

2. Абдраимов С. Шарнирно-рычажные начальные механизмы переменной структуры / Материалы международной научной конференции Современные технологии и управление качеством в образовании, науке и производстве: опыт адаптации и внедрения/ С. Абдраимов 23-25 мая 2001 г. Часть II Транспорт, энергетика, техника. – Бишкек: КТУ им. И. Разакова.- 2001. - 210-212 с.

3. Абдраимов С. Анализ передаточных отношений шарнирно-четырёхзвенного ударного механизма с наибольшим шатуном. Материалы Международной конференции "Технология и перспективы современного инженерного образования, науки и производства/ С. Абдраимов". - Бишкек: КГТУ им. И. Разакова. 1999.- 311 с.

4. Фокин Ю.А. Передаточные отношения и коэффициенты кинематического восстановления скорости четырёхзвенных кривошипных ударных механизмов / Ю.А. Фокин Материалы Международной конференции "Механизмы переменной структуры и виброударные машины. Мектеп.- 1999.- 145-152 с.

УДК 623.4.062.2

УДАРНЫЙ МЕХАНИЗМ С ДВУМЯ ПОСТУПАТЕЛЬНЫМИ ЗВЕНЬЯМИ

Толошов Чынгыз Орозалиевич, научный сотрудник Института Машиноведения Национальной Академии Наук Кыргызской Республики г. Бишкек.

В статье рассматривается принцип работы ударного механизма с двумя поступательными звеньями, математическое описание и его геометрические параметры для получения требуемого движения дополнительного ползуна 5.

Механизм предназначен для повышения надежности работы ударных устройств, а также увеличение их срока службы за счет уменьшения нагрузки на опоры кривошипа и повышения частоты удара.

Кинематическая схема ударного механизма представлена на рисунке 1. Преимуществом данного ударного механизма является, что ползун 5 совершает два удара за один оборот кривошипа, а также реакция от удара не передается на опоры кривошипа.

Ключевые слова: механизм, движение, звено, удар, ползун, длина кривошипа, параметры, точка соприкосновения, плоскость, уравнение.

SHOCK MECHANISM WITH TWO TRANSLATIONAL UNITS.

The article discusses the principle of the impact mechanism with two translational units, mathematical description and its geometrical parameters to obtain the desired movement of the slide 5 extra.

The mechanism is designed to increase the reliability of the percussion device, as well as an increase in their lifetime due to load reduction on the crank and increasing strike rate support.

Kinematic impact mechanism is shown in Figure 1. The advantage of this mechanism is the impact that the slider 5 makes two hits in one revolution of the crank, and the reaction of the impact is not transmitted to the crank bearing.

Keywords: mechanism, movement, link, hit, slide, the length of the crank, the parameters of the point of contact, the plane equation.

Рассмотрим принцип работы ударного механизма: при вращении кривошипа 1, движение передается через шатун 2 ползуну 3 и преобразуется в возвратно-поступательное движение в горизонтальной плоскости, а движение ползуна 3 передается через

дополнительный шатун 4 дополнительному ползуну 5, которое преобразуется в возвратно-поступательное движение в вертикальной плоскости.

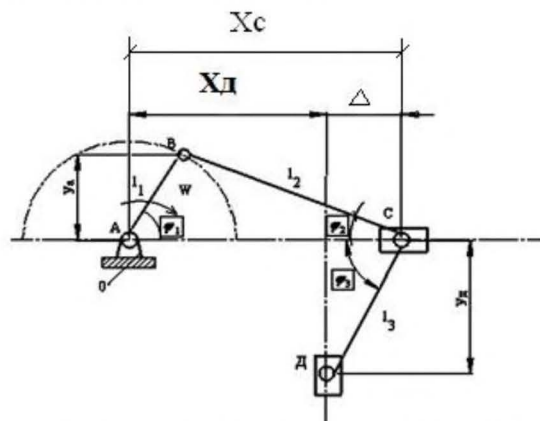


Рисунок.1. Кинематическая схема ударного механизма

Для составления уравнения движения звеньев ударного механизма (рис. 1) выберем систему координат с началом в точке A. Для удобства анализа, за начало отсчета точки C принимаем крайнее положение ползуна (когда точка C отходит от центра вращения кривошипа на максимальное расстояние к мертвой точке). Кинематические механизмы с дополнительным ползуном зависят от следующих размеров: длины кривошипа « l_1 », длины шатуна « l_2 » длины дополнительного шатуна « l_3 » и от расстояния $X_д$.

Величина перемещения точки C ползуна 3, т.е. ход ползуна, относительно его крайнего положения определяется известной формулой [1]:

$$h = l_1 + l_2 - l_1 \cdot \cos \varphi - l_2 \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} \quad (1)$$

где l_1 - длина кривошипа; l_2 - длина шатуна; φ - угол кривошипа; λ - коэффициент шатуна,

$$\lambda = l_1 / l_2 \quad (2)$$

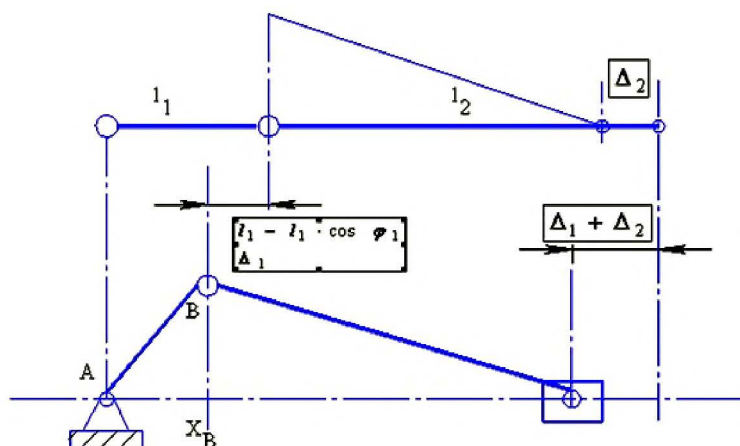


Рис.2. Кинематическая схема ударного механизма во время движения.

Определяем координаты точек звеньев механизма (рис.2.) Положение точки B определяется:

$$X_B = l_1 \cos \varphi_1 \quad (3)$$

$$Y_B = l_1 \sin \varphi_1 \quad (4)$$

Положение точки C относительно начало координат (точке A) определяется

$$X_c = l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi_1} \quad (5)$$

Координаты вертикальной оси дополнительного ползуна определяется из условия работы механизма (рис.3.)

$$X_d = (l_1 + l_2) - l_1 = l_2 \quad (6)$$

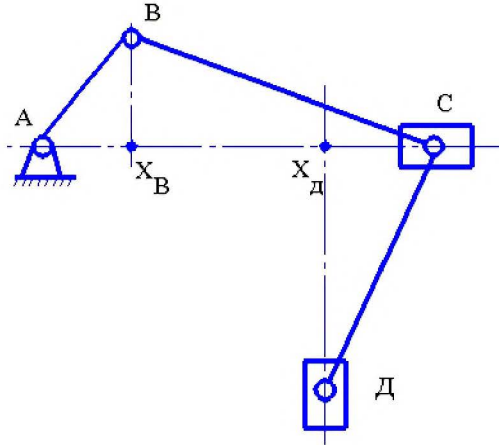


рис.3. Кинематическая схема хода ползуна

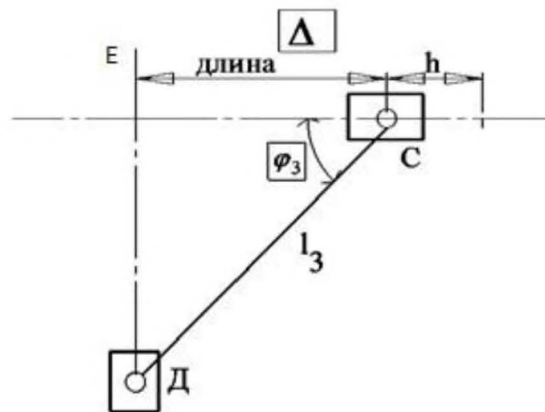
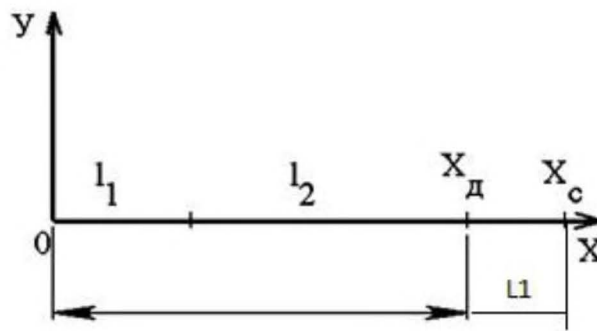


рис.4. Кинематическая схема хода дополнительного ползуна

Координаты точки Д задаются из условия работы устройства

$$X_d = (l_1 + l_2) - l_1 = l_2.$$

Перемещение точки Д вдоль оси У определяется следующим равенством:

$$Y_d = l_3 \sin \varphi_3 \quad (7)$$

Определим из Δ ДЕС (рис. 3 и 4).

$$EC = X_c - X_{Д} \quad (8)$$

Подставляя в уравнение (8) и уравнение (5 и 6), получим

$$EC = l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi_1} - l_2 \quad (9)$$

Из Δ ДЕС определяем

$$ED = Y_{Д} = \sqrt{l_3^2 - EC^2} \quad (10)$$

Подставляя уравнение (9) в (10) получим

$$Y_{Д} = \sqrt{l_3^2 - EC^2} \quad (11)$$

где l_3 -длина дополнительного шатуна φ_3 –угол дополнительного шатуна

$$X_{Д} = (l_1 + l_2) - l_1 = l_2 - const \quad (12)$$

Из треугольника Δ ДЕС определяем:

$$EC = X_c - X_{Д} = l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi_1} - l_2 = l_1 \cos \varphi_1 - l_2 \left(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi_1}\right)$$

Далее определяем ЕД:

$$Y_{Д} = ED = \sqrt{l_3^2 - EC^2}$$

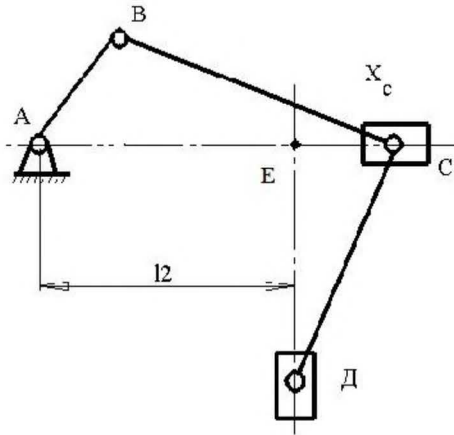


Рис. 4. Кинематическая схема хода основного и дополнительного ползунов.

$$EC = l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi_1} - l_2;$$

$$EC^2 = \left[l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \left(\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi_1} - 1 \right) \right]^2 \cdot l_1^2 \cos^2 \varphi_1 + 2l_1 l_2 \cos \varphi_1 \left(\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi_1} - 1 \right) + l_2^2 \left(1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi_1 - 2\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi_1} + 1 \right) l_1^2 \cos^2 \varphi_1 = l_1^2 - 2l_1^2 \sin^2 \varphi_1 + 2l_1 l_2 \cos \varphi_1 \left(\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi_1} - 1 \right) + 2l_2^2 - 2l_2^2 \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi_1}$$

$$\dot{O}_A = \sqrt{l_1 \cos^2 \varphi_1 + 2l_1 l_2 \cos \varphi_1 \left(\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi_1} - 1 \right) + 2l_2^2 - l_1^2 \sin^2 \varphi_1 + 2l_2^2 \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi_1} - l_3}$$

Далее проверим.

$$EC = l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \left(\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi_1} - 1 \right)$$

$$EC^2 = l_1^2 \cos^2 \varphi_1 + 2l_1 l_2 \cos \varphi_1 \left(\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi_1} - 1 \right) + l_2^2 \left[\left(1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi_1 \right) - 2\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi_1} + 1 \right] = l_1^2 \cos^2 \varphi_1 + 2l_1 l_2 \cos \varphi_1 \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi_1} - 2l_1 l_2 \cos \varphi_1 + l_2^2 - l_2^2 \lambda^2 \sin^2 \varphi_1 - 2l_2^2 \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi_1} + l_2^2$$

Откуда $\varphi_3 = \arccos \varphi_3$.

Дифференцируя уравнение (1) по углу поворота кривошипа, находим скорость ползуна 3, а дифференцируя его дважды, ускорение a ползуна 3 ударного механизма.

Продифференцировав уравнение X_c , получаем скорость ползуна 3

$$\dot{x}_c = l_1 \sin \varphi_1 \cdot \dot{\varphi}_1 + \frac{l_1 \cos \varphi_1 (\lambda \sin \varphi_1 - k)}{\sqrt{1 - (\lambda \sin \varphi_1 - k)^2}} \cdot \dot{\varphi}_1 \quad (13)$$

Для Y_D дополнительного ползуна 5 имеем

$$\dot{y}_D = \frac{l_1 x_c^1 - 4x_c \dot{x}_c}{\sqrt{l_3^2 - EC^2}} \quad (14)$$

Найдем, используя выражение (6), квадратное уравнение

$$EC^2 = l_1^2 (1 - \cos \varphi_1)^2 - 2l_1 (1 - \cos \varphi_1) \cdot l_2 \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi_1} + l_2^2 (1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi_1) = l_1^2 (1 - 2 \cos \varphi_1 + \cos^2 \varphi_1) - 2l_1 (1 - \cos \varphi_1) \cdot l_2 \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi_1} + l_2^2 - l_2^2 \lambda^2 \sin^2 \varphi_1 \quad (15)$$

Далее рассмотрим Y_D , имеем следующее

$$Y_D^2 = l_3^2 - \left(l_1 - l_1 - \cos \varphi_1 - l_2 \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi_1} \right) \quad (16)$$

Вывод: Преимуществом данного ударного механизма является максимальное использование силы в точке Д (Y_D), а также математическое обоснование геометрических параметров работы механизма.

Список литературы

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов / И.И. Артоболевский - М.: Наука, 1965. - 776 с.
2. Алмаматов М.З. Научно-методические основы создания прессов с механизмами переменной структуры / М.З.Алмаматов Бишкек, 2005. - 302 с.
3. Дворников Л.Т. Начала теории структуры механизмов: учеб. пособие / Л.Т. Дворников. - Новокузнецк: СИБГГМА, 1994. - 102 с.
4. Тарг С.М. Курс теоретической механики: Учебник для втузов/ С.М.Тарг.-М.: Высшая школа, 2002. - 416 с.
5. Фролова К.В. Теория механизмов и механика машин: Учеб. для втузов / К.В. Фролов, С.А. Попов, А.К. Мусатов и др.; Под ред. К.В. Фролова.- М.: Высш. школа, 2008. - 496
6. Яблонский А.А. Курс теоретической механики: Статика. Кинематика. Динамика. Учебное пособие для технических вузов./ А.А. Яблонский, В.М. Никифорова - СПб.: Лань, 2001. - 764 с.

УДК 656.073.73:656.143

МОДЕЛИРОВАНИЕ СРЕДНЕЙ ЗАДЕРЖКИ ТРАНСПОРТНОГО И ПЕШЕХОДНОГО ПОТОКОВ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ПЕШЕХОДНЫХ ВЫЗЫВНЫХ УСТРОЙСТВ (ПВУ)

Торобеков Б.Т., к.т.н., доцент, КГТУ им. И. Раззакова, Кыргызстан, 720044, г. Бишкек, пр. Мира 66, e-mail: bekjan2003@mail.ru

Охотников В.И., преп. каф. «ОПиБД» КГТУ им. И. Раззакова, Кыргызстан, 720044, г. Бишкек, пр. Мира 66, e-mail: okhotnikov2@mail.ru

Лучихин М., ст. гр. ОБДз-1-10 КГТУ им. И. Раззакова

Журавлев С. ст. гр. ОБДз-1-11 КГТУ им. И. Раззакова