

КИНЕТОСТАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПЛОСКИХ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ ТКАЦКОГО СТАНКА СТБ С УЧЕТОМ ИЗБЫТОЧНЫХ СВЯЗЕЙ

С.Ж.Абдрашев, Д.С.Мырзалиев
ЮКГУ им.М.Ауезова, г.Шымкент

Рассмотрим кинетостатический анализ шарнирного четырехзвенника станка СТБ, показанного на рисунке 1, с учетом конструктивных избыточных связей.

Запишем уравнения кинематики в трехмерной системе:

$$\begin{cases} \Delta x_0 + l_1 \cos \varphi_1 + \Delta x_{A'} + \Delta x_A + l_2 \cos \varphi_2 + \Delta x_B + \Delta x_{B'} + l_3 \cos \varphi_3 + \\ + \Delta x_{C'} = x_C; \\ \Delta y_0 + l_1 \sin \varphi_1 + \Delta y_{A'} + \Delta y_A + l_2 \sin \varphi_2 + \Delta y_B + \Delta y_{B'} + l_3 \sin \varphi_3 + \\ + \Delta y_{C'} = y_C; \\ e_0 + \Delta z_0 + \Delta z_{A'} + e_A + \Delta z_A + \Delta z_B + e_B + \Delta z_{B'} + \Delta z_{C'} + z_C = z_C, \end{cases} \quad (1)$$

где

$\Delta x_p, \Delta y_p, \Delta z_p$ ($p = O, A', A, B, B', C'$) - отклонения узловых точек кинематической цепи рассматриваемого механизма;

l_1, l_2, l_3 - линейные длины звеньев механизма;

e_0, e_A, e_B, e_C - длины осей кинематических пар.

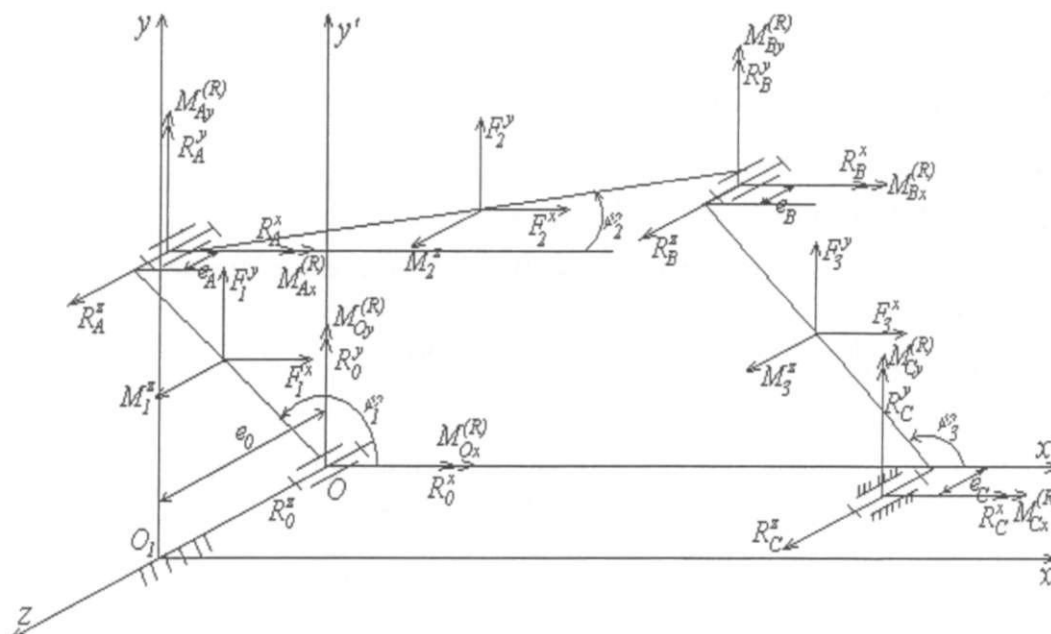


Рисунок 1 – Плоский четырехзвенный механизм

Составляем уравнения равновесия для каждого звена.

Уравнения равновесия звена 3:

$$\begin{cases} R_C^x + F_3^x + R_B^x = 0; \\ R_C^y + F_3^y + R_B^y = 0; \\ R_B^z + R_C^z = 0; \end{cases} \quad (2)$$

$$\begin{cases} M_{Bx}^{(R)} + R_B^z l_3 \sin \varphi_3 - R_B^y (e_C + e_B) + F_3^x e_C + M_{Cx}^{(R)} = 0; \\ M_{By}^{(R)} + R_B^x (e_C + e_B) - R_B^z l_3 \cos \varphi_3 - F_3^y e_C + M_{Cy}^{(R)} = 0; \\ R_B^y l_3 \cos \varphi_3 - R_B^x l_3 \sin \varphi_3 + F_3^x \frac{l_3}{2} \sin \varphi_3 - F_3^y \frac{l_3}{2} \cos \varphi_3 + M_3^z = 0. \end{cases} \quad (3)$$

Уравнения равновесия сил звена 2:

$$\begin{cases} R_A^x - R_B^x + F_2^x = 0, \\ R_A^y - R_B^y + F_2^y = 0, \\ R_A^z - R_B^z = 0, \end{cases} \quad (4)$$

$$\begin{cases} M_{Ax}^{(R)} - R_B^z l_2 \sin \varphi_2 - M_{Bx}^{(R)} = 0, \\ M_{Ay}^{(R)} + R_B^z l_2 \cos \varphi_2 - M_{By}^{(R)} = 0, \\ (R_B^x l_2 \sin \varphi_2 - R_B^y l_2 \cos \varphi_2) + F_2^y \frac{l_2}{2} \cos \varphi_2 - F_2^x \frac{l_2}{2} \sin \varphi_2 + M_2^z = 0. \end{cases} \quad (5)$$

Уравнения равновесия звена 1:

$$\begin{cases} R_0^x - R_A^x + F_1^x = 0, \\ R_0^y - R_A^y + F_1^y = 0, \\ R_0^z - R_A^z = 0. \end{cases} \quad (6)$$

$$\begin{cases} M_{0x}^{(R)} - R_A^z l_1 \sin \varphi_1 + R_A^y e_0 - M_{Ax}^{(R)} = 0, \\ M_{0y}^{(R)} - R_A^x e_A + R_A^z l_1 \cos \varphi_1 - M_{Cy}^{(R)} = 0, \\ -R_A^y l_1 \cos \varphi_1 + R_A^x l_1 \sin \varphi_1 + F_1^x \frac{l_1}{2} \sin \varphi_1 - F_1^y \frac{l_1}{2} \cos \varphi_1 - M_1^z + Q = 0. \end{cases} \quad (7)$$

Решение второй группы системы уравнения (2) – (7) относительно переменных реакций запишутся

$$R_B^x = \frac{1}{l_2 l_3 \sin(\varphi_2 - \varphi_3)} [-l_2 \cos \varphi_2 (-F_3^x \frac{l_3}{2} \sin \varphi_3 + F_3^y \frac{l_3}{2} \cos \varphi_3 - M_3^z) + l_3 \cos \varphi_3 (F_2^x \frac{l_2}{2} \sin \varphi_2 - F_2^y \frac{l_2}{2} \cos \varphi_2 - M_2^z)], \quad (8)$$

$$R_B^y = \frac{1}{l_2 l_3 \sin(\varphi_2 - \varphi_3)} [-l_3 \sin \varphi_3 (-F_2^x \frac{l_2}{2} \sin \varphi_2 - F_2^y \frac{l_2}{2} \cos \varphi_2 - M_2^z) - l_2 \cos \varphi_2 (-F_3^x \frac{l_3}{2} \sin \varphi_3 + F_3^y \frac{l_3}{2} \cos \varphi_3 - M_3^z)], \quad (9)$$

$$R_C^x = -F_3^x - R_B^x, \quad R_C^y = -F_3^y - R_B^y, \quad (10)$$

$$R_A^x = R_B^x - F_2^x, \quad R_A^y = R_B^y - F_2^y, \quad (11)$$

$$R_0^x = R_A^x - F_1^x, \quad R_0^y = R_A^y - F_1^y. \quad (12)$$

Уравновешивающая движущая сила механизма будет равна

$$Q = R_A^y l_1 \cos \varphi_1 - R_A^x l_1 \sin \varphi_1 - F_1^x \frac{l_1}{2} \sin \varphi_1 + F_1^y \frac{l_1}{2} \cos \varphi_1 - M_1^z. \quad (13)$$

Напишем оставшиеся уравнения равновесия звеньев с учетом (1) в виде уравнения равновесия в проекциях и уравнения равновесия в моментах сил, решения которых запишутся в виде:

$$K_1 = \frac{b_1}{a_{13}} \Rightarrow R_B^z = K_1 - \frac{a_{14}}{a_{13}} R_C^z, \quad (14)$$

$$R_A^z = \frac{1}{a_{22}} (b_2 - a_{23} \cdot K_1) \Rightarrow R_A^z = K_2 + \frac{a_{23} \cdot a_{14}}{a_{22} \cdot a_{13}} \cdot R_C^z, \quad (15)$$

$$R_O^z = K_3 - \frac{a_{32} \cdot a_{23} \cdot a_{14}}{a_{31} \cdot a_{22} \cdot a_{13}} \cdot R_C^z, \quad (16)$$

где

$$K_3 = \frac{1}{a_{31}} (b_3 - a_{32} K_2).$$

Далее получаем уравнение

$$R_C^z = \frac{K_4}{a_{44} - \frac{a_{41} \cdot a_{14}}{a_{13}} + \frac{a_{42} \cdot a_{23} \cdot a_{14}}{a_{22} \cdot a_{13}} - \frac{a_{41} \cdot a_{32} \cdot a_{23} \cdot a_{14}}{a_{31} \cdot a_{22} \cdot a_{13}}}, \quad (17)$$

где

$$K_4 = b_4 - a_{41} K_3 - a_{42} K_2 - a_{43} K_1.$$

Моменты сил находятся по формулам:

$$\begin{aligned} M_{Ax}^R &= K_5 - \frac{a_{55}}{a_{57}} \cdot M_{Ox}^R, \\ M_{Bx}^R &= \frac{1}{a_{79}} (b_7 - a_{73} R_B^z - a_{77} (K_5 - \frac{a_{55}}{a_{57}} \cdot M_{Ox}^R)), \\ M_{Bx}^R &= K_5 + \frac{a_{77} \cdot a_{55}}{a_{79} \cdot a_{57}} \cdot M_{Ox}^R, \\ M_{Cx}^R &= \frac{1}{a_{9,11}} (b_9 - a_{93} R_B^z - a_{99} (K_7 - \frac{a_{77} \cdot a_{55}}{a_{79} \cdot a_{57}} \cdot M_{Ox}^R)), \\ M_{Cx}^R &= K_9 - \frac{a_{99} \cdot a_{77} \cdot a_{55}}{a_{9,11} \cdot a_{79} \cdot a_{57}} \cdot M_{Ox}^R, \end{aligned} \quad (18)$$

где

$$K_5 = \frac{1}{a_{57}} (b_5 - a_{52} R_A^z),$$

$$K_7 = \frac{1}{a_{79}} (b_7 - a_{73} R_B^z - a_{77} \cdot K_5),$$

$$K_9 = \frac{1}{a_{9,11}} (b_9 - a_{93} R_B^z - a_{99} K_7).$$

Из уравнения совместности деформаций получаем:

$$M_{Ox}^z = \frac{K_{11}}{a_{11,5} - \frac{a_{11,7} \cdot a_{55}}{a_{57}} + \frac{a_{11,9} \cdot a_{77} \cdot a_{55}}{a_{79} \cdot a_{57}} - \frac{a_{11,11} \cdot a_{99} \cdot a_{77} \cdot a_{55}}{a_{9,11} \cdot a_{79} \cdot a_{57}}}, \quad (19)$$

где

$$K_{11} = b_{11} - a_{11,7}K_5 - a_{11,9}K_7 - a_{11,11}K_9.$$

На рисунке 2 приведен график уравнивающей силы механизма, который показывает, что движущая сила изменяется в широких пределах. Эта сила не зависит от составляющих реакций в кинематических парах, которые появляются из-за избыточности.

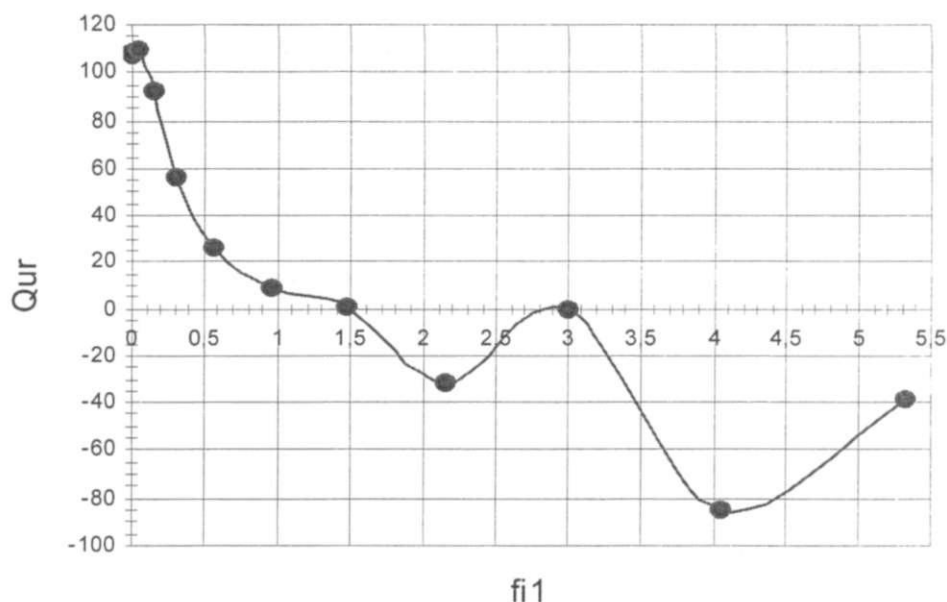


Рисунок 2 – График уравнивающей силы

Анализ графиков моментов сил относительно осей OX и OY в шарнире В и сопоставления их значений со значением уравнивающего момента показывает, что влияние избыточности в рассматриваемом механизме составляет от 5 до 25%. Это доказывает, что при определенных геометрических величинах кинематических пар, т.е. длины оси шарнира, влияние избыточности могут быть существенным.

Литература

- 1 Джолдасбеков У.А., Уалиев Г.У. Совершенствование механизмов прокладывания утка на многоцветных ткацких станках СТБ. – М., 1985. – 192 с.
- 2 Воробьев Е.И., Диментберг Ф.М. Пространственные шарнирные механизмы. Замкнутые и открытые кинематические цепи. – М.: Наука, 1991. – 264 с.
- 3 Пейсах Э.Е. Векторная рекуррентная формула и ее применение в пространственной кинематике //ТММ. -№39. – Харьков, 1985.– С.133–140.
- 4 Вульфсон И.И., Ерихов М.Л., Коловский Н.З. и др. Механика машин: Учебное пособие для вузов /Под ред. Г.А.Смирнова. – М.: Высшая школа, 1996. – 511 с.

Қорытынды

Артық байланыстары бар жазық механизмдердің кинетостатикалық талдауы жасалған, ондағы деформацияның біріктірілу теңдеулері кинематикалық теңдеулер негізінен алынған. Артық байланыстары бар СТБ станоктарының талдау нәтижелері кинематикалық жұптардың белгілі бір геометриялық өлшемдерінде, яғни шарнир осінің ұзындығы, артық байланыс әсері едәуір болуы мүмкін.

Summary

The cinetostatical analys of planar mechanism with registrate of abundance, when equations of jointly deformations possible receive on base equation of kinematic are considered. The results of analys mechanism of machine with registrate of abundance are show, that by definite geometrical values of kinematical pairs, for exsample: length of hinge axis, the influence of abundance is essential.