УДК 621.01

В.И. ПОЖБЕЛКО

НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ СТРУКТУРНОГО СИНТЕЗА ПЛОСКИХ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ С УЧЕТОМ ПРИМЕНЕНИЯ СЛОЖНЫХ ШАРНИРОВ

Введение

Структурный синтез является первым этапом конструирования механизмов и может выполняться по разным методикам [1 – 21]. Например, известный принцип Грюблера образования механизмов [1, с. 33], [17, с. 104] заключается в аналитическом расчете необходимого числа многопарных звеньев – двупарных, т.е. линейных (n_2), трехпарных, т.е. треугольных (n_3), четырехпарных (n_4) и т.д. (до n_i) с последующим составлением из них замкнутых кинематических цепей для построения структурных схем механизмов. Так же, как и структурный синтез механизмов путем наслоения статически определимых групп Ассура [4], метод Грюблера обеспечивает построение плоских механизмов без вредных избыточных связей [11].

Таким образом, при использовании принципа Грюблера входными (задаваемыми) параметрами синтеза являются – требуемая степень подвижности механизма ($W \geq 1$) и число кинематических пар i, которые наиболее сложное звено образует с другими звеньями цепи ($n_i \geq 1$); а выходными параметрами синтеза – рассчитываемые по структурным уравнениям Грюблера [1, с. 33], [17, с. 104] наборы многопарных звеньев (n_2, n_3, n_4... n_i) для образования из них (путем соединения в кинематические пары между собой) различных структурных схем механизмов.

В работах [12], [14] введено понятие “*тип структуры*”, как определенный набор значений n_2, n_3, n_4..., показывающий конкретное количество различных многопарных звеньев (включая и стойку), используемых для составления кинематической цепи механизма. При этом в работах [12, с. 21, табл. 1.2], [14, с. 78] на основе направленного компьютерного поиска установлено существование конечного числа структурных схем плоских рычажных механизмов с вращательными кинематическими парами (например, существует только 9 схем шестизвенных механизмов; 153 схемы восьмизвенных механизмов и т. д.). В работе [20, с. 16, табл. 1] приведено 90 схем рычажных механизмов из указанных 153, среди которых, согласно [14], есть и повторяющиеся.

Анализ полученного в работах [12], [14], [20] большого множества синтезированных схем многозвенных плоских рычажных механизмов показывает, что все они содержат только простые шарниры (в виде одноподвижных вращательных пар) и поэтому реализуют ограниченное число типов структур, например:

а) шестизвенные механизмы – только $n_2 = 4$, $n_3 = 2$ (т. е. тип 42);

б) восьмизвенные механизмы – только $n_2 = 4$, $n_3 = 4$, $n_4 = 0$ или $n_2 = 5$, $n_3 = 2$, $n_4 = 1$, или $n_2 = 6$, $n_3 = 0$, $n_4 = 2$ (т. е. типы 440, 521, 602).

Это объясняется тем, что используемые для синтеза структурные уравнения (например, уравнения Грюблера [1, с. 33]) описывают кинематические цепи рычажных механизмов только с простыми шарнирами.

Наряду с простыми шарнирами в рычажных механизмах широко применяются сложные шарниры [1], [10], [21]. *Сложный шарнир* (термин введен в работе [21, с. 60] представляет собой шарнирное соединение в одной точке нескольких звеньев путем их сборки (подвижной установки) на одной оси посредством вращательных кинематических пар. Пример сложного шарнира, соединяющего при сборке механизма на одной оси 5 звеньев, показан в работе [21, с. 59, рис. 1.24, *б*].

С другой стороны, в различных отраслях машиностроения известны плоские рычажные механизмы, структурные схемы которых содержат сложные шарниры и не вписываются в указанные выше типы структур, например:

а) восьмизвенный механизм инверсора Поселье-Липкина [21, с. 59, рис. 1.25] – содержит 4 двойных шарнира ($n_2 = 8$, $n_3 = 0$, $n_4 = 0$, т. е. тип структуры будет 800);

б) десятизвенный механизм привода крючковых игл основовязальной трикотажной машины [1, с. 25, рис. 1.14] – содержит 3 двойных шарнира ($n_2 = 8$, $n_3 = 1$, $n_4 = 1$, $n_5 = 0$, т. е. тип структуры будет 8110).

Покажем, что применение в механизмах сложных шарниров приводит к расширению диапазона типов структур без избыточных связей (при этом на примере плоских шестизвенных рычажных механизмов будет показано возникновение новых эффектов за счет применения сложных, а именно, двойных шарниров).

Постановка задачи и предлагаемый путь ее решения

Рассмотрим задачу определения возможных типов структуры плоских рычажных механизмов без избыточных связей, содержащих сложные шарниры.

Предлагаемый путь решения задачи заключается в составлении структурной математической модели механизмов и определение из нее расчетным путем всех наборов многопарных звеньев (линейных, треугольных, четырехугольных, пятиугольных и т. д.) для образования из них кинематических цепей механизмов, содержащих как простые, так и сложные шарниры.

Применим для этого следующие новые понятия и аналитические структурные зависимости [5], [6], [7]:

1. Для количественной характеристики сложности и особенностей строения механизмов используем понятие “*уровень сложности кинематической цепи* (Y)”, представляющий собой разность между общим числом связей (p+g+d) и общим числом звеньев ($\tilde{n}$) цепи:

$$Y = (p+g+d) - \tilde{n}, \tag{1}$$

где p – общее число кинематических пар разной подвижности $H = 1,\dots,5$ ($p = \sum p_H = p_1 + p_2 + p_3 + p_4 + p_5$); g – число гибких связей; d – число динамических связей; $\tilde{n}$=(n+1) – общее число звеньев цепи; n – число подвижных звеньев механизма.

Задаваемый при структурном синтезе замкнутых цепей уровень сложности $Y \geq 0$ однозначно предопределяет как число изменяемых замкнутых контуров K ($K = Y + 1$), так и наиболее сложное звено синтезируемой цепи. Таким образом, простейшие механизмы характеризуются $Y = 0$ (нулевой уровень сложности) и будут одноконтурными ($K = 1$), а в более сложных структурах – увеличение уровня сложности (т. е. разности между числом связей и числом звеньев) приводит к соответствующему увеличению числа замкнутых контуров в синтезируемых механизмах.

Минимально возможное значение уровня сложности ($Y_{\min}$) достигается в *открытых* кинематических цепях (не содержащих замкнутых контуров), где $K = 0$, $Y = Y_{\min} = -1$.

2. В общем случае расчет числа *изменяемых независимых замкнутых контуров* класса h выполняется по формуле [6]:

$$K = \sum K_h = (p + g + d) - n = Y + 1\,. \tag{2}$$

В механизмах со связями в виде кинематических пар подвижности *H класс контура h* равен числу параметров свободного движения звеньев в этом контуре ($h \geq H + 1 = 2,\dots,6$). Например, клиновые механизмы с двухподвижными звеньями содержат замкнутые контуры 2-го класса ($h = 2$), а пространственные механизмы с шестиподвижными звеньями содержат замкнутые контуры 6-го класса ($h = 6$).

Такая классификация замкнутых контуров позволяет, с одной стороны, по одинаковой величине h объединить (обобщить) плоские рычажные и пространственные сферические механизмы ($h = 3$), а с другой стороны, все множество многоконтурных механизмов ($K > 1$) разделить на *однородные* (содержат все контуры одного класса h) и *неоднородные* (представляют набор взаимосвязанных контуров разного класса, например, $h = 2$ и $h = 3$).

В работах [6] и [7] показано, что существующие структурные формулы расчета W [4], [17] непригодны для описания строения неоднородных механизмов, и их можно заменить универсальной формулой расчета W вида [6]:

$$W = \sum_{H=1}^{5}(H \cdot p_H) - \sum_{h=1}^{6}(h \cdot K_h)\,. \tag{3}$$

3. Для приведения сложных шарниров к уже имеющимся в кинематической цепи простым шарнирам вводится понятие: *приведенное число сложных шарниров* (v) – это число вращательных кинематических пар, добавляемых в данную цепь сложными шарнирами, рассчитываемое по формуле [7]:

$$v = v_2 + 2v_3 + 3v_4 + \ldots \le 2Y, \tag{4}$$

где v_2, v_3, … – число двойных, тройных и т. д. сложных шарниров, соответственно соединяющих на одной оси 3 звена (v_2), 4 звена (v_3) и т. д.

Согласно выражению (4) величина v имеет четкий предел $v_{\max} = 2Y$ для установления всех возможных комбинаций простых и сложных шарниров в различных структурах многозвенных механизмов заданного уровня сложности Y. Например, при $Y = 1$ (и, соответственно, $K = Y + 1 = 1 + 1 = 2$) величина $v_2 \le v_{\max} = 2Y = 2$ указывает, что двухконтурные механизмы могут содержать только один ($v_2 = 1$) или два ($v_2 = 2$) сложных двойных шарнира.

4. Полагая, что каждому звену замкнутой кинематической цепи формально принадлежит ½ его связи с другим звеном, в любых структурах механизмов заданного уровня сложности будет выполняться следующая *конечная взаимосвязь* между общим числом связей (кинематических пар) и общим числом различных многопарных звеньев:

$$(p + g + d) = 0{,}5\,[n_1 + 2n_2 + 3n_3 + \ldots + (Y + 2)\cdot n_{Y+2} + v]\,; \tag{5}$$

$$\tilde{n} = n_1 + n_2 + n_3 + \ldots + n_{Y+2}. \tag{6}$$

5. Для формализованного представления строения синтезируемой кинематической цепи – в виде набора чисел (кода), отображающих количество двух -, трех -, … и т. д. многосвязных (многопарных) звеньев и соединяющих их простых (случай $v = 0$) и сложных (случай $v \ne 0$) шарниров вводится кодирование кинематических цепей механизмов без избыточных связей. Предлагаемая в [5], [7] запись *кода замкнутой цепи* в виде дроби:

$$\frac{n_{2,}n_{3,}n_4, n_5, n_6, \ldots}{v} \tag{7}$$

содержит следующую информацию:

а) количество цифр в числителе кода указывает число независимых замкнутых контуров цепи, а сумма этих цифр указывает общее число звеньев механизма $\tilde{n}$;

б) числитель дроби указывает требуемое (для построения механизмов без избыточных связей) количество звеньев с определенным числом связей (кинематических пар), а знаменатель дроби с учетом выражения (4) указывает, какие шарниры нужны для их соединения;

в) схемы, у которых код (т.е. набор $n_2, n_3, n_4, \ldots, v$) совпадает, относятся к *одному типу структуры* механизмов.

На основании приведенных зависимостей (1) – (6) можно составить следующую структурную математическую модель плоских механизмов различного уровня сложности ($Y = 0$, $Y = 1$, $Y = 2$, …), содержащих как простые, так и сложные шарниры:

$$\left.\begin{aligned} p_1 &= \frac{1}{2}[2n_2 + 3n_3 + \ldots + (Y+2)\cdot n_{Y+2} + v],\\ \tilde{n} &= n_1 + n_2 + n_3 + \ldots + n_{Y+2},\\ v &= v_2 + 2v_3 + 3v_4 + \ldots \le 2Y,\\ p_1 - \tilde{n} &= Y,\\ W &= \sum_{H=1}^{2}(H \cdot p_H) - \sum_{h=2}^{3}(h \cdot K_h)\,. \end{aligned}\right\} \tag{8}$$

Математическая модель (8) представляет собой совокупность (систему) алгебраических уравнений, содержащих структурные параметры, характеризующие строение плоских механизмов, и предназначенных для расчета различных многопарных звеньев и числа звеньев и числа кинематических пар (простых и сложных шарниров), необходимых для образования (составления) из них кинематических цепей механизмов без избыточных связей. Уравнения (8) описывают различные плоские рычажные механизмы, как однородные с замкнутыми контурами одного класса (например, клиновые (h = 2) или шарнирные (h = 3) механизмы), так и неоднородные с замкнутыми контурами разных классов (например, комбинированные рычажно-клиновые механизмы [6, с. 5, рис. 1] с контурами h = 2 и h = 3).

Математическая модель (8) может быть использована для решения задачи структурного синтеза плоских механизмов без избыточных связей по заданным входным параметрам, включающим допускаемый уровень сложности синтезируемой кинематической цепи (Y), подвижность звеньев в каждом из замкнутых контуров (h), подвижность кинематических пар (H) и требуемое число степеней свободы синтезируемых механизмов (W).

Задавая в математической модели (8) различный уровень сложности синтезируемых замкнутых кинематических цепей ($Y = 0$, $Y = 1$, $Y = 2,\ldots$), получаем:

а) при $Y = 0$ – нулевое решение (одноконтурные цепи нулевого уровня сложности $K = Y + 1 = 1$ с наиболее сложным по числу связей звеном в пределах $i = Y + 2 = 2$);

б) при $Y = 1$ – первое решение (двухконтурные цепи первого уровня сложности $K = Y + 1 = 2$, $i = Y + 2 = 3$); и т.д. до максимально допускаемого числа замкнутых контуров проектируемого механизма.

Решая систему уравнений (8), можно сформулировать следующие теоремы о структуре плоских кинематических цепей:

Теорема 1. *Кинематические цепи без избыточных связей должны содержать не более $K_{\max}$ независимых замкнутых контуров класса h, рассчитываемых по формуле:*

$$K_{\max} = \frac{1}{h}\left[\sum_{H=1}^{2}(H \cdot p_H) - W\right]. \tag{9}$$

Следствие. Выполнение цепи с увеличенным числом замкнутых контуров $K > K_{\max}$ приводит к ее сборке с натягами и возникновению в ней избыточных связей, число которых q_1 равно:

$$q_1 = h\left(K - K_{\max}\right). \tag{10}$$

Теорема 2. *Кинематические цепи без избыточных связей должны содержать не менее $n_{2\min}$ двухсвязных (линейных) звеньев, рассчитываемых по формуле:*

$$n_{2\min} = 3 + W + \nu + \sum_{h=2}^{3} K_h \cdot (h-3) + (n_4 + 2n_5 + 3n_6 + \ldots) - \sum_{H=1}^{2}(H-1)\cdot p_H. \tag{11}$$

Следствие 1. Выполнение цепи с уменьшенным количеством двухсвязных (линейных) звеньев $n_2 < n_{2\min}$ приводит к возникновению в ней избыточных связей, число q_1 которых равно:

$$q_1 = n_{2\min} - n_2. \tag{12}$$

Следствие 2. Согласно (11) простейший ($K = p_1 - n = 1,\ \nu = 0$) плоский механизм без избыточных связей (W = 1, одноконтурный класса h = 2) должен быть трехзвенным, а простейший плоский одноконтурный механизм с замкнутым контуром 3-го класса, не содержащий сложных шарниров ($K = p_1 - n = 1,\ \nu = 0$, W = 1, h = 3), должен быть четырехзвенным.

На основании как универсальной структурной формулы W [6] в математической модели (8), так и из совместного рассмотрения вышеуказанных первой и второй теорем о структурном синтезе, можно сформулировать следующий принцип структурного синтеза (правило проектирования) замкнутых кинематических цепей без избыточных связей (цепи любого типа – плоские и пространственные, однородные и неоднородные).

Принцип структурного синтеза кинематических цепей без избыточных связей. В кинематической цепи без избыточных связей суммарная подвижность кинематических пар и, соответственно, подвижность каждого из звеньев, образующих замкнутый контур класса h, в каждом из независимых контуров цепи должна быть равна величине h (данное правило проектирования легко проверить на примерах любых групп Ассура – как однозвенных с кинематическими парами разной подвижности, так и многозвенных с одноподвижными парами; как плоских, например $h = 3$, так и пространственных, например $h = 6$).

Структурный синтез плоских механизмов выполняется в следующем порядке:

1. Для заданного уровня сложности кинематической цепи ($Y = 0$, $Y = 1$, …) по уравнениям (8) рассчитывается необходимое количество звеньев – двупарных (n_2), трехпарных (n_3) … и т. д. (до n_{Y+2}).

2. Из полученного набора линейных (n_2), треугольных (n_3) и т. д. многопарных звеньев с учетом применения простых (случай $\nu = 0$) или сложных (случай $\nu \neq 0$) шарниров составляются замкнутые кинематические цепи для образования из них механизмов с заданным W (рис. 1, рис. 2).

Отметим, что с учетом применения сложных шарниров решение задачи структурного синтеза кинематических цепей является неоднозначным:

1) Например, при исходных данных $Y = 1$, $\nu = 0$, $W = 1$, $h = 3$, $H = 1$ решение системы (8) имеет вид:

$$n_2 = 4;\ n_3 = 2,$$

указывающий, что для сборки кинематической цепи (тип структуры 42) нужно применить набор звеньев, включающий в себя 4 линейных звена (двупарных) и 2 треугольных звена (трехпарных), и соединить их между собой простыми шарнирами. В результате этого образуются известные цепи Уатта и Стефенсона (см. рис. 1, *а*).

2) В случае применения сложных шарниров ($\nu \neq 0$) данная задача имеет другое решение:

$$n_2 = 5;\ n_3 = 1,\ \nu = \nu_2 = 1,$$

т. е. требуемый для сборки цепи с одним сложным двойным шарниром ($\nu_2 = 1$) исходный набор звеньев будет совершенно другим: 5 линейных звеньев (двупарных) и 1 треугольное звено (трехпарное). Собирая звенья в замкнутую цепь посредством простых и сложных шарниров, получаем кинематическую цепь (см. рис. 1, *б*), представляющую собой другой тип структуры (№ 51).

3) В случае применения наибольшего числа сложных шарниров $\nu_{2\max} = 2Y = 2 \cdot 1 = 2$ решение системы (8) будет другим:

$$n_2 = 6;\ n_3 = 0,\ \nu = \nu_2 = 2,$$

т. е. требуемый набор содержит 6 только линейных звеньев, после сборки которых получаем замкнутую кинематическую цепь (см. рис. 1, *в*), представляющую собой еще один тип структуры (№ 60).

На рис. 1, *г*; 1, *д*; 1,е приведены результаты образования из двухконтурных кинематических цепей (показанных на рис. 1, *а*; 1, *б*; 1, *в*) девяти возможных схем шестизвенных рычажных механизмов со сложными шарнирами.

В результате кинематического анализа синтезированных схем шестизвенных механизмов со сложными шарнирами (см. рис. 1) автором обнаружено существование в кривошипных механизмах (в дополнение к ранее установленным [12, с. 101]) другого типа парадоксальных сборок – не связанных с периодичностью угла поворота входного звена механизма (назовем их ”парадоксальными сборками II типа” и дадим им свое определение).

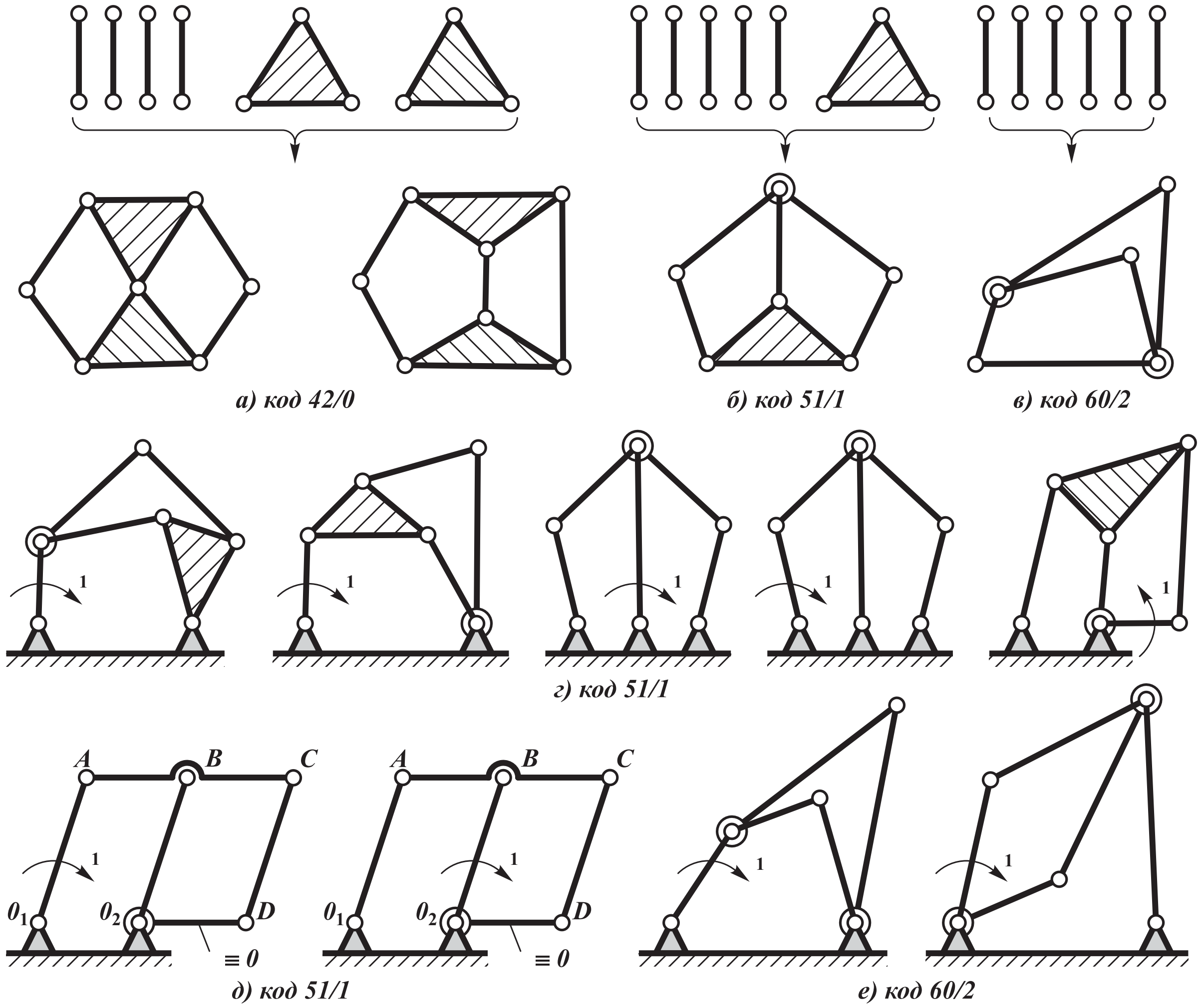

Рис.1. Примеры разных типов структуры в виде двухконтурных шестизвенных кинематических цепей Уатта и Стефенсона (а), цепей (б, в) и одноподвижных механизмов (г, д, е) с одним (б, г, д) и двумя (в, е) сложными шарнирами (д – парадоксальная кривошипная сборка II типа за счет параллельной установки AO_1, BO_2, СД)

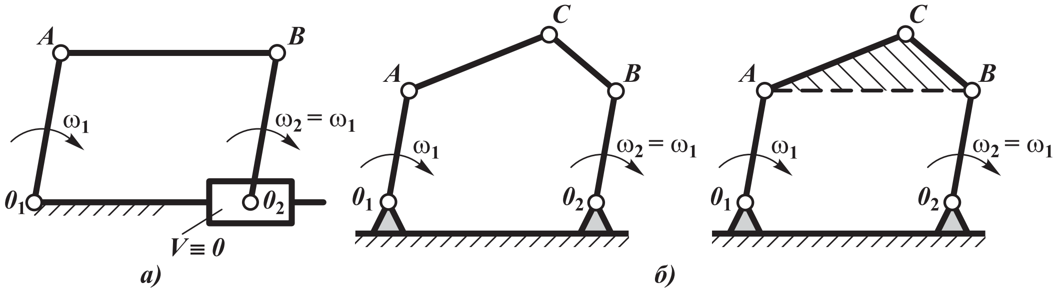

Рис.2. Примеры парадоксальных кривошипных сборок II типа в двухподвижных механизмах (монтаж BO_2 параллельно AO_1)

Парадоксальная кривошипная сборка II *типа* – сборка, существующая при любом положении входного звена, при которой одно из формально подвижных при монтаже звеньев механизма при его движении остается кинематически неподвижным (относительно стойки – см. рис. 1, *д* или другого звена – см. рис. 2) без приложения к нему тормозного момента (т.е. возникает своеобразный ”кинематический тормоз”).

Показанный на рис 1, *д* пример парадоксальной сборки II типа представляет собой новую схему: ”Рычажный механизм В.И. Пожбелко”(патент RU 2246056) – это двухконтурный шестизвенный сдвоенный параллелограммный механизм с одним сложным (совмещенным на стойке) двойным шарниром, в котором одна из формально подвижных при монтаже механизма сторон параллелограмма остается неподвижной относительно стойки ($\omega \equiv 0$) при неограниченном вращении входного звена ($\omega_1 \neq 0$).

Отличительный признак парадоксальных кривошипных сборок II типа - функция положения механизма тождественно равна нулю (график функции отсутствует) независимо от области существования сборки (при любом угле поворота кривошипа), т.е. кинематическая остановка выходного звена может продолжаться неограниченное время при непрерывном вращении приводного двигателя и входного звена механизма ($\omega_1 \neq 0$) без разрыва кинематической цепи.

В результате решения уравнений математической модели (8) в задаче структурного синтеза однородных плоских механизмов с трехподвижными многошарнирными звеньями (при исходных данных: W = 1, h = 3 = const, H = 1, $p = p_1$), получаем следующий полный перечень кодов кинематических цепей плоских рычажных одноподвижных механизмов (от четырех- до двенадцатизвенных) в зависимости от задаваемого (допускаемого) уровня их сложности [7]:

1) *Нулевой уровень сложности (Y* = 0) – существует только одна четырехзвенная одноконтурная кинематическая цепь (код 4/0).

2) *Первый уровень сложности (Y* = 0) – существует только 3 типа структуры шестизвенных двухконтурных цепей (коды 42/0; 51/1; 60/0), т.е. к указанным в работе [1, с. 34, рис. 1.23] цепям Уатта и Стефенсона с простыми шарнирами (код 42/0) следует добавить показанные на рис.1 еще 2 цепи с одним ($v = v_2 = 1$) и с двумя ($v = v_2 = 2$) двойными шарнирами (коды 51/1 и 60/2).

3) *Второй уровень сложности (Y* = 2*)* – существует только 9 типов структуры восьмизвенных трехконтурных цепей, из которых к рассматриваемым в работах [12, с. 21, табл. 1.2], [20, с. 16, табл. 1] 3-м типам структуры цепей только с простыми шарнирами (коды 440/0; 521/0; 602/0) следует добавить 6 типов структуры цепей с двойными шарнирами (коды 530/1; 611/1; 620/2; 701/2; 710/3; 800/4), что существенно расширит диапазон приведенных в работе [20] схем плоских механизмов и сделает его более полным.

4) *Третий уровень сложности (Y* = 3) – существует только 23 типа структуры десятизвенных четырехконтурных цепей, из которых существует только 7 типов структур с простыми шарнирами (коды 4600/0; 5410/0; 6220/0; 6301/0; 7030/0; 7111/0; 8002/0); а также 5 типов структур с одним двойным шарниром, т.е. $v_2 = 1$ (коды 5500/1; 6310/1; 7120/1; 7201/1; 8011/1); 4 типа структур с $v_2 = 2$ (коды 6400/2; 7210/2; 8020/2; 8101/2); 3 типа с $v_2 = 3$ (коды 7300/3; 8110/3; 9001/3); 2 типа структур с $v_2 = 4$ (коды 8200/4; 9010/4); один тип структуры с $v_2 = 5$ (код 9100/5) и один тип структуры с $v_2 = 6$ (код 10.000/6).

5) *Четвертый уровень сложности (Y* = 4) – существует только 53 типа структуры двенадцатизвенных пятиконтурных цепей, из которых 15 типов структуры с простыми шарнирами (коды 48000/0, 56100/0, 64200/0, 65010/0, 72300/0, 73110/0, 74001/0, 80400/0, 81210/0, 82020/0, 82101/0, 90120/0, 90201/0, 91011/0, 10.0002/0) и 38 типов структуры со сложными шарнирами: 11 типов структуры с одним двойным шарниром, т.е. $v_2 = 1$ (коды от 57000/1 до 10.0011/1); 9 типов структуры с двумя двойными шарнирами, т.е. $v_2 = 2$ (коды от 66000/2 до 10.0101/2); 6 типов структуры с $v_2 = 3$ (коды от 75000/3 до 10.1001/3); 5 типов структуры с $v_2 = 4$ (коды от 84000/4 до 11.0001/4); 3 типа структуры с $v_2 = 5$ (коды от 93000/5 до 11.0010/5);

2 типа структуры с v_2 = 6 (коды 10.2000/6 и 11.0100/6); 1 тип структуры с v_2 = 7(код 11.1000/7); 1 тип структуры с v_2 = 8 (код 12.0000/8). Полный перечень всех 38 типов структуры двенадцатизвенных цепей пятиконтурных механизмов со сложными шарнирами приведен в конце данной статьи (см. заключение).

Сводный перечень указанных выше расчетных кодов можно применить для решения следующих задач:

I. Идентификация различных структурных схем механизмов с точки зрения выявления (по несовпадению кода анализируемого механизма с требуемым табличным кодом) дефектов строения (приводящих к вредным избыточным связям) и определения путей их устранения.

1) Например, приведенный в работе [1, с. 25, рис. 1.14] десятизвенный механизм привода крючковых игл основовязальной машины содержит $n_2 = 8$, $n_3 = 1$, $n_4 = 1$, $n_5 = 0$, $v_2 = 3$, т.е. имеет код 8110/3, является четырехконтурным $K = 4$ (так как числитель кода содержит 4 цифры) и относится к структурам третьего уровня сложности ($Y = K - 1 = 3$). Такой код есть в рассмотренном выше сводном перечне кодов, следовательно, в плоской схеме данного механизма нет вредных избыточных связей ($q_1 = 0$) и по терминологии [11] он является рациональным.

2) Приведенный в работе [1, с.19, рис. 1.7] механизм двойного параллелограмма имеет строение цепи $n_2 = 3$, $n_3 = 2$, $v = 0$ (код 32/0). Такой код отсутствует в рассмотренном выше сводном перечне кодов двухконтурных цепей первого уровня сложности ($Y = 1$). Для устранения дефектов строения цепи (наличие избыточных связей $q_1 \neq 0$) нужно изменить структуру цепи согласно одного из трех кодов (42/0; 51/1; 60/2) [7, рис. 2].

3) Рассчитанный математически [12, с. 20, табл. 1.1] один из 8 типов структуры десятизвенной кинематической цепи с простыми шарнирами (а именно: $n_2 = 7$, $n_3 = 1$, $n_4 = 2$, $n_5 = 0$, $v = 0$) отсутствует в сводном перечне указанных выше 7 вариантов кодов четырехконтурных цепей третьего уровня сложности [7], и поэтому механизм с кодом 7120/0 на практике неосуществим.

Это можно доказать более простым и наглядным способом – так как каждая связь (в данном случае это простой шарнир) соединяет два звена, то удвоенное число связей (шарниров) на всех по отдельности рассматриваемых звеньях в любой цепи должно быть *четным.* Указанное *правило четности*: $2(p + g + d)$ = четное число – в данной цепи с кодом 7120/0 не выполняется, так как удвоенное число кинематических пар равно нечетному числу: $2p = 2n_2 + 3n_3 + 4n_4 + 5n_5 = 2\cdot 7 + 3\cdot 1 + 4\cdot 2 = 25$.

II. Определение кодов и построение механизмов повышенной подвижности ($W > 1$), не содержащих избыточных связей. Для этого согласно указанной во второй теореме синтеза прямой зависимости между n_2 и W (11) достаточно просто увеличить число двухсвязных (двупарных) звеньев пропорционально увеличению W.

Например, используя код 6301/0 десятизвенного механизма третьего уровня сложности с $W_1 = 1$ (имеющего строение $n_2 = 6$, $n_3 = 3$, $n_4 = 0$, $n_5 = 1$, $v = 0$), можно легко рассчитать код механизма, например, с $W_2 = 3$. Для этого нужно соответственно увеличить n_2 до $n_2 = 6 + (W_2 - W_1) = 8$, т.е. искомый код цепи трехподвижного механизма должен быть 8301/0. На практике рассчитанному коду 8301/0 действительно соответствует двенадцатизвенный плоский механизм привода платин основовязальной машины с тремя степенями свободы, не содержащий избыточных связей в плоской схеме [1, с. 25, рис. 1.15].

Примечание

1. Аналогично без дополнительного решения системы структурных уравнений (8) можно рассчитывать код и построить структурную схему многоподвижного механизма с нечетным числом звеньев цепи. Например, используя рассчитанный [7] для двенадцатизвенных механизмов четвертого уровня сложности с $W = 1$ код 56100/0 ($n_2 = 5$, $n_3 = 6$, $n_4 = 1$, $n_5 = 0$, $n_6 = 0$, $v = 0$), можно согласно второй теореме синтеза за счет увеличения в выражении (11) на единицу числа двупарных звеньев (до $n_2 = 6$), рассчитать код нового механизма с $W = 2$

(это будет код 66100/0), и на основании его одноподвижный двенадцатизвенный механизм [17, с. 100, рис. 3.4] преобразовать в тринадцатизвенный двухподвижный механизм тоже без избыточных связей.

2. Аналогично без дополнительного решения системы структурных уравнений (8) можно составить код кинематической цепи механизма с парами увеличенной подвижности ($H > 1$). Например, задавая в зависимости второй теоремы (11) значения $H = 2$, $p_H = p_2 = 1$, т.е. заменяя в структуре цепи одну из пар на двухподвижную, из выражения (11) определяем: $n_2 = 3 + W - (H - 1) \cdot p_H = 3 + 1 - (2 - 1) \cdot p_2 = 3$, т. е. получаем структуру плоского трехзвенного одноконтурного механизма (кулачкового или зубчатого).

3. Так как при увеличении подвижности синтезируемого механизма W (что требует увеличения числа двупарных звеньев n_2) или при увеличении подвижности применяемых кинематических пар H (что приводит, наоборот, к уменьшению n_2) число цифр в коде синтезируемого механизма не изменяется, то можно утверждать, что число изменяемых замкнутых контуров K является органической характеристикой механизма, независящей от величины W и H.

Заключение

1. С учетом применения при структурном синтезе сложных шарниров установлено существование следующих типов структуры замкнутых кинематических цепей плоских рычажных одноподвижных механизмов без избыточных связей:

а) 1 тип структуры одноконтурных четырехзвенных механизмов с простыми шарнирами (*нулевой уровень сложности*);

б) 3 типа структуры одноконтурных шестизвенных механизмов – из них 2 дополнительных типа структуры со сложными шарнирами: 51 ($v_2 = 1$) и 60 ($v_2 = 2$) – первый уровень сложности;

в) 9 типов структуры трехконтурных восьмизвенных механизмов – из них 6 дополнительных типов структуры со сложными шарнирами: 530, 611 ($v_2 = 1$); 620, 701 ($v_2 = 2$); 710 ($v_2 = 3$); 800 ($v_2 = 4$) – *второй уровень сложности*;

г) 23 типа структуры четырехконтурных десятизвенных механизмов – из них 16 дополнительных типов структуры со сложными шарнирами: 5500, 6310, 7120, 7201, 8011 ($v_2 = 1$); 6400, 7210, 8020, 8101 ($v_2 = 2$); 7300, 8110, 9001 ($v_2 = 3$); 8200, 9010 ($v_2 = 4$); 9100 ($v_2 = 5$); 10.000 ($v_2 = 6$) – *третий уровень сложности*;

д) 53 типа структуры пятиконтурных двенадцатизвенных механизмов – из них 38 дополнительных типов структуры со сложными шарнирами: 57000, 65100, 73200, 74010, 81300, 82110, 83001, 90210, 91020, 91101, 10.0011 ($v_2 = 1$); 66000, 74100, 82200, 83010, 90300, 91110, 92001, 10.0020, 10.0101 ($v_2 = 2$); 75000, 83100, 91200, 92010, 10.0110, 10.1001 ($v_2 = 3$); 84000, 92100, 10.0200, 10.1010, 11.0001 ($v_2 = 4$); 93000, 10.1100, 11.0010 ($v_2 = 5$); 10.2000, 11.0100 ($v_2 = 6$); 11.1000 ($v_2 = 7$); 12.0000 ($v_2 = 8$) – *четвертый уровень сложности*.

2. Математическая запись (11) теоремы 2 о структуре кинематических цепей без избыточных связей, которой удовлетворяют все выше перечисленные типы структуры, может быть использована, как уравнение для проверки правильности строения кинематических цепей механизмов – с точки зрения отсутствия вредных избыточных связей (выполнение условия $q_1 = 0$) в их плоской структуре разного уровня сложности.

3. Установлено, что только на основе применения сложных шарниров в плоских шестизвенных рычажных механизмах ($W = 1$) удается реализовать парадоксальную кривошипную сборку, отличающуюся от обычных сборок нулевой функцией положения выходного

(формально подвижного) звена при любых значениях угла поворота начального звена механизма (т. е. с неограниченной областью существования).

4. В полноте рассмотренных выше и рассчитанных для каждого уровня сложности ($Y = 0$; $Y = 1$; $Y = 2$; $Y = 3$; $Y = 4$) наборов кодов разных типов структуры (вариантов строения) замкнутых кинематических цепей – можно убедиться путем безуспешных попыток обнаружения каких-либо противоречащих данным кодам структурных схем механизмов без избыточных связей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Механика машин: Учеб. пособие для втузов/**И.И. Вульфсон, М.Л. Ерихов, М.З. Коловский,** и др.; Под ред. Г.А. Смирнова. – М.: Высшая школа, 1996. – 511 с.
2. **Евграфов А.Н**. Расчет и проектирование механизмов и машин с помощью ЭВМ. – СПб.: Изд-во СПбГТУ, 1992. – 80 с.
3. .**Евграфов А.Н**, **Коловский М.З., Петров Г.Н.** Теория механизмов и машин: Учеб. пособие. – СПб: Изд-во СПб ГПУ, 2003. – 240 с.
4. Теория механизмов и механика машин: Учебник для втузов/ **К.В. Фролов, С.А. Попов, А.К. Мусатов,** и др.; Под ред. К.В. Фролова. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 664 с.
5. **Пожбелко В.И.** Теория структуры механических систем // Методы решения задач синтеза механизмов: Учеб. пособие. – Челябинск: ЧГТУ,1993. – С.19-56
6. **Пожбелко В.И**. Универсальная структурная формула и классификация механических систем любой структуры // Известия вузов. Машиностроение . – 2000. – №1–2. С. 3-10.
7. **Пожбелко В.И**. Структурный синтез и анализ механических систем произвольной структуры заданного уровня сложности //Известия вузов. Машиностроение. – 2000. – № 5–6. С. 13-25.
8. **Пожбелко В.И.** Универсальные формулы структурного анализа и синтеза механизмов с позиций «черного ящика» //Проблемы механики современных машин. Материалы второй межд. конф. (21–26 июня 2003 г.). Т. 1. – Улан-Удэ: Изд-во ВСГТУ, 2003. – С. 31-34.
9. **Пожбелко В.И.** Инерционно-импульсные приводы машин с динамическими связями. – М.: Машиностроение, 1989. – 136 с.
10. **Крайнев А.Ф.**Механика (искусство построения) машин. Фундаментальный словарь. – М.: Машиностроение, 2000. – 904 с.
11. **Решетов Л.Н.** Конструирование рациональных механизмов. – М.: Машиностроение, 1972. – 256 с.
12. **Пейсах Э.Е., Нестеров В.А.** Система проектирования плоских рычажных механизмов. – М.: Машиностроение,1988. – 232 с.
13. **Пейсах Э.Е.** О терминологии по теории механизмов и машин. // Теория механизмов и машин, 2004, №2(4). С.80-94.
14. **Пейсах Э.Е.** О структурном синтезе рычажных механизмов (Комментарии к статье Л.Т.Дворникова «Опыт структурного синтеза механизмов»// Теория механизмов и машин, 2004, №2(4). – Теория механизмов и машин, 2005, №1(5). С.77-80.
15. **Теория механизмов и машин.** Терминология. Буквенные обозначения величин. (Сборники терминов, выпуск 99). АН СССР. – М.: Наука, 1984. – 120 с.
16. **Попов С.А., Тимофеев Г.А.** Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин: Учеб. пособие для втузов / Под ред. К.В. Фролова. – М.: Высшая школа.,1999. –351с.
17. **Кожевников С.Н.** Основания структурного синтеза механизмов. – Киев: Наукова думка, 1979. – 232 с.
18. **Озол О.Г.** Теория механизмов и машин. – М.: Наука,1984. – 432 с.
19. **Смелягин А.И.** Структура, структурный анализ и синтез механизмов: Учебное пособие. – Новосибирск: НГТУ, 1997. – 107 с.

20. **Дворников Л. Т**. Опыт структурного синтеза механизма. // Теория механизмов и машин, 2004, №2(4). С. 3 – 17.

21. **Кожевников С.Н.** Теория механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1973.-592 с.