

## СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМОВ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ МАТЕРИАЛА ШВЕЙНЫХ МАШИН

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

Киевский технологический институт легкой промышленности

В швейных машинах челночного стежка традиционно применяются механизмы перемещения материала, состоящие из кинематических цепей вертикальных и горизонтальных перемещений рейки, каждая из которых содержит колеблющийся вал  $B_1$  и  $B_2$  (рис. 1, а). В то же время большинство механизмов перемещения материала машин цепного стежка имеют такой вал  $B_1$  только в кинематической цепи горизонтальных перемещений (рис. 1, б). В отношении динамики последняя структура механизма предпочтительней, поскольку имеет меньшее число и суммарную массу подвижных звеньев, в связи с чем и рекомендуется для использования в скоростных швейных машинах цепного стежка [1]. Применение этой структуры в машинах челночного стежка ограничено из-за недостаточной жесткости механизма, обусловленной наиболее податливым звеном структуры — шатуном рейки, на консоль которого установлен транспортирующий рабочий орган (рейка). Однако конструктивные особенности машины базового ряда 1022 М ПО «Промшвеймаш» позволяют при реализации структуры механизма (рис. 1, б) перейти от установки рейки на двухопорную балку с консолью на балку без консоли (рис. 1, в). При этом собственная частота колебаний шатуна рейки  $b$  (рис. 1, в), а следовательно, и его жесткость при допущении, что момент инерции поперечного сечения последнего — постоянная величина, а параметры  $b, d$  на схемах механизмов (рис. 1) равны, больше по сравнению с шатуном  $b$  (рис. 1, б) в  $(1+b/d)$  раз [2]. По ряду машин двухниточного цепного стежка ПО «Подольскшвеймаш» и фирмы «Римольди» (Италия) этот показатель соотношения частот изменяется в пределах 1,48—2,64. Однако целесообразность применения той или иной структуры механизма в конкретной машине может быть определена только на основе количественной оценки. В данной работе проведен сравнительный анализ обеих модификаций механизмов (рис. 1, а, в) по частотной характеристике шатуна рейки и величине нагрузки, приходящейся на распределительный вал машины.

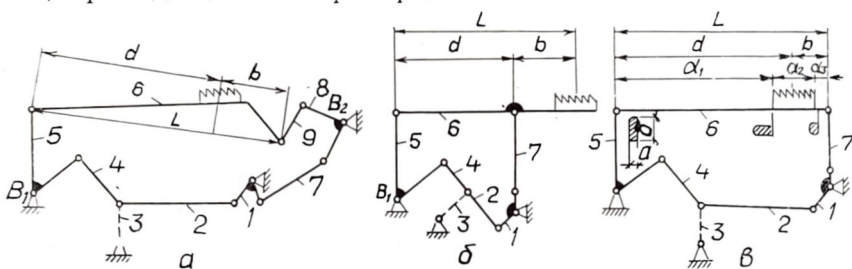


Рис. 1

В качестве исходных для расчета приняты значения геометрических и массо-инерционных параметров механизма перемещения базовой челночной машины 1022 М кл. ПО «Промшвеймаш». При этом условно принято, что значения параметров звена 7 (рис. 1) в одном и другом механизме одинаковы. Силы трения в кинематических парах и материала о прижимную лапку и платформу машины не учитывались.

Используя техническую теорию колебаний [3], с учетом потенциальной и кинетической энергии деформации представим уравнение поперечных свободных колебаний шатуна рейки в виде

$$\frac{\partial^2}{\partial t^2} \left( EI \frac{\partial^2 \omega}{\partial l^2} \right) + \frac{m \partial^2 \omega}{\partial t^2} = 0. \quad (1)$$

С помощью однотипной подстановки приведем уравнение (1) к виду

$$[EIy''']'' + mp^2y = 0, \quad (2)$$

где  $p^2$  — собственная частота колебаний шатуна рейки;  $y$  — прогиб шатуна рейки.

Коэффициент при первом члене дифференциального уравнения (2) переменный, так как профиль шатуна состоит из трех участков, моменты инерции каждого из которых определяются по следующей аппроксимационной зависимости:

$$I_i = \left( a_i - \frac{a_i - a_{i+1}}{\alpha_i} (l - \alpha_{i-1}) \right) \frac{\delta^3}{12}, \quad (3)$$

где  $a_i$ ,  $\delta_i$ ,  $\alpha_i$  — геометрические параметры профиля шатуна рейки на  $i$ -м участке (рис. 1, в).

Для решения дифференциального уравнения (2) с переменным коэффициентом относительно  $p$  используем способ Ритца [3], минимизируя значения функционала для каждого из рассматриваемых участков,

$$\frac{\partial}{\partial f_i} \int_M^N [EI_i(Y'')^2 - p^2mY^2] dl_j = 0, \quad (4)$$

где  $M = b_i$ ;  $N = b_{i+1}$ ;  $M = 0$  для 1-го участка;  $f_j$  — величина прогиба шатуна в  $j$ -м сечении;  $l_j$  — координата  $j$ -го сечения;  $n$  — число членов разложения;  $Y$  — сумма поперечных прогибов шатуна, удовлетворяющая геометрическим граничным условиям  $Y = 0$ ,  $Y'' = 0$  в точках его установки,

$$Y = \sum_{j=1}^{n=5} f_j \sin \frac{i\pi(l-M)}{N}. \quad (5)$$

Подставляя выражения (3) и (5) в (4), находим значение частоты для низшей формы собственных колебаний шатуна рейки. Расчет выполнен при помощи ЭВМ СМ-1420. Значения частот для шатуна рейки базовой конструкции  $p_6 = 1,86 \cdot 10^4 \text{ с}^{-1}$ , а новой  $p_n = 2,21 \cdot 10^4 \text{ с}^{-1}$ . Увеличение частоты собственных колебаний во втором случае обусловлено, видимо, тем, что конструктивно шатун здесь имеет прямолинейную форму, а в первом — Г-образную.

Для определения величины нагрузки, приходящейся на распределительный вал машины, динамическую модель механизма перемещения материала представим в виде одномассовой колебательной системы, массо-инерционные параметры которой приведены к распределительному валу машины. Используя уравнения Лагранжа второго рода, получим уравнение движения звена приведения механизма

$$\left( \sum_{j=2}^n m_j u_j^2 + \sum_{k=1}^n I_k i_{k1}^2 \right) \frac{d^2\varphi_1}{dt^2} - \frac{d\varphi_1}{dt} \left[ \sum_{j=2}^n m_j u_{j1} \frac{\partial u_{j1}}{\partial \varphi_1} + \sum_{k=1}^n I_k i_{k1}^2 \frac{\partial i_{k1}}{\partial \varphi_1} \right] + c_0 \varphi_1 = \sqrt{P^2(t) + I_n^2 u_{51}^2} + c_0 \varphi_0, \quad (6)$$

где  $\varphi_1$ ,  $\varphi_0$  — угол поворота соответственно звена приведения и ведущего колеса распределительного вала;  $c_0$  — жесткость распределительного вала;  $m_j$  — масса  $j$ -го звена, совершающего поступательное или плоскопараллельное движение;  $I_k$  — момент инерции  $k$ -го звена, совершающего вращательное или плоскопараллельное движение;  $u_{j1}$ ,  $i_{k1}$  — аналоги линейных и угловых скоростей соответственно центра массы  $j$ -го и  $k$ -го звеньев;  $I_n$  — сила инерционного сопротивления продвижению пакета



ткани, определяемая по методике [4]  $m_n = 1,1 \cdot 10^{-2}$  кг;  $P(t)$  — усилие взаимодействия между прижимной лапкой и рейкой;  $\mu$  — коэффициент, учитывающий период взаимодействия лапки с рейкой ( $\mu=0$  — рейка под игольной пластиной или  $P(t)=0$ ;  $\mu=1$  — рейка воздействует на лапку).

Зависимость  $P(t)$ , представляющая собой возмущающее воздействие на фазе вынужденных колебаний прижимной лапки ( $\mu=1$ ), может быть описана, учитывая периодический характер взаимодействия, рядом Фурье с максимальным порядком аппроксимирующих гармоник, равным четырем,

$$P(t) = \Omega_1 \cos kt + \Omega_2 \sin kt + c_2 \left( \frac{c_1}{m} \sum_{q=1}^4 H_q - \omega^2 \sum_{q=1}^4 H_q q^2 + \frac{c_1 h_0 + F_0}{mk^2} \right);$$

$$\Omega_1 = F - c_2 \left( \frac{c_1}{m} \sum_{q=1}^4 M_q - \omega^2 \sum_{q=1}^4 M_q q^2 + \frac{c_1 h_0 + F_0}{mk^2} \right);$$

$$\Omega_2 = c_2 \omega \left( \sum_{q=1}^4 h_q q \cos(q\omega t + \varphi_q) - \frac{c_1}{m} \sum_{q=1}^4 N_q q^2 + \omega^2 \sum_{q=1}^4 N_q q^3 \right); \quad (7)$$

$$H_q = h_q^* \sin(q\omega t + \gamma_q); \quad M_q = h_q^* \sin \gamma_q; \quad N_q = h_q^* \cos \gamma_q;$$

$$h_q^* = h_q / (k^2 \sqrt{(1 - q^2 \eta^2)^2 + q^2 \xi^2 \eta^2});$$

$$\gamma_q = \varphi_q - \arctg(q \xi \eta / (1 - q^2 \eta^2));$$

$$\eta = \omega/k; \quad \xi = 2\varepsilon/k; \quad \varepsilon = b/2m; \quad k = \sqrt{(c_1 + c_2)/m},$$

где  $c_1$  — жесткость цилиндрической пружины механизма прижимной лапки ( $c_1=4200$  Н/м);  $c_2$  — жесткость транспортируемого материала, определяемая в соответствии с работой [5];  $F_0$  — усилие предварительной деформации материала прижимной лапкой ( $F_0=50$  Н);  $\omega$  — угловая скорость вращения распределительного вала;  $m$  — масса устройства прижимной лапки ( $m=0,076$  кг);  $b$  — коэффициент демпфирования, полученный в соответствии с работой [5].

Значения аппроксимирующих гармоник  $h_q$  (выражение (7)) приведены в таблице.

Рассмотренное уравнение (6) является нелинейным дифференциальным уравнением второго порядка с переменными коэффициентами. Для его решения применяем численный метод интегрирования. В соответствии с работой [5] использован метод Рунге — Кутты — Мерсона.

$M \cdot 10^{-2}, \text{ Н} \cdot \text{м}$

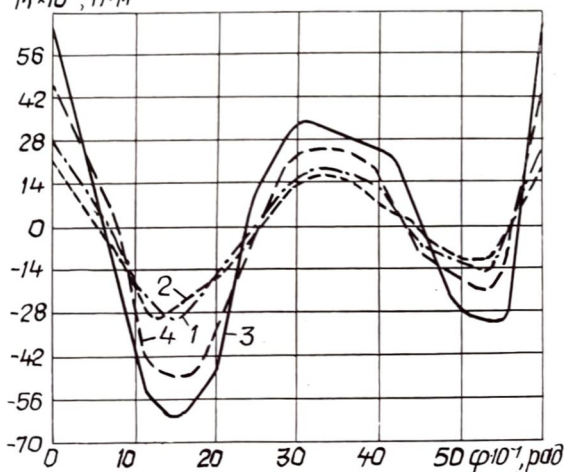


Рис. 2

На рис. 2 приведены результаты решения дифференциального уравнения (6) при частоте вращения распределительного вала 300 и 600 с<sup>-1</sup> (кривые 1, 3 соответственно для базовой конструкции, а 2, 4 — для предлагаемой). При

Порядок гармоники	Амплитуда	Фазовый угол
0	-1,5041	
1	1,8063	0,7355
2	0,0939	0,6075
3	0,0097	0,6805
4	0,0004	0,9828

частоте вращения главного вала машины  $\omega = 300 \text{ с}^{-1}$  момент на распределительном валу для обеих структур механизмов практически сопоставим. Однако с повышением скорости машины ( $\omega = 600 \text{ с}^{-1}$ ) характер зависимости  $M(t)$  изменяется и максимальные значения момента для второй структуры механизма в среднем на 30—40 % меньше, чем для первой. Наличие пиковых нагрузок в интервале времени 0—4 с  $\cdot 10^{-3}$  объясняется началом этапа транспортирования материала. В этот период инерционные нагрузки, действующие на ведомое звено механизма, максимальны.

Таким образом, на основании исследований жесткости механизма и величины снижения нагрузки на распределительный вал машины можно сделать вывод о целесообразности применения второй структуры механизма перемещения материала даже при неоптимальных значениях параметров в скоростных челночных швейных машинах, что создает предпосылки для снижения виброактивности всей машины в целом, частота работы которой в настоящее время приближается к  $600 \text{ с}^{-1}$ . Подтверждением этого может служить модификация стачивающих челночных машин 272 кл. фирмы «Дюркопп» (ФРГ), где уже использована подобная структура механизма.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Полухин В. П., Кирилин Е. И., Петров Н. С., Макаров Ю. А. Основные направления развития конструкции швейных машин с обметочными стежками. М., ЦНИИТЭИ-легпишемаш, 1972. 72 с.
2. Пановко Я. Г. Основы прикладной теории упругих колебаний. М., Машгиз, 1957. 336 с.
3. Тимошенко С. П., Янг Д. Х., Уивер У. Колебания в инженерном деле. М., Машиностроение, 1985. 472 с.
4. Вальщиков Н. М., Зайцев Б. А., Вальщиков Ю. Н. Расчет и проектирование машин швейного производства. Л., Машиностроение, 1973. 344 с.
5. Щербань Ю. Ю., Горобец В. А. Исследование механизмов перемещения материала швейной машины с верхней и нижней транспортирующими рейками, сообщение 2.— Изв. вузов. Технол. легкой пром-сти, 1986, № 3, с. 105—110.

*Рекомендована кафедрой  
машин и агрегатов  
легкой промышленности КТИЛПа*

*Поступила в редакцию  
2 марта 1989 г.*

ИЗВЕСТИЯ ВЫСШИХ УЧЕБНЫХ ЗАВЕДЕНИЙ  
ТЕХНОЛОГИЯ ЛЕГКОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ, 1989, № 6

УДК 621.9.025.77:685.31.05

## ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ РЕЖИМЫ ПРОЦЕССА ВЗЪЕРОШИВАНИЯ ФОРМОВАННЫХ ПОДОШВ ОБУВИ АЛМАЗНЫМИ ТОРЦЕВЫМИ ГОЛОВКАМИ

*Инж. А. В. ВЕРХОЯРНЫЙ*

Институт сверхтвердых материалов АН УССР

*Докт. техн. наук проф. Г. А. ПИСКОРСКИЙ, канд. техн. наук В. А. СЛИЖЕВСКИЙ*

Киевский технологический институт легкой промышленности

Известно [1], что целью операции взъерошивания деталей низа обуви является улучшение адгезионных свойств их поверхностей. Это достигается путем механического удаления поверхностного слоя определенной толщины  $t_f$  и образования на обрабатываемых поверхностях требуемой шероховатости  $R_{m_{max}}$ . При этом необходимо соблюдать условия термического режима, при которых не нарушается химическое строение обрабатываемого материала.