

ЗАКОНОМЕРНОСТИ ИЗМЕНЕНИЯ СИЛ РЕАКЦИЙ В КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАХ СХЕМ С.АБДРАИМОВА С НАИБОЛЬШИМ ОСНОВАНИЕМ

В работе рассматриваются вопросы силового анализа одной из разновидностей схем ударных механизмов переменной структуры С.Абдраимова, схемы с наибольшим основанием. Приведены результаты динамических нагрузок в кинематических парах.

Ключевые слова: Ключевые слова: ручные отбойные молотки, мощность, шланг.

LAWS OF CHANGE OF THE FORCES OF REACTION IN THE KINEMATIC PAIRS SCHEMES S.ABDRAIMOVA WITH THE HIGHEST BASE

This paper considers the question of the power of analysis of one of the varieties of schemes impact mechanisms S.Abdraimova variable structure scheme with the highest base. The results dynamic loads in kinematic pairs.

Keywords: Keywords: hand hammers, power hose.

Общеизвестно, что при проектировании ударных механизмов и устройств приходится решать такие задачи, как обеспечение необходимой прочности и жесткости всех звеньев устройства при их достаточной долговечности, а также подбор двигателя необходимой мощности для привода агрегата.

В свою очередь, прочность и жесткость элементов механизма зависят, от величины сил давления возникающих на кинематических парах звеньев механизма, под воздействием внешних нагрузок. Следовательно, задача по определению величин этих усилий, для ряда положений механизма и установление закона изменения реакций за полный цикл его движения является важной задачей.

Необходимо отметить, что решение этих задач возможно только при том условии, что известны необходимые исходные данные, также как кинематическая схема, основные размеры звеньев механизма, закон движения входного звена, массы и моменты инерции всех звеньев, а также все внешние силы действующие на звенья механизма, внутренние силы в данном случае это реакции в кинематических парах, являющиеся результатом взаимодействия образующих эти пары звеньев.

Таким образом, силовой анализ позволяет нам, найти реакции связей, а также уравновешивающую силу, приложенную к ведущему звену и определяющую мощность привода проектируемого ударного механизма.

При определении реакций в кинематических парах механизма используется классический подход основанный на принципе Даламбера и условие статической определимости групп Ассура [1].

Для проведения кинетостатического расчета ударного механизма С.Абдраимова с наибольшим основанием, рассмотрим схему механизма с соотношениями длин звеньев, $l_1 < l_2 = l_3 < l_0$, где относительные длины звеньев 1:3:3:5 их абсолютные значения равна: $l_1 = 0,1\text{м}$; $l_2 = l_3 = 0,3\text{м}$; $l_0 = 0,5\text{м}$ (рис.1).

Необходимые исходные данные для кинетостатического расчета были сформированы и определены в предыдущих работах и исследованиях [2].

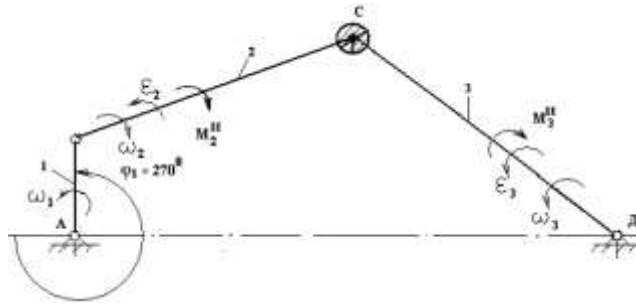


Рис. 1. Кинематическая схема механизма

Инерционные силы и моменты кривошипа и шатуна пренебрежимо малы по сравнению с инерционными силами коромысла т.к. масса коромысла по сравнению с другими звеньями намного больше (на коромысле закреплена ударная масса), то и момент инерции будет намного больше остальных. Предположим также, что силы трения в кинематических парах и веса звеньев малы по сравнению с силами инерции и ими можно пренебречь.

Тогда реакции в кинематических парах будут определяться только инерционными силами P_U и моментами M_U действующими на звенья механизма.

Сначала выделим из механизма группу Ассур, состоящую из звеньев 2 и 3, заменив действие звена 1 на звено 2 реакцией R_{12} , а стойки на звено 3 реакцией R_{03} . Разложим эти реакции на нормальные R^n и тангенциальные R^t составляющие, как показано на рис.2.

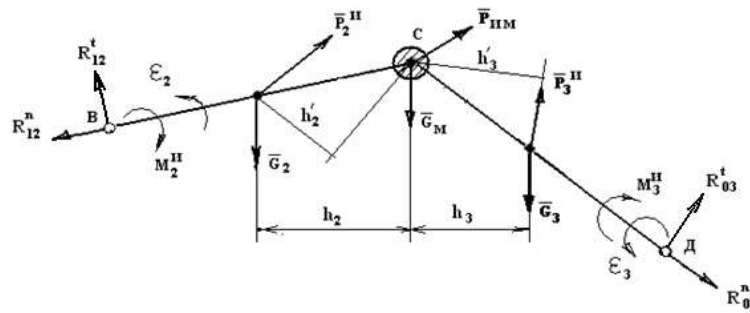


Рис. 2 Расчетная схема для определения R_{21}^t и R_{03}^t

Тогда, уравнение моментов сил действующих на звено 2 относительно точки С.

$$1. \quad \Sigma M_{C2} = -R_{21}^t l_2 - Mu_2 - P_{21}^n h_2 \mu_1 + G_2 h_2 \mu_1 = 0 \quad (1)$$

величина плеча h_2 силы G_2 и h_2' силы P_2 найдем измерением непосредственно из чертежа с учетом его масштаба.

Из которого найдем

$$R_{21}^t = G_2 h_2 \mu_1 - Mu_2 - P_{21}^n h_2' \mu_1 / l_2 \quad (2)$$

Теперь записываем уравнение моментов сил, действующих на звено 3, относительно точки С.

$$\Sigma M_{C3} = R_{03}^t l_3 - Mu_3 + P_{03}^n h_3 \mu_1 - G_3 h_3 \mu_1 = 0 \quad (3)$$

$$2. \quad R_{03}^t = Mu_3 + G_3 h_3 \mu_1 - P_{03}^n h_3' \mu_1 / l_3 \quad (4)$$

Величину плеча h_3' силы P_{03} найдем измерением непосредственно из чертежа с учетом его масштаба.

Для определения составляющих реакций \bar{R}_{21}^n и \bar{R}_{03}^n составим уравнение равновесия группы звеньев в целом, в форме векторной суммы сил, действующих на группу:

Неизвестные составляющие \bar{R}_{21}^n и \bar{R}_{03}^n можно найти из векторного уравнения суммы сил, действующих на звенья 2 и 3.

$$\Sigma \bar{P}_{23} = 0 \quad \bar{R}_{21}^n + \bar{R}_{21}^t + \bar{P}_{12} + \bar{G}_2 + \bar{P}_{13} + \bar{G}_3 + \bar{P}_{03}^n + \bar{G}_M + \bar{R}_{03}^n + \bar{R}_{03}^t = 0 \quad (5)$$

Как видно, что величины этих сил по сравнению с $P_{ИЗ}^{массы}$ незначительны, поэтому в ходе построений плана сил можно им пренебречь.

Тогда, при построении плана сил реакций можно составить уравнение равновесия в форме векторной суммы сил, действующих на звено :

$$3. \quad \bar{R}_{21}^n + \bar{P}_{ИЗ}^m + \bar{R}_{03}^n + \bar{G}_M = 0 \quad (6)$$

Далее, это уравнение можно решать графически, построением в определенном масштабе плана сил ($\mu_p = 30 \text{ Н/мм}$).

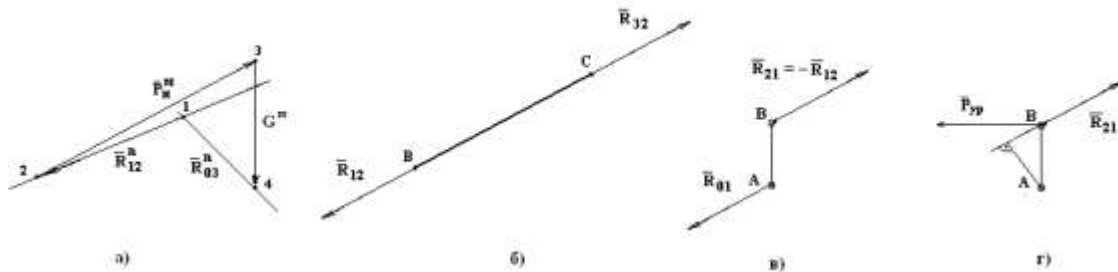


Рис. 3 План сил

Определив нормальные и тангенциальные составляющие реакций, можно найти полные реакции или графическим сложением соответствующих векторов, или по формулам.

В соответствии с уравнением полная реакция R_{21} , R_{03} будет равен:

$$R_{21} = \sqrt{R_{21}^n{}^2 + R_{21}^t{}^2}; \quad R_{03} = \sqrt{R_{03}^n{}^2 + R_{03}^t{}^2}.$$

Для нахождения реакции в кинематической паре С составляем векторное уравнение суммы сил, действующих на звено 3 (рис. 3,в). При этом действие звена 2 на звено 3 заменяем реакцией R_{23} , направляя ее произвольно

$$\Sigma \bar{P}_{23} = \bar{P}_{ИЗ} + \bar{R}_{03} + \bar{R}_{32} = 0 \quad (7)$$

Решая это уравнение графически построением плана сил находим величину и направление реакции R_{23} (рис 3,г).

Для нахождения реакции \bar{R}_{01} в кинематической паре А кривошипа со стойкой рассмотрим силы, действующие на звено 1 (рис 3,д). Со стороны звена 2, на него действует реакции \bar{R}_{21} , которая равна по величине, но противоположна по направлению реакции \bar{R}_{12} . Следовательно, реакция \bar{R}_{21} известна. Со стороны стойки на звено 1 действует реакция \bar{R}_{01} , которую необходимо определить.

Составляя для звена 1 векторное уравнение суммы действующих на него сил (рис. 3,в).

$$\Sigma \bar{P}_x = 0 \quad \bar{R}_{21} - \bar{R}_{01} = 0, \text{ где } R_{01} = R_{21}$$

Далее, определяем уравновешивающий момент и уравновешивающую силу (рис.3,г):

$$\Sigma M_{зв1}(A) = 0 \quad M_{yp} + R_{21} \cdot h_1 \cdot \mu_L = 0, \quad M_{yp} = -R_{21} \cdot h_1 \quad M_{yp} \cdot \mu_L$$

$$P_{yp} \cdot l_1 = R_{21} \cdot h_1 \cdot \mu_L, \text{ откуда } P_{yp} = R_{21} \cdot h_1 \cdot \mu_L / l_1$$

Определим мощность двигателя :

$$N_{дв} = \omega_1 M_{yp}$$

$$\text{Число оборотов } n = 30 \omega_1 / \pi$$

Таким образом, проведены расчеты схемы с соотношениями длин звеньев 1:3:3:5, а по результатам аналогичных расчетов были получены графические зависимость силы реакции в кинематических парах механизма а диапазоне $a[2, 19]$, показанные на рис. 5 а,б.

Из рис. 5,а видно, что у схемы с соотношениями длин звеньев $l_1 < l_2 = l_3 < l_0$ при малом межопорном расстоянии, где $1 < a \leq 2$ величина реакций $R_{21,03}^t$ и $R_{21,03}^n$, в кинематических парах звеньев механизма имеет достаточно большое значение.

Это объясняется с тем, что звенья механизма обладают большими передаточными отношениями, следовательно и величина ускорений центра масс звеньев будет высокими.

Данное обстоятельство, в процессе работы механизма приводит к возникновению определенных инерционных сил и моментов, которые в свою очередь, оказывают определенные силу давления одного звена на другую.

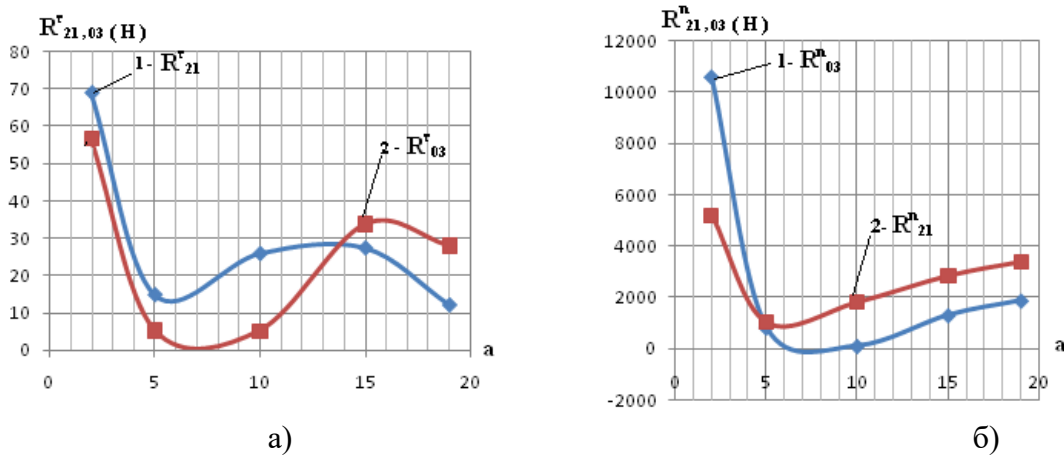


Рисунок 5 График изменения $R_{21,03}^t$ и $R_{21,03}^n$ с соотношениями длин звеньев 1:3:3:5, а – тангенциальный составляющий реакций “шатун - кривошип” и “коромысло-опора”; б – нормальный составляющий “шатун - кривошип” и “коромысло-опора”.

Из графика можно заметить, что величина значений R_{21} по сравнению с R_{03} незначительны. Далее, с увеличением длины основания l_0 , происходит резкое уменьшения оба составляющих сил реакций $R_{21,03}^t$ и $R_{21,03}^n$, в кинематических парах “шатун-кривошип” и “коромысло-опора” графики которых имеют падающий характер. В этом случае величина R_{03}^t уменьшается до минимума, близким к нулю.

При дальнейшем увеличении длины основания в диапазоне $a[5,15]$, наблюдается равномерное увеличение оба составляющих силы реакции в кинематических парах звеньев механизма до определенной величины, а затем идет на уменьшение.

В то же время, с увеличением длины основания в диапазоне $a[5,19]$ происходит равномерное возрастание нормальных составляющих реакций R_{21}^n “шатун-кривошип” и R_{03}^n “коромысло-опора”.

Таким образом, при коэффициенте $a=2$, величина оба составляющих реакций в кинематических парах звеньев механизма имеет наибольшее значение, далее с изменением длины основания величины реакций в определенных пределах уменьшается, а затем увеличивается на незначительную величину.

Из полученных результатов следует, что величина нормальных составляющих реакций в рассматриваемом диапазоне имеет больше величины, чем тангенциальная составляющая.

Литература

1. Артоболевский, И.И. Теория механизмов и машин [Текст] / И.И. Артоболевский // - М: Наука, 1975 - 630 с.
2. Бакиров, Б. Кинематический анализ схем ударных механизмов переменной структуры с наибольшим основанием [Текст] / Б. Бакиров, С.С. Аликеев // Вестник КГТУ им. И. Раззакова. №16. Бишкек. 2009. - С. 162-165.