

УДК 677.053.42

## АНАЛИЗ ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТРЕХЦЕНТРОВЫХ КУЛАЧКОВ В ЦЕПИ ПОДЪЕМА ЗУБЧАТОЙ РЕЙКИ МЕХАНИЗМОВ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ МАТЕРИАЛА ШВЕЙНЫХ МАШИН

*В.А. СУРОВ, Р.А. СОСИПАТРОВ, М.А. ТУВИН*

(Ивановская государственная текстильная академия)

E-mail: ttp@igta.ru

*В работе анализируются и сравниваются по геометрическим и кинематическим характеристикам траектории движения зубчатой рейки механизма перемещения материала швейной машины при использовании в цепи подъема рейки взамен эксцентрика трехцентрового кулачка.*

*The motion trajectories of the mechanism rack responsible for the sewing machines material movement used in a chain of a rack lifting instead of the three-center eccentrics cam are analyzed and compared according to their geometric and kinematic characteristics herein.*

**Ключевые слова:** швейная машина, трехцентровый кулачок, зубчатая рейка, траектория.

Известно, что в механизмах перемещения материала реечного типа важное значение для получения качественной строчки имеет форма траектории движения срединного зуба рейки в зоне над игольной пластиной. Идеальная траектория может быть воспроизведена, например, с помощью кулачковых приводов в цепях вертикального и горизонтального перемещений рейки. Однако в этом случае сам механизм будет иметь существенные недостатки с

позиции его динамики. Поиск оптимального варианта неизбежно связан со сравнительным анализом тех или иных конструкций. Одной из таких может быть конструкция с приводом цепи подъема зубчатой рейки трехцентровым кулачком. Рассмотрим подобное исполнение на базе механизма швейной машины 28 класса. В данной работе задача ставится с позиции кинематики.

Задача проектирования профиля кулачка представлена в работе [1], будем полагать ее решенной соответствующим образом.

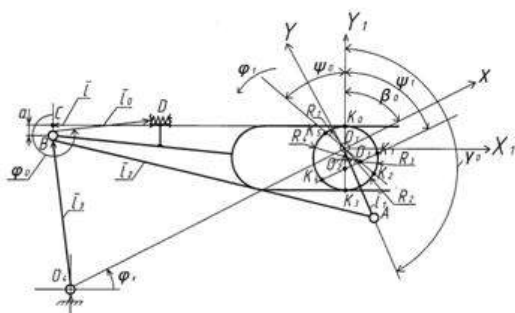


Рис. 1

На рис. 1 показана расчетная схема механизма перемещения материала, на которой, в частности, обозначено:  $K_i$  – точки профиля трехцентрового кулачка, соответствующие границам участков постоянной кривизны;  $\psi_0$  – фазовый угол, соответствующий высту вилки-толкателя в случае неподвижности оси ее качения. При равенстве нулю угла  $\psi_0$  механизм будет соответствовать базовому.

В силу особенности конструкции механизма (перемещение оси качения вилки) непосредственно перед кинематическим исследованием целесообразно определить положения кривошипа  $O_1A$  цепи горизонтального перемещения рейки, соответствующие моментам контакта плоскости вилки (например, верхней) с трехцентровым кулачком в точках  $K_i$ . Задача решается, например, методом замкнутых векторных контуров [2]. Математические зависимости с целью их упрощения целесообразно построить в системе координат  $XO_1Y$  (рис. 1), ось абсцисс которой проходит через оси вращения кулачка и коромысла.

Рассмотрим контуры  $O_1ABO_4O_1$  и  $O_1K_0CB O_4O_1$ . Условия замкнутости этих контуров можно представить в виде:

$$\left. \begin{aligned} l_1 \bar{e}_1 + l_2 \bar{e}_2 &= x_{04} \bar{i} + l_3 \bar{e}_3, \\ x_{04} \bar{i} + l_3 \bar{e}_3 &= R_1 \bar{e} + l \bar{e}' - a \bar{e}, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где  $\bar{i}$  – орт оси  $x$ ;  $\bar{e}$  – единичный вектор

вектора  $\overline{O_1K_0}$ ;  $\bar{e}_i$  – единичные вектора соответствующих векторов  $l_i$ .

В данной системе являются неизвестными направляющие углы  $\beta_0, \phi_{10}, \phi_{20}, \phi_{30}$  соответствующих единичных векторов и модуль  $l$  вектора  $\overline{K_0C}$ . Поскольку между углами  $\beta_0$  и  $\phi_{10}$  имеется зависимость

$$\phi_{10} = \beta_0 - \gamma_0, \quad (2)$$

где  $\gamma_0$  – угол сдвига фаз движения цепей вертикального и горизонтального перемещений зубчатой рейки (конструктивный параметр), то система (1) имеет единственное решение, на котором мы не останавливаемся, полагая в дальнейшем найденными положения звеньев механизма, соответствующие моменту контакта вилки с трехцентровым кулачком в точке  $K_0$ .

Аналогично определяются положения звеньев в моменты контакта вилки с кулачком в точках  $K_i$  ( $i=1 \dots 5$ ). При этом в паре с контуром  $O_1ABO_4O_1$  необходимо рассматривать контуры  $O_1O_kK_iCBO_4O_1$ , где  $O_k$  – центр кривизны соответствующего участка профиля (точки  $O_1, O_2$  или  $O_3$ , рис. 1). Связи между углами  $\beta_i$  и  $\phi_{1,i}$  согласно расчетной схеме определяются зависимостями:

$$\left. \begin{aligned} \phi_{1,1} &= \beta_1 + \psi_1 - \gamma_0, \\ \phi_{1,2} &= \beta_2 + 2\psi_1 - \gamma_0, \\ \phi_{1,3} &= \beta_3 + 2\psi_1 + \psi_0 - \gamma_0, \\ \phi_{1,4} &= \beta_4 + 3\psi_1 + \psi_0 - \gamma_0, \\ \phi_{1,5} &= \beta_5 + 4\psi_1 + \psi_0 - \gamma_0. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Задачу кинематического расчета поясним на фазе  $\phi_{10} \leq \phi_{1i} \leq \phi_{11}$ , контакт кулачка с вилкой происходит в точках  $K_i$  дуги  $K_0K_i$  профиля.

Угол  $\phi_{02}$ , координирующий вектор  $\overline{O_1O_2}$ :

$$\phi_{02} = \beta_0 + \pi + \phi.$$

Направляющий угол вектора  $\bar{\ell}_1$  равен:

$$\phi_{i1} = \phi_{i0} + \phi,$$

где  $\phi$  – угловое перемещение кривошипа.

Не останавливаясь на кинематике четырехзвенника  $O_1ABO_4$  и полагая известными его кинематические характеристики (функции положения, аналоги скоростей и ускорений звеньев и характерных точек), рассмотрим условия замкнутости векторного контура  $O_1O_2K_1CBO_4O_1$ :

$$O_1O_2\bar{e}_{02} + R_4\bar{e} + \ell\bar{e}' - x_{04}\bar{i} - \ell_3\bar{e}_3 - a\bar{e} = 0. \quad (4)$$

Умножая данное уравнение на единичный вектор  $\bar{e}$ , имеем:

$$O_1O_2 \cos(\phi_{02} - \beta) + R_4 - x_{04} \cos \beta - \ell_3 \cos(\phi_3 - \beta) - a = 0. \quad (5)$$

Уравнение (5) решается численным методом, в результате имеем  $\beta(\phi)$ . Тогда:

$$\begin{aligned} X_D &= x_{04} + \ell_3 \cos \phi_3 + \ell_D \cos(\beta + \phi_D), \\ Y_D &= \ell_3 \sin \phi_3 + \ell_D \sin(\beta + \phi_D), \end{aligned} \quad (6)$$

где  $\phi_D$  – конструктивный параметр.

Переходя к системе координат  $X_1O_1Y_1$  будем иметь:

$$\begin{aligned} X_{1D}(\phi) &= x_D \cos \phi_D - y_D \sin \phi_D, \\ Y_{1D}(\phi) &= x_D \sin \phi_D + y_D \cos \phi_D. \end{aligned} \quad (7)$$

Модуль  $\ell$  вектора  $\bar{K}_1C$  определится после умножения уравнения (4) на единичный вектор  $\bar{e}'$

$$\ell = O_1O_2 \sin(\beta - \phi_{02}) - x_{04} \sin \beta - \ell_3 \sin(\beta - \phi_{03}). \quad (8)$$

После двукратного дифференцирования уравнения (4) и соответствующих преобразований находим производные  $\ell'$ ,  $\beta'$  и  $\ell''$ ,  $\beta''$ , что позволяет из уравнений (6) и (7) определить проекции  $x'_{1D}$ ,  $y'_{1D}$ ,  $x''_{1D}$ ,  $y''_{1D}$  аналогов скоростей и ускорений среднего зуба рейки, а также кривизну траектории его движения.

Обратимся к результатам расчетов. За базу приняты геометрические параметры, приведенные в [3].

Т а б л и ц а 1

$\psi_0$	$j^0$	S, мм	H, мм	L, мм	$V_y$ , м/с	$W_y$ , м/с <sup>2</sup>	W, м/с <sup>2</sup>	$K_n$ , 1/мм	$V_x$ , м/с	$K_k$ , 1/мм	$L_n$ , мм
0	153	3,05	2,61	2,93	1,42	0,39	-1,38	0,65	-0,339	1,04	0,00
15	155	3,20	2,67	3,03	1,59	0,69	-1,61	0,49	-0,072	0,99	0,37
30	157	3,38	2,73	3,08	1,79	1,09	-1,91	0,38	0,215	0,77	0,79
45	159	3,58	2,79	3,08	2,03	1,65	-2,35	0,30	0,517	0,51	1,20
60	161	3,78	2,84	3,03	2,34	2,47	-2,99	0,25	0,835	0,31	1,57
75	164	3,97	2,88	2,92	2,73	3,72	-4,02	0,21	1,202	0,15	1,87
90	166	4,13	2,90	2,78	3,26	5,81	-5,86	0,18	1,552	0,06	2,09
45	185	3,03	1,64	3,03	1,25	0,54	-1,30	0,82	0,000	1,44	1,09

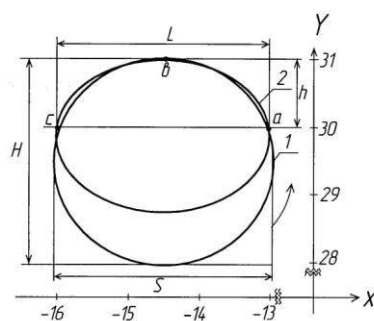


Рис. 2

На рис. 2 показана траектория движения среднего зуба рейки исходного механизма ( $\psi_0=0$ , кривая 1), а в табл. 1 – зависимости некоторых геометрических и кинематических характеристик траектории от фазового угла  $\psi_0$ . Данные таблицы показывают следующее.

Увеличение фазового угла  $\psi_0$  в пределах до  $90^\circ$  ведет к увеличению горизонтального  $S$  и вертикального  $H$  хода зубчатой рейки. Изменяется горизонтальный ход  $L$  рейки над игольной пластиной при наладке механизма на тот же вертикальный ход  $h$  (1 мм), увеличиваясь по сравнению с исходным в диапазоне  $0 \leq \psi_0 \leq 70^\circ$ . Уменьшается кривизна траектории в рабочей зоне ( $K_H$  – при входе рейки в зону над игольной пластиной,  $K_K$  – при выходе из зоны). Участок траектории  $L_n$ , близкой к прямолинейной (кривизна  $K < 10^{-2}$ , 1/мм), увеличивается. Также увеличивается продолжительность  $j$  (в углах поворота кулачкового вала) движения рейки над игольной пластиной. Вместе с тем, с увеличением угла  $\psi_0$  увеличиваются вертикальные составляющие аналога скорости  $V_y$  и ускорения  $W_y$  рейки в момент входа в зону над игольной пластиной, а также максимальная (по модулю) вертикальная составляющая  $W$  ускорения рейки в рабочей зоне. Это ведет соответственно к увеличению вероятности жесткого и мягкого ударов в системе рейка – стачиваемый материал – нажимная лапка, а также инерционного воздействия лапки на прижимную пружину. Кроме того, при  $\psi_0 > 18^\circ$  рейка начинает движение в обратном направлении (горизонтальная составляющая скорости  $V_x > 0$ ), находясь еще над игольной пластинкой, что не всегда устраняется изменением угла сдвига  $\gamma_0$  и в большинстве случаев может быть неприемлемым для практического использования.

Устранить или свести к минимуму возможные отрицательные последствия при использовании трехцентровых кулачков в механизме перемещения материала можно, если иметь в виду, что их применение позволяет уменьшить вертикальный ход  $H$  зубчатой рейки. Это можно достичь путем увеличения минимального радиуса  $R_1$  профиля кулачка при неизменном значении радиуса  $R_2$ , либо уменьшением радиуса  $R_2$ , при неизменном значении радиуса

$R_1$ . Расчеты показывают, что предпочтение следует отдать второму варианту.

На рис. 2 показана траектория зуба рейки при уменьшенном радиусе  $R_2$ , фазовом угле "выстоя"  $\psi_0 = 45^\circ$  и угле сдвига  $\gamma_0 = -15^\circ$  (кривая 2), характеристики траектории в вышеприведенной табл. 1 выделены отдельной строкой. Данная траектория имеет над игольной пластиной прямолинейный участок длиной  $L_n = 1,09$  мм, больший ход зубчатой рейки  $L$  и продолжительность ее движения над игольной пластиной, несколько меньше значения величин  $V_y$  и  $W$ . Это положительные моменты. К неблагоприятному можно отнести только увеличение вертикальной составляющей ускорения рейки при входе ее в рабочую зону, что не всегда приводит к отрицательным последствиям, поскольку стачиваемый материал в той или иной степени обладает вязкоупругими свойствами.

## ВЫВОДЫ

С позиции кинематики при соответствующем выборе параметров трехцентрового кулачка возможно его использование в цепи подъема зубчатой рейки швейных машин. Это позволяет получить в рабочей зоне прямолинейный участок траектории рейки.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Пищиков В.А., Гордеев О.Н. Профилирование трехцентровых кулачков для механизмов швейных машин // Изв. вузов. Технология легкой промышленности. – 1975, №5.
2. Зиновьев В.А. Курс теории механизмов и машин. – М.: Наука, 1972.
3. Марковец А.В. Кинематический анализ механизмов транспортирования материалов швейных машин: Монография. – СПб.: СПГУТД, 2006.

Рекомендована кафедрой проектирования текстильных машин. Поступила 01.04.10.