

РАЗРАБОТКА МЕХАНИЗМА ПЕРЕМЕЩЕНИЯ МАТЕРИАЛА СКОРОСТНЫХ ШВЕЙНЫХ МАШИН

УДК 687.053.042

Канд. техн. наук Ю. Ю. ЩЕРБАНЬ, канд. техн. наук В. А. ГОРОБЕЦ

Киевский технологический институт легкой промышленности

Целесообразность применения в скоростных швейных машинах структуры механизма перемещения материала, изображенной на рис. 1, с позиции снижения нагрузки на распределительный вал машины и увеличение жесткости механизма, показана в работе [1].

В данной работе проведена оптимизация параметров указанного механизма с учетом функциональных критериев, а также сопоставление значений последних со значениями аналогичных критериев механизма перемещения машины 1022 М ПО «Промшвеймаш».

Основным условием оптимизационного синтеза механизма принята минимизация периода отрыва прижимной лапки от материала на фазе транспортирования, что является важным показателем качества транспортирования при работе машины в скоростном режиме [2, 3]. Дополнительными условиями синтеза (ограничениями) являлись критерии параллельности рабочей поверхности рейки линии игольной пластины на фазе транспортирования и прямолинейность рабочего участка траектории рейки. Кроме того, для оценки взаимодействия механизма перемещения ткани с другими механизмами машины определялся коэффициент рабочего хода рейки. Таким образом, целевая функция имеет вид

$$\min_{\theta} \max_{\varphi} |Y(\varphi) - f(\psi, l_1, \dots, l_5) + g|, \quad (1)$$

где φ — фазовый угол поворота главного вала, в течение которого происходит взаимодействие зубчатой рейки с прижимной лапкой; $Y(\varphi)$ — обобщенная координата перемещения прижимной лапки; θ — вектор варьируемых параметров; l_1 — длина шатуна рейки 2 (рис. 1); l_2 — длина шатуна 3; l_3, l_4, l_5 — модули радиусов-векторов координат соответственно переднего, среднего и последнего зубьев нижней рейки; ψ — угол сдвига фаз взаимодействий кинематических цепей горизонтальных и вертикальных перемещений нижней рейки; g — штрафная функция, определяющая ограничения на пространство параметров механизма, [4]

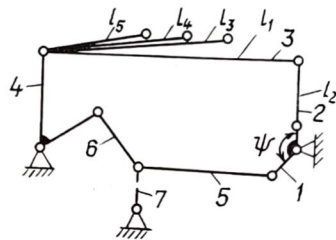
$$g = 10^r \sum_{j=1}^5 a \tau_j,$$

где $\sum_{j=1}^5 a \tau_j$ — совокупность функциональных ограничений; a — коэффициент, значение которого в случае невыполнения ограничения равно 1, в ином случае $a=0$; r — показатель степени, зависящий от характера исследуемой поверхности отклика. В предлагаемом исследовании для обеспечения условия сходимости процесса оптимизации значение последнего устанавливалось равным 30.

Ограничение на непараллельность поверхности рейки линии игольной пластины на фазе транспортирования запишем в виде

$$|Y_{l_3} - Y_{l_5}| \leq \delta,$$

где Y_{l_3}, Y_{l_5} — проекции радиус-векторов l_3 и l_5 на ось ординат; $\delta = 0,1h_t$ (h_t — высота зуба рейки).



Условие прямолинейности рабочего участка траектории рейки может быть выражено следующей интегральной зависимостью:

$$\left[\Delta Y_{l_4}^{\max} \Phi_p - \int_0^{\Phi_p} Y(\varphi) d\varphi \right] \leq \delta S,$$

где $\Delta Y_{l_4}^{\max}$ — максимальное перемещение среднего зуба рейки над игольной пластиной; Φ_p — угол поворота главного вала, соответствующий рабочему ходу рейки при длине стежка $l_{ст}=3,5$ мм; δS — допустимое отклонение траектории среднего зуба рейки от прямой линии ($\delta S=0,1 \div 0,15 \Delta Y_{l_4}^{\max} \Phi_p$).

Коэффициент рабочего хода рейки определялся при условии, что начало фазы транспортирования материала осуществляется при внедрении зубьев рейки в последний на 0,2 мм.

Механизм	Критерий оценки			
	Период отрыва лапки, с · 10 ⁻²	Коэффициент рабочего хода	Отклонение от параллельности, мм	Отклонение от прямолинейности, мм/рад
Новый Машины 1022 М кл.	0,0968	0,287	0,0841	0,1863
	0,1630	0,281	0,0807	0,1514

Для определения обобщенной координаты перемещений прижимной лапки модель механической системы рейка—материал—прижимная лапка описывалась неоднородным дифференциальным уравнением второго порядка с переменными ко-

эффициентами [5]. В качестве объекта транспортирования принят пакет материала из капроновых комплексных нитей

$$\ddot{Y} + b\dot{Y} + Y \sqrt{(c_1 + \beta c_2) / m} = \beta \frac{c_2}{m} f, \quad (2)$$

где b , c_1 , m — коэффициенты, определенные в работе [1]; c_2 — жесткость пакета ткани, аппроксимируемая кусочно-линейной функцией [6]; β — коэффициент, учитывающий взаимодействие зубчатой рейки с прижимной лапкой; $\beta=1$ — фаза вынужденных колебаний прижимной лапки (отрыв от материала); f — функция возмущающего воздействия, описывающая положение среднего зуба рейки.

Функция возмущающего воздействия определялась по зависимостям, приведенным в работе [6] для нижней рейки. Учитывая нелинейный характер дифференциального уравнения (2), его решение осуществлялось многошаговым методом прогноза и коррекции.

Оптимизация целевой функции (1) выполнялась комбинированным методом внешней и внутренней последовательной безусловной минимизации [7]. Расчеты проводились для значения частоты вращения главного вала машины $\omega=600$ с⁻¹. В результате проведенного синтеза механизма получены следующие значения параметров: $\psi=2,715$ рад, $l_1=95,1$ мм, $l_2=22,6$ мм, $l_3=51,4$ мм, $l_5=72,4$ мм. Значения функциональных характеристик приведены в таблице. Анализируя полученные результаты, можно сделать вывод, что, имея коэффициент рабочего хода и отклонения от прямолинейности, несущественно отличающиеся от значений указанных характеристик в механизме перемещения базовой машины, предлагаемый механизм существенно превосходит его по более важному критерию — длительности взаимодействия между лапкой и материалом на фазе его транспортирования. Снижение периода времени отрыва прижимной лапки от материала обусловлено изменением траектории нижней рейки, которая наклонена к линии игольной пластины (значение критерия отклонения от прямолинейности возрастает в 1,4 раза). Это обеспечило снижение величины ударного импульса в момент выхода зубьев рейки из-под игольной пластины.

Таким образом, показанное в работе [1] преимущество использования предлагаемой модификации механизма с позиции динамической

нагруженности и приемлемые функциональные характеристики позволяют сделать вывод о возможности применения данной структуры механизма перемещения материала в челночных швейных машинах. Полученные в результате оптимизации значения геометрических параметров механизма могут быть использованы при разработке его конструкции применительно к ряду машин 0—1022 кл.

ЛИТЕРАТУРА

1. Щербань Ю. Ю., Горобец В. А. Сравнительный анализ механизмов перемещения материала швейных машин.— Изв. вузов. Технол. легкой пром-сти, 1989, № 6, с. 106—109.
2. Вальщиков Н. М., Зайцев Б. А., Вальщиков Ю. Н. Расчет и проектирование машин швейного производства. Л., Машиностроение, 1973. 344 с.
3. Комиссаров А. И., Лопандин И. В. Особенности взаимодействия рейки швейной машины с тканью и лапкой.— Изв. вузов. Технол. легкой пром-сти, 1966, № 6, с. 105—111.
4. Фиалко А., Мак-Кормик Г. Нелинейное программирование. Методы последовательной безусловной минимизации. М., Мир, 1972. 318 с.
5. Вульфсон И. И., Грибкова Т. С. Аналитическое исследование условий силового замыкания механизма продвижения материала швейной машины с учетом параметрических импульсов.— Изв. вузов. Технол. легкой пром-сти, 1984, № 1, с. 96—100.
6. Щербань Ю. Ю., Горобец В. А. Исследование механизмов перемещения материала швейной машины с верхней и нижней транспортирующими рейками, сообщения 1, 2.— Изв. вузов. Технол. легкой пром-сти, 1986, № 2, с. 119—122; № 3, с. 105—109.
7. Пыльцова Т. И., Соколова Н. Д. Математическое обеспечение ЕС ЭВМ. Минск, 1973. 228 с.

*Рекомендована кафедрой
машин и агрегатов
легкой промышленности КТИЛПА*

*Поступила в редакцию
22 мая 1989 г.*

ИЗВЕСТИЯ ВЫСШИХ УЧЕБНЫХ ЗАВЕДЕНИЙ
ТЕХНОЛОГИЯ ЛЕГКОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ, 1990, № 1

УДК 687.057

СТРУКТУРА СТЕНДА ПРОГРАММНЫХ ИСПЫТАНИЙ ШВЕЙНЫХ МАШИН

Инж. В. И. ТОЛОКОЛЬНИКОВ, канд. техн. наук доц. Г. В. СИПАРОВ

Витебский технологический институт легкой промышленности

Докт. техн. наук проф. В. П. ПОЛУХИН

*Московский ордена Трудового Красного Знамени
текстильный институт имени А. Н. Косыгина*

Программные испытания швейных машин, оценка устойчивости процесса шитья и работоспособности механизмов и устройств на современном уровне связаны с созданием автоматизированных стендов на базе измерительно-вычислительных комплексов [1, 2]. Применение автоматизированных стендов испытаний швейных машин позволяет регистрировать наиболее информативные параметры рабочих процессов швейных машин, анализировать результаты исследований при минимальной продолжительности и высокой достоверности оценки работоспособности машин.

Проведение комплексных испытаний швейных машин с целью повышения качества их работы, оценки технического состояния по функциональным и параметрическим показателям, разработка рекомендаций по совершенствованию петлеобразующих механизмов и механизмов транспортирования связано со сбором и обработкой больших массивов