

# ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ МАТЕРИАЛА ШВЕЙНОЙ МАШИНЫ С ВЕРХНЕЙ И НИЖНЕЙ ТРАНСПОРТИРУЮЩИМИ РЕЙКАМИ

УДК 687.053.4

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

Киевский технологический институт легкой промышленности

## Сообщение 2

Результаты кинематического анализа механизмов [1] позволяют перейти к определению закона движения верхней транспортирующей рейки в вертикальном перемещении под действием приложенных к ней сил.

Как показали исследования [2—4], одной из основных причин нарушения нормального функционирования рабочих органов реечных механизмов транспорта является отрыв прижимной лапки от материала (подскок), увеличивающийся с повышением частоты вращения главного вала. Подобное наблюдается и в рассматриваемых механизмах, с той лишь особенностью, что отрыв совершает верхняя рейка и происходит он под действием не одного, а двух возмущающих воздействий.

Задача исследования состоит в определении характеристик указанного явления и разработке способа по уменьшению его отрицательного влияния на процесс транспортирования.

Работа механизма перемещения верхней рейки рассматривалась на фазе транспортирования в двух режимах: при наличии контакта рейки с материалом и его отсутствии. Расчетные динамические модели для каждого случая приведены на рис. 1. Из моделей следует, что в первом режиме движение системы характеризуется кинематическим возбуждением колебаний, во втором (после отрыва верхней рейки от материала) система совершает колебания под действием периодически изменяющейся возмущающей силы, амплитуда которой пропорциональна квадрату собственной частоты.

Используя обозначения кинематических характеристик, принятых в работе [1], запишем уравнение движения центра масс системы в дифференциальной форме соответственно для первого и второго режимов работы

$$(m - m_1) \ddot{y} = c_0 f \operatorname{tg} \psi_0 - (c_1 + c_0) y + k_0 (\dot{f} \operatorname{tg} \psi_0 + f \psi_0 / \cos^2 \psi_0) - (k_1 + k_0) \dot{y} + m_1 r [\varepsilon_{15} \cos(\varphi_{10} + \alpha_5 + \beta_5) - \omega_{15}^2 \sin(\varphi_{10} + \alpha_5 + \beta_5)]; \quad (1)$$

$$(m - m_1) \ddot{y} = m_1 r [\varepsilon_{15} \cos(\varphi_{10} + \alpha_5 + \beta_5) - \omega_{15}^2 \sin(\varphi_{10} + \alpha_5 + \beta_5)] - c_1 y - k_1 \dot{y}, \quad (2)$$

где  $r$  — расстояние между точками  $K$  и  $H$  в рассматриваемый момент времени,

$$r = \frac{-\cos \psi_5 \left( x_{O_4} - h \sin \beta_3 - \left\{ y_{O_4} - y - h \left[ \cos \beta_3 - \frac{\cos(\psi_5 - \beta_3)}{\sin \psi_5} \right] \right\} \right) \sin \psi_5}{\sin(\beta_5 + \psi_9 - \psi_5)};$$

$m$  — приведенная масса механизма перемещения верхней рейки;  $m_1$  — масса верхней рейки со стержнем;  $c_0$  — приведенный коэффициент жесткости динамической системы;  $c_1$  — коэффициент жесткости пластинчатой пружины ( $c_1 = 3900$  Н/м);  $k_0$  — приведенный коэффициент демпфирования динамической системы;  $k_1$  — коэффициент демпфирования пластинчатой пружины ( $k_1 = 0,108$  (Н·с)/м);  $\omega_{15}$  — угловая скорость звена 15;  $\varepsilon_{15}$  — угловое ускорение звена 15.

Значения кинематических характеристик, входящих в уравнения (1) и (2), определяются по формулам работы [1] для каждого момента вре-

мени. При этом следует отметить, что длина стойки  $l_{05K}$  четырехзвенника  $O_5MLK$ , которая в свою очередь необходима для определения угла  $\varphi_{10}$  в режиме отрыва верхней рейки от материала, определялась с учетом перемещения точки  $K$ .

Значения  $\omega_{15}$  и  $\varepsilon_{15}$  определяются при известной угловой скорости главного вала ( $\omega_1 = 366 \text{ с}^{-1}$ ) дифференцированием выражения, определяющего угол  $\varphi_9$  по обобщенной координате — углу поворота главного вала  $\varphi_1$ .

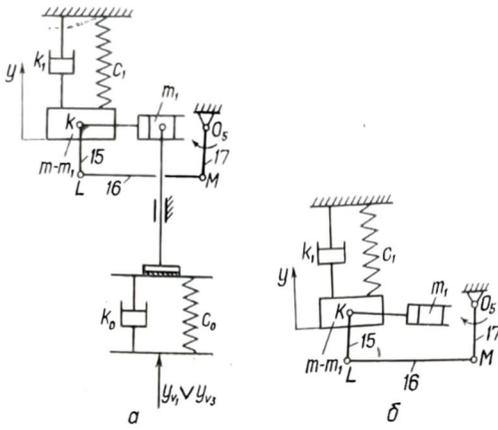


Рис. 1

Численные значения приведенного коэффициента жесткости динамической системы  $c_0$ , состоящей из верхней и нижней реек, игольной пластины, прижимной лапки и материала, находили экспериментально. При этом определяли величину деформации  $y_i$   $i$ -го элемента системы от величины нагрузки  $P$ .

Величина нагрузки варьровалась в пределах 0—300 Н.

Деформацию материала  $y_m$  измеряли электромеханическим толщиномером (ТЭМ) в соответствии с работой [5], а деформацию  $y_i$  каждого из  $q$  остальных элементов системы — инструментальным микроскопом. Для каждого значения нагрузки определяли минимальное число измерений по методике [6].

Полученные данные аппроксимировали с помощью ЭВМ функциональной зависимостью  $y_i(P)$  при условии, что максимальное среднее квадратичное отклонение расчетных значений от средних значений измерений не превышает 10 %

$$\sigma_{\max}^2 \leq 0,1 \bar{y}_i. \quad (3)$$

Как показали результаты обработки, указанная зависимость для всех элементов системы, кроме материала, может быть выражена в виде линейной зависимости, где  $P_{0i}$  — максимальное усилие, при котором не наблюдалась деформация элемента (т. е.  $c_i = \infty$ ), а

$$\operatorname{tg} v = \frac{1}{c_i} = \frac{y_i}{P - P_{0i}}.$$

Численные значения  $P_{0i}$  и  $c_i$  приведены в табл. 1.

При исследовании упругих свойств шиваемых материалов исходим из того, что машины с верхней и нижней транспортирующими рейками применяются для широкого ассортимента тканей. Чтобы учесть более широкий диапазон физико-механических свойств материалов для эксперимента были взяты: прорезиненная ткань, ткань из капроновых комплексных нитей с пленочным покрытием и комбинированная ткань с поролоновой прокладкой и трикотажной подкладкой, которые в дальнейшем будут обозначаться номерами 1—3.

Зависимость деформации материала  $y_m$  от величины нагрузки в этом случае выражалась при помощи кусочно-линейной функции с числом интервалов  $N$ . Значение  $N$ , равное отношению числа значений к коли-

Таблица 1

Исследуемый элемент	$P_0$ , Н	$c_i \cdot 10^6$ , Н/м	Исследуемый элемент	$P_0$ , Н	$c_i \cdot 10^6$ , Н/м
Верхняя рейка	96,7	6,81	Игольная пластина	120,8	8,01
Нижняя рейка	108,3	7,43	Прижимная лапка	67,5	4,73

честву измерений  $n_j$  в  $j$ -м интервале, определяем при помощи ЭВМ с учетом ограничения (3). При этом значения среднего квадратичного отклонения вычисляются по формулам работы [7].  
 Произведенные расчеты показывают, что для выполнения условия (3) достаточное число интервалов разбиения  $N=3$ . Значения исходных величин для всех видов ткани приведены в табл. 2.

Ткань	Интервал	$P_0, Н$	$C_j \cdot 10^4, Н/м$	$\sigma^2$	Ткань	Интервал	$P_0, Н$	$C_j \cdot 10^4, Н/м$	$\sigma^2$	
1	1	0	51,1	0	3	3	-61,55	107,16	0,071	
	2	-37,04	100,48	0,067		1	1	0	4,76	0
	3	-658,42	945,06	0,098			2	-6,33	7,822	0,049
2	1	0	25,2	0	3	3	-77,82	19,69	0,081	
	2	-11,37	52,3	0,1004		1	1	0	4,76	0
	3	-11,37	52,3	0,1004			2	-6,33	7,822	0,049

После определения составляющих значений упругих характеристик элементов динамической системы найдем приведенный коэффициент жесткости по формуле из работы [8] для последовательного соединения упругих элементов в системе

$$c_0 = \left( \frac{\sum_{j=1}^{N-1} c_{jm} \delta_j - c_N \sum_{j=1}^{N-1} \delta_j}{yc_N} + 1 \right) \left( \sum_{i=1}^q c_i \right)^{-1}, \quad (4)$$

где  $\delta_j$  — величина  $j$ -го линейного интервала при деформации материала. Первый множитель уравнения (4) характеризует упругие свойства материала, а второй является приведенным коэффициентом жесткости остальных элементов.

Приведенный коэффициент демпфирования системы  $k_0$  при последовательном соединении элементов диссипатии определяется как сумма обратных величин составляющих коэффициентов демпфирования, определяемых по формуле [9]

$$k_i = \Psi_i c_0 / 2\pi\omega_1,$$

где  $\Psi_i$  — площадь петли гистерезиса.

Считая диссипативную характеристику системы гармонически линеаризованной, получим значение площади петли гистерезиса для всех элементов системы, кроме сшиваемых материалов,

$$\Psi_i = 2\Delta_i,$$

где  $\Delta_i$  — логарифмический декремент затухания колебаний, выбираемый по работе [10] в зависимости от схемы нагружения элемента системы и его материала при продольных или поперечных колебаниях.

Для определения диссипативной характеристики сшиваемых материалов представим последние как аналоги виброизолирующих прокладок, значение  $\Psi_m$  для которых в соответствии с работой [9]

$$\Psi_m = \frac{P_a^2 \delta_m}{EI} \Phi(z),$$

где  $P_a$  — максимальное значение действующей силы;  $\delta_m$  — толщина пакета ткани под прижимной лапкой;  $EI$  — жесткость ткани, определяемая по методике [11];  $\Phi(z)$  — коэффициент, выбираемый по таблице из работы [9], зависящий от значения

$$z = \frac{2\mu f_0}{\delta_m(1-\mu)} (t_1 + t_2),$$

Таблица 3

Исследуемый элемент	$k_i, (Н \cdot с)/м$
Верхняя рейка	42,48
Нижняя рейка	44,36
Игольная пластина	41,17
Прижимная лапка	47,05
Ткань	
1	74,24
2	88,30
3	80,29

где  $t_1 + t_2$  — длина рабочей поверхности транспортирующей рейки;  $f_0$  — коэффициент внутреннего трения слоев ткани;  $\mu$  — коэффициент Пуассона.

Значения коэффициентов демпфирования элементов системы приведены в табл. 3.

Решение уравнений (1) и (2) требует определения момента перехода от первого режима работы ко второму, который осуществляется при выполнении условия

$$(y_{v_1} \vee y_{v_2}) + \delta_m - (y_{t_1} \vee y_{t_2}) < 0, \quad (5)$$

где  $y_{v_1}, y_{v_2}; y_{t_1}, y_{t_2}$  — координаты переднего и заднего зубьев соответственно нижней и верхней реек.

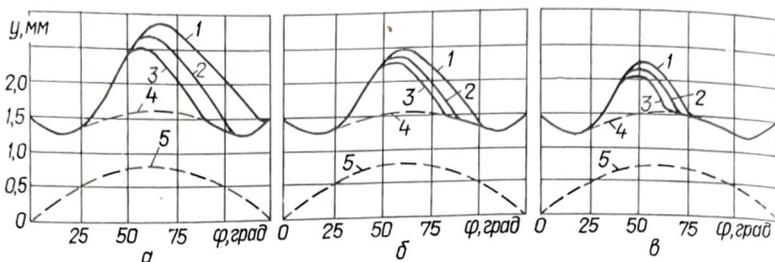


Рис. 2

Для решения уравнения (1) были приняты следующие начальные условия.

1. Обобщенная координата центра масс системы в начальный момент  $t=0$

$$y = P_{\pi} / (c_1 + c_0),$$

где  $P_{\pi}$  — предварительное усилие сжатия материала (40 Н).

2. Значения вертикальных составляющих скоростей  $y_t$  верхней и  $y_v$  нижней реек при  $t=0$  принимались по результатам работы [1] в зависимости от толщины пакета ткани.

Уравнения движения (1) и (2) являются нелинейными дифференциальными уравнениями второго порядка, причем уравнение (1), помимо интегрирования, требует еще и решения трансцендентного уравнения [1] на каждом шаге решения. Кроме того, коэффициенты уравнений  $c_0$  и  $k_0$ , характеризующие упругие и диссипативные свойства исследуемой динамической системы, в свою очередь являются сложными нелинейными зависимостями, требующими пошаговых вычислений. В связи с этим указанные уравнения решаются численно на ЭВМ ЕС-1020 при помощи метода прогноза и коррекции [12], сочетающего высокую точность и быструю сходимость. Графики, полученные в результате решения уравнений (1) и (2), функции положения верхней рейки в вертикальном перемещении приведены на рис. 2, а (кривые 1, 2, 3 — соответственно для тканей 1—3, кривые 4, 5 — законы движения верхней и нижней реек в соответствии с работой [1]). За начало отсчета принят момент выхода зубьев нижней рейки из-под игольной пластины.

Анализ полученных результатов показывает: в зависимости от свойств сшиваемого материала величина подскока верхней рейки при рабочей скорости машины составляет 0,9—1,4 мм и, что особенно важно, контакта верхней рейки с материалом в интервале транспортирования ( $\Psi_p = 90^\circ - 110^\circ$ ) после ее отрыва уже не происходит. Это обстоятельство позволяет сделать вывод, что в исследуемом случае верхняя рейка независимо от закона ее горизонтального перемещения не может действительно влиять на получение или устранение посадки сшиваемых материалов. Кроме того, учитывая значительную массу подвижных частей механизма перемещения верхней рейки, значительная амплитуда их колебаний отрицательно влияет на вибрационные характеристики машины.

Известные способы уменьшения отрицательных последствий подскока лапки (в данном случае рейки) — увеличение предварительного усилия сжатия материала и уменьшение массы подвижных звеньев — целесообразны и малоэффективны. Так, первый способ может привести к прорубанию ткани зубьями реек, к тому же, как показали исследования [2], он не всегда приводит к положительному результату. Второй требует существенного изменения структуры и конструкции механизма и неприменим в условиях предприятий, эксплуатирующих данные машины.

В работе [13] отмечена возможность снижения амплитуды колебаний нелинейной динамической системы с двумя возмущающими воздействиями (какой является и исследуемая система) за счет сдвига фаз между возмущающими воздействиями вследствие увеличения разности собственных колебаний системы и собственной частотой возмущающих воздействий с дополнительными круговыми частотами. В данном случае такой сдвиг можно осуществить соответствующей установкой ведущих эксцентриков кинематических цепей вертикальных перемещений верхней и нижней реек. Предельное изменение угла сдвига фаз  $\theta$  определялось экспериментально, при небольшой скорости вращения главного вала машины ( $\omega_1 = 10 \text{ с}^{-1}$ ), обеспечивающей отсутствие подскока верхней рейки.

Установлено, что при  $\theta \leq 10^\circ$  ухудшение качества транспортирования за счет неодновременного начала рабочего хода реек практически не наблюдается. Расчет проводился для заданного значения  $\theta$  (при шаге изменения  $1^\circ$ ) решением уравнений (1) и (2) в совокупности с условием (5).

При этом в зависимости от знака угла сдвига фаз  $\theta$  в начальный момент времени и до момента начала воздействия второй возмущающей силы динамическая система содержит следующие элементы:

1. Верхняя рейка — материал — игольная пластина (при  $+\theta$ ).
2. Прижимная лапка — материал — нижняя рейка (при  $-\theta$ ).

Остальные элементы в указанный период в динамической системе, а значит, и соответствующая зависимость в уравнениях (1) и (2) отсутствуют, что учитывалось при их решении.

На рис. 2, б, в приведены графики зависимости  $y(\varphi)$  при угле сдвига фаз  $\theta = 8^\circ$  соответственно при положительном и отрицательном значениях. Нумерация кривых аналогична рис. 2, а.

Анализ этих графиков показывает существенное (почти в 2 раза) уменьшение амплитуды подскока, причем более эффективным оказывается случай, когда первой начинает взаимодействие нижняя рейка.

Таким образом, результаты работы позволяют сделать вывод о возможности улучшения технологических и динамических характеристик работы механизмов перемещения материала машин с верхней и нижней транспортирующими рейками путем целенаправленного изменения угла сдвига фаз между ведущими звеньями кинематических цепей вертикального перемещения. Кроме того, полученные зависимости и алгоритмы расчета могут применяться при проектировании новых и оптимизации существующих механизмов подобного типа.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Щербань Ю. Ю., Горобец В. А. Исследование механизмов перемещения материала швейной машины с верхней и нижней транспортирующими рейками, сообщение 1. — Изв. вузов. Технол. легкой пром-сти, 1986, № 2, с. 119—122.
2. 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.
3. Лопандин И. В. Анализ силового кинематического взаимодействия рейки с тканью и лапкой. — Изв. вузов. Технол. легкой пром-сти, 1972, № 5, с. 145—147.
4. Mende S. Untersuchung des Zusammenwirkens von Transporteur (Nähgut/Nähfuß) Stichplatte bei Industrienähmaschinen. — Textiltechnik, 1982, N 5, S. 291—294.

5. ГОСТ 12023—66. Текстильные материалы. Метод определения толщины.
6. Тихомиров В. Б. Планирование и анализ эксперимента. М., Легкая индустрия, 1974. 262 с.
7. Румшинский Л. З. Математическая обработка результатов эксперимента. М., Наука, 1971. 192 с.
8. Вульфсон И. И. Динамические расчеты цикловых механизмов. Л., Машиностроение, 1976. 328 с.
9. Прочность, устойчивость, колебания. Справочник в 3-х томах. М., Машиностроение, 1968, т. 3. 567 с.
10. Писаренко Г. С., Яковлев А. П., Матвеев В. В. Вибропоглощающие свойства конструкционных материалов. К., Наукова думка, 1971. 376 с.
11. Бузов Б. А., Модестова Т. А., Алыменкова Н. Д. Материаловедение швейного производства. М., Легкая индустрия, 1978. 480 с.
12. Холл Дж., Уатт Дж. Современные численные методы решения обыкновенных дифференциальных уравнений. М., Мир, 1979. 312 с.
13. Каудерер Г. Нелинейная механика. М., ИЛ, 1961. 777 с.

Рекомендована кафедрой  
машин и аппаратов швейного  
и трикотажного производств  
КТИЛПа

Поступила в редакцию  
4 июля 1985 г.

ИЗВЕСТИЯ ВЫСШИХ УЧЕБНЫХ ЗАВЕДЕНИЙ  
ТЕХНОЛОГИЯ ЛЕГКОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ, 1986, № 3

УДК 687.053:621.865.8

## ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМА СХВАТА МАНИПУЛЯТОРА ПЕРЕМЕЩЕНИЯ КРАЯ СТАЧИВАЕМЫХ ПО ПРОГРАММИРУЕМОМУ КОНТУРУ ДЕТАЛЕЙ

Канд. техн. наук В. И. ДЗЮБА, канд. техн. наук доц. Б. В. ОРЛОВСКИЙ

Киевский технологический институт легкой промышленности

В работах [1—3] изучались особенности проектирования механизмов перемещения стачиваемых по контуру деталей на швейной машине с зубчатой рейкой и прижимной лапкой на основе применения ползунного механизма [1], ориентирующих упоров [2] и фрикционного устройства [3]. Рассматриваемый механизм [4] служит для захвата края деталей перед иглой и прижимной лапкой и последующего его перемещения захватом и зубчатой рейкой относительно петлеобразующих рабочих инструментов швейной машины для получения криволинейных строчек и швов на заданном расстоянии от края.

На рис. 1 приведена кинематическая схема данного механизма. От игловодителя через систему звеньев ролик 5 получает вертикальные перемещения, синфазные с перемещением иглы стачивающего механизма. При нахождении иглы в материале зажимные пластины 6 и 8 оказываются замкнутыми, что вынуждает зажатый пластинами материал перемещаться вслед за зажимными пластинами поперек строчки (механизм

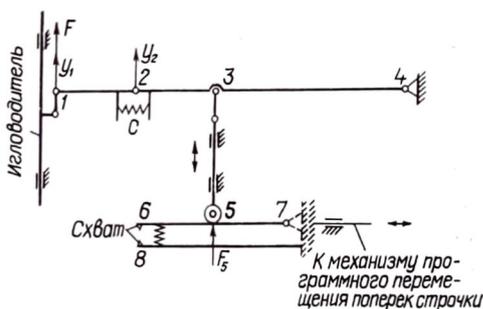


Рис. 1

поперечного перемещения на схеме не показан). При нахождении иглы над материалом ролик 5 освобождает зажимные пластины и материал получает возможность перемещаться вдоль строчки на величину стежка. В дальнейшем процесс повторяется. Пружина С, установленная в узле 2, по-