

КУЛАЧКОВО-ЗУБЧАТО-РЫЧАЖНЫЙ МЕХАНИЗМ С ПЕРИОДИЧЕСКИМ ФИКСИРОВАННЫМ ВЫСТОЕМ ВЫХОДНОГО ЗВЕНА.

CAM-GEAR-LEVER MECHANISM WITH PERIODICAL FIXED DWELL OF THE OUTLET LINK

К.т.н., доц. Балабина Т.А., к.т.н., проф. Мамаев А.Н.
Кафедра "Теория механизмов и машин",
Московский Государственный
Машиностроительный Университет (МАМИ), Россия
E-mail: tmm@mail.ru

Abstract/Резюме: A scheme of a cam-gear-lever mechanism with an elastic element in the conrod is given in this article. This proposed scheme provides the output link's position with fixation during the whole period of its stop. This possibility is achieved by producing the conrod from two elements connected with each other by an elastic element with preliminary tightness.

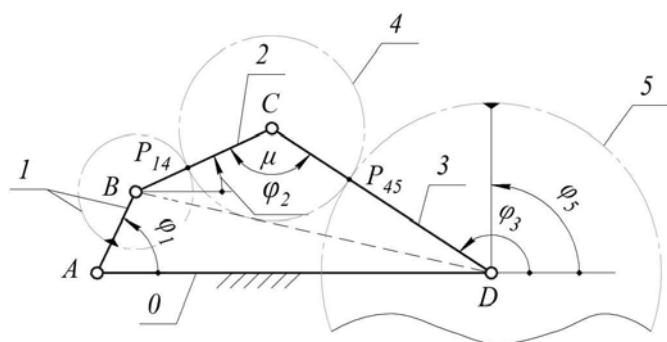
KEYWORDS: CAM-GEAR-LEVER MECHANISM, FIXED DWELL, ELASTIC ELEMENT

1. Introduction/Введение

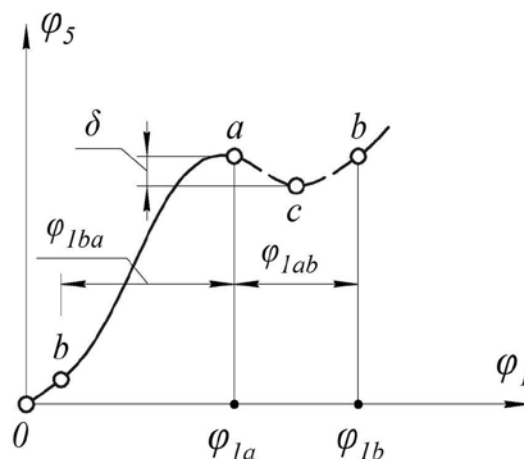
Среди многообразия механизмов применяемых для воспроизведения периодического поворота, особое место занимают зубчато-рычажные механизмы, обеспечивающие периодический поворот выходного звена с выстоем без разрыва кинематической цепи.

2. Preconditions and means for resolving the problem/Предпосылки и средства для решения проблемы

На фиг. 1 представлена схема такого механизма, предложенного Роттенбахером. Он состоит из кривошипно-коромыслового шарнирного четырехзвенника с установленными на осях его шарниров В, С и D, последовательно зацепляющихся между собой зубчатыми колесами 1, 4 и 5. Колесо 1 жестко связано с кривошипом. Колесо 4 и 5 вращаются на осях свободно. При определенных соотношениях параметров четырехзвенника выходное звено механизма – колесо 5 при равномерном вращении кривошипа 1 совершает периодическое вращение с приближенным выстоем (фиг. 2). Однако с увеличением угла φ_{lab} приближенного выстоя, растет и угол обратного поворота δ . Известные способы уменьшения или устранения угла обратного поворота не обеспечивают точного выстоя.



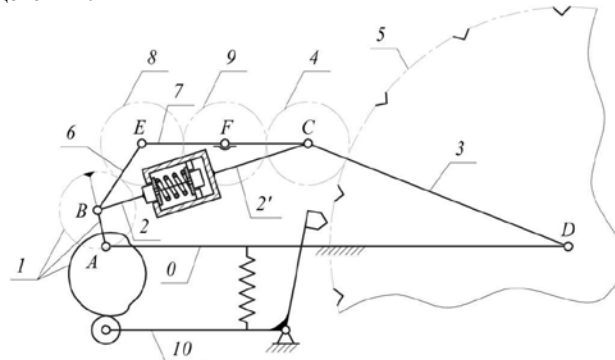
Фиг. 1 – Зубчато-рычажный механизм Роттенбахера



Фиг. 2 – Функция положения механизма

3. The solution of the problem/Решение рассматриваемой проблемы

Предлагаемая схема механизма показана на фиг. 3. Он отличается тем, что шатун ВС его четырехзвенника выполнен из двух частей 2 и 2', соединенных между собой упругим элементом. Причем упругий элемент – спиральная пружина сжатия – установлен таким образом, что как укорочение, так и удлинение шатуна по сравнению с его исходной длиной требует превышение силой, действующей вдоль линии шатуна, силы предварительного натяга пружины. Следовательно, показанное устройство обеспечивает предварительный натяг двухстороннего действия.



Фиг. 3 – Кулачково-зубчато-рычажный механизм с упругим элементом в шатуне.

При изменяющейся длине шатуна ВС связь между зубчатыми колесами, установленными на осях подвижных шарниров В и С, с сохранением направления их относительного вращения, которое они имели в механизме, изображенном на фиг. 1,

осуществляется через промежуточные зубчатые колеса 8 и 9. Они установлены свободно на оси внутреннего шарнира E и в точке F одного из звеньев дополнительной двухповодковой группы 6 – 7, присоединенной к механизму в шарнирах В и С. Фиксация зубчатого колеса 5 на угле выстоя осуществляется призмой рычага фиксатора 10, которым управляет кулачок, закрепленный на валу кривошипа.

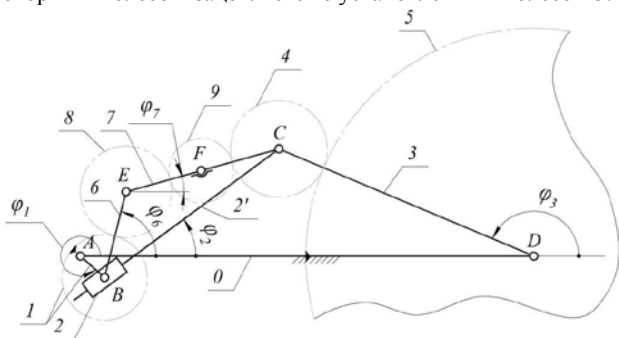
Механизм работает следующим образом.

На угле поворота кривошипа φ_{1a} кулачок кривошипа 1, воздействуя на фиксатор 10, удерживает его в отведенном от колеса 5 состоянии. При этом сила в шатуне меньше силы предварительного натяга его упругого элемента и поэтому части шатуна 2 и 2' вместе с присоединенной двухповодковой группой, т.е. с рычагами 6 и 7, движутся как одно звено.

В начале угла выстоя φ_{1a} , в момент, когда угловая скорость колеса 5 оказывается равной нулю, кулачок освобождает фиксатор, и последний фиксирует колесо 5. Принудительная остановка выходного звена приводит к превышению силой растяжения или сжатия шатуна силы предварительного натяга его упругого элемента. В результате этого начинается относительное движение частей 2 и 2' шатуна и рычагов 6 и 7, что и позволяет механизму продолжать движение при неподвижном колесе 5. В конце угла выстоя φ_{1a} , в момент восстановления шатуном своей исходной длины, кулачок отводит фиксатор и освобождает колесо 5 после чего начинается повторение цикла движения.

Таким образом, предлагаемый механизм имеет переменную структуру. На угле поворота кривошипа φ_{1a} его структура аналогична структуре механизма Роттенбахера. Различие состоит в установке двух дополнительных паразитных колес на шатуне, не вносящих изменения в движение остальных звеньев.

После остановки выходного звена и начала относительного движения частей шатуна 2 и 2' и рычагов 6 и 7 структура механизма изменяется (фиг. 4). Его рычажная часть, состоящая из звеньев 1, 2, 2', 3, 6, 7 имеет две степени свободы и определенность в их движение при заданном вращении кривошипа вносится зубчатыми колесами, одно из которых – колесо 4 зацепляется с установленным колесом 5.



Фиг. 4 – Структурная схема механизма в период выстоя выходного звена

Как известно, кинематическое исследование механизмов с высшими парами упрощается, если произвести замену высших пар низшими. Попытка замены высших пар рассматриваемого механизма низшими приводит к механизму, который при начальном звене 1 состоит, кроме двухповодковой группы 2-2', из четырехповодковой группы Ассура, содержащей 10 звеньев и имеющей два замкнутых контура, пути кинематического анализа которой неизвестны. Поэтому в дальнейшем, будем рассматривать механизм, содержащий как низшие, так и высшие пары.

Для проектирования описанного механизма с точным выстоем, в частности, для выбора параметров упругого элемента необходимо знать относительное движение звеньев после остановки колеса 5.

Решение этой задачи требует предварительного определения положения звеньев в момент начала выстоя выходного звена, т.е. в момент, соответствующий точке "а" на функции

положения механизма (см. фиг. 2):

$$\mu = \arccos\left(\frac{\ell_2^2 + \ell_3^2 - \ell_0^2 - \ell_1^2 + 2\ell_0 \ell_1 \cos\varphi_1}{2\ell_2 \ell_3}\right), \quad (1)$$

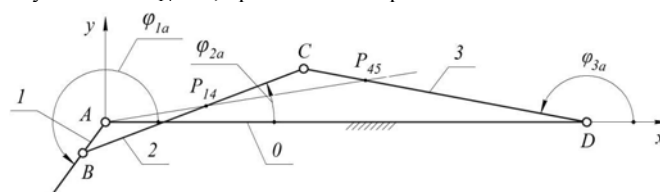
$$\varphi_2 = 180^\circ - \arctg\left(\frac{\ell_2 \sin\varphi_1}{\ell_0 - \ell_1 \cos\varphi_1}\right) - \arctg\left(\frac{\ell_2 \sin\mu}{\ell_2 - \ell_1 \cos\mu}\right), \quad (2)$$

$$\varphi_2 = \varphi_3 - \mu, \quad (3)$$

где ℓ_0 , ℓ_1 и ℓ_3 – соответственно длины стойки кривошипа и коромысла;

ℓ_2 – исходная длина шатуна.

Известно, что в трехколесном зубчато-рычажном механизме мгновенным остановкам выходного звена, имеющим место в положениях отмеченных на функции положения точками а и с (см. фиг. 2), соответствует расположение полюсов зацепления обеих пар колес P_{14} и P_{45} (фиг. 5) на общей прямой, проходящей через центр вращения кривошипа. В этом случае колесо 5 оказывается неподвижным, т.к. полюс зацепления P_{45} совпадает с мгновенным центром вращения колеса 4 в абсолютном движении: поскольку P_{45} располагается на пересечении перпендикуляров к скоростям двух точек – P_{14} и С, проведенных через эти точки.



Фиг. 5 – Определение положений механизма, соответствующих мгновенным остановкам выходного звена

4. Результаты и дискуссия

Для рассматриваемого механизма, в котором колеса 1 и 4 непосредственно между собой не зацепляются, такую же роль при отыскании положения мгновенных остановок выходного звена, как полюс зацепления этих колес в механизме на фиг.1 будет выполнять мгновенный центр их относительного вращения. Он располагается на прямой ВС и при вращении колес в противоположенных направлениях делит исходную длину шатуна внутренним образом на части, пропорциональные делительным радиусам соответствующих колес. Обозначая эту точку, как и полюс зацепления, через P_{14} (фиг. 5) и учитывая, что нас интересует положение мгновенной остановки выходного звена в начале угла выстоя (точка "а" на фиг. 2), когда шатун имеет исходную длину ℓ_2 , расстояние от P_{14} до точки В определит как

$$\ell_{BP14} = \frac{\ell_2 r_1}{r_1 + r_4},$$

где: r_1 и r_4 – делительные радиусы зубчатых колес 1 и 4.

При расположении P_{14} и P_{45} на общей прямой, проходящей через центр А, должна соблюдаться пропорциональность проекций отрезков AP_{14} и AP_{45} на координатные оси, т.е.

$$\frac{\ell_1 \cos\varphi_{1a} + \ell_{BP14} \cos\varphi_{2a}}{\ell_1 \sin\varphi_{1a} + \ell_{BP14} \sin\varphi_{2a}} = \frac{\ell_0 + r_{w5} \cos\varphi_{3a}}{r_{w5} \sin\varphi_{3a}}, \quad (4)$$

где: r_{w5} – начальный радиус колеса 5.

Совместное решение уравнений 1, 2, 3 и 4 позволяет рассчитать значение углов φ_{1a} , φ_{2a} и φ_{3a} , определяющих положения звеньев четырехзвенника в начальный момент выстоя, когда механизм изменяет свою структуру.

Для определения связи между приращениями углов поворота звеньев механизма, отчитываемыми от начального момента

остановки выходного звена, после которого работа механизма описывается схемой, представленной на фиг. 3, применим метод Виллиса, последовательно рассматривая приращение углов поворота колес относительно различных звеньев. В результате получим

$$\varphi_3 - \varphi_{3a} = -(\varphi_1 - \varphi_{1a}) \frac{r_1}{r_4 + r_5} + (\varphi_5 - \varphi_{5a}) \frac{r_1 + r_6}{r_4 + r_5} + (\varphi_7 - \varphi_{7a}) \frac{r_2 - r_6}{r_4 + r_5}. \quad (5)$$

Текущие значения длины шатуна l_{BC} и углов φ_2 , φ_6 и φ_7 , определяющих положения соответствующих звеньев относительно линии стойки, находим из уравнений:

$$l_{BC} = \sqrt{(\ell_0 + \ell_3 \cos \varphi_3 - \ell_1 \cos \varphi_1)^2 + (\ell_3 \sin \varphi_3 - \ell_1 \sin \varphi_1)^2}, \quad (6)$$

$$\varphi_2 = \arctg\left(\frac{\ell_3 \sin \varphi_3 - \ell_1 \sin \varphi_1}{\ell_0 + \ell_3 \cos \varphi_3 - \ell_1 \cos \varphi_1}\right), \quad (7)$$

$$\varphi_6 = \varphi_2 + \arccos\left(\frac{\ell_6^2 + \ell_{BC}^2 - \ell_7^2}{2\ell_6 \ell_{BC}}\right), \quad (8)$$

$$\varphi_7 = \varphi_6 + \arccos\left(\frac{\ell_6^2 + \ell_7^2 - \ell_{BC}^2}{2\ell_6 \ell_7}\right) - 180^\circ. \quad (9)$$

Угол φ_{6a} определяется подстановкой в формулу (8) угла φ_{2a} и $l_{BC} = \ell_2$, а введение полученного φ_{6a} и ℓ_2 в формулу (9) дает угол φ_{7a} .

Совместным решением уравнений (5) – (9) для ряда последовательных значений угла φ_1 , начинающихся с $\varphi_{1a} = \varphi_{1a}$, находим максимальное приращение длины шатуна ($\ell_2 - \ell_{BC}$)_{max}, необходимое для расчета пружины, и значение угла φ_1 , при котором $l_{BC} = \ell_2$, т.е. шатун восстанавливает исходную длину и колесо 5 должно быть расфиксировано [1].

5. Conclusion/Заключение

В работе приводятся зависимости, позволяющие определить положение звеньев механизма в момент начала высоты выходного звена, когда механизм изменяет свою структуру; максимальное приращение длины шатуна, необходимое для расчета пружины; значение угла поворота кривошипа, когда шатун восстанавливает свою исходную длину и выходное колесо должно быть расфиксировано.

6. Literature/Литература

1. Балабина Т.А., Мамаев А.Н., Симбирцев И.Н., "Особенности расчета кулачково-зубчато-рычажных механизмов с упругим элементом и фиксированным выстоем выходного звена", Известия МГТУ "МАМИ" №1 (15), т.2, 2013 г.