

Для проверки работоспособности конструкции в системе T-Flex «Динамика» создана трехмерная модель кулачкового механизма и проведен её динамический анализ, по результатам которого построены графики зависимости перемещения S толкателя от угла поворота φ кулачка. В силу того, что новая конструкция кулачкового механизма содержит в своем

составе клеммовые соединения, позволяющие изменять геометрию промежуточного звена, становится возможным изменять закон движения толкателя. В качестве примера на рис. 3 показаны кулачковые механизмы с различной геометрией промежуточного звена и соответствующие графики перемещения толкателя.

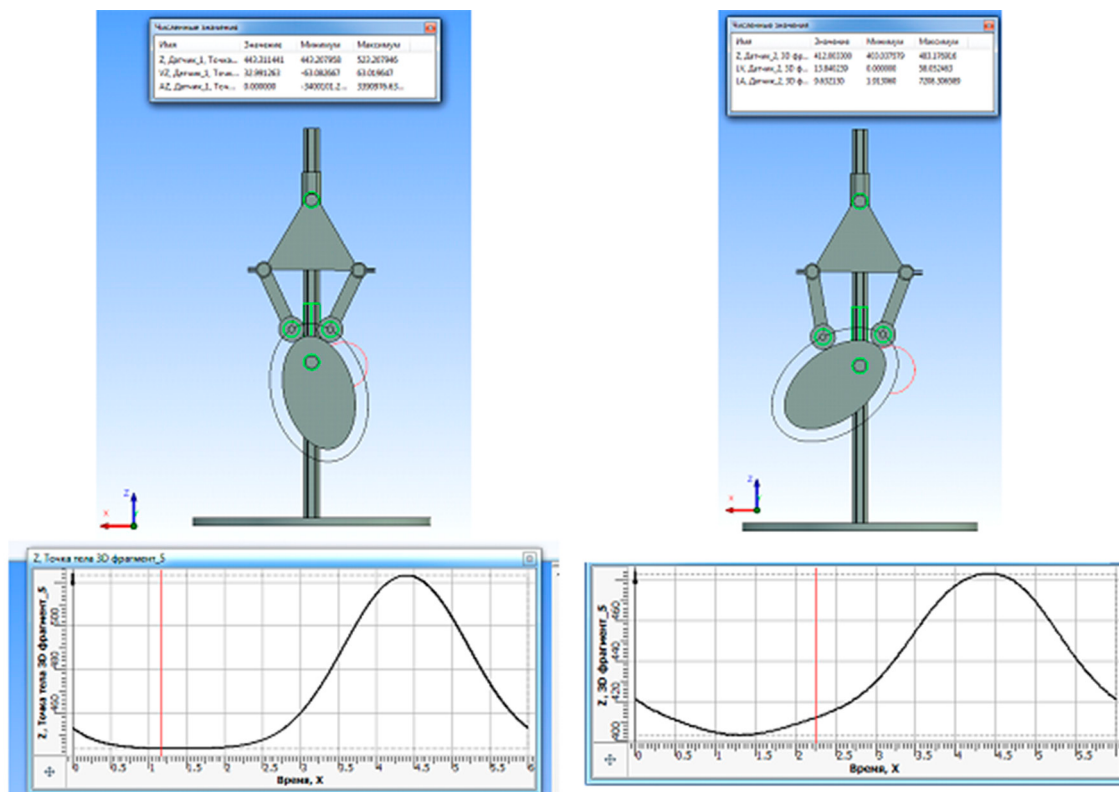


Рис. 3. Результаты анализа нового кулачкового механизма

Проведенный вычислительный эксперимент показал, что в таком механизме наличие клеммовых соединений позволяет достаточно простыми средствами изменять геометрию промежуточного звена, а, следовательно, осуществлять регулирование закона движения толкателя.

Список литературы

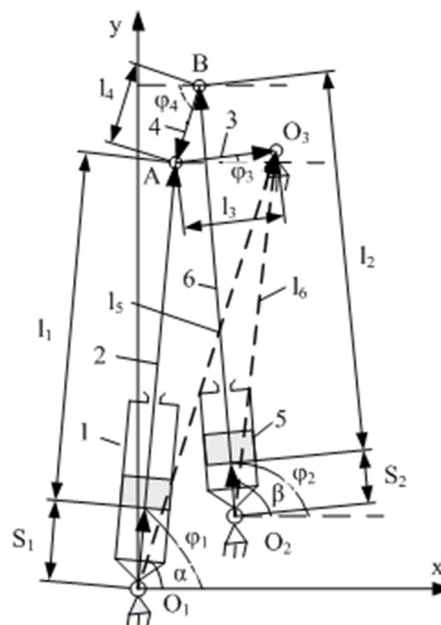
1. Пат. №2533369 РФ. Четырехзвенный кулачковый механизм с изменяемым промежуточным звеном / Дворников Л.Т., Ермолаева Н.Ю., Суджаян А.А. №2013109585; приоритет от 12.02.2013; опубл. 10.09.2014. Бюл. №.

КИНЕМАТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РОЛИКОВОГО КАНТОВАТЕЛЯ ПРОКАТНОГО СТАНА АНАЛИТИЧЕСКИМ МЕТОДОМ

Тутынин А.В.

Сибирский государственный индустриальный университет, Новокузнецк, Россия, alex_vtut@mail.ru

В работе [1] автором был проведен кинематический анализ роликового кантователя прокатного стана для всех режимов работы кантователя с применением графо-аналитического метода. Обратимся к кинематическому исследованию роликового кантователя аналитическим методом с применением способа замкнутых векторных контуров. Анализ проведем для режима поворота рычагов. Построим векторные контуры и запишем векторные уравнения для контуров $O_1AO_3O_1$ и $O_2BAO_3O_2$ (рисунок).



Векторные контуры для режима поворота рычагов

$$(\bar{S}_1 + \bar{l}_1) + \bar{l}_3 = \bar{l}_5. \quad (1)$$

$$(\bar{S}_2 + \bar{l}_2) + \bar{l}_3 + \bar{l}_4 = \bar{l}_6. \quad (2)$$

Спроецируем вектора контура $O_1AO_3O_1$ из уравнения 1 на оси координат

$$\begin{cases} (S_1 + l_1) \cdot \cos \varphi_1 + l_3 \cdot \cos \varphi_3 = l_5 \cdot \cos \alpha, \\ (S_1 + l_1) \cdot \sin \varphi_1 + l_3 \cdot \sin \varphi_3 = l_5 \cdot \sin \alpha. \end{cases} \quad (3)$$

Из системы уравнений (3) можно определить φ_1 и φ_3 как функции времени.

Найдем зависимость $\varphi_3(t)$. Разделим переменные и возведем в квадрат.

$$\begin{cases} ((S_1 + l_1) \cdot \cos \varphi_1)^2 = (l_5 \cdot \cos \alpha - l_3 \cdot \cos \varphi_3)^2, \\ ((S_1 + l_1) \cdot \sin \varphi_1)^2 = (l_5 \cdot \sin \alpha - l_3 \cdot \sin \varphi_3)^2. \end{cases} \quad (4)$$

Упростим и сложим левые и правые части уравнений системы

$$(S_1 + l_1)^2 \cdot (\cos^2 \varphi_1 + \sin^2 \varphi_1) = l_5^2 \cdot (\cos^2 \alpha + \sin^2 \alpha) + l_3^2 \cdot (\cos^2 \varphi_3 + \sin^2 \varphi_3) - 2 \cdot l_5 \cdot l_3 \cdot (\cos \alpha \cdot \cos \varphi_3 + \sin \alpha \cdot \sin \varphi_3)$$

Используя тригонометрические формулы

$$\begin{aligned} \cos^2 \varphi_1 + \sin^2 \varphi_1 &= 1, \quad \cos^2 \varphi_3 + \sin^2 \varphi_3 = 1, \\ \cos^2 \alpha + \sin^2 \alpha &= 1, \quad \cos \alpha \cdot \cos \varphi_3 + \sin \alpha \cdot \sin \varphi_3 = \cos(\alpha - \varphi_3), \end{aligned}$$

получим

$$(S_1 + l_1)^2 = l_5^2 + l_3^2 - 2 \cdot l_5 \cdot l_3 \cdot \cos(\alpha - \varphi_3).$$

Откуда

$$\cos(\alpha - \varphi_3) = \frac{l_5^2 + l_3^2 - (S_1 + l_1)^2}{2 \cdot l_5 \cdot l_3}. \quad (5)$$

Учитывая, что $S_1 = V_1 \cdot t$, получим

$$\varphi_3 = \alpha - \arccos\left(\frac{l_5^2 + l_3^2 - (V_1 \cdot t + l_1)^2}{2 \cdot l_5 \cdot l_3}\right). \quad (6)$$

Проведя аналогичные преобразования, можно найти зависимость $\varphi_1(t)$:

$$\varphi_1 = \alpha - \arccos\left(\frac{V_1 \cdot t + l_1}{2 \cdot l_5} + \frac{l_5^2 - l_3^2}{2 \cdot l_5 \cdot (V_1 \cdot t + l_1)}\right) \quad (7)$$

Дифференцируя уравнения 6 и 7 по времени, можно найти угловые скорости и ускорения звеньев 1, 2 и 3.

Проецируя вектора контура $O_2BAO_3O_2$ из уравнения 2, таким же образом можно найти зависимости $\varphi_2(t)$ и $\varphi_4(t)$.

Список литературы

1. Тутынин А.В., Дворников Л.Т. Кинематическое исследование механизма роликового кантователя графо-аналитическим методом // Машиностроение: материалы XXI региональной научно-практической конференции по проблемам механики и машиностроения. Новокузнецк: Издательский центр СибГИУ, 2011. № 21. С. 61-73.

О ВОЗМОЖНОСТИ СИНТЕЗА ПРОСТЕЙШИХ ШАРНИРНЫХ МЕХАНИЗМОВ РАЗЛИЧНЫХ СЕМЕЙСТВ

Фомин А.С., Маракулина М.М.

Сибирский государственный индустриальный университет, Новокузнецк, Российская Федерация, alexey-nvk@mail.ru

В соответствии с числом общих наложенных на механизм условий связи (m), впервые введенным

Артоболовским И.И., все механизмы делятся на пять семейств [1]. Параметр m может принимать исключительно целые положительные значения от 0 до 4. При введении m для каждого из семейств в универсальную структурную формулу подвижности Добровольского В.В. [2], записанную в виде

$$W_m = (6 - m)n - \sum_{k=5}^{k=m+1} (k - m)p_k \quad (1)$$

получим аналитические зависимости, описывающие структуру механизмов всех пяти семейств. Приведем ниже эти зависимости для нулевого ($m=0$), первого ($m=1$), второго ($m=2$), третьего ($m=3$) и четвертого ($m=4$) семейств

$$W_0 = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1, \quad (2)$$

$$W_1 = 5n - 4p_5 - 3p_4 - 2p_3 - p_2, \quad (3)$$

$$W_2 = 4n - 3p_5 - 2p_4 - p_3, \quad (4)$$

$$W_3 = 3n - 2p_5 - p_4, \quad (5)$$

$$W_4 = 2n - p_5 \quad (6)$$

в которых n – числа подвижных звеньев механизмов, а p_5, p_4, p_3, p_2 и p_1 – числа кинематических пар пятого, четвертого, третьего, второго и первого классов.

Обратимся к задаче синтеза кинематических схем простейших шарнирных механизмов всех семейств. Отметим, что в четвертом семействе невозможно создание шарнирных механизмов. Это связано с тем, что звенья таких механизмов имеют только два относительных движения в трехмерном декартовом пространстве (рис. 1).

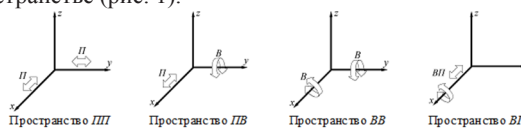


Рис. 1. Трехмерные декартовы пространства, в которых работают механизмы четвертого семейства

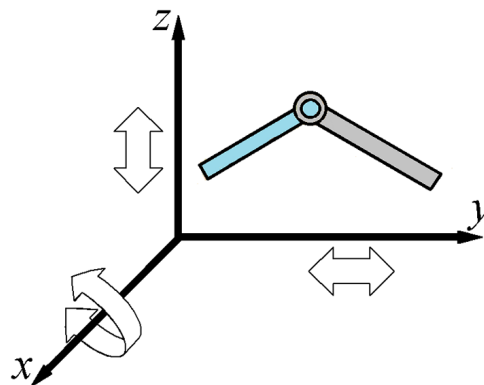


Рис. 2. Относительные движения звеньев, соединенных шарниром

Для звеньев, соединенных шарниром требуется три относительных движения в пространстве, среди которых два смещения вдоль двух осей в плоскости и один поворот в этой же плоскости (рис. 2).

Таким образом, шарнирные механизмы могут быть созданы во всех семействах кроме четвертого.

Для определения структур простейших шарнирных механизмов нулевого, первого, второго и третьего семейств обратимся к поиску параметров чисел звеньев и пар простейших групп нулевой подвижности (ГНП) указанных семейств. Для этого преобразуем формулы подвижности (2)-(5) с учетом использова-