

Величины скоростей – V и ускорений – a точки R , полученные методом кинематических диаграмм, откладываются на рисунке-1 перпендикулярно направлению её движения в соответствующих масштабах μ_v , μ_a .

При рассмотренном способе задания регулярного движения механизма Поселье-Липкина, можно достичь не только точно линейного движения точки R , но и квазипостоянной её скорости на определённом участке.

Список литературы

1. Гафиятов М.В. К вопросу о геометрии инверсора Поселье-Липкина // Успехи современного естествознания. – 2012. – № 6 – С. 149-149.

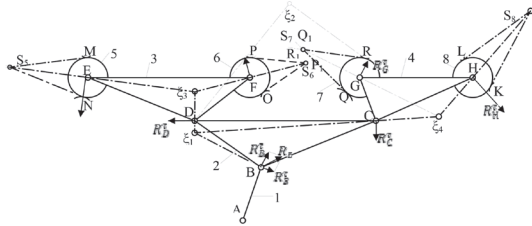
СИЛОВОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СЛОЖНОЙ ВОСЬМИЗВЕННОЙ ГРУППЫ АСУРА ПЛАНЕТАРНОГО ЗУБЧАТОГО МЕХАНИЗМА

Герасимов С.П.

Сибирский государственный индустриальный университет, Новокузнецк, e-mail: grom.pen@yandex.ru

В работе [1] автором было показано, что при условии применения в планетарном редукторе более одного сателлита, механизм теряет свою подвижность. Чтобы этого не происходило, все сателлиты кроме основного следует связывать в кинематические цепи, обладающие нулевой подвижностью, т.е. в группы Асура.

Рассмотрим решение кинестатики восьмизвеной группы нулевой подвижности, представленной в виде самоустанавливающейся системы четырех сателлитного планетарного редуктора (рисунок).



Четырёхсателлитная группа нулевой подвижности планетарного зубчатого механизма

Для решения кинестатики ко всем звеньям группы прикладываем все внешние силы и моменты сил, известным методом при заданных массах звеньев вычисляем силы и моменты сил инерции и прикладываем их в соответствующих точках звеньев. Представим решение кинестатики группы в следующем порядке.

На продолжении линий реакций в зацеплениях звеньев 6, 7, 8, 9 фиксируем точки их пересечения S_5 , S_6 , S_7 , S_8 .

Из уравнений сумм моментов сил относительно обозначенных точек, определим тангенциальные составляющие реакции в опорах сателлитов (E, F, G, H)

$$\sum_{зв5} M(S_5) = 0 \Rightarrow R_E^T,$$

$$\sum_{зв6} M(S_6) = 0 \Rightarrow R_F^T,$$

$$\sum_{зв7} M(S_7) = 0 \Rightarrow R_G^T,$$

$$\sum_{зв8} M(S_8) = 0 \Rightarrow R_H^T.$$

1 На продолжениях линии, соединяющих точки S_5-E и S_6-F ; S_7-G и S_8-H зафиксируем точки их пересечения – ξ_3 и ξ_4 . Из уравнения сумм моментов всех сил, приложенных к звеньям 3 и 4

$$\sum_{зв3} M(\xi_3) = 0 \Rightarrow R_D^T,$$

$$\sum_{зв4} M(\xi_4) = 0 \Rightarrow R_C^T,$$

найдем тангенциальные составляющие реакции в точках D и C ($\bar{R}_D^T$ и $\bar{R}_C^T$).

Проведем затем линии, перпендикулярные к реакциям $\bar{R}_D^T$ и $\bar{R}_C^T$, до их пересечения, получим точку ξ_1 и из уравнения суммы моментов сил, приложенных к звену 2, относительно точки ξ_2

$$\sum_{зв2} M(\xi_4) = 0 \Rightarrow R_{B1}^T.$$

Найдем первую тангенциальную составляющую реакции в шарнире B звена 2.

Обратимся далее к плову 1 и найдем вторую тангенциальную составляющую реакцию $\bar{R}_B^T$ звена 2

$$\sum_{зв1} M(A) = 0 \Rightarrow R_{B2}^T.$$

Полная реакция в шарнире B , определится как векторная сумма реакций $R_{B1}^T + R_{B2}^T$ (по закону параллелограмма)

$$\bar{R}_B^T + \bar{R}_B^T = \bar{R}_B.$$

При известной полной реакции в шарнире B становится возможным определить полные реакции во всех шарнирах группы и в зацеплениях колес 5, 6, 7 и 8

$$\sum_{зв2} \bar{F} = 0 = \bar{R}_D^n \text{ и } \bar{R}_C^n \Rightarrow \bar{R}_D^n + \bar{R}_D^T = \bar{R}_D; \bar{R}_C^n + \bar{R}_C^T = \bar{R}_C;$$

$$\sum_{зв3} \bar{F} = 0 = \bar{R}_E^n \text{ и } \bar{R}_F^n \Rightarrow \bar{R}_E^n + \bar{R}_E^T = \bar{R}_E; \bar{R}_F^n + \bar{R}_F^T = \bar{R}_F;$$

$$\sum_{зв4} \bar{F} = 0 = \bar{R}_H^n \text{ и } \bar{R}_G^n \Rightarrow \bar{R}_H^n + \bar{R}_H^T = \bar{R}_H; \bar{R}_G^n + \bar{R}_G^T = \bar{R}_G;$$

$$\sum_{зв5} \bar{F} = 0 = \bar{R}_N \text{ и } \bar{R}_M;$$

$$\sum_{зв6} \bar{F} = 0 = \bar{R}_P \text{ и } \bar{R}_O;$$

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

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

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 $\lambda_{\text{в}}$ – 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	