) + l_1 l_0 \sin \varphi_1}{l_1 l_2 \sin(\varphi_1 - \varphi_2) + l_2 l_0 \sin \varphi_2} \quad (16)$$

Если продифференцируем уравнение (13) по времени t , то получим

$$\begin{cases} -l_1 \sin \varphi_1 \frac{d\varphi_1}{dt} - l_2 \sin \varphi_2 \frac{d\varphi_2}{dt} = -l_3 \sin \varphi_3 \frac{d\varphi_3}{dt} \\ l_1 \cos \varphi_1 \frac{d\varphi_1}{dt} + l_2 \cos \varphi_2 \frac{d\varphi_2}{dt} = l_3 \cos \varphi_3 \frac{d\varphi_3}{dt} \end{cases} \quad (17)$$

Так как $\frac{d\varphi_1}{dt} = \omega_1$, $\frac{d\varphi_2}{dt} = \omega_2$, $\frac{d\varphi_3}{dt} = \omega_3$ уравнение (17) имеем вид

$$\begin{cases} -l_1 \omega_1 \sin \varphi_1 - l_2 \omega_2 \sin \varphi_2 = -l_3 \omega_3 \sin \varphi_3 \\ l_1 \omega_1 \cos \varphi_1 + l_2 \omega_2 \cos \varphi_2 = l_3 \omega_3 \cos \varphi_3 \end{cases} \quad (18)$$

Для определения угловых ускорений ε_2 и ε_3 продифференцируем уравнение (18) по времени t , что приводит к уравнениям

$$\begin{cases} -l_1 \omega_1^2 \cos \varphi_1 - l_2 \omega_2^2 \cos \varphi_2 - l_2 \varepsilon_2 \sin \varphi_2 = -l_3 \omega_3^2 \cos \varphi_3 - l_3 \varepsilon_3 \sin \varphi_3 \\ -l_1 \omega_1^2 \sin \varphi_1 - l_2 \omega_2^2 \sin \varphi_2 + l_2 \varepsilon_2 \cos \varphi_2 = -l_3 \omega_3^2 \sin \varphi_3 + l_3 \varepsilon_3 \cos \varphi_3 \end{cases} \quad (19)$$

Величины угловых ускорений можно определить, если выполнить преобразования координат последовательным поворотом осей координат на углы φ_2 и φ_3 . Имеем

$$\varepsilon_3 = \frac{l_1 \omega_1^2 \cos(\varphi_1 - \varphi_2) + l_2 \omega_2^2 - l_3 \omega_3^2 \cos(\varphi_3 - \varphi_2)}{l_3 \sin(\varphi_3 - \varphi_2)} \quad (20)$$

$$\varepsilon_2 = \frac{l_3 \omega_3^2 - l_1 \omega_1^2 \cos(\varphi_1 - \varphi_3) - l_2 \omega_2^2 \cos(\varphi_2 - \varphi_3)}{l_2 \sin(\varphi_2 - \varphi_3)} \quad (21)$$

В особом положении механизма(когда его звенья выстраиваются в одну линию) передаточные функции по скорости шатуна и коромысла(формулы (15) и (17)) приходят к неопределенности вида $0/0$. поэтому для этого случая используем формулы передаточных отношений механизма, вывод которых имеется в [3].

$$u_{21} = -\frac{l_1}{l_0 - l_1} \left(1 \pm \sqrt{\frac{l_0 l_3}{l_1 l_2}} \right); \quad (22)$$

$$u_{31} = -\frac{l_1}{l_0 - l_1} \left(1 \pm \sqrt{\frac{l_0 l_2}{l_1 l_3}} \right); \quad (23)$$

где знаки в скобках соответствуют: «плюс» - передаточному отношению перед ударом, «минус» - после удара. Угловое ускорение коромысла непосредственно перед и после удара равно 0.

Таким образом, для анализа и сравнения кинематических диаграмм получим с помощью программ ПК следующие зависимости угловых перемещений, скоростей и ускорений коромысла-бойка и шатуна от угла поворота кривошипа для второго варианта сборки шарнирно-четырёхзвенного уравновешенного ударного МПС(рис.7).

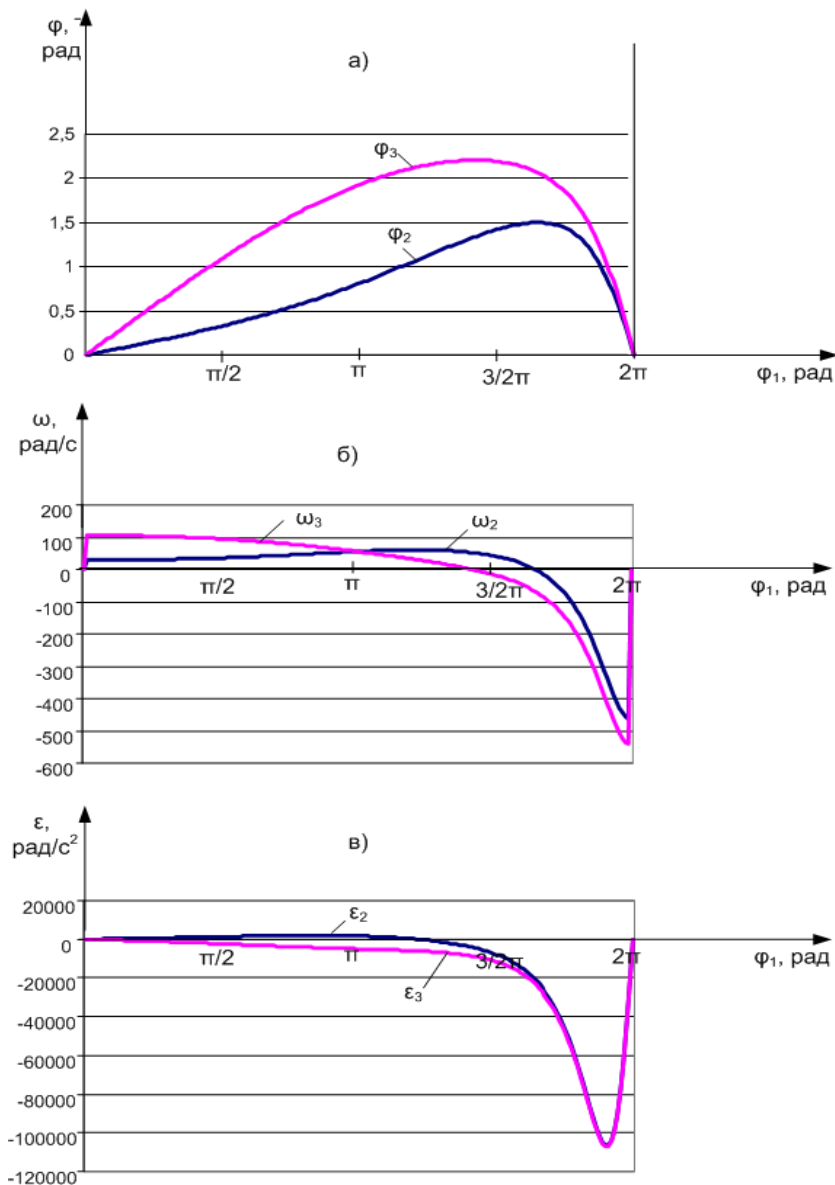


Рис.7. Зависимости угловых перемещений(а), скоростей(б) и ускорений(в) коромысла-бойка и шатуна от угла поворота кривошипа.

Как видно из графиков на рис.7, при увеличении передаточного отношения по скорости одновременно увеличивается и угловое ускорение коромысла перед ударом, что и позволяет использовать данного уравновешенного механизма - как ударный механизм.

Литературы:

1. Абдраимов С., Джуматаев М.С. Шарнирно-четырёхзвенные механизмы переменной структуры. – Бишкек, 1990. -154 с.;
2. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. –М.:Наука, 1988. -638 с.;
3. Фокин Ю.А. Передаточные отношения и коэффициенты кинематического восстановления скорости четырехзвенных кривошипных ударных механизмов.//Материалы Международной конференции «Механизмы переменной структуры и виброударные машины». – Бишкек: Кыргызстан, 1999. с.145-152.;

Рецензент:

Белеков Т. – к.т.н., доцент