О ГРУППАХ АССУРА ПРИМЕНИТЕЛЬНО К ПЛАНЕТАРНЫМ ЗУБЧАТЫМ МЕХАНИЗМАМ

Герасимов С.П., Дворникова Е.В.

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

Известно [1], что одной из проблем создания планетарных и замкнутых дифференциальных механизмов является зависимость их работоспособности от числа установленных в них сателлитов.

Дело в том, что подвижность таких механизмов определяется формулой Чебышёва П.Л., имеющей вид

$$W = 3n - 2p_5 - p_4, \quad (1)$$

где n – число подвижных звеньев; p_5, p_4 – числа кинематических пар пятого класса (шарниров) и четвертого класса (высших). В одноступенчатом планетарном механизме общее число звеньев

$$n = 2 + n_c, \quad (2)$$

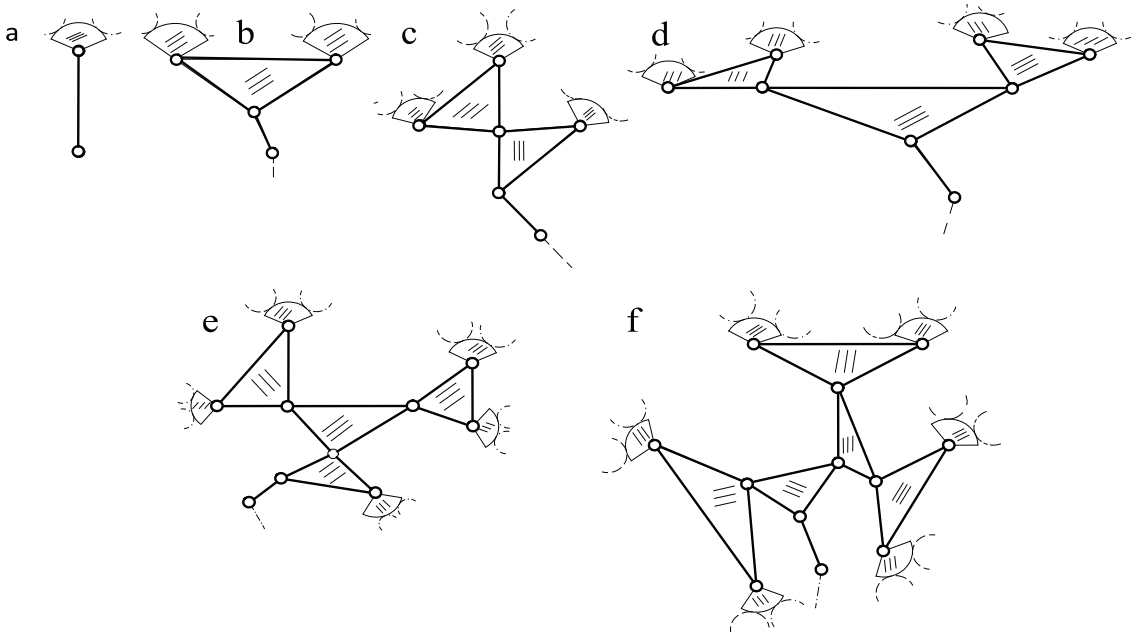
где – двойка определяет два звена – ведущее центральное и водило, а n_c – число сателлитов. Всем зубчатым механизмам свойственно условие $p_5 = n$, т.е. число звеньев и шарниров всегда равны, а тогда $p_5 = 2 + n_c$. Каждый сателлит входит в соединение с центральными колесами, а именно с ведущим и неподвижным венцом в две кинематические пары p_4, т.е. $p_4 = 2n_c$. Подставляя приведенные значения n, p_5 и p_4 в (1), получим

$$n_c = W - 2, \quad (3)$$

откуда следует, что уже при двух сателлитах механизм оказывается неподвижным, а при $n_c = 3$ и выше становится системой статически неопределимой. Принудить такую систему к работе можно лишь путем изготовления сателлитов с зазорами, не позволяющми сателлитам (кроме одного) контактировать с ведущим и неподвижным колесами. При точном изготовлении всех сателлитов появляются избыточные связи, которые и устраняют подвижность.

Задача исключения избыточных связей может быть решена только путем соединения всех сателлитов, которые вводятся в механизм сверх одного, в кинематические цепи, обладающие нулевой подвижностью или в так называемые группы Ассура. Учитывая показанные выше условия, что каждый из сателлитов входит в цепь двумя высшими кинематическими парами четвертого класса p_4, а общее число кинематических пар пятого класса p_5 в зубчатых механизмах всегда равно числу звеньев, группы нулевой подвижности в планетарных механизмах должны иметь четное число звеньев, а числа кинематических пар p_4 и p_5 должны быть в точности равны числу звеньев, т.е. в них $n = p_5 = p_4$ и это число четное. Кроме того, группы должны быть элементарными, т.е. нераспадающимися на более простые.

В настоящем докладе описываются именно такие группы с числом звеньев от двух до двенадцати. Они приведены на рисунке.



Группы нулевой подвижности, пригодные для синтеза безызбыточных планетарных механизмов соответственно: a – двух; b – четырех; c – шести; d – восьми; e – десяти; f – двенадцатизвенные группы

В реальных конструкциях показанные на рисунке группа, могут использоваться по отдельности каждая или совместно *a* и *a*, *a* и *b*, или *a* и *b* и *c* и т.д. В силу того, что все эти структуры являются группами нулевой подвижности, они как кинематически, так и кинетостатически разрешимы.

Список литературы

1. Макиенко А.В., Дворников Л.Т. Проблема избыточных связей в планетарных механизмах // Международный журнал экспериментального образования. – 2010. – №8. – С. 153.

К ТЕОРИИ ВИНТОВОГО ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯ СИЛ

Гнездилов В.К., Сергеенко М.К.

Сибирский государственный индустриальный университет, Новокузнецк, e-mail: Hoho_1987@mail.ru

В практике использования слесарных зажимных устройств (тисков), наиболее широкое применение имеют винтовые механизмы, зажимающие усилия в которых определяются параметрами резьбовых соединений и прикладываемыми силами. В настоящем

докладе излагается прием получения с помощью винтовых кинематических пар усилий сколь угодно больших.

На рисунке показана схема винтовых тисков с двумя подвижными гайками 2 и 3 соединенными с валом 1, гайки имеют одинаково-направленные резьбы, отличающиеся углами наклона. В таком устройстве при вращении вала, две гайки с упорами движутся в одном направлении, но с различными смещениями относительно вала, догоняя одна другую. Если между упорами гаек установить сжимаемое тело, можно получить необходимое усилие для его деформации.

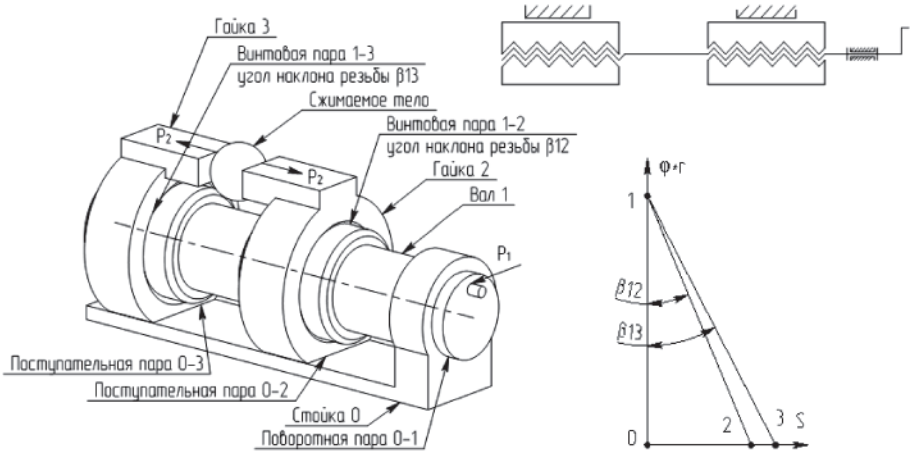


Схема винтовых тисков с двумя подвижными гайками

Приложим силу P_1 к валу 1 и силы сопротивления P_2 к гайкам 2 и 3. Примем условия, что силы трения в парах в винтовых пазах малы по сравнению с действующими силами и радиусы винтов r, на которых приложена движущая сила P_1 и силы реакций R_{12} и R_{13}, равны между собой.

Можно записать суммарную работу всех действующих на механизм:

$$P_2S_3 - P_2S_3 = P_1\varphi_1 r_1 .$$

Зависимость между смещением S и углом поворота φ винта выражается через тангенс угла β:

$$\mathrm{tg}\beta = \frac{S}{\phi \cdot r}.$$

Выразим отсюда S и подставим в предыдущую формулу:

$$P_2 \cdot \mathrm{tg}\beta_{13} \cdot \varphi_1 \cdot r_1 - P_2 \cdot \mathrm{tg}\beta_{12} \cdot \varphi_1 \cdot r_1 = P_1 \cdot \varphi_1 \cdot r_1$$

Из приведенной формулы выразим P_2:

$$P_2 = \frac{P_1}{\mathrm{tg}\beta_{13} - \mathrm{tg}\beta_{12}}.$$

Полученная формула показывает, что при уменьшении разности углов β_{13} и β_{12} сила, действующая на заготовку, будет стремиться к бесконечности.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СУММАРНОЙ ВЕЛИЧИНЫ ВЗВОДА ДЛЯ МНОГОУДАРНОГО КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА ПРИ НЕКОТОРЫХ УСЛОВИЯХ

Еремеров А.А., Нагибин А.В.

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

В статье [1] был описан кулачковый механизм по патенту № 2362014, предназначенный для генерирования силовых импульсов, с кулачком, содержащим в общем случае участков взвода. Схема этого механизма приведена на рис. 1.

Рассмотрим механизм с кулачком 1, имеющим один участок взвода, то есть $n = 1$, величина взвода равна h, упругий элемент 4 имеет линейную характеристику с коэффициентом жесткости упругого элемента . Развертка кулачка 1 по среднему радиусу $R_{ср}$ для этого механизма представлена на рис. 2. Максимальная величина энергии упругой деформации, которая может быть запасена упругим элементом 4 при взводе толкателя 2 и передана на инструмент 3 после размыкания кинематической цепи, может быть рассчитана по формуле:

$$E = \frac{c \cdot h^2}{2}. \qquad (1)$$

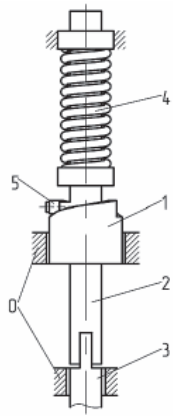


Рис. 1. Схема ударного кулачкового механизма

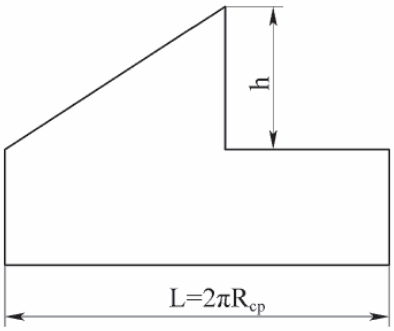


Рис. 2. Развертка кулачка для механизма с