

УДК 621.01

ӨЗГӨЧӨ АБАЛГА ЭЭ АЛТЫ ТОГООЛУ УРГУЛООЧУ МЕХАНИЗМДИ ТҮЗМӨЛӨӨ ЖАНА КИНЕМАТИКАЛЫК ТАЛДОО

СИНТЕЗ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ШЕСТИЗВЕННОГО УДАРНОГО МЕХАНИЗМА С ОСОБЫМ ПОЛОЖЕНИЕМ ЗВЕНЬЕВ

SYNTHESIS AND KINEMATIC ANALYSIS OF A SIX-LINK IMPACT MECHANISM WITH A SPECIAL POSITION OF LINKS

К.Ж. Зиялиев, О.К. Чинбаев, Ж.Ж. Дюшембаев., Н.Ж. Жакыпов
K.Zh Ziyaliev., O.K. Chinbaev, Zh.Zh. Diushembaev, N.Zh. Zhakypov

Бул илимий макалада өзгөчө абалдуу алты тогоолу ургулоо механизмдин, эң чоң шалкысы бар ийри муунак-термелгечтүү ургулоочу жана эки ийри муунактуу допиолуу төрт тогоолу ургулоочу өзгөчө абалга ээ болуучу механизмди топтоосу каралган. Бул механизмди синтездөөдө ийри муунактын функциясын жетеленүүчү ийри муунак аткарган. Каралып жаткан механизмде жалпы кыймыл өткөрүү саны эки көбөйтүүчүдөн тургандыгына байланыштуу жалпы кыймыл берүү санынын төрткө жакын болгон майнаптуу маанисин алуу үчүн эки көбөйтүүчүнүн маанисин экиге жакын кылып алуу жетиштүү. Алынган алты тогоолу ургулоочу механизмдин кинематикалык талдоосу жүргүзүлгөн жана ал механизмди титиретип-ургулоочу машиналарда колдонулушу допиолордогу күчтөрдү азайтуу жана машиналардын ишенимдүүлүгүн жогорулатуу мүмкүндүгү назарияттык жактан аныкталды.

В данной работе рассмотрен синтез шестизвального ударного механизма с особыми положениями, с улучшенными кинематическими и динамическими параметрами на основе кривошипно-коромыслового ударного механизма с наибольшим шатуном и двухкривошипного шарнирно-четырехзвального механизма с особым положением звеньев. Синтез данного механизма произведен так, чтобы функцию кривошипа кривошипно-коромыслового механизма с особым положением звеньев выполнял ведомый кривошип двухкривошипного механизма с особым положением. В этом случае в связи с тем, что общее передаточное число состоит из двух множителей, можно получить эффективное значение общего передаточного числа,

равного приблизительно четырем, выбрав значения множителей в пределах 2. Проведен кинематический анализ полученного шестизвенного ударного механизма с наибольшим шатуном, и теоретически установлено, что использование данного механизма в виброударных машинах позволяет уменьшить нагрузку в шарнирах и повысить надежность машин.

In this paper, the synthesis of a six-pronged impact mechanism with special positions with improved kinematic and dynamic parameters based on a crank-rocker impact mechanism with the largest connecting rod and a two-crank articulated four-link mechanism with a special position of the links is considered. The synthesis of this mechanism was carried out so that the function of the crank of a crank-rocker mechanism with a special position of the links was performed by a driven crank of a two-crank mechanism with a special position. In this case, due to the fact that the total gear ratio consists of two multipliers, it is possible to obtain an effective value of the total gear ratio equal to approximately four by selecting the multiplier values within 2. A kinematic analysis of the resulting six-pronged impact mechanism with the largest connecting rod is carried out and it is theoretically established that the use of this mechanism in vibro-impact machines it allows you to reduce the load in the hinges and increase the reliability of the machines.

Түйүн сөздөр: өзгөчө абал, тогоо, шалкы, термелгич, механизм, топтоо, кинематикалык өлчөм мүнөздөмөлөр.

Ключевые слова: особое положение, звено, шатун, коромысло, механизм, синтез, кинематические параметры.

Keywords: special position, link, connecting rod, rocker, mechanism, synthesis, kinematic parameters.

Во многих шарнирно-рычажных механизмах, в том числе и в шарнирно-четырёхзвенных, существует так называемое особое положение. Оно получило такое название в связи с тем, что в этом положении при движении ведущего звена механизма в определенном направлении у ведомого звена появляется возможность двигаться в том или ином направлении, проще говоря, у ведомого звена появляется возможность «выбора» из двух возможных направлений движения.

На рисунке 1 показана структурная схема шарнирно-четырёхзвенного механизма, на которой видно, что при одном и том же положении звена ℓ_1 звенья ℓ_2 и ℓ_3 могут иметь два разных положения, т.е. две схемы сборки. В особом положении механизма возникает возможность перехода из одной схемы сборки в другую,

соответственно из одного закона движения звеньев в другой закон движения, т.е. $\varphi_3(\varphi_1) \leftrightarrow \varphi_3^I(\varphi_1)$.

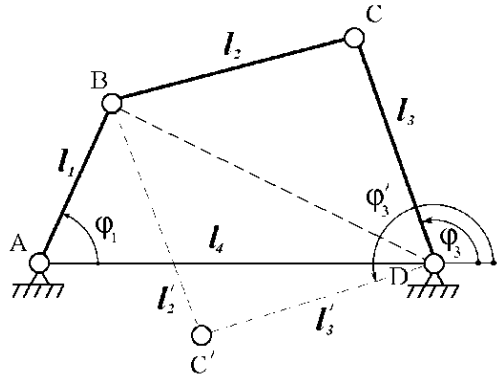


Рисунок 1 – Две схемы сборки механизма шарнирно-четырёхзвенного механизма

Угловые координаты φ_3 и φ_3^I определяются по следующим формулам [1]:

$$\begin{aligned} \phi_3 = & \operatorname{sgn}(-\sin \phi_1) \cdot \arccos \frac{\lambda_4 - \cos \phi_1}{\sqrt{1 + \lambda_4^2 - 2\lambda_4 \cos \phi_1}} + \\ & + \arccos \frac{\lambda_2^2 - \lambda_3^2 - \lambda_4^2 + 2\lambda_4 \cos \phi_1 - 1}{2\lambda_3 \sqrt{1 + \lambda_4^2 - 2\lambda_4 \cos \phi_1}} \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \text{и } \phi_3^* = & \operatorname{sgn}(-\sin \phi_1) \cdot \arccos \frac{\lambda_4 - \cos \phi_1}{\sqrt{1 + \lambda_4^2 - 2\lambda_4 \cos \phi_1}} - \\ & - \arccos \frac{\lambda_2^2 - \lambda_3^2 - \lambda_4^2 + 2\lambda_4 \cos \phi_1 - 1}{2\lambda_3 \sqrt{1 + \lambda_4^2 - 2\lambda_4 \cos \phi_1}}, \end{aligned} \quad (2)$$

где $\lambda_2 = l_2 / l_1$, $\lambda_3 = l_3 / l_1$, $\lambda_4 = l_4 / l_1$.

Условия существования особых положений в шарнирно-четырёхзвенных механизмах подробно описаны в работе [1]:

- окружность радиуса $\ell_3 - \ell_2$ ($\ell_3 \geq \ell_2$) с центром в точке D пересекается с окружностью радиуса ℓ_1 с центром в точке A;
- окружность радиуса $\ell_2 - \ell_3$ ($\ell_2 \geq \ell_3$) с центром в точке D пересекается с окружностью радиуса ℓ_1 с центром в точке A;

- окружность радиуса $\ell_3 + \ell_2$ с центром в точке D пересекается с окружностью радиуса ℓ_1 с центром в точке А.

В зависимости от соотношений длин звеньев указанные выше условия существования особых положений могут присутствовать каждое по отдельности или в следующем сочетании: 1) первое и второе; 2) первое и третье; 3) второе и третье; 4) первое, второе и третье.

Количество точек пересечения этих окружностей определяет количество особых положений механизма. Исключением является положение, когда окружность радиуса ℓ_1 одновременно пересекается с окружностями радиусов $\ell_3 - \ell_2$ и $\ell_3 + \ell_2$ в четырех точках (с каждой окружностью в двух), в этом случае особые положения рассматриваемого механизма определяются только двумя точками, лежащими по одну сторону оси межопорного расстояния в зависимости от того, как собран механизм.

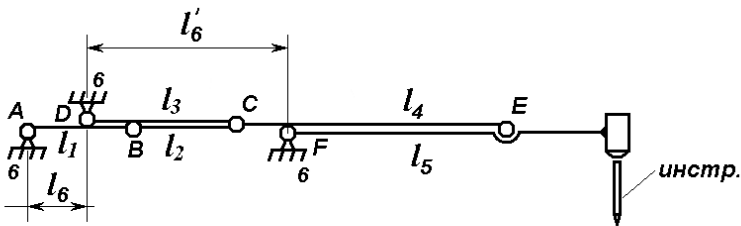
Следует заметить, что при переходе механизма в особое положение из одного закона движений в другой не происходит скачкообразное изменение кинематических параметров (координат, скоростей и ускорений). Если в особом положении механизм не переходит из одного закона движения в другой, т.е. и дальше будет двигаться по тому же закону движения, по которому он двигался до особого положения, то это сопровождается скачкообразным изменением кинематических параметров. Для того, чтобы механизм в особом положении сохранил свой первоначальный закон движения, скачкообразно изменив свои кинематические параметры, он должен отдать часть своей кинетической энергии «внешнему» элементу, не входящему в систему звеньев механизма. Именно этот процесс происходит в ударных механизмах с особыми положениями. «Внешним» элементом в данных механизмах является инструмент ударной машины.

Известно, что существуют три основных вида ударных механизмов с особыми положениями: с наибольшим шатуном, с наибольшим коромыслом и с наибольшим основанием. Из этих трех механизмов наиболее широкое практическое применение получили ударные механизмы с наибольшим шатуном. На их основе на базе Инженерной академии КР и Института машиноведения, автоматики и

геомеханики НАН КР под руководством академика МИА, д.т.н., проф. Абдраимова С.А. было создано множество машин ударного и ударно-вращательного действия, таких как отбойные молотки, молоты, перфораторы, уплотнительные машины и др.

В ударных механизмах с наибольшим шатуном и с наибольшим коромыслом передаточное число угловых скоростей коромысла (ударного массивного звена) и кривошипа u_{31} при ударе всегда больше единицы. Более того, теоретически оно стремится к бесконечности при соответствующих соотношениях длин звеньев (в частности, при стремлении $\lambda_4 = l_4/l_1$ к единице). Следует заметить, что с увеличением передаточного числа в особом положении силы взаимодействия звеньев в шарнирах резко возрастают. Поэтому при конструировании ударных машин передаточное число u_{31} выбирают в пределах 3–4. Но при этом силы взаимодействия звеньев в шарнирах остаются значительно высокими. С другой стороны, уменьшение передаточного числа приводит к уменьшению энергии единичного удара. Для того, чтобы решить данную проблему, предлагаем в качестве исполнительного механизма вместо шарнирно-четырёхзвенного механизма с особыми положениями использовать шестизвенный механизм с особыми положениями с соотношениями длин звеньев:

$l_1 = l_2 < l_3$; $l_3 - l_2 < l_1$; $l_6 = l_1 + l_2 - l_3$; $l_3 < l_5 < l_4$;
 $l'_6 = l_3 + l_4 - l_5$ (рисунок 2), который синтезирован на основе двух шарнирно-четырёхзвенных механизмов с особыми положениями. Один из этих двух механизмов – двухкривошипный механизм с особым положением с соотношением длин звеньев; $l_1 = l_2 < l_3$; $l_3 - l_2 < l_1$; $l_6 = l_1 + l_2 - l_3$, представленный на рисунке 3.



$$l_1 = l_2 < l_3 ; l_3 - l_2 < l_1 ; l_6 = l_1 + l_2 - l_3 ; l_3 < l_5 < l_4 ; l'_6 = l_3 + l_4 - l_5$$

Рисунок 2 – Шестизвенный ударный механизм с особым положением

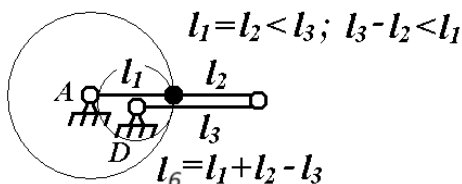


Рисунок 3 – Двухкривошипный механизм с особым положением

Он работает в двухкривошипном режиме по двум законам движения звеньев, графические зависимости угловых координат звеньев 3 и 1 представлены на рисунке 4.

Графическая зависимость $\varphi_3(\varphi_1)$ механизма с со-

отношением длин звеньев $l_1 = l_2 < l_3$; $l_3 - l_2 < l_1$; $l_6 = l_1 + l_2 - l_3$, (где λ_6 – межопорное расстояние), представленная на рисунке 4 жирной линией, описывает работу механизма по первому закону, а тонкой линией изображена графическая зависимость $\varphi_3^I(\varphi_1)$ работы механизма по второму закону движения.

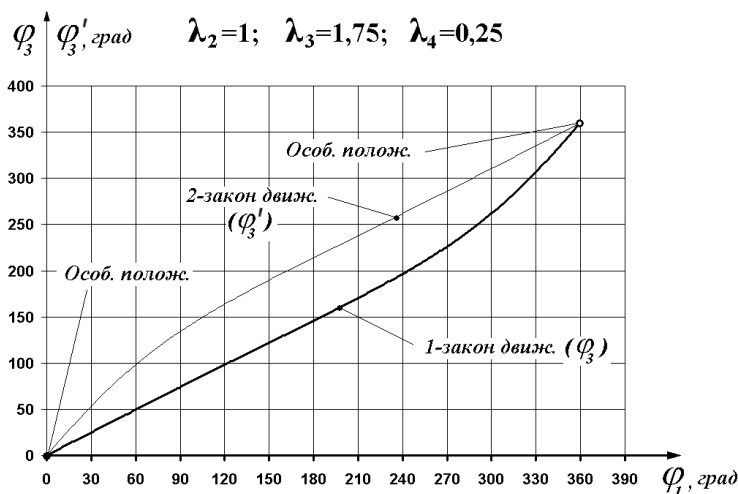


Рисунок 4 – Графики зависимостей угловых координат φ_3 и φ_3^I

от угла φ_1 для механизма с соотношением длин звеньев

$$l_1 = l_2 < l_3; l_3 - l_2 < l_1 \text{ при } l_6 = l_1 + l_2 - l_3$$

Из этих графических зависимостей, представленных на рисунке 4, видно, что, когда механизм каждый раз в особом положении переходит из одного закона движения в другой, передаточное отношение u_{31} за весь период работы изменяется плавно. При этом за

каждый оборот ведущего кривошипа передаточное отношение u_{31} в особом положении изменяется: в одном случае имеет наименьшее значение (меньше единицы), в следующем – максимальное (больше единицы), т.е. меняется поочередно. Именно этот режим работы, т.е. поочередный переход из одного закона в другой, должен быть использован в синтезируемом шестизвенном механизме.

Вторым механизмом, который составляет основу шестизвенного ударного механизма (рисунок 1), является шарнирно-четырёхзвенный ударный механизм с соотношением звеньев: $\ell_3 < \ell_5 < \ell_4$; $\ell_4 - \ell_5 < \ell_3$, $\ell_6 = \ell_3 + \ell_4 - \ell_5$, который представлен на рисунке 5. Принцип действия данного механизма подробно описан в работе [2].

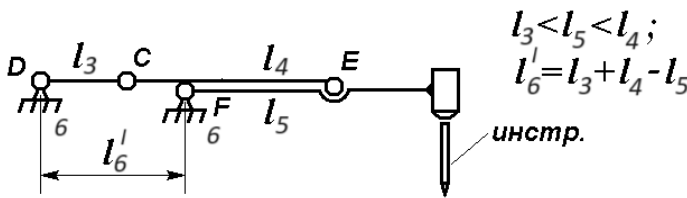


Рисунок 5 – Кривошипно-коромысловый механизм с особым положением

Зависимость угловых координат $\varphi_5(\varphi_3)$ при работе механизма по первому закону определяется по следующей формуле:

$$\varphi_5 = \operatorname{sgn}(-\sin \varphi_3) \cdot \arccos \frac{\lambda_{6(3)} - \cos \varphi_3}{\sqrt{1 + \lambda_{6(3)}^2 - 2\lambda_{6(3)} \cos \varphi_3}} + \arccos \frac{\lambda_{4(3)}^2 - \lambda_{5(3)}^2 - \lambda_{6(3)}^2 + 2\lambda_{6(3)} \cos \varphi_3 - 1}{2\lambda_{5(3)} \sqrt{1 + \lambda_{6(3)}^2 - 2\lambda_{6(3)} \cos \varphi_3}} \quad (3)$$

$$\varphi_5 = \operatorname{sgn}(-\sin \varphi_3) \cdot \arccos \frac{\lambda_{6(3)} - \cos \varphi_3}{\sqrt{1 + \lambda_{6(3)}^2 - 2\lambda_{6(3)} \cos \varphi_3}},$$

где $\lambda_{4(3)} = \ell_4 / \ell_3$, $\lambda_{5(3)} = \ell_5 / \ell_3$, $\lambda_{6(3)} = \ell_6' / \ell_3$.

Графические зависимости угловых координат $\varphi_5(\varphi_3)$ и $\varphi_5^I(\varphi_3)$ звеньев 5 и 3 представлены на рисунке 6. В отличие от первого механизма (рисунок 3) второй механизм (рисунок 5) должен работать только по одному из двух законов движения звеньев, не переходя в особое положение в другой закон движения. Этому переходу препятствует инструмент, ударяясь которому коромысло с бойком отскакивает, передав часть своей энергии инструменту.

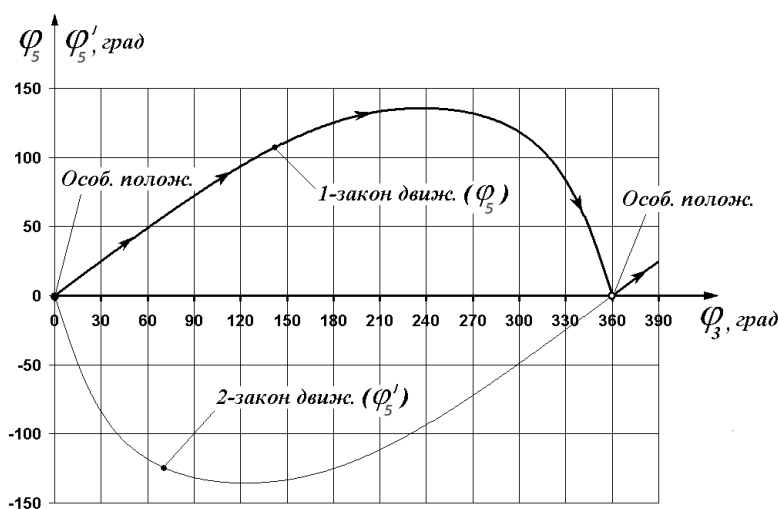


Рисунок 6 – Графики зависимостей угловых координат φ_5 и φ_5^I

от угла φ_3 для механизма с соотношением длин звеньев

$$\ell_3 < \ell_5 < \ell_4 \text{ при } \ell_6^I = \ell_3 + \ell_4 - \ell_5$$

При синтезе механизма, представленного на рисунке 2, соединение двух схем механизмов (рисунки 3 и 5) произведено так, чтобы функцию кривошипа кривошипно-коромыслового механизма (рисунок 5) выполнял ведомый кривошип 3 двухкривошипного механизма (рисунок 3). В этом случае общее передаточное число полученного шестизвенного механизма определяется по формуле: $u_{51} = u_{31} \cdot u_{53}$. Из этой формулы следует, что для того, чтобы получить общее передаточное число, например $u_{51} = 4$, каждый множитель, т.е. передаточные числа u_{31} и u_{53} должны быть в пределах 2.

Это позволяет намного уменьшить нагрузки в шарнирах ударного механизма и в целом повысить надежность вибро-ударной машины.

Литература:

1. Зиялиев К.Ж. Кинематический и динамический анализ шарнирно-четырёхзвенных механизмов переменной структуры с созданием машин высокой мощности. — Бишкек, Илим, 2005. — 185 с.
2. Зиялиев К.Ж., Чинбаев О.К., Жакыпов Н.Ж. Структурный синтез шестизвенного ударного механизма с наибольшим шатуном / Известия Национальной академии наук Кыргызской Республики. — г. Бишкек, 2022. — С. 105–110.