

ДИНАМИКА МЕХАНИЗМА С УПРУГОЙ СВЯЗЬЮ ТОЛКАТЕЛЯ НИЖНЕЙ НИТИ ШВЕЙНОЙ МАШИНЫ

З.Ш. ТОЖИБОВЕВ, А.Д. ДЖУРАЕВ, М.А. МАНСУРОВА, Д. МАНСУРОВА

(Ташкентский институт текстильной и легкой промышленности,
Худжандский филиал Таджикского технического университета имени академика М.С. Осими)

В предлагаемом плоском четырехзвенном механизме толкателя нижней нити применена упругая связь, которая смягчает пиковое значение нагрузки и обеспечивает необходимые выстой толкателя в технологическом процессе образования цепных стежков с требуемыми параметрами [1]. Важным является и обоснование параметров упругой связи.

Расчетную схему привода швейной машины двухниточного цепного стежка изобразили в виде вала привода (кроме механизма толкателя нижней нити). При этом вся система приводится к одной массе, так как все передачи являются жесткими. В механизме толкателя нижней нити кривошип учитывается отдельной массой, а коромысло с толкателем учитывается третьей массой.

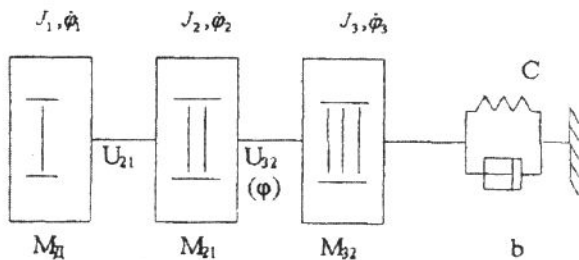


Рис. 1

На рис. 1 представлена расчетная схема машинного агрегата с механизмом толкателя нижней нити двухниточного цепного стежка, учитывающая переменность передаточного отношения второй и третьей масс. Массой шатуна пренебрегали ввиду малой величины последнего относительно других масс системы. Третья масса (толкатель нижней нити) в определенных положениях контактирует с упругой связью; она жестко связана с корпусом швейной машины. При этом упругая связь выполнена из двух одинаковых частей, расположенных по обеим сторонам толкателя нижней нити [2].

Основным источником механической энергии швейной машины является электродвигатель трехфазный асинхронный, тип Х71А2ШУ4; мощность $N = 0,4$ кВт, напряжение $U_B = 220/380$, частота вращения вала $n = 2900$ об/мин, частота тока 50 Гц.

Уравнения движения системы имеют вид:

$$\frac{\omega_0 - \dot{\varphi}_1}{\omega_0} = \frac{S_k M_g}{2M_k} + \frac{M_g}{2M_k \omega_c},$$

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 = M_d - U_{21} M_{21} - M_{пр},$$

$$J_2 \ddot{\varphi}_2 = M_{21} - U_{32}(\varphi_3) M_{32},$$

$$J_3 \ddot{\varphi}_3 = M_{32} - C\varphi_3 - b\dot{\varphi}_3.$$

Здесь

$$U_{32}(\varphi_3) = \frac{\dot{\varphi}_3}{\dot{\varphi}_2}, \quad \dot{\varphi}_2 = U_{21}\dot{\varphi}_1,$$

$$\ddot{\varphi}_3 = \ddot{\varphi}_2 U_{32}(\varphi_3) + \dot{\varphi}_3^2 \dot{U}_{32}(\varphi_3),$$

где J_1 – приведенные к главному валу моменты инерции ротора двигателя и других масс машин (кроме механизма толкателя нижней нити); J_2, J_3 – моменты инерции кривошипа и толкателя (коромысла) нижней нити; ω_0, ω_c – соответственно угловая скорость идеального холостого хода и угловая частота сети; S_k – критическое скольжение двигателя; M_k – критическое значение момента двигателя; $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ – соответственно угловые перемещения масс системы; M_{21}, M_{32} – взаимодействующие моменты между массами; U_2 – передаточное отношение между первой и второй массами; $U_{32}(\varphi_3)$ – передаточное отношение между второй и третьей массами; $M_{пр}$ – приведенный к главному валу момент от сопротивлений, действующих на элементы швейной машины; C, b – коэффициенты жесткости диссипации упругой связи при угловых перемещениях толкателя.

Полученная система дифференциальных уравнений (1) является существенно нелинейной и ее решение осуществляли численным методом.

Основными задачами динамических исследований механизма толкателя нижней нити являются определение закона движения толкателей и изучение движения при различных динамических параметрах, влияние сопротивления от упругой связи на режимы движения системы, а также определение наилучших параметров механизма толкателя, обеспечивающих колебания толкателя в пределах $30...32^\circ$.

Исследования проводили при следующих значениях параметров: $N_D = 0,4$ кВт; $n = 2900$ об/мин; $U_{21} = 1,0$; $\omega_c = 314$ рад/с; $\omega_0 = 106,6$ рад/с; $f_c = 50$ Гц; $J_1 = 0,123 \cdot 10^{-3}$ кг·м²; $J_2 = 0,83 \cdot 10^{-5}$ кг·м²; $J_3 = 0,561 \cdot 10^{-4}$ кг·м²; $C = 0,535 \cdot 10^2$ Н·м/рад; $b = 0,462$ Н·м·с/рад.

Переменное передаточное отношение U_{32} между второй и третьей массами определяли с учетом $\dot{\varphi}_2$ и $\dot{\varphi}_3$ в соответствии с [2].

На величину выстоя толкателя нижней нити значительно влияют упругодиссипативные параметры упругой связи.

Для улучшения образования цепного стежка требуется значительное уменьшение $\delta\varphi_3$, и при этом зона действия $\delta\varphi_2$ не должна превышать $25...30^\circ$.

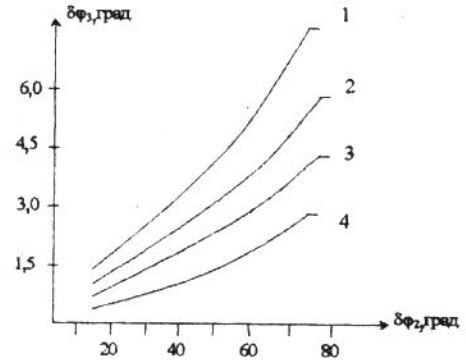


Рис. 2

На рис. 2 показаны графические зависимости изменения угла $\delta\varphi_3$ в функции зоны (угла $\delta\varphi_2$) действия упругой связи на толкатель нижней нити (кривая 1 – $C = 0,21 \cdot 10^2$ Н·м/рад; 2 – $C = 0,535 \cdot 10^2$ Н·м/рад; 3 – $C = 0,72 \cdot 10^2$ Н·м/рад; 4 – $C = 0,83 \cdot 10^2$ Н·м/рад).

Анализ результатов исследований показывает, что увеличение угла $\delta\varphi_3$ при возрастании зоны действия $\delta\varphi_2$ имеет приблизительно линейный характер. При этом с увеличением крутильной (угловой) жесткости упругой связи $\delta\varphi_3$ уменьшается.

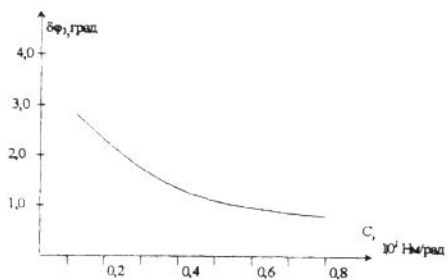


Рис. 3

На рис. 3 изображены графические зависимости угла сдвига $\delta\varphi_3$ толкателя нижней нити от коэффициента угловой жесткости упругой связи. Так, при $\delta\varphi_3 = 28^\circ$, увеличе-

ние C от $0,21 \cdot 10^2$ до $0,83 \cdot 10^2$ Н·м/рад приводит к уменьшению угла сдвига толкателя с 2,8 до $1,25^\circ$. Следует отметить, что при дальнейшем увеличении коэффициента C угловой жесткости упругой связи можно достичь минимального значения угла сдвига $\delta\varphi_2$ толкателя нижней нити (близко к нулю).

Однако, при этом возникают ударные взаимодействия толкателя нижней нити с упругой связью, что может привести к нарушению необходимого закона движения толкателя. Это, в свою очередь, приведет к нарушению технологического процесса образования двухниточного цепного стежка.

Исследования показали, что при упругой связи с небольшим значением коэффициента диссипации высокочастотные составляющие колебания толкателя нижней нити фактически не затухают. Кроме того, при упругой связи с незначительными диссипативными свойствами могут не затухать собственные колебания упругой связи (после очередного взаимодействия с толкателем). При этом во время следующего взаимодействия упругой связи с толкателем могут иметь место дополнительные колебания толкателя, что отрицательно сказывается на образовании цепного стежка.

Рекомендуемыми параметрами системы являются: $J_1 = (0, 15 \dots 0,2) \cdot 10^{-3}$ кг·м²; $J_2 = (1,0 \dots 1,2) \cdot 10^{-5}$ кг·м²; $J_3 = (0,5 \dots 0,6) \cdot 10^{-4}$ кг·м²; $C = (0,5 \dots 0,65) \cdot 10^2$ Н·м/рад; $b = (0,4 \dots 0,6)$ Н·м·с/рад; $\delta\varphi_2 = 25 \dots 26^\circ$ – при них обеспечивается необходимый процесс образования двухниточного цепного стежка в рассматриваемой швейной машине.

ВЫВОДЫ

Получена математическая модель машинного агрегата с механизмом толкателя нижней нити швейной машины двухниточного цепного стежка и графические зависимости изменения угла действия и угловой жесткости упругой связи. Приведены рекомендуемые параметры системы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Патент Республики Узбекистан №2808. Швейная машина двухниточного цепного стежка / Джураев А. и др. – Оpubл. 1995. Бюл. №3.
2. Джураев А., Абдуллаев А., Таджибаев З., Мансурова М. Динамика механизма толкателя нижней нити с упругой связью швейной машины двухниточного цепного стежка // Тез. докл. Респ. конф.: "Прогресс-2002".

Рекомендована кафедрой технологии ткани, трикотажа и швейных изделий Худжандского филиала ТТУ имени академика М.С. Осими. Поступила 23.06.04.