

# АНАЛИЗ КИНЕМАТИКИ ОСНОВНЫХ МЕХАНИЗМОВ КРАЕОБМЕТОЧНОЙ МАШИНЫ

Бакирова Н.А.

Бакирова Назгуль Асанкановна - аспирант, преподаватель,  
кафедра технологии легкой промышленности, факультет технологии и природопользования,  
Ошский технологический университет, г. Ош, Кыргызская Республика

**Аннотация:** в статье проведен полный кинематический анализ основных механизмов краеобметочной швейной машины аналитическими методами. Составлены уравнения зависимостей угла поворота звеньев отдельных механизмов от угла поворота главного вала швейной машины. На основании этого определены траектории движения точек механизмов, скорости и ускорения точек и звеньев механизмов. Результаты аналитических расчетов представлены в виде графиков и диаграмм.

**Ключевые слова:** кинематика, швейные машины, структурный анализ механизмов, кинематический анализ, аналитические методы.

УДК 687.053.66

Краеобметочная машина 51-А класса предназначена для обработки края изделия, предохраняющая их от осыпания нитей ткани. Обработка краев происходит посредством краеобметочного цепного стежка, образуемого при взаимодействии основных механизмов машины: механизм иглы, механизм нижнего и верхнего петлителей, механизм продвижения материала и механизм ножа. Основные механизмы в основном представляют собой пространственные или плоские четырехзвенные рычажные механизмы, которые получают движение от главного вала 1 машины (рис. 1).

Для решения задач кинематического анализа существуют разные методы: графический, графоаналитический и аналитический. В данной работе для определения параметров движения рабочих органов швейной машины использовались аналитические методы, в особенности векторный метод замкнутых контуров [1, с. 168], метод преобразования координат [2, с. 51; 3, с. 93; 4, с. 107] и др.

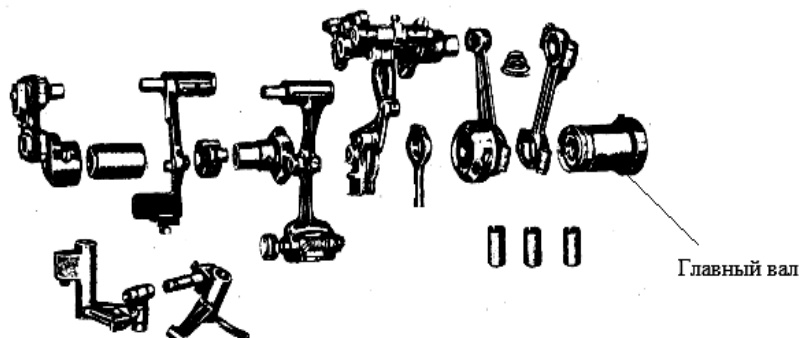


Рис. 1. Главный вал швейной машины

Так если рассмотрим механизм иглы, он представляет собой пространственно-плоский четырехзвенник, рабочим органом которого является игла, получающая прямолинейное возвратно-поступательное движение от игловодителя.

В работе [5, с. 66] проведен кинематический анализ механизма иглы, в результате которого выведены формулы для определения зависимости  $\varphi_3 = f(\varphi_1)$  угла поворота коромысла 3 от угла поворота главного вала:

$$\varphi_3 = \arccos \frac{(fr_x - \delta_1 r_y \sqrt{r_x^2 + r_y^2 - f^2})}{(r_x^2 + r_y^2)}, \quad (1)$$

где  $r_x, r_y, r_z$  - проекции вектора  $\vec{r}$  на координатные оси;  $\delta_1$  - коэффициент возможной сборки выходной части механизма.

Тогда ход иглы  $S_L = f(\varphi_3)$  в зависимости от угла  $\varphi_3$ , запишем как

$$S_L = \sqrt{(l_4 + l_5)^2 - a^2} + l_4 \sin \varphi_3 - l_5 - \frac{a^2}{2l_5} + \frac{al_4 \cos \varphi_3}{l_5} - \frac{l_4^2}{2l_5} \cos \varphi_3 \quad (2)$$

Дифференцируя перемещение иглы (2) по углу поворота главного вала, получим аналог скорости, а повторное дифференцирование дает выражение аналога ускорения. Результаты вычислений представлены на рисунке 2.

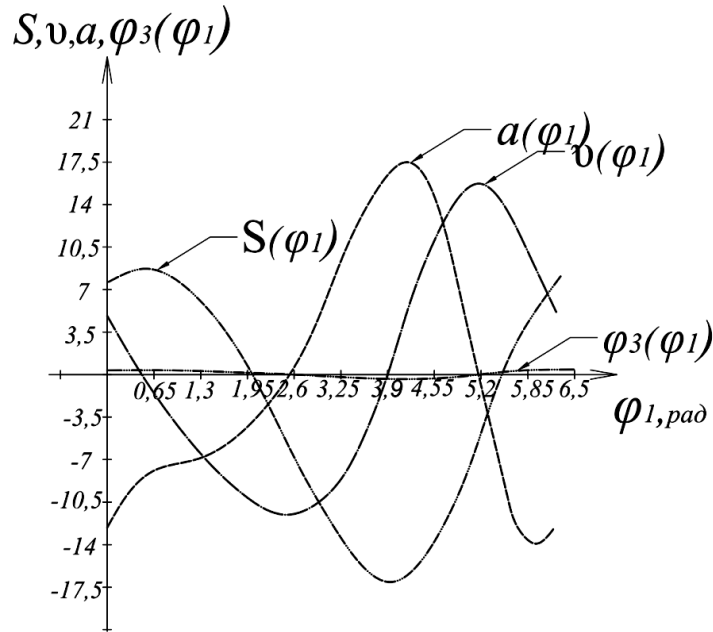


Рис. 2. Кинематические параметры механизма иглы

Механизм петлителей также представляет собой пространственно-плоский четырехзвенник со степенью подвижности  $W = 1$ , получающий вращательное движение через эксцентриситет от главного вала 1. Для определения перемещения носиков петлителей необходимо составить уравнение движения относительно осей координат  $XY$ , отсчет которых начинается в точке  $D$ . В начале по (1) определяем зависимость  $\varphi_3 = f(\varphi_1)$  пространственного четырехзвенника  $ABCD$  изменение угла поворота коромысла 3 от угла поворота эксцентрика 1 за один цикл поворота главного вала. Используя (1) (при условии что  $\alpha = 0$ ), определяем зависимость изменения угла поворота рычага 5  $\varphi_5 = f(\varphi_3)$  от угла поворота коромысла 3 для плоского четырехзвенника  $DEFG$  при условии этом  $\alpha = 0$  и  $l_{AN} = l_{DM}$  ( $l_{AN} = l_{DM} = 0$ ).

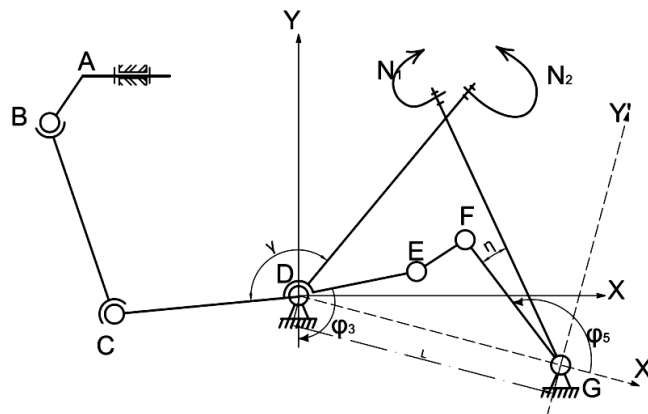


Рис. 3. Кинематическая схема механизма петлителей

Перемещение носика верхнего петлителя относительно осей координат  $D_X D_Y$  имеет вид:

$$X_{N_2} = -l_7 \sin(\varphi_3 + \gamma),$$

$$Y_{N_2} = -l_7 \cos(\varphi_3 + \gamma), \quad (4)$$

где  $l_7$  - длина рычага  $DN_2$ ,

$\gamma$  - конструктивный угол.

Перемещение носика нижнего петлителя определяется относительно осей координат  $G_X, G_Y$ , как

$$X'_{N_1} = l_6 \cos(\varphi_5 - \eta),$$

$$Y'_{N_1} = l_6 \sin(\varphi_5 - \eta). \quad (5)$$

Далее систему уравнений (5) методом преобразования координат [6, с. 246] запишем относительно осей  $D_X D_Y$ :

$$\begin{aligned} X_{N_1} &= (L + l_6 \cos(\varphi_5 - \eta)) \cdot \cos \beta + l_6 \sin(\varphi_5 - \eta) \cdot \sin \beta, \\ Y_{N_1} &= -(L + l_6 \cos(\varphi_5 - \eta)) \cdot \sin \beta + l_6 \sin(\varphi_5 - \eta) \cdot \cos \beta, \end{aligned} \quad (6)$$

где  $\eta, \beta$  - конструктивный коэффициент.

На рисунке 4 представлены графики перемещения, скорости и ускорения носиков нижнего и верхнего петлителей. При определении кинематических параметров пространственные механизмы иглы и петлителей были представлены как плоские механизмы. Расчеты показали, что характер движения пространственных механизмов и плоских механизмов совпадают, т.е. амплитуда и частота колебаний находятся в допустимых пределах ( $\pm 2\%$ ).

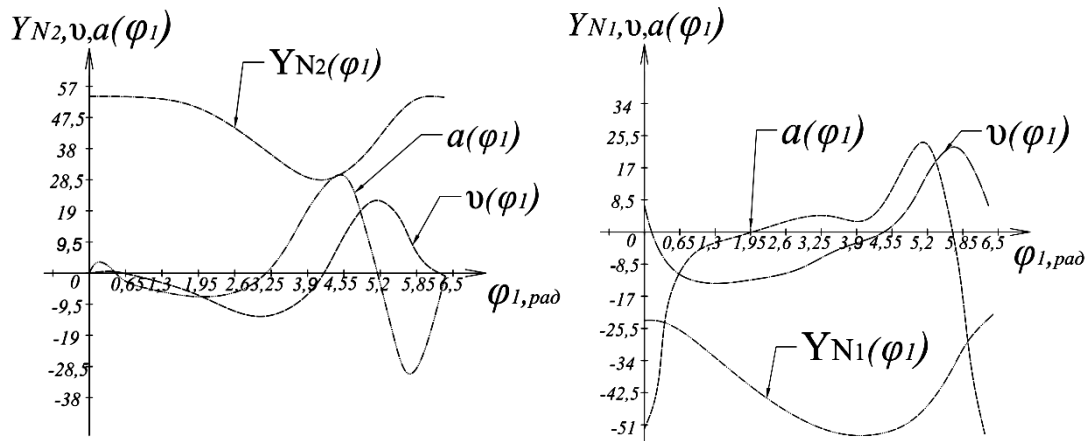


Рис. 4. Кинематические характеристики носика нижнего и верхнего петлителей

Закрепление стежка, получаемый переплетением нитей иглы и нижнего и верхнего петлителей, происходит при продвижении материала на ширину стежка. Это выполняется с помощью зубчатой рейки механизма продвижения материала. Данный механизм состоит из механизма продвижения и механизма поднятия зубчатой рейки (рис. 5, а). Эксцентрики продвижения и поднятия также располагаются на главном валу швейной машины. Механизм продвижения материала имеет степень подвижности равной  $W = 2$ , который состоит из передаточного плоского четырехзвенника  $ABCD$  и механизма  $DEFKA$  с двумя степенями свободы, состоящего из двух начальных звеньев  $I$  и  $5$  и одной двухподковой группы из звеньев  $4$  и  $6$ .

Определение функции положения зубчатой рейки и дальнейшее её дифференцирование является процессом очень трудоемким. Поэтому согласно [2, с. 51; 4, с.107] предлагается использовать метод векторных контуров и метод преобразования координат по Морошкину.

В плоском четырехзвеннике  $ABCD$  зависимость угла поворота коромысла  $CD$   $\varphi_3 = f(\varphi_1)$  от эксцентрика продвижения  $AB$  определяется через зависимость (1) при  $\alpha = 0$ .

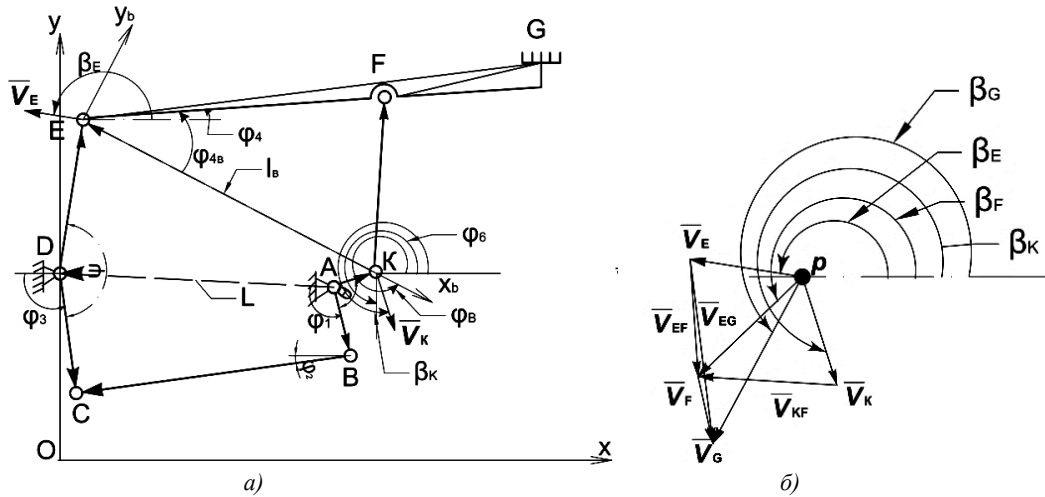


Рис. 5. Расчетная схема механизма (а) и план скоростей движения материала (б)

Структура механизма  $DEFKA$  (рис. 5, а) сложная. В [4, с. 107] предлагается построить планы скоростей и ускорений в произвольном масштабе, а затем на основе векторных уравнений планов скоростей и ускорений произвести аналитические расчеты требуемых зависимостей.

Рассмотрим механизм  $DEFKA$  относительно координатной плоскости  $Oxy$ . Каждое звено свяжем с вектором  $\overline{KE}$ , и относительно него определим их положение. По плану механизма определим направляющие углы  $\varphi_4$  и  $\varphi_6$  векторов  $\overline{EF}$  и  $\overline{KF}$ , также угол  $\varphi_b$  базового вектора  $\overline{KE}$  по методике [4, с. 108]. Эксцентрик продвижения  $AB$  и эксцентрик поднятия  $AK$  закреплены между собой конструктивным углом  $\theta$ , т.е. углы  $\varphi_1$  и  $\varphi_5$  заданы. Значит

$$\varphi_b = \arctg \frac{y_K - y_E}{x_K - x_E} \quad (3)$$

где

$$x_E = x_D + l_3 \cos \varphi_3, \quad x_K = x_A + l_5 \cos \varphi_5,$$

$$y_E = y_D + l_3 \sin \varphi_3, \quad y_K = y_A + l_5 \sin \varphi_5.$$

Далее определяем углы

$$\varphi_{4b} = \arccos \frac{l_4^2 + l_b^2 - l_6^2}{2l_4 l_b} = \arccos \frac{\lambda_4^2 + \lambda_b^2 - \lambda_6^2}{2\lambda_4 \lambda_b},$$

$$\varphi_{6b} = \arccos \frac{l_b^2 + l_6^2 - l_4^2}{2l_b l_6} = \arccos \frac{\lambda_b^2 + \lambda_6^2 - \lambda_4^2}{2\lambda_b \lambda_6}, \quad (4)$$

где

$$\lambda_4 = l_4 / l_3, \quad \lambda_5 = l_5 / l_3, \quad \lambda_6 = l_6 / l_3,$$

$$\lambda_b = l_b / l_3 = \frac{1}{l_3} \sqrt{(x_K - x_E)^2 + (y_K - y_E)^2}.$$

Направляющие углы  $\varphi_4$  и  $\varphi_6$  векторов  $\overline{EF}$  и  $\overline{KF}$

$$\varphi_4 = \varphi_{4b} + \varphi_b, \quad \varphi_6 = \varphi_{6b} + \varphi_b \quad (5)$$

Направляющие углы векторов абсолютных и относительных скоростей точек  $E$  и  $K$ :

$$\beta_E = \varphi_3 + \pi/2, \quad \beta_K = \varphi_5 + \pi/2, \quad \beta_{EF} = \varphi_4 + \pi/2, \quad \beta_{KF} = \varphi_6 + \pi/2. \quad (7)$$

Скорость точки  $F$  определяется через векторные уравнения:

$$\begin{aligned} \underline{v}_F &= \underline{v}_E + \underline{v}_{FE} & \underline{v}_F &= \underline{v}_K + \underline{v}_{FK}, \\ \underline{v}_E + \underline{v}_{FE} &= \underline{v}_K + \underline{v}_{FK}. \end{aligned} \quad (8)$$

И строят план скоростей (рис. 5, б). На плане скоростей показаны направляющие углы соответствующих векторов.

План скоростей проецируют на координатные оси  $Ox$  и  $Oy$  и записывают уравнение проекций скоростей. Получим

$$\begin{aligned} v_E \cos \beta_E + v_{FE} \cos \beta_{FE} &= v_F \cos \beta_F; \\ v_K \cos \beta_K + v_{FK} \cos \beta_{FK} &= v_F \cos \beta_F; \quad (9) \\ v_E \sin \beta_E + v_{FE} \sin \beta_{FE} &= v_F \sin \beta_F; \\ v_K \sin \beta_K + v_{FK} \sin \beta_{FK} &= v_F \sin \beta_F. \end{aligned}$$

Учитывая, что  $v_E = \omega_3 l_3$ ,  $v_K = \omega_5 l_5$ , систему уравнений (9) запишем в виде:

$$\begin{aligned} \omega_3 l_3 \cos \beta_E + v_{FE} \cos \beta_{FE} &= \omega_5 l_5 \cos \beta_K + v_{FK} \cos \beta_{FK}; \\ \omega_3 l_3 \sin \beta_E + v_{FE} \sin \beta_{FE} &= \omega_5 l_5 \sin \beta_K + v_{FK} \sin \beta_{FK}. \quad (10) \end{aligned}$$

Система уравнений (10) является линейной, поэтому запишем ее в канонической форме:

$$a_{11} v_{FE} + a_{12} v_{FK} = b_1; \quad a_{21} v_{FE} + a_{22} v_{FK} = b_2. \quad (11)$$

Находят корни  $v_{FE}$  и  $v_{FK}$  по формулам Крамера.

$$b_1 = \omega_5 l_5 \cos \beta_K - \omega_3 \cos \beta_E, \quad b_2 = \omega_5 l_5 \sin \beta_K - \omega_3 \sin \beta_E. \quad (12)$$

Вычислим определитель

$$\Delta = \begin{vmatrix} a_{11} & b_1 \\ a_{21} & b_2 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \cos \beta_{FE} & -\cos \beta_{FK} \\ \sin \beta_{FE} & -\sin \beta_{FK} \end{vmatrix} = \cos \beta_{FE} \cdot (-\sin \beta_{FK}) - \sin \beta_{FE} \cdot (-\cos \beta_{FK}),$$

Здесь при вычислении видно, что  $\Delta \neq 0$ , значит система (11) имеет единственное решение и для нахождения корней нужно определить еще два определителя:

$$\Delta v_{FE} = \begin{vmatrix} b_1 & a_{12} \\ b_2 & a_{22} \end{vmatrix} = b_1 \cdot a_{22} - b_2 \cdot a_{12}, \quad v_{FE} = \frac{\Delta v_{FE}}{\Delta};$$

$$\Delta v_{FK} = \begin{vmatrix} a_{11} & b_1 \\ a_{21} & b_2 \end{vmatrix} = a_{22} \cdot b_1 - a_{21} \cdot b_2, \quad v_{FK} = \frac{\Delta v_{FK}}{\Delta}.$$

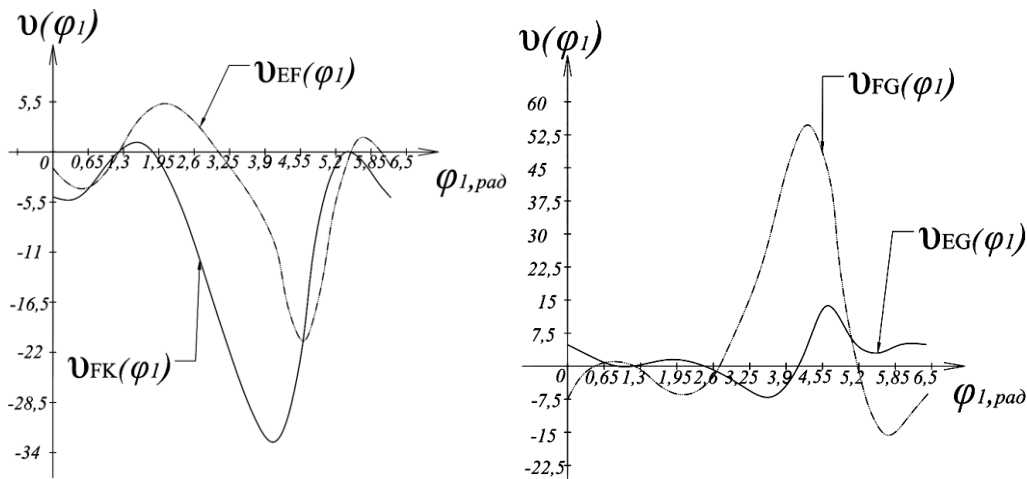


Рис. 6. Корни системы уравнений (11) для точек F и G

Определив относительные скорости  $v_{FE}$  и  $v_{FK}$ , находят угловые скорости  $\omega_4$  и  $\omega_6$  звеньев FE и FK и линейную скорость точки F:

$$\omega_4 = \frac{v_{FE}}{l_4}; \quad \omega_6 = \frac{v_{FK}}{l_6}; \quad v_F = \sqrt{v_{Fx}^2 + v_{Fy}^2}, \quad (12)$$

где  $v_{Fx}$  и  $v_{Fy}$  - проекции скорости точки F, определяемые из соотношений:

$$\begin{aligned} v_{Fx} &= v_E \cos \beta_E + v_{FE} \cos \beta_{FE}; \\ v_{Fy} &= v_E \sin \beta_E + v_{FE} \sin \beta_{FE}. \quad (13) \end{aligned}$$

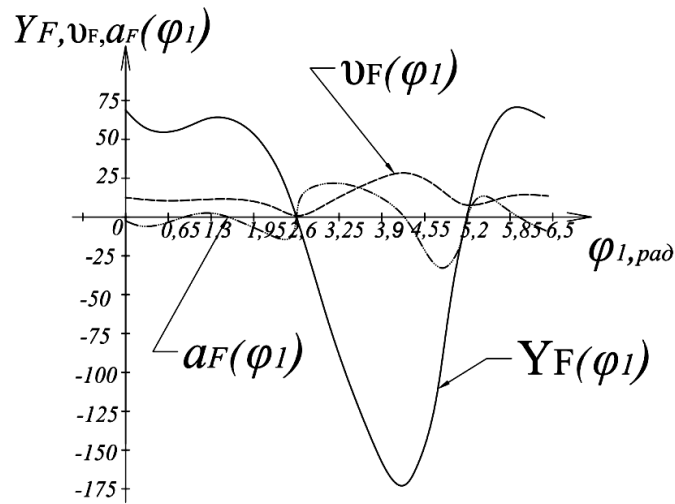


Рис. 7. Кинематические характеристики точки F

Интегрируя значение проекции скорости точки F на ось Oy, получим перемещение данной точки (рис. 7).

Далее определим значения кинематических параметров для точки G. Скорость точки G определяется через векторные уравнения:

$$\begin{aligned} \underline{v}_G &= \underline{v}_E + \underline{v}_{GE}; \quad \underline{v}_G = \underline{v}_F + \underline{v}_{GF}; \\ \underline{v}_E + \underline{v}_{GE} &= \underline{v}_F + \underline{v}_{GF}. \end{aligned} \quad (14)$$

Значения кинематических параметров точки G определяется по методике, описанной для точки F. Расчеты для точки G представлены на рисунке 8.

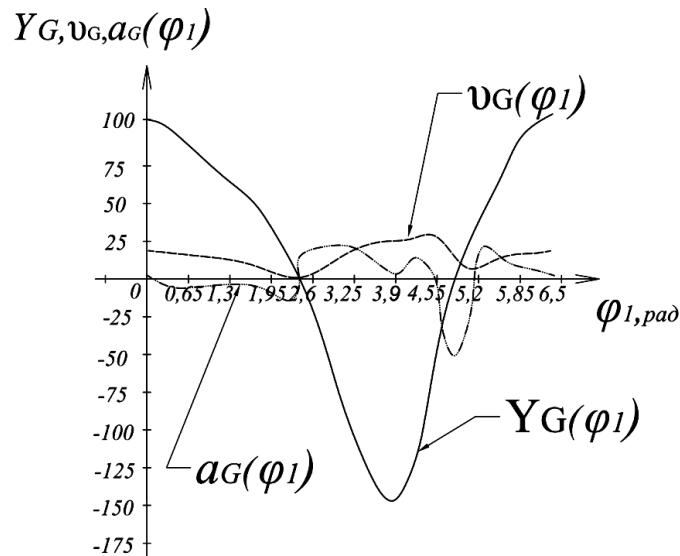


Рис. 8. Кинематические характеристики точки G

Проведенный кинематический анализ основных механизмов краеобметочной машины позволяет определить насколько рационально были выбраны структурные схемы механизмов и определены размеры их звеньев. Также по полученным данным кинематических характеристик можно проводить динамический расчет механизмов швейной машины.

#### Список литературы

1. Артоблевский И.И. Теория механизмов и машин. Учебн. для вузов. М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988. 640 с.
2. Левитский Н.И. Теория механизмов и машин. М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1990. 592 с.

3. *Поляков А.М., Колесова М.А., Чепенюк Е.А.* Численно-аналитический метод решения задач кинематики шарнирных механизмов с несколькими степенями подвижности. Новые материалы и технологии в металлургии машиноведения. № 1, 2012. С. 90-96.
4. *Фролов К.В.* Теория механизмов и машин. Учебн. для втузов/ К.В. Фролов, С.А. Попов, А.К. Мусатов и др.; Под ред. К.В. Фролова. М.: Высш. шк., 1987. 496 с.: с ил.
5. *Бакирова Н.А., Джуматаев М.С.* Кинематика механизма иглы краеобметочной машины // Материалы VIII межд. Науч. – прак. Конф. «Перспективы развития науки и образования». Душанбе, 2016. № 2. – С. 66-69.
6. *Полухин В.П.* Проектирование механизмов швейно-обметочных машин. М. «Машиностроение», 1972. 280 с.
7. *Корн Г.А.* Справочник по математике для научных работников и инженеров / Г.А. Корн, Т.М. Корн. 6-е изд., стер. М.; Лань, 2003. 832 с.