Таким образом, найдены реакции во всех кинематических парах четырехзвенной группы Ассура, применяемой для создания самоустанавливающегося трехсателлитного планетарного механизма.

Список литературы

1. Пат. №2419006. Самоустанавливающийся планетарный механизм / Дворников Л.Т., Дмитриев В.В., Андреева Я.А. – 2010108197; приоритет от 04.03.2010; опубл. 20.05.2011, Бюл. №14.

КИНЕМАТИКА ПЯТИЗВЕННОГО ПЛОСКОГО МЕХАНИЗМА С ПЕРЕКАТЫВАЮЩИМСЯ РЫЧАГОМ

Баклушин А.А., Максимова Е.Н.

Сибирский государственный индустриальный университет, e-mail: baklushin.ar@yandex.ru

В настоящей статье исследуется пятизвенный механизм с перекатывающимся рычагом, представленный на рис. 1, который состоит из кривошипа 1, шатуна 2, коромысла 3 и звена с высшей кинематической парой 4. При вращении кривошипа 1 выходное звено 4 (перекатывающийся рычаг) обкатывается по неподвижному звену 5 (опоре).

Решение задачи о положениях механизма будем производить графическим методом.

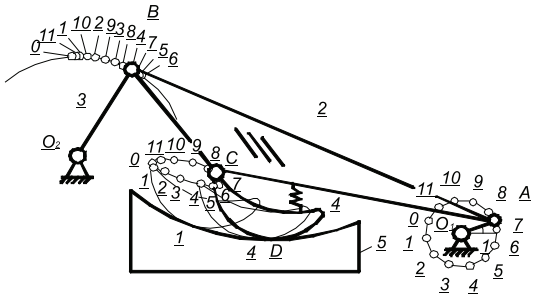

Рис. 1. Пятизвенный механизм с перекатывающимся рычагом

Положение ведущего звена, определяемое углом φ_2, и все размеры звеньев будем считать заданными. Для построения траектории движения точек звеньев зададим кривошипу 1 полный оборот против часовой стрелки и простроим 12 положений механизма. Радиусом, равным длине звена O_1A, проводим окружность β, представляющую собой траекторию точки *A*. Разбиваем окружность β на 12 равных частей и отмечаем положения 0,1,2,3… точки *A*. Для построения траектории движения точки *B* из O_2 проводим окружность γ радиусом O_2B, представляющую собой геометрическое место точек *B* для 0,1,2,3… положений ведущего звена 1. От каждого соответствующего положения точек *A* и *B* находим 12 положений точки *C*, последовательно соединив которые, получаем траекторию точки *C*. Для некоторых положений механизма приведены положения выходного звена 4. Чтобы обеспечить гарантированный контакт между перекатывающимся рычагом 4 и опорой 5, установлен упругий элемент [1, с. 141].

Определение скорости точек звеньев будем осуществлять графо-аналитическим методом. Вектор скорости $\overline{v_A}$ точки *A* известен. Векторные уравнения для скорости точки *B* имеют следующий вид: $\overline{v_B} = \overline{v_{O_2}} + \overline{v_{BO_2}}$; $\overline{v_B} = \overline{v_A} + \overline{v_{BA}}$. От полюса *p* (рис. 2) откладываем в произвольно выбранном масштабе вектор скорости $\overline{v_A}$, через точку a проведем прямую, перпендикулярную к направлению AB, как направление относительной скорости $\overline{v_{BA}}$.

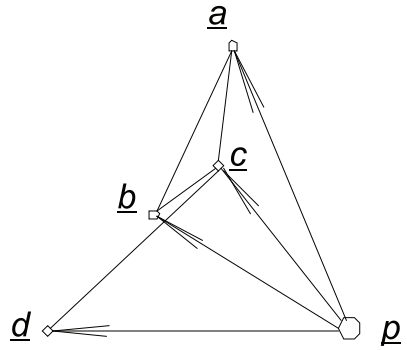

Рис. 2. Определение скорости точек звеньев механизма

Далее из полюса p проведем прямую, перпендикулярную к направлению O_2B, на пересечении ее с $\overline{v_{BA}}$ отметим точку в. Скорость $\overline{v_C}$ точки *C* определим, используя условие подобия фигур плана скоростей и плана механизма. Для определения вектора $\overline{v_D}$ скорости точки *D*, из полюса p проведем прямую, параллельную направлению касательной к опоре 5 в точке *D*. Проведя из точки c прямую, перпендикулярную к направлению *CD*, на пересечении ее с касательной в точке *D* найдем точку *d*. Таким образом можно найти скорости точек звеньев в любом из положений механизма [1, с.150].

Двигаясь из положения 0 в положение 6, перекатывающийся рычаг 4 в состоянии перемещать тело посредством сил трения между опорой 5 и звеном с высшей кинематической парой 4 (лента).

Список литературы

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов, изд. 2, Изд-во «Наука», М., 1967.

СОЗДАНИЕ СИММЕТРИЧНЫХ СТРОИТЕЛЬНЫХ ФЕРМ СЛОЖНОГО ТИПА

Беляева А.К.

Сибирский государственный индустриальный университет, Новокузнецк, e-mail: bak1989@mail.ru

При создании строительных ферм важным условием является симметричность относительно приложенных сил. В настоящем докладе излагается метод создания таких двухопорных ферм.

Начнем с простейшей пятистержневой фермы. Создать такую строительную ферму можно из шестизвенной группы Ассура, подвижность которой равняется нулю. Для этого, воспользуемся универсальной структурной системой, имеющей вид

$$\begin{cases} p_5 = \tau + (\tau - 1) n_{\tau-1} + \ldots + i n_i + \ldots + 2n_2 + n_1; \\ n = 1 + n_{\tau-1} + \ldots + n_i + \ldots + n_2 + n_1; \\ W = 3n - 2p_5, \end{cases} \quad (1)$$

где τ – количество кинематических пар базисного звена, n_i – звено, добавляющее *i* кинематических пар, *n* – число звеньев цепи, p_5 – число кинематических пар цепи.

Для шестизвенной группы *n*=6, p_5=9. Задавшись τ=3, получим

$$\begin{cases} p_5 = 3 + 2n_2 + n_1; \\ n = 1 + n_2 + n_1; \\ 3n - 2p_5 = 0. \end{cases} \quad (2)$$

Известно, что число ветвей любой плоской цепи

$$\gamma = p_5 - n = \delta + \alpha, \qquad (3)$$

где δ – число свободных выходов (δ=2), α – количество замкнутых изменяемых контуров.

Для шестизвенной группы Ассура из (2) и (3) при δ=2 имеем $n_2 = 1$, $n_1 = 4$, α = 2. Эта группа показана на рис. 1,а. Используя для нее метод связывания кинематических пар в узлы (по стрелкам, как это показано на рис. 1,а), получим пятистержневую ферму, представленную на рис. 1, б. Эта ферма симметрична и удовлетворяет условию статической определимости

$$S = 2K - 3,$$

где S – число стержней фермы, K – число узлов фермы, $S = n - 1$.

В ферме (рис.1,б) $S = 5$, $K = 4$, т.е. эта ферма является статически определимой.

Далее по аналогии создаем более сложные группы нулевой подвижности и связываем кинематические пары в узлы (рис. 2).

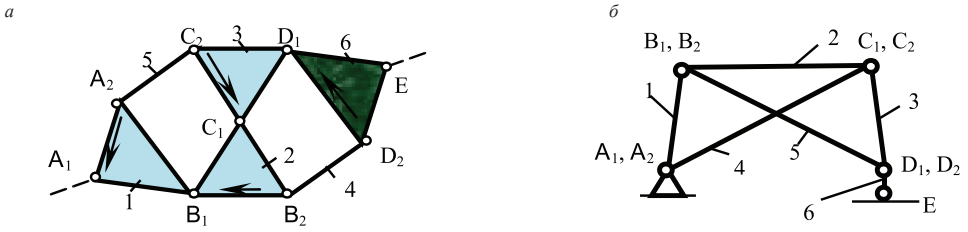

Рис. 1

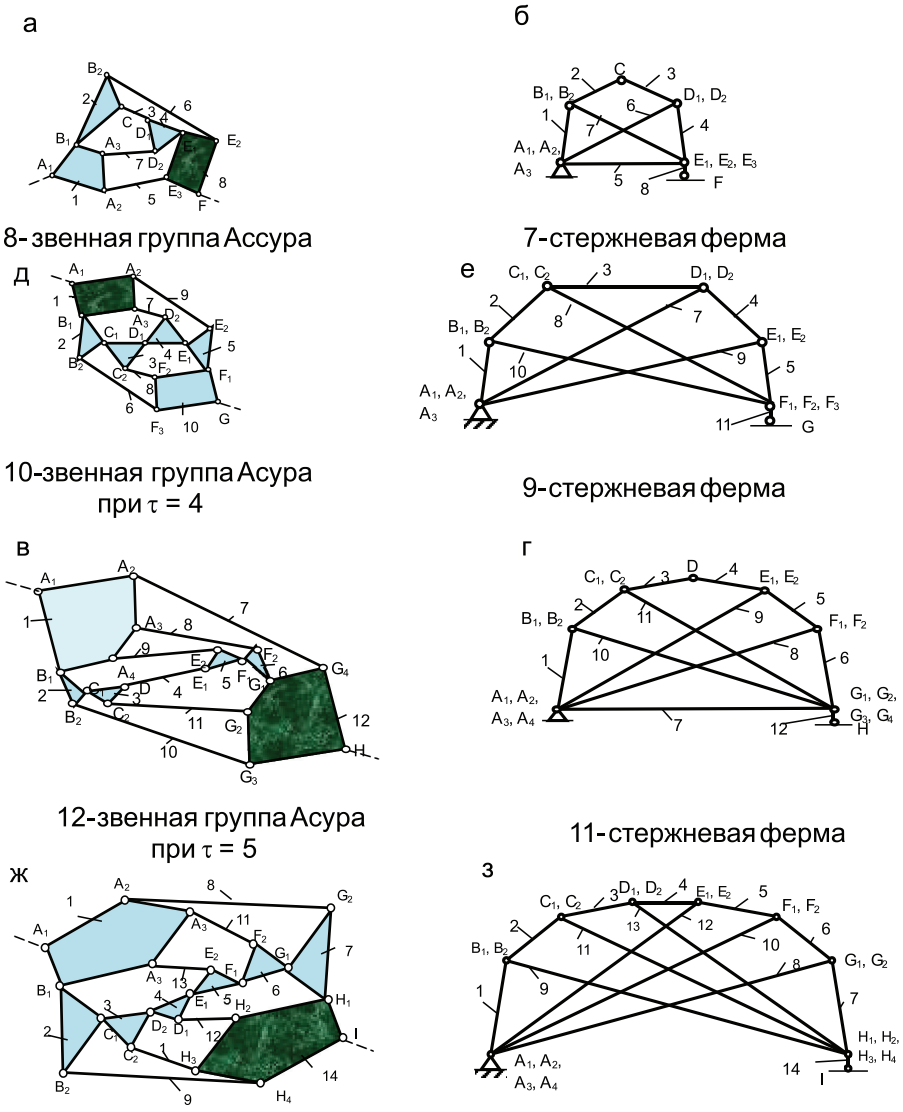

Рис. 2

Создавая группы нулевой подвижности путем связывания в них кинематических пар в узлы можно строить симметричные формы строительных ферм.

Список литературы

1. Беляева А.К. Пятистержневая ферма сложного типа // Успехи современного естествознания. М., 2011. – № 7. – С. 79.

ЗАДАЧА О КИНЕМАТИКЕ РОЛИКОВОГО КАНТОВАТЕЛЯ ПРОКАТНОГО СТАНА

Бородин В.Г., Тутынин А.В.

Сибирский государственный индустриальный университет, Новокузнецк, e-mail: alexv1667@rambler.ru

В работе [1] авторами был проведен кинематический анализ роликового кантователя прокатного стана для режима захвата заготовки. Обратимся к решению задачи о кинематике роликового кантователя прокатного стана в режиме кантовки заготовки (рис. 1, а), когда в качестве рабочего используется гидроцилиндр 1-2.

Зафиксируем поршень 2 в верхнем положении относительно гидроцилиндра 1 и, перемещая поршень 2 вниз на равные смещения, построим пять положений механизма (рис. 1, б).

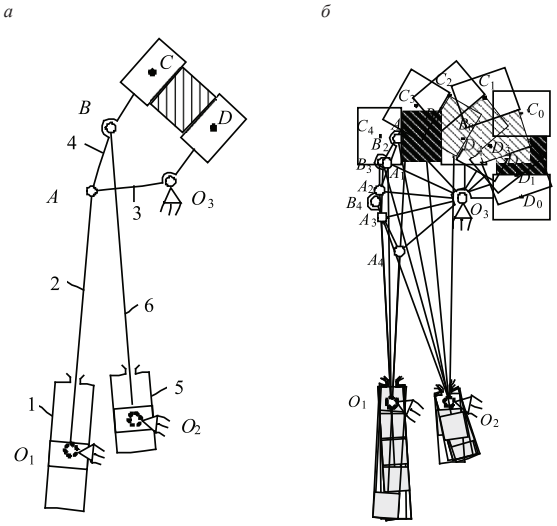

Рис. 1 Схема роликового кантователя прокатного стана (а) и построение положений механизма для режима кантовки заготовки (б)

Из анализа рис. 1,б видно, что гидроцилиндр 5-6 активно не участвуя в работе кантователя, совершает вынужденное поступательное движение поршня 6 относительно гидроцилиндра 5, а также вращательное движение гидроцилиндра 5 относительно стойки O_2.

Используя построенный план положений роликового кантователя, можно определить зависимость изменения углов φ_3 и φ_4 от перемещения *s* поршня гидроцилиндра 1-2 (таблица) и построить диаграмму положений механизма (рис. 2).

Таблица

Зависимость изменения углов φ_3 и φ_4 от перемещения s поршня гидроцилиндра 1-2

s, мм	0	95	190	285	380
φ_3, φ_4, °	0	20	40	60	90

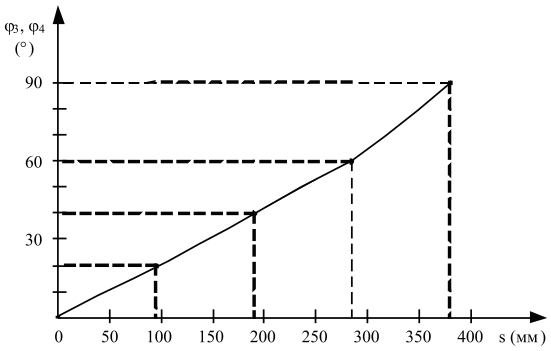

Рис. 2 Диаграмма положений роликового кантователя прокатного стана

На диаграмме видно, что зависимость изменения углов φ_3 и φ_4 от перемещения s поршня гидроцилиндра 1-2 носит линейный характер.

Список литературы

1. Бородин В.Г., Тутынин А.В. Решение задачи поворота заготовки с помощью роликового кантователя // Успехи современного естествознания. – М., 2012. – № 6. – С. 147-148.

ДИНАМИЧЕСКОЕ УРАВНОВЕШИВАНИЕ ТРЕХЪЯРУСНОГО ПОДШИПНИКОГО УЗЛА

Викторов Д.А.

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

В статье «Реализация плоского двухкривошипного четырехзвенника в виде подшипникого узла» [1] был описан трехъярусный подшипниковый узел, способный передавать вращательное движение между валами, геометрические оси которых имеют относительное осевое смещение. Этот узел Роспатентом признан изобретением [2].

Настоящий доклад посвящен совершенствованию трехъярусного подшипникого узла. Так как промежуточные кольца подшипника выполнены эксцентрическими, то во время его работы возможно возникновение инерционных сил, способных привести к разрушению узла.

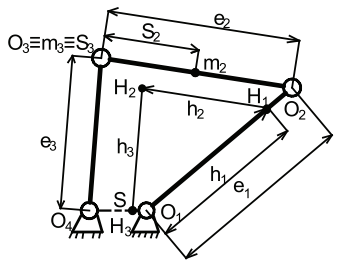

Рис. 1 Четырехзвенник, образованный эксцентриситетами колец трехъярусного подшипника

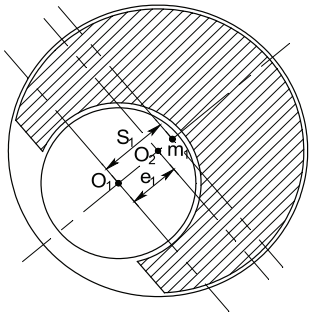

Рис. 2 К уравновешиванию центра масс кольца 1 шипника