

$$\sum_{\text{зв}7} \bar{F} = 0 = \bar{R}_Q \text{ и } \bar{R}_R;$$

$$\sum_{\text{зв}8} \bar{F} = 0 = \bar{R}_L \text{ и } \bar{R}_K.$$

Приведенный алгоритм силового анализа шестизвенной группы Ассура с шестью кинематическими парами четвертого класса может быть использован при силовом анализе сложных планетарных передач.

Список литературы

1. Герасимов С.П. О группах Ассура применительно к планетарным зубчатым механизмам / С.П. Герасимов, Е.В. Дворникова // Успехи современного естествознания. Научно-теоретический журнал – 2012г.-№6 – С. 150

МЕТОД СИНТЕЗА СТРУКТУРНЫХ ШАРНИРНЫХ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ ПО ЧИСЛУ ВЫХОДОВ И ИЗМЕНЯЕМЫХ ЗАМКНУТЫХ КОНТУРОВ

Гудимова Л.Н., Махринская К.О.

Сибирский государственный индустриальный университет, Новокузнецк, e-mail: kika120891@mail.ru

К настоящему времени известны такие методы создания механизмов, как метод Грюблера, метод Ассура и метод, основанный на универсальной структурной системе, разработанный в Сибирском государственном индустриальном университете. При обосновании этого метода [1] были найдены, дополнительно к известным, восемь параметров, характеризующих любую по сложности кинематическую цепь: γ – число ветвей цепи без изменяемых контуров; τ – базисное (наиболее сложное звено в цепи по числу кинематических пар); δ – число выходов цепи; α – число изменяемых замкнутых контуров цепи; α_i – сложность, изменяемых замкнутых контуров используемых в цепи; λ_c – суммарное число сторон цепи; λ_n – число наружных сторон и λ_b – число внутренних сторон цепи.

Кинематическая схема механизма является основой для создания любой реальной конструкции машины. Синтез структурных схем – это первый этап проектирования машин, поэтому разработка новых

приемов или методов их построения является одной из основных задач современного научного направления теории механизмов и машин.

В настоящей статье излагается метод синтеза структур шарнирных рычажных механизмов по замкнутому изменяемому контуру (α) и числу выходов кинематической цепи (δ).

Воспользуемся для решения поставленной задачи зависимостью между числом ветвей цепи, числом кинематических пар и числом звеньев [2]. Формула справедлива, если кинематическая цепь не имеет замкнутого изменяемого контура

$$\gamma = p - (n - 1). \quad (1)$$

При наличии замкнутого изменяемого контура между параметрами γ , α и δ существует связь

$$\gamma = \alpha + \delta. \quad (2)$$

Приравняем правые части этих формул (1) и (2) и выразим число кинематических пар цепи

$$p = \alpha + \delta + (n - 1). \quad (3)$$

Теперь сформулируем задачу так: найти структурные схемы механизмов по заданным параметрам δ и α , учитывая при этом, что подвижность плоских механизмов определяется формулой П.Л. Чебышева

$$W = 3n - 2p_5 = 1. \quad (4)$$

Подставим формулу (3) в (4) и после преобразования получим

$$n = 2\alpha + 2\delta - 1. \quad (5)$$

Приступим к решению поставленной задачи. Синтезируем механизм при условии $\alpha = 0$, $\delta = 2$, тогда число звеньев $n = 4 - 1 = 3$, число кинематических пар $p = 2 + (3 - 1) = 4$. При этих условиях получается структурная схема, соответствующая четырехзвенному механизму приведенному в таблице. Приведем несколько примеров структурных схем при заданных α и δ (таблица).

Кинематическая схема параметров и механизмов

Заданные параметры		Число звеньев- $n = 2\alpha + 2\delta - 1$	Число кинематических пар $p = \alpha + \delta + (n - 1)$	Кинематическая схема механизма
α	δ			
0	2	3	4	
0	3	5	7	
1	3	7	10	
2	2	7	10	

Используя зависимость между параметрами, приведенными в работе [3] можно найти все многообразие механизмов с одинаковыми числами n , p , α и δ .

Список литературы

1. Дворников Л.Т., Гудимова Л.Н. Задача о поиске многообразия восьмизвенных плоских шарнирных групп Ассур. – «Теория Механизмов и Машин», С. – Петербургский государственный политехнический университет, 2008, № 1(11), т. 6, с.15 – 29.
2. Дворников Л.Т., Гудимова Л.Н. Обоснование взаимозависимостей между параметрами, определяющими структуру плоских шарнирных кинематических цепей. Кемерово, Вестник КузГТУ, №1, 2009. – С. 44 – 47
3. Гудимова Л.Н. О некоторых дополнений к статье «Опыт структурного синтеза механизмов», журнал ТММ, 2004, №2(4). Материалы семнадцатой научно-практической конференции по проблемам механики и машиностроения. Новокузнецк, 2007. – С. 45-70.

СИЛОВОЙ АНАЛИЗ ЧЕТЫРЕХЗВЕННОГО КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА

Ермолаева Н.Ю., Суджаян А.А.

Сибирский государственный индустриальный университет, Новокузнецк, e-mail: aramzes@mail.ru

Кинематическая схема четырехзвенного кулачкового механизма, защищенная патентом [1], показана на рис. 1.

При вращении кулачка 1 движение передается через промежуточное звено 2 на толкатель 3, к которому приложена сила сопротивления F . Обратимся к силовому анализу механизма, то есть рассмотрим алгоритм нахождения сил реакций во всех кинематических парах.

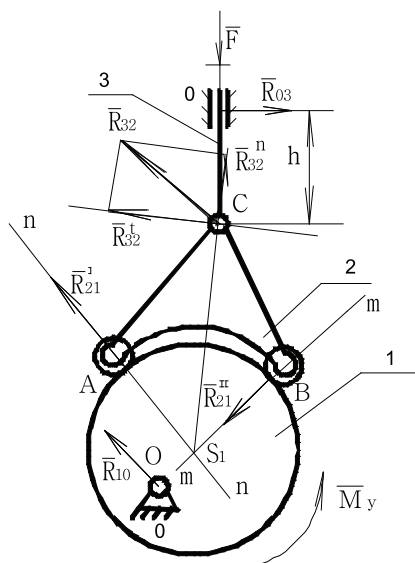


Рис. 1. Четырехзвенный кулачковый механизм

Так как линии действия сил реакции $\vec{R}_{21}^I$ и $\vec{R}_{21}^{II}$ пересекаются в точке S_1 , то, рассматривая равновесие звена 2, из условия равенства нулю моментов всех сил относительно точки S_1 ($\sum_{i=1}^3 M_i(S_1) = 0$) находим величину $\vec{R}_{32}^I$ составляющей силы реакции $\vec{R}_{32}$. Из уравнения равновесия всех сил для звена 3 ($\sum_{i=1}^3 \vec{F}_i = 0$) находятся силы реакции $\vec{R}_{03}$ и $\vec{R}_{32}^n$, тогда $\vec{R}_{32} = \vec{R}_{32}^I + \vec{R}_{32}^n$. Из уравнения равновесия сил для звена 2 ($\sum_{i=1}^2 \vec{F}_i = 0$) находятся силы реакции $\vec{R}_{21}^I$ и $\vec{R}_{21}^{II}$.

Далее, из уравнения моментов всех сил относительно точки O для кулачка 1 ($\sum_{i=1}^3 M_i(O) = 0$) находим величину уравновешивающего момента M_y , а из уравнения равновесия сил ($\sum_{i=1}^3 \vec{F}_i = 0$) – реакцию $\vec{R}_{10}$.

При определении реакции $\vec{R}_{03}$ из условия ($\sum_{i=1}^3 M_i(C) = 0$) следует, что расстояние $h=0$, то есть точка приложения силы $\vec{R}_{03}$ оказалась лежащей вне стойки (в шарнире C). В действительности же сила $\vec{R}_{03}$ должна быть приложена в зоне контакта стойки и толкателя. Момент силы $\vec{R}_{03}$ удобно заменить моментом пары сил ($\vec{R}_{03(1)}$ и $\vec{R}_{03(2)}$) (рис. 2), и из уравнения $M(R_{03(1)}; R_{03(2)}) = M_T(R_{03})$ найти величины сил $\vec{R}_{03(1)}$ и $\vec{R}_{03(2)}$.

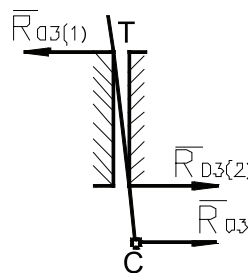


Рис. 2 Замена момента силы $\vec{R}_{03}$ моментом пары сил ($\vec{R}_{03(1)}$ и $\vec{R}_{03(2)}$)

Таким образом, после нахождения точки S_1 на пересечении линий действия сил реакции $\vec{R}_{21}^I$ и $\vec{R}_{21}^{II}$, определяются силы реакции во всех кинематических парах механизма. Найденные величины сил реакции могут быть использованы в дальнейшем для определения сил трения в кинематических парах.

Список литературы

1. Патент № 2456491. Четырехзвенный кулачковый механизм / Дворников Л.Т., Ермолаева Н.Ю. – № 2010145405; Приоритет 08.11.2010; опубл. 20.07.2012, Бюл. № 20.

СИНТЕЗ СТРУКТУРЫ ПОЛНОПОВОРОТНОГО ПЛОСКОГО МЕХАНИЗМА С ПОДВИЖНЫМ ПРИВОДОМ

Колесников Д.Н., Желтухин Д.В.

Сибирский государственный индустриальный университет, Новокузнецк, e-mail: djokerden@mail.ru

В некоторых областях современной промышленности необходимо применение механизмов, обеспечивающих полный оборот звеньев. Простейшими примерами таких механизмов являются шарнирный четырехзвенник [1, с. 33, рис. 2.1.] и кривошипно-ползунный механизм [1, с. 38, рис. 2.5.]. В первом случае, решив метрическую задачу и подобрав звенья определенной длины, можно, задав вращательное движение первому кривошипу, обеспечить полный оборот второго кривошипа (выходного звена). Во втором случае, выходным звеном может быть как кривошип, так и ползун. При использовании кривошипа в качестве выходного звена, движение задается ползуну. Примером такого использования механизма является двигатель внутреннего сгорания, где за счет