

УДК 687.053

**АНАЛИЗ ДВИЖЕНИЯ ЗУБЧАТОЙ РЕЙКИ МЕХАНИЗМОВ
ТРАНСПОРТИРОВАНИЯ МАТЕРИАЛОВ ШВЕЙНЫХ МАШИН****А.В. МАРКОВЕЦ, А.Р. ФАЙЗУЛОВ***(Санкт-Петербургский государственный университет технологии и дизайна)**

В швейных машинах различного типа и назначения для периодического дискретного перемещения стачиваемых материалов на заданную длину стежка применяются механизмы транспортирования [1], содержащие зубчатую рейку и прижимную лапку. Движение зубчатой рейки вместе со стачиваемыми материалами представляет собой кинематическое внешнее воздействие [2], передаваемое на прижимную лапку. Взаимодействие зубчатой рейки с прижимной лапкой через стачиваемые ткани в процессе их транспортирования во многом определяет качество выполняемого швейной машиной шва и, следовательно, качество готовых швейных изделий. Настоящая статья посвящена анализу траекторий движения зубчатой рейки с целью дальнейшего исследования динамики прижимной лапки механизмов транспортирования материалов швейных машин.

При исследовании динамики прижимной лапки для моделирования движения зубчатой рейки необходимо [2] получить зависимости $X_Q(t)$, $Y_Q(t)$ координат ее среднего зуба Q . Зависимости $X_Q(t)$, $Y_Q(t)$ могут быть получены, например, в результате кинематического анализа [1] исследуемого механизма транспортирования. В

настоящее время существует множество разнообразных по конструкции механизмов транспортирования материалов представляющих собой, как правило, сложные многосвязные рычажные механизмы, для которых получение $X_Q(t)$, $Y_Q(t)$ в явном виде практически невозможно. Использование алгоритмического и программного обеспечения кинематического анализа механизмов транспортирования материалов для определения $X_Q(t)$, $Y_Q(t)$ в процессе численного решения математической модели прижимной лапки [2] оказывается не совсем удобным и значительно увеличивает время счета. Кроме того, для анализа влияния параметров траектории движения зубчатой рейки на динамику прижимной лапки необходимо изменять параметры кинематической схемы механизма транспортирования, то есть проектировать механизм заново. Для исследования динамики прижимной лапки попытаемся подобрать такие аналитические зависимости $X_Q(t)$ и $Y_Q(t)$, которые, независимо от конструктивных особенностей механизма транспортирования, описывают движение среднего зуба Q зубчатой рейки

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства г. Санкт-Петербурга (грант PD06-2.0-28) и в рамках аналитической ведомственной научной программы «Развитие научного потенциала высшей школы».

при заданных значениях наиболее важных и общих для всех механизмов транспортирования параметров: шага транспортирования T , максимальной величины подъема зубчатой рейки над игольной пластиной p_1 , угла рабочего хода φ_p , координаты X_{ig} линии хода иглы, уровня игольной пластины H .

Результаты кинематического исследования различных механизмов транспортирования материалов [1] показывают, что движение зубчатой рейки, как правило, осуществляется по траектории, близкой к эллипсной.

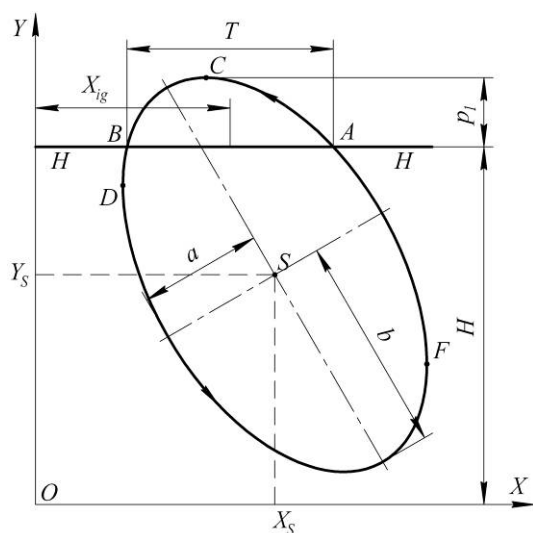


Рис. 1

Изобразим эллипс в наиболее общем виде (рис. 1) и выделим на нем характерные точки: А, В – соответственно точки начала и окончания периода движения зубчатой рейки над игольной пластиной Н-Н; С – точка максимального подъема зубчатой рейки, D, F – соответственно левая и правая точки максимального перемещения зубчатой рейки вдоль оси ОХ относительно центра S эллипса. По расположению точек D и F относительно игольной пластины можно выделить несколько вариантов эллипсной траектории (рис. 2). Траектория 1 характеризуется совпадением точек А и F₁ (индекс в обозначениях С_і, D_і, F_і, $i = \overline{1,3}$ соответствует номеру траектории), резким захватыванием материалов на участке АС₁ и пологим опусканием зубча-

той рейки на участке С₁В. Траектория 2 характеризуется совпадением точек В и D₂, медленным подъемом зубчатой рейки на участке АС₂ и резким опусканием на участке С₂В. Траектория 3 характеризуется тем, что точки D₃ и F₃ расположены ниже игольной пластины, при этом крутизна участков подъема АС₃ и опускания С₃В зубчатой рейки одинакова. С точки зрения захвата стачиваемых материалов зубчатой рейкой траектория 1 является лучшей.

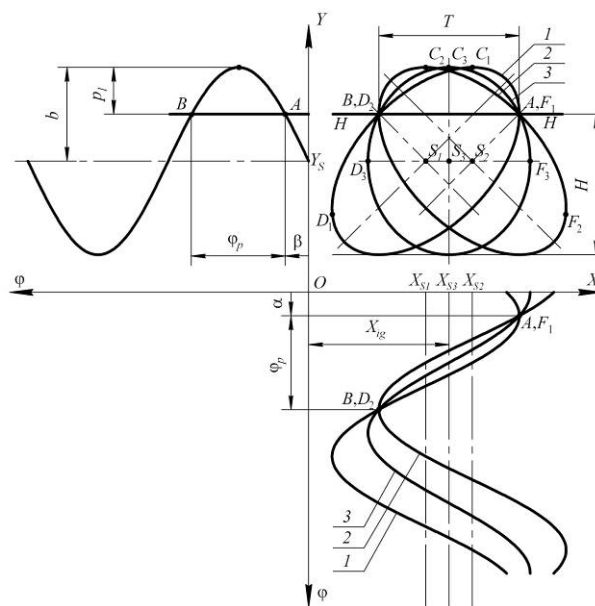


Рис. 2

Зависимости $X_Q(t)$ и $Y_Q(t)$ для представленных на рис. 2 эллипсных траекторий можно записать в виде:

$$X_Q = X_s + a \cos(\varphi + \alpha), \quad (1)$$

$$Y_Q = Y_s + b \sin(\varphi + \beta),$$

где (рис. 1) X_s, Y_s – координаты центра S эллипса; a, b – длины полуосей; α, β – фазовые углы; $\varphi = \omega t$ – обобщенная координата (угол поворота главного вала машины); ω – угловая частота вращения главного вала; t – время.

Как видно из рис. 2, зависимость $Y(\varphi)$ для всех трех эллипсных траекторий одинакова и не зависит от поворота эллипса относительно игольной пластины. Вели-

чины Y_s , b и β могут быть определены из выражений

$$\beta = 0,5(\pi - \varphi_p), \quad b = p_1 / (1 - \sin(\beta)),$$

$$Y_s = H + p_1 - b. \quad (2)$$

$$\alpha = 0, \quad a = T / (1 - \cos \alpha), \quad X_s = X_{ig} + 0,5T - a \quad (\text{для траектории 1});$$

$$\alpha = \pi - \varphi_p, \quad a = T / (1 + \cos \alpha), \quad X_s = X_{ig} - 0,5T + a \quad (\text{для траектории 2}); \quad (3)$$

$$\alpha = \beta, \quad a = 0,5T / (\cos(\alpha)), \quad X_s = X_{ig} \quad (\text{для траектории 3}).$$

Для улучшения качества транспортирования материалов в [3] предлагаются механизмы с прямолинейным, параллельным игольной пластине, участком движения зубчатой рейки в процессе перемещения материалов на заданную длину стежка. В указанных механизмах прямолинейный участок движения зубчатой рейки осуществляется за счет выстоя выходного звена шестизвенной кинематической цепи привода ее вертикальных перемещений. Так как траектория движения зубчатой рейки рассматриваемых механизмов не является эллипсной, то использование для моделирования динамики прижимной лапки зависимостей (1) невозможно.

Для исследования траектории движения зубчатой рейки предлагаемых механизмов транспортирования с помощью разработанного алгоритмического и программного обеспечения [1] производился их кинематический анализ с последующей аппроксимацией полученных зависимостей $X_Q^*(\varphi)$, $Y_Q^*(\varphi)$ рядом Фурье с ограниченным числом гармоник. В результате исследований было выявлено, что для указанных механизмов зависимость $X_Q^*(\varphi)$ аналогична зависимости $X_Q(\varphi)$, полученной для эллипсной траектории (см. (1)), то есть $X_Q^*(\varphi) = X_Q(\varphi)$, а зависимость $Y_Q^*(\varphi)$ может быть представлена в виде

$$Y_Q^* = y_0 + \sum_{i=1}^n b_i \sin(i\varphi), \quad (4)$$

Параметры X_s , a и α (рис 2) зависят от поворота эллипсной траектории и при условии, что линия хода иглы обычно делит шаг T пополам, могут быть определены из выражений:

где $\varphi = \omega t + \beta_0$ – угол поворота главного вала; β_0 – фазовый угол, соответствующий моменту выхода зубчатой рейки над игольной пластиной. Входящие в (4) величины y_0 , b_i , $i = 1, n$ необходимо определить с учетом заданных значений параметров траектории движения зубчатой рейки p_1 , φ_p и H , а также, φ_p – угла выстоя выходного звена кинематической цепи вертикальных перемещений зубчатой рейки.

Обозначим (рис. 3 – общий вид зависимости $Y_Q^*(\varphi)$ для траектории с прямолинейным участком): φ_1 , φ_5 – углы, соответствующие моментам начала и окончания транспортирования материалов; φ_2 , φ_3 , φ_4 – углы, соответствующие положениям зубчатой рейки в моментом начала, середины и окончания ее движения по прямолинейному участку; φ_6 – угол, соответствующий максимальной величине опускания зубчатой рейки под игольную пластину. Примем, что, как и для эллипсной траектории (2), $\beta_0 = \beta$. Тогда: $\varphi_1 = \beta_0$, $\varphi_2 = \beta_0 + 0,5\varphi_p - 0,5\varphi_b$, $\varphi_3 = \alpha_0 + 0,5\varphi_p$, $\varphi_4 = \varphi_2 + \varphi_b$, $\varphi_5 = \beta_0 + \varphi_p$, $\varphi_6 = \varphi_3 + \pi$.

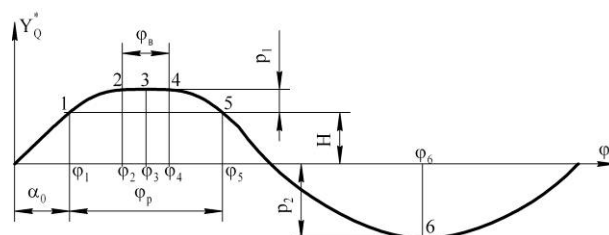


Рис. 3

Для получения прямолинейного участка движения зубчатой рейки на интервале $\varphi \in [\varphi_2; \varphi_4]$ величина Δ отклонения зависимости $Y_Q^*(\varphi)$ от $H + p_1$ (см. рис. 3) должна быть минимальна, то есть

$$\Delta = \int_{\varphi_2}^{\varphi_4} (Y_Q^*(\varphi) - (H + p_1))^2 d\varphi \rightarrow \min. \quad (5)$$

Исходя из заданного по циклограмме угла рабочего хода механизма транспортирования необходимо выполнение условий:

$$Y_Q^*(\varphi_1) = H, \quad Y_Q^*(\varphi_5) = H. \quad (6)$$

Как показал кинематический анализ предлагаемых механизмов транспортирования, на середине прямолинейного участка движения зубчатой рейки имеют место следующие равенства

$$Y_Q^{*'}(\varphi_3) = 0, \quad Y_Q^{*''}(\varphi_3) = 0. \quad (7)$$

При движении зубчатой рейки под игольной пластиной необходимо, чтобы зубчатая рейка не опускалась ниже заданной максимальной величины, то есть (см. рис. 3) необходимо, чтобы

$$Y_Q^*(\varphi_6) \leq H - p_2. \quad (8)$$

Таким образом, для определения входящих в (4) величин $y_0, b_i, i = \overline{1, n}$ необходимо найти минимум (5) при наличии ограничений (6)...(8). Для решения указанной задачи был разработан алгоритм и в системе инженерных и научных расчетов MATLAB [4] написана программа.

На рис. 4 в качестве примера приведены графики зависимостей $Y_Q^*(\varphi), Y_Q^{*'}(\varphi)$ и $Y_Q^{*''}(\varphi)$, построенные по результатам расчета при: $H=0$ мм, $p_1=1$ мм, $\varphi_p=120^\circ$, $\varphi_B=30^\circ$, $p_1=3$ мм, $n=5$. Анализ графиков показал, что на рабочем ходу механизма транспортирования при $\varphi \leq \varphi_p$, то есть при $Y_Q^*(\varphi) \geq H$, зависимости $Y_Q^*(\varphi), Y_Q^{*'}(\varphi)$

и $Y_Q^{*''}(\varphi)$ близки к реальным, полученным при кинематическом анализе механизмов, а на холостом ходу при $\varphi > \varphi_p$ (что соответствует $Y_Q^*(\varphi) < H$) зависимости $Y_Q^*(\varphi), Y_Q^{*'}(\varphi)$ и $Y_Q^{*''}(\varphi)$ отличаются от реальных зависимостей.

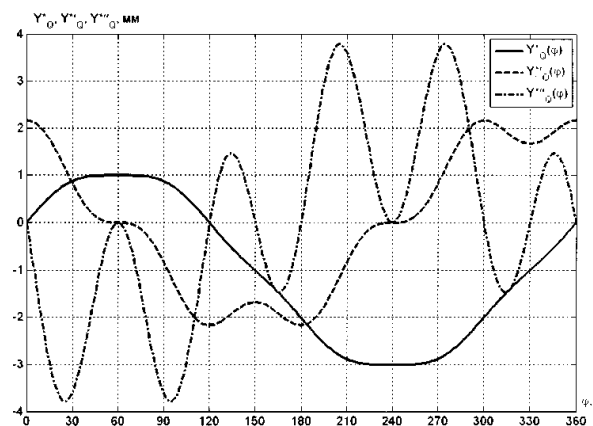


Рис. 4

При исследовании динамики прижимной лапки [2] в качестве кинематического внешнего воздействия рассматриваются участки зависимостей $Y_Q^*(\varphi), Y_Q^{*'}(\varphi)$ и $Y_Q^{*''}(\varphi)$, для которых $Y_Q^*(\varphi) \geq H$. Так как при $Y_Q^*(\varphi) \geq H$ зависимости $Y_Q^*(\varphi), Y_Q^{*'}(\varphi)$ и $Y_Q^{*''}(\varphi)$ практически близки к реальным, то предлагаемая зависимость в виде (4) вполне может быть использована для получения кинематического внешнего воздействия на прижимную лапку. Следует отметить, что при определении коэффициентов $y_0, b_i, i = \overline{1, n}$ наилучшие результаты достигаются при $n=5, p_2 \approx 3 p_1, \varphi_B=30^\circ, H=0$ мм, а величина φ_B не оказывает существенного влияния на длину выстоя получаемой в процессе счета зависимости $Y_Q^*(\varphi)$.

ВЫВОДЫ

Предложенные аналитические зависимости описания траекторий движения зубчатой рейки удобны для анализа динамики

прижимной лапки, проектирования механизмов транспортирования ткани, оптимизации параметров (размеров звеньев) кинематических схем указанных механизмов.

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. *Марковец А.В.* Кинематический анализ механизмов транспортирования материалов швейных машин. – СПб.: СПГУТД, 2006.

2. *Марковец А.В.* Математическое моделирование динамики прижимной лапки механизмов транспортирования // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2006, №1. С.97...102.

3. Пат. 2281352 Российская федерация, МПК D 05 В 27/02. Механизм транспортирования ткани швейной машины (2 варианта) / Мазин Л. С., Марковец А. В., Файзулов А. Р., Кикин А. Б. ; заявитель и правообладатель Санкт-Петербургский государственный университет технологии и дизайна. № 2004137597. – Заявл. 22.12.2004. Оpubл. 10.08.2006. Бюл. № 22.

4. *Дьяконов В.П.* MATLAB: Учебный курс. – СПб: Питер, 2001.

Рекомендована кафедрой машиноведения. Поступила 25.12.06.
