

Кинематический анализ кулачково-зубчато-рычажного механизма с упругим элементом в шатуне

к.т.н. доц. Балабина Т.А., к.т.н. проф. Мамаев А.Н.
Университет машиностроения

Аннотация. В работе описывается схема и приводятся зависимости, необходимые для кинематического расчета механизма, обеспечивающего выстой ведомого звена с фиксацией его положения в течение всего выстоя. Такая возможность достигается за счет выполнения шатуна из двух частей, соединенных между собой упругим элементом с предварительным натягом, и введения для связи между колесами, установленными на осях подвижных шарниров, дополнительных паразитных колес.

Ключевые слова: зубчато-рычажный механизм, выстой, упругий элемент, предварительный натяг.

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.

На рисунке 1 представлена схема такого механизма, предложенного Роттенбахером [1]. 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 (рисунок 2). Однако с увеличением угла φ_{1ab} приближенного выстоя, растет и угол обратного поворота δ .

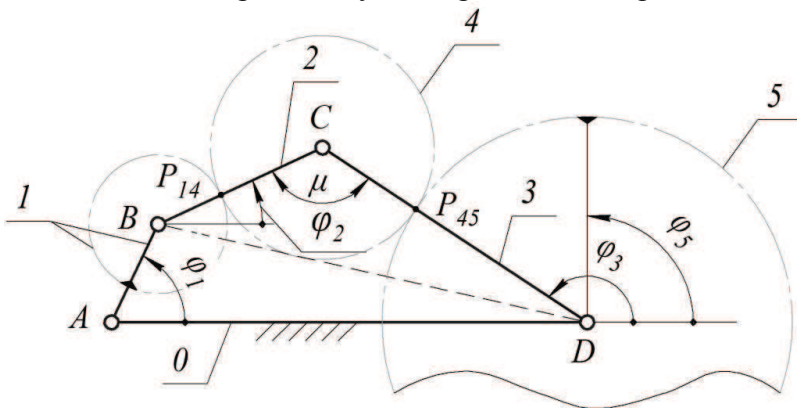


Рисунок 1. Зубчато-рычажный механизм Роттенбахера

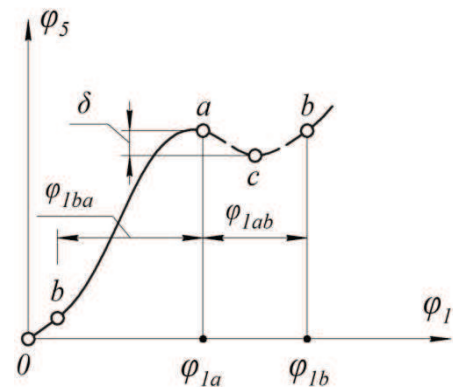


Рисунок 2. Функция положения механизма

Известные способы уменьшения или устранения угла обратного поворота не обеспечивают точного выстоя.

Предлагаемая схема механизма показана на рисунке 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 требуют превышения силой, действующей вдоль линии шатуна, силы предварительного натяга пружины. Следовательно, показанное устройство обеспечивает предварительный натяг двух-

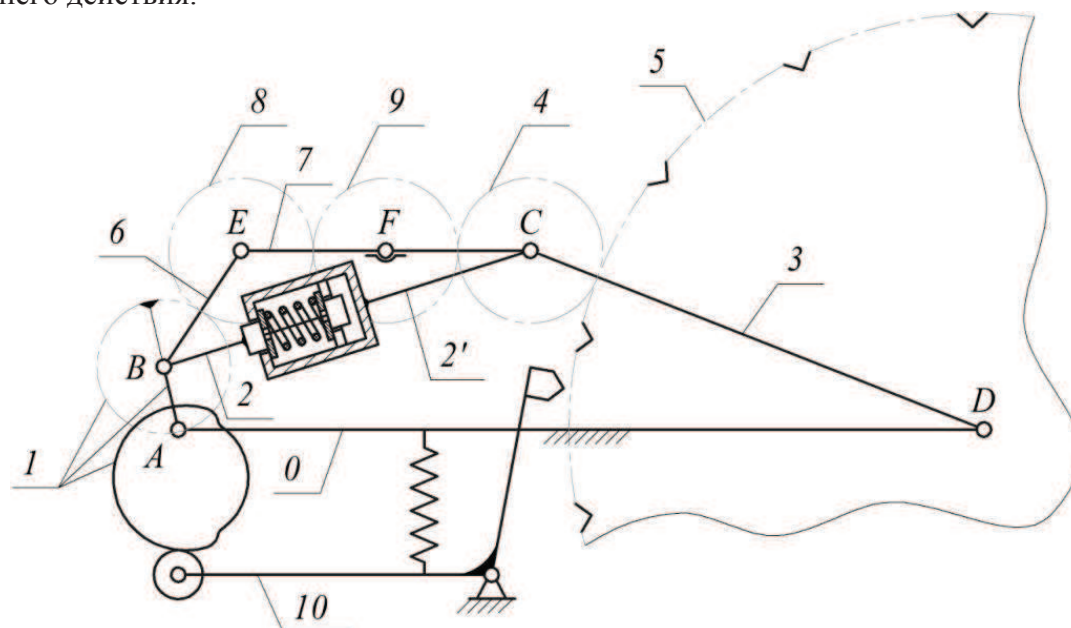


Рисунок 3. Кулачково-зубчато-рычажный механизм с упругим элементом в шатуне

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 рисунке 1, осуществляется через промежуточные зубчатые колеса 8 и 9. Они установлены свободно на оси внутреннего шарнира Е 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_{1ea} 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_{1av} 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_{1av} 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_{1ea} 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 (рисунок 4). Его рычажная часть, состоящая из звеньев 1, 2, 2', 3, 6, 7 имеет две степени свободы и определенность в их движении при заданном вращении кривошипа вносится зубчатыми колесами, одно из которых, колесо 4, зацепляется с установленным колесом 5.

Как известно, кинематическое исследование механизмов с высшими парами упрощает-

ся, 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 Ассур, 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.

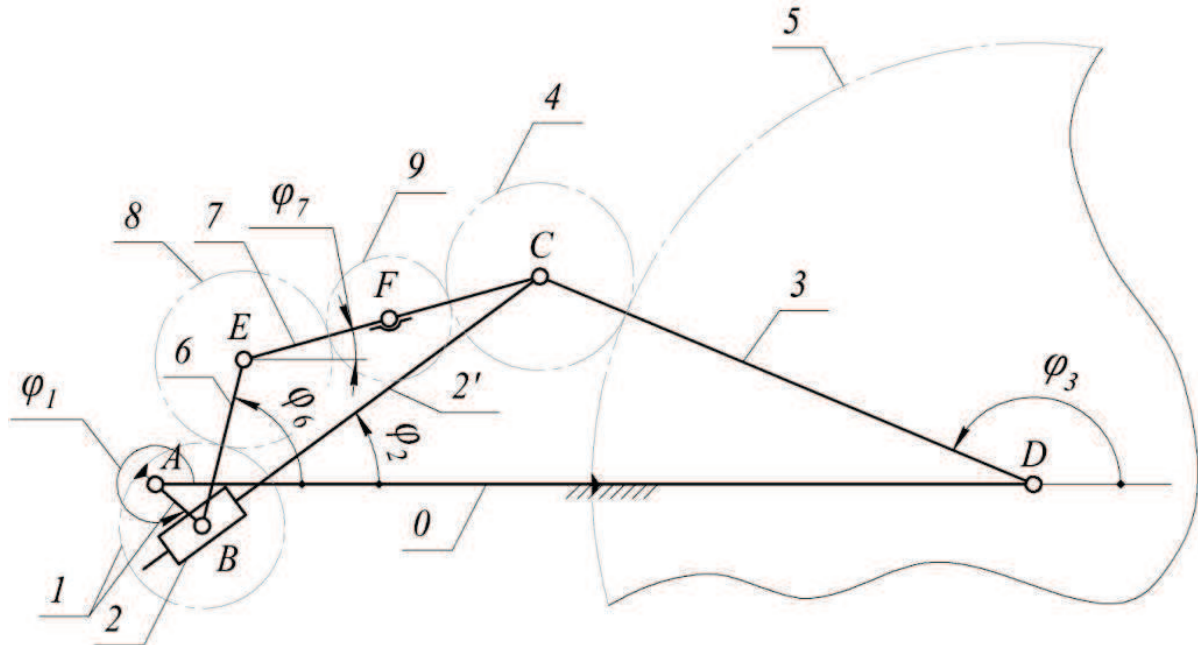


Рисунок 4. Структурная схема механизма в период выстоя выходного звена

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 движения звеньев в момент начала выстоя выходного звена, т.е. в момент, соответствующий точке “a” на функции положения механизма (см. рисунок 2):

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

$$\varphi = 180^\circ - \arctg \left(\frac{\ell_1 \sin \varphi_1}{\ell_0 - \ell_1 \cos \varphi_1} \right) - \arctg \left(\frac{\ell_2 \sin \mu}{\ell_3 - \ell_2 \cos \mu} \right), \quad (2)$$

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

где: ℓ_0 , ℓ_1 и ℓ_3 – длины стойки, кривошипа и коромысла соответственно;
 ℓ_2 – исходная длина шатуна.

Известно [2, 3], что в трехколесном зубчато-рычажном механизме мгновенным остановам выходного звена, имеющим место в положениях, отмеченных на функции положения точками *a* и *c* (см. рисунок 2), соответствует расположение полюсов зацепления обеих пар колес P_{14} и P_{45} (рисунок 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 C , проведенных через эти точки.

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 рисунке 1, будет выполнять мгновенный центр их относительного вращения. Он располагается на прямой BC и при вра-

щении колес в противоположенных направлениях делит исходную длину шатуна внутренним образом на части, пропорциональные делительным радиусам соответствующих колес.

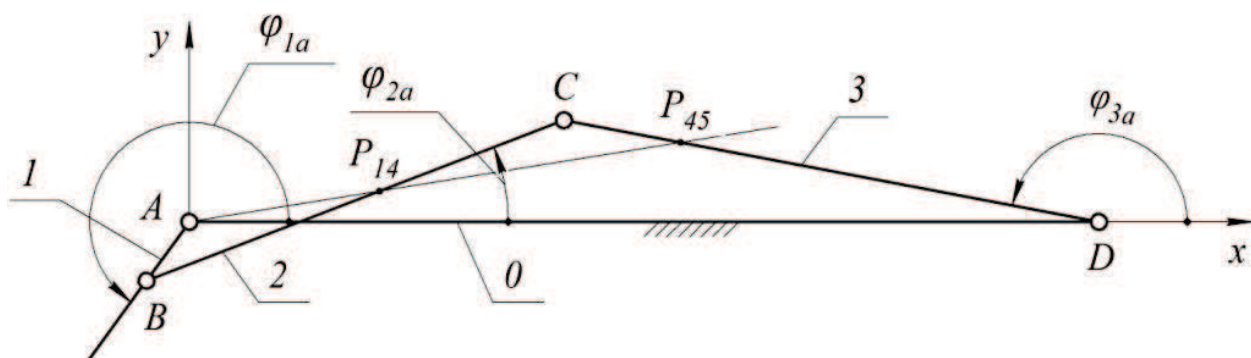


Рисунок 5. Определение положений механизма, соответствующих мгновенным остановкам выходного звена

Обозначая эту точку, как и полюс зацепления, через P_{14} (рисунок 5) и учитывая, что нас интересует положение мгновенной остановки выходного звена в начале угла выстоя (точка “a” на рисунке 2), когда шатун имеет исходную длину ℓ_2 , расстояние от P_{14} до точки B определяем как:

$$\ell_{BP_{14}} = \frac{\ell_2 r_1}{r_1 + r_4},$$

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 A, должна соблюдаться пропорциональность проекций отрезков AP_{14} и AP_{45} на координатные оси, т.е.:

$$\frac{\ell_1 \cos \varphi_{1a} + \ell_{BP_{14}} \cos \varphi_{2a}}{\ell_1 \sin \varphi_{1a} + \ell_{BP_{14}} \sin \varphi_{2a}} = \frac{\ell_0 + r_{w5} \cos \varphi_{3a}}{r_{w5} \sin \varphi_{3a}}, \quad (4)$$

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 рисунке 3, применим метод Виллиса, последовательно рассматривая приращение углов поворота колес относительно различных звеньев [4]. В результате получим:

$$\varphi_3 - \varphi_{3a} = -(\varphi_1 - \varphi_{1a}) \frac{r_1}{r_4 + r_5} + (\varphi_6 - \varphi_{6a}) \frac{r_1 + r_8}{r_4 + r_5} + (\varphi_7 - \varphi_{7a}) \frac{r_4 - r_8}{r_4 + r_5}. \quad (5)$$

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:

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

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

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

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

Угол φ_{6a} определяется подстановкой в формулу (8) угла φ_{2a} и $\ell_{BC} = \ell_2$, 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 $\varphi_1 = \varphi_{1a}$, находим максимальное приращение длины шатуна $(\ell_2 - \ell_{BC})_{\max}$,

необходимое для расчета пружины, и значение угла φ_1 , при котором $l_{BC} = l_2$, т.е. шатун восстанавливает исходную длину и колесо 5 должно быть расфиксировано.

Литература

1. Virabov R.V., Kostrova (Balabina) T.A. Cam-Gear-Lever Mechanism with Periodical Fixed Dwell of the Outlet Link. Материалы VI Конгресса по ТММ в Индии, 1983.
2. Вирабов Р.В., Балабина Т.А. Кулачково-зубчато-рычажный механизм с точным выстоем выходного звена. «Вестник машиностроения», 1983, № 12.
3. Балабина Т.А. Специфика кинематического и силового расчетов кулачково-зубчато-рычажных механизмов с упругим элементом и фиксированным выстоем выходного звена. Журнал «Проблемы машиностроения и автоматизации», № 3 – 4, 1993, МЦНТИ (Международный центр научной и технической информации).
4. Вирабов Р.В., Дмитриева Л.Н., Балабина Т.А. Влияние упругого элемента на движение ведомого звена кулачково-зубчато-рычажного механизма. «Вестник машиностроения», 1989, № 1.

Фрактальный анализ профиля поверхности деталей машин с применением измерительной установки MarSurf XR20

Бавыкин О.Б., Плаксин С.В., д.т.н. проф. Вячеслава О.Ф.
Университет машиностроения
uto@mami.ru

Аннотация. В статье предложен способ фрактального анализа профиля поверхности, основанный на совместном применении измерительной установки MarSurf XR20, табличного процессора Microsoft Excel и компьютерных программ Fractan и MarWin. Представлены результаты фрактального анализа профиля поверхности, полученные с помощью предлагаемого способа.

Ключевые слова: шероховатость, фрактальный анализ, показатель Херста H , измерительная установка MarSurf XR20.

Известно, что шероховатость поверхности детали во многом определяет эксплуатационные свойства изделия [1]. При этом традиционные параметры шероховатости профиля поверхности (Ra , Rz , R_{max} и т.д.) в некоторых случаях не позволяют адекватно оценить функциональные свойства изделия. Это привело к появлению узкоспециализированных параметров, предназначенных для изучения поверхности, полученной определенным методом обработки и/или из определенного материала. Например, для зеркала цилиндра двигателя применяется семейство R_k параметров [2]. В настоящее время насчитывается порядка 100 различных оценочных характеристик профиля поверхности.

Как показал проведенный в статье [3] анализ научных работ, возможным универсальным параметром шероховатости поверхности, позволяющим оценивать состояние поверхности независимо от метода обработки, может стать фрактальная размерность (параметр D).

Можно выделить два метода вычисления параметра D инженерной поверхности [4, 5]: интегральный и профильный.

Упомянутые методы обладают рядом недостатков и ограничений.

Интегральный метод, в рамках которого определяются фрактальные характеристики всей исследуемой поверхности, реализуется в основном с помощью сканирующей зондовой микроскопии (СЗМ). Несмотря на возможность высокого разрешения сканирования и проведение моделями зондовых микроскопов испытаний с целью утверждения типа, широкое применение метода ограничивают высокая стоимость приборов, сложная процедура подготовки образца и маленькая площадь сканирования. Кроме СЗМ могут применяться различные экспериментальные установки [4], которые в данной статье не рассматриваются.