

УДК 677.1.052.2

**ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ТКАНИ НА УНИВЕРСАЛЬНЫХ ШВЕЙНЫХ МАШИНАХ ФИРМЫ TOYODA**

Бабажанов С.Х., Дустова Ф.Х.

Ташкентский институт текстильной и легкой промышленности, Ташкент, Республика Узбекистан

В статье рассматривается реечный механизм швейной машины фирмы «Toyota». Проведено исследование траектории движения зубьев рейки, а также характер изменения усилия прижатия рейки, перемещения сшиваемых деталей. Проведено сравнение расчётов, касающихся движения сшиваемых деталей, с результатами проведенных замеров, получена осциллограмма и определены усилия прижатия лапки.

**Ключевые слова:** рейка, реечный, механизм, лапка, челнок

**DOI:** 10.22281/2413-9920-2017-03-02-129-134

Как отмечается в [1, 2], реечные механизмы широко используются в швейных машинах для перемещения сшиваемых деталей с выстоем. На швейной машине фирмы TOYODA. Применяются однореечные механизмы II и III классов - механизмы с одной рейкой, расположенной ниже сшиваемых деталей. Рассмотрение и анализ работы данного однореечного механизма, имеющего достаточно широкое распространение, является предметом настоящего исследования.

На рис. 1 показана траектория движение одной из точек рейки. Перемещение деталей начинается с момента, когда зубцы рейки поднимутся выше игольной пластины, т.е. от точки *a*, а оканчивается в точке *b*, когда зубцы уйдут под игольную пластину. Величина перемещения деталей *s* за цикл будет близка к проекции отрезка траектории *ab* на ось *x*, т.е. она зависит от габаритных размеров *B* и *H* траектории зубца. Механизм должен иметь регулировку размера *B*, размер *H* не регулируется и обычно равен 4...5 мм.

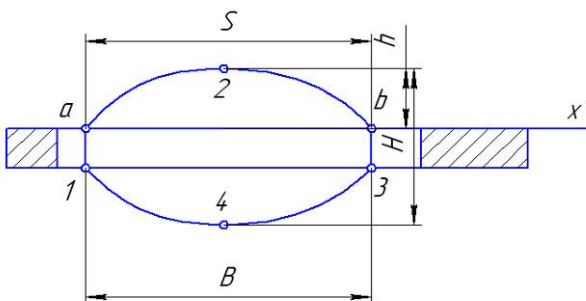


Рис. 1. Траектория движения зубьев рейки

Чтобы обеспечить выполнение показанной на рис. 1 траектории, механизм рейки должен иметь две кинематические цепи для перемещения рейки - по оси *x* и по оси *z*.

Прижимная лапка, осуществляющая прижатие деталей к рейке, должна создавать усилие, необходимое для перемещения деталей, препятствовать подъему деталей при выходе из них иглы и при этом создавать, по возможности, меньшее сопротивление движению деталей. Для большинства реечных механизмов характерны посадка нижней детали и увеличение длины стежков при повышении скорости ведущего вала машины. Эти явления возникают вследствие различных условий нагружения нижней детали, на которую действует рейка, и верхней детали, взаимодействующей с лапкой [1].

Усилие прижатия *N* деталей к рейке изменяется в течение цикла работы машины (рис. 2) и зависит от массы звеньев прижимного устройства *m<sub>np</sub>*, приведенной к стержню лапки, а также податливости пружины лапки и податливости сшиваемых деталей. В начале перемещения деталей это усилие увеличивается (участок 1-2 на рис. 2), а затем -

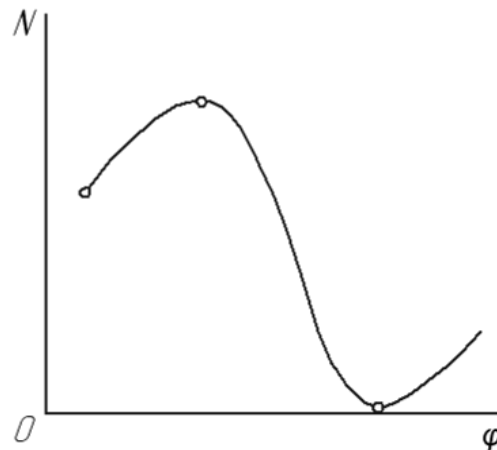


Рис. 2. Характер изменения усилия прижатия рейки в течение одного цикла работы швейной машины

падает до нуля (участок 2-3 на рис. 2). Поэтому на некотором отрезке цикла в районе точки 3 сшиваемые детали могут проскальзывать относительно рейки. Значения экстремума функции  $N=f(\varphi)$  (где  $\varphi$  - угол поворота главного вала) возрастает с увеличением частоты вращения главного вала.

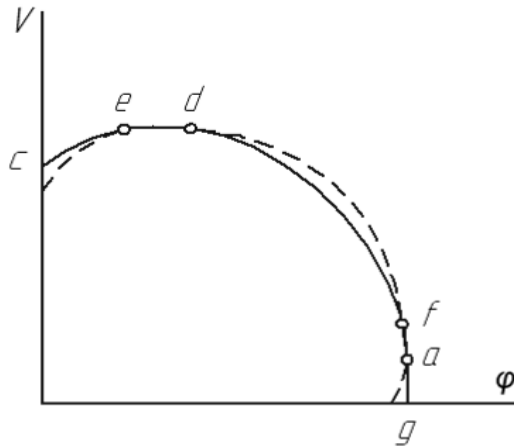


Рис. 3. Изменение скорости перемещения сшиваемых деталей в течение одного цикла работы швейной машины

Процесс перемещения сшиваемых деталей можно представить следующим образом (рис. 3). На участке *ce* нижняя и верхняя детали движутся со скоростями, меньшими горизонтальной составляющей скорости рейки  $v_x$ . Затем детали и рейки движутся примерно с одинаковыми скоростями (участок *ed*). В период уменьшения величин  $v_x$  и  $N$  скорость деталей, наоборот, увеличивается и превышает скорость рейки (участок *df*). Далее детали движутся вновь со скоростью, близкой к скорости рейки (участок *fa*), а в конце перемещения начинают проскальзывать относительно игольной пластины и лапки (участок *ag*).

$$\frac{d^2(x_1 - x_2)}{dt^2} = \frac{1}{m} \{N\mu_1 + N\mu_2 - [2N\mu + (T_1 - T_2)]\} = 0. \quad (1)$$

Поскольку в большинстве случаев  $T_1 - T_2 > 0$ , то из условия (1) следует неравенство:

$$\mu_1 + \mu_2 > 2\mu \text{ или } \mu_1 - \mu > \mu - \mu_2. \quad (2)$$

Из выражения (1) видно, что при увеличении силы сопротивления  $T_1$  разность  $\Delta = (\mu_1 + \mu_2) - 2\mu$  увеличивается и, следовательно, величина проскальзывания должна уменьшаться. Для реализации этого требова-

Очевидно, с изменением частоты вращения ведущего вала машины будут изменяться инерционные нагрузки и, как в следствие, длина стежков. Ранее проведенные исследования показывают, что с увеличением частоты вращения вала длина стежков возрастает.

Если рассматривать изделия, состоящие из деталей конечных размеров одинаковой массы  $m$ , то движение деталей можно представить следующим образом. Для нижней детали дифференциальное уравнения движения имеет вид

$$-m \frac{d^2 x_1}{dt^2} + N\mu_1 - (N\mu + T_1) = 0,$$

где  $\frac{d^2 x_1}{dt^2}$  - ускорение перемещения нижней детали;  $N$  - сила давления лапки на материал;  $\mu_1, \mu$  - коэффициенты трения между нижней деталью и рейкой и между деталями соответственно;  $T_1$  - сила сопротивления перемещению нижней детали относительно машины.

Аналогично, дифференциальное уравнения движения верхней детали:

$$-m \frac{d^2 x_2}{dt^2} + N\mu - (N\mu_2 + T_2) = 0,$$

где  $\frac{d^2 x_2}{dt^2}$  - ускорение перемещения верхней детали;  $\mu_2$  - коэффициент трения между верхней деталью и лапкой;  $T_2$  - сила сопротивления перемещению верхней детали относительно машины.

Чтобы движение происходило без проскальзывания одной детали относительно другой, необходимо обеспечить выполнение условия:

необходимо увеличить сопротивление перемещению нижней детали.

Для выполнения неравенства (2) необходимо увеличивать коэффициент трения  $\mu_1$  и уменьшать коэффициент трения  $\mu_2$ . Величина  $\mu_1$  зависит от свойств сшиваемых деталей (свойств волокон, структуры переплетения нитей, податливости деталей) и соответствующей им геометрии зубцов рейки (шага,

глубины, расположения). При уменьшении толщины, податливости сшиваемых деталей и длины стежков шаг зубцов уменьшается. Для уменьшения коэффициента  $\mu_2$ , как правило, полируют рабочую поверхность лапки.

Относительное проскальзывание деталей, возникающее вследствие невыполнения условия (1), является одной из причин неодинакового изменения длины сшитых деталей, называемого посадкой. Посадка, кроме того, зависит от деформации деталей, а иногда, от их провисания между зубцами рейки. На отрезке между последним переплетением нитей и наиболее удаленном от него зубцом рейки деталь, перемещаемая рейкой, сжимается, а деталь, соприкасающаяся с лапкой, растягивается [2].

Однореечный механизм II класса, применяемый в машинах типа 97 кл. ОЗЛ, имеет, как и другие аналогичные механизмы, цепь горизонтального перемещения и цепь подъема рейки (рис. 4).

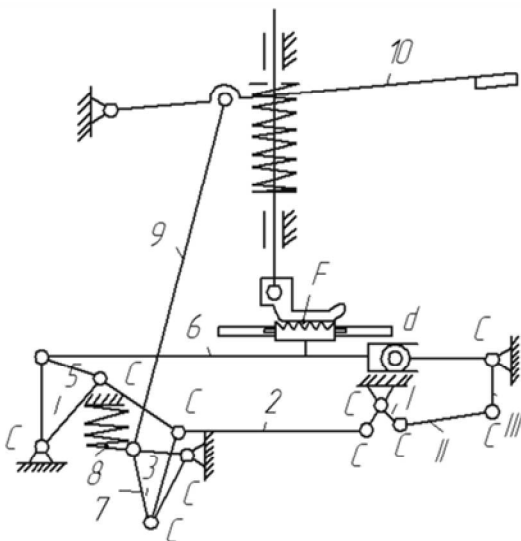


Рис. 4. Схема механизма II класса для перемещения рейки

Горизонтальное перемещение рейки передается от эксцентрика I, закрепленного на валу A, с помощью звеньев 2 - 6. На вилке 6 закреплена рейка F. Подъем рейки осуществляет ролик d, который получает движение от эксцентрика I через шатун II и угловой рычаг III.

Синтез кинематических цепей механизма выполняется по заданным циклограмме работы механизма, траектории точки рейки и условия изменения перемещения сшиваемых

деталей при регулировании. Кроме того, при проектировании учитывают изменения углов между звеньями и возможные ошибки положения рейки.

Как отмечалось, при перемещении сшиваемых деталей рейка периодически ударяет через них о лапку, т.е. работа механизма сопровождается упруго-пластическими ударами. Однако в силу того, что сшиваемые детали в зоне удара обладает незначительной энергоемкостью, в первом приближении пластическую деформацию деталей можно не учитывать. Тогда дифференциальное уравнение вертикального движения стержня лапки будет иметь вид (массу движущейся части и силы упругости сшиваемых деталей не учитываем)

$$m_{np} \frac{d^2 z}{dt^2} + \frac{z}{\delta_1} + N_0 = N, \quad (3)$$

где  $z = z_p + \Delta - \delta_2 N$ ;  $m_{np}$  - масса звеньев устройства лапки, приведенная к ее стержню;  $z$  и  $z_p$  - перемещения соответственно лапки и рейки;  $\Delta$  - толщина сшиваемых деталей;  $\delta_1$  - податливость пружины лапки;  $\delta_2$  - податливость сшиваемых и рейки по оси  $z$ .

Обозначив  $\frac{\delta_1 + \delta_2}{m_{np} \delta_1 \delta_2} = \kappa$  и

$$\frac{1}{m_{np} \delta_2} \left( N_0 + \frac{\Delta}{\delta_1} + \frac{z_p}{\delta_1} + m_{np} \frac{d^2 z_p}{dt^2} \right) = F(t), \text{ пре-}$$

образуем уравнение (3) к виду:

$$\frac{d^2 N}{dt^2} + \kappa^2 N = F(t). \quad (4)$$

Если представить перемещение рейки в виде  $z_p = a \sin \Omega t$ , то уравнение (4) запишется в виде:

$$\frac{d^2 N}{dt^2} + k^2 N = A + B \sin \Omega t, \quad (5)$$

где  $A = \frac{1}{m_{np} \delta_2} \left( N_0 + \frac{\Delta}{\delta_1} \right)$ ;

$B = \frac{a}{\delta_2} \left( \frac{1}{m_{np} \delta_1} - \Omega^2 \right)$ ;  $a$  - числовой коэффициент;

$\Omega$  - угловая скорость.

Решением дифференциального уравнения (5) будет

$$N = c_1 \cos kt + c_2 \sin kt + \frac{B \sin \Omega t}{k^2 - \Omega^2} + \frac{A}{k^2},$$

где  $c_1$  и  $c_2$  - постоянные интегрирования.

Их величины определяются из начальных условий при  $t=0$ , и  $N = N_0$  :

$$\frac{dz}{dt} = \frac{dz_p}{dt} - \delta_2 \frac{dN}{dt} = 0;$$

$$N = \left( N_0 - \frac{A}{k^2} \right) \cos kt + \frac{a\Omega - \frac{\delta_2 B \Omega}{k^2 - \Omega^2}}{\delta_2 k} \sin kt + \frac{B}{k^2 - \Omega^2} \sin \Omega t + \frac{A}{k^2}.$$

Анализируя полученное выражение, можно установить, что изменение усилия прижатия лапкой сшиваемых деталей уменьшается, а продолжительность их контакта возрастает в случае облегчения движения подвижных звеньев прижимного устройства и увеличения податливости рейки по оси  $z$ .

Пружина лапки кроме обеспечения давления на сшиваемые детали также должна сравнительно легко деформироваться при заправке их под лапку. При верхнем положении лапки наибольшая величина усилия пружины, устанавливаемая из допускаемого усилия на рычажке для подъема лапки:

$$N_{\text{дон}} = N_0 + (h/\delta_1),$$

где  $h$  – высота подъема лапки.

Податливость пружины лапки

$$\delta_1 = \frac{h}{N_{\text{дон}} - N_0}.$$

Из курса сопротивления материалов известно, что

$$N_{\text{дон}} = \frac{\pi d^3}{8D_{cp}} [\tau], \quad \delta_1 = \frac{8D_{cp}^3 i}{Gd^4},$$

где  $d$  - диаметр проволоки (витка) пружины;  $D_{cp}$  - средний диаметр пружины;  $[\tau]$  - допускаемое напряжение на срез материала пружины;  $i$  - число витков пружины;  $G$  - модуль сдвига материала пружины.

Приведенные равенства позволяют найти

$$\frac{d}{i} = \frac{\pi[\tau]}{G\delta_1 N_{\text{дон}}} D_{cp}^2. \quad (6)$$

С помощью этого выражения можно вычислить величину одного из искомым параметров, допустим  $d$ , а величинами двух остальных параметров ( $D_{cp}$  и  $i$ ) необходимо задаться.

$$c_1 = N_0 - \frac{A}{k^2};$$

$$c_2 = \frac{a\Omega - \frac{\delta_2 B \Omega}{k^2 - \Omega^2}}{\delta_2 k}.$$

Тогда

Реечные механизмы образованы из большого числа звеньев, резко отличающихся по длине, и должны обеспечивать достаточно малые перемещения рейки. Поэтому цепи механизма необходимо рассчитывать на точность. Поскольку число элементов, вносящих погрешность и входящих в механизм рейки, достаточно велико, расчет на точность следует вести по вероятностным зависимостям. Считая погрешности некоррелированными случайными величинами, погрешность  $\delta_\Sigma$  на выходном звене можно определить по формуле:

$$\delta_\Sigma = \frac{1}{k_\Sigma} \sqrt{\sum_{i=1}^n A_i^2 k_i^2 \delta_i^2}, \quad (7)$$

где  $k_\Sigma, k_i$  – коэффициенты рассеивания замыкающего и  $i$ -го звеньев соответственно;  $A$  - передаточное число  $i$ -й погрешности;  $\delta_i$  – половина поля допуска на размер  $i$ -го звена;  $n$  - число погрешностей, учитываемых при расчете точности механизма.

Коэффициенты рассеивания  $k_i$  и  $k_\Sigma$  зависят от закона распределения соответствующей погрешности. Передаточные отношения  $A_i$  можно определить с помощью построения планов малых перемещений преобразованных механизмов и проведением экспериментальных исследований.

В связи с этим нами была разработана экспериментальная установка, позволяющая проводить измерения величины перемещения рейки и передаточное отношение  $A_i$ . На рис. 5 приведены рассчитанные значения точности  $\delta$  и перемещения лапки от угловой скорости  $\omega$ .

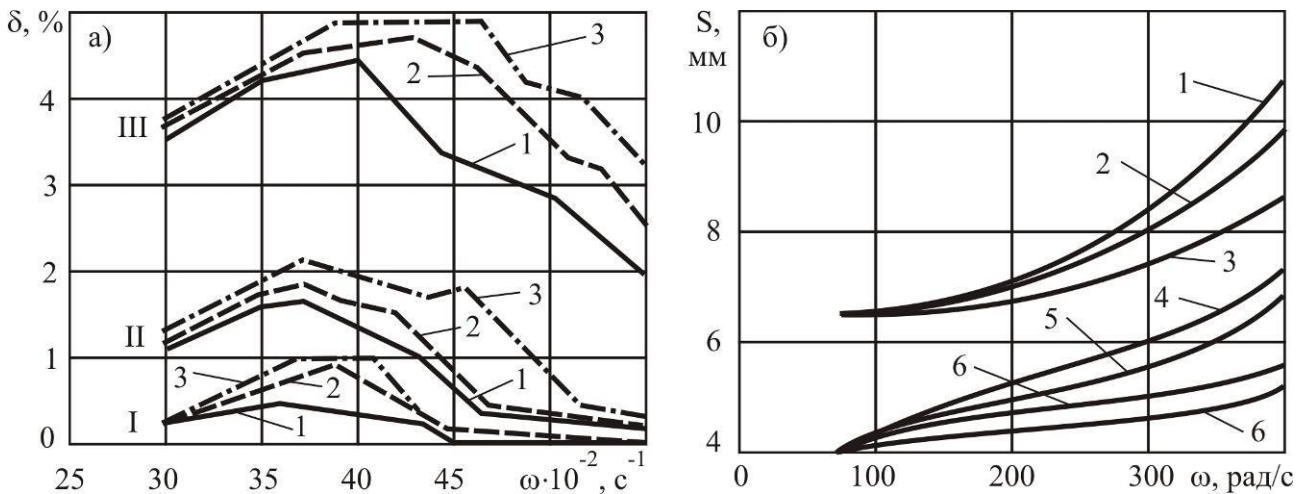


Рис. 5. Графики зависимости точности  $\delta$  (а) и перемещения лапки  $S$  (б) от угловой скорости вращения  $\omega$  главного вала (кривые 1...6 соответствуют номерам элементов рычажного механизма на рис. 4)

Результаты проведенных замеров для элемента 6 (лапки) рычажного механизма представлены в виде осциллограммы на рис. 6. Из полученных результатов видно, что усилие прижатия лапки за один оборот челнока изменяется по кривой 1, показанной на осциллограмме.

#### Выводы.

В работе получено дифференциальное уравнение вертикального движения стержня лапки для создания усилия прижатия сшиваемых тканей.

Установлено, что изменение усилия прижатия сшиваемых деталей лапкой уменьшается, а продолжительность их контакта возрастает при облегчении подвижных звеньев прижимного устройства и увеличения податливости рейки вдоль оси действия силы прижатия. Также выявлено, что пружина лапки, кроме обеспечения давления на сшиваемые детали, должна сравнительно легко деформироваться при заправке их под лапку.

#### Список литературы.

1. Джураев, А. Обоснование параметров упругой кинематической пары четырехзвенного рычажного механизма / А. Джураев, О. Муродов, Д. Мансурова // Проблемы текстиля. – 2010. - №1. - С. 12-15.
2. Мансурова, М. Определение максимального момента сжатия упругой опоры шарнира механизма перемещения материала швейной машины / М. Мансурова, Д. Мансурова, Б. Кучаров // Научно-технические технологии в хлопкоочистительной, текстильной, легкой промышленности и полиграфическом производстве. - Ташкент, 2010.

#### Сведения об авторах

Бабаджанов Собит Хусанович – кандидат технических наук, доцент Ташкентского института текстильной и легкой промышленности, [zafar\\_makhmutov\\_88@gmail.com](mailto:zafar_makhmutov_88@gmail.com).

Дустова Фируза Хамраевна – ассистент Ташкентского института текстильной и легкой промышленности, [aridondjur82@mail.ru](mailto:aridondjur82@mail.ru).

## RESEARCH OF MECHANISMS OF MOVING OF A FABRIC ON UNIVERSAL CARS OF FIRM TOYODA

Babazhanov S.H., Dustova F.H.

Tashkent Institute of textile and light industry, Tashkent, Uzbekistan

In article are considered research mechanism of sewing machine firm "Toyoda". The study of the trajectory of movement of the teeth of the rail, as well as the nature of the changing the rail, the movement of the parts to be sewn.

**Keyword:** rake, rack, pinion, foot, shuttle.

**DOI:** 10.22281/2413-9920-2017-03-02-129-134

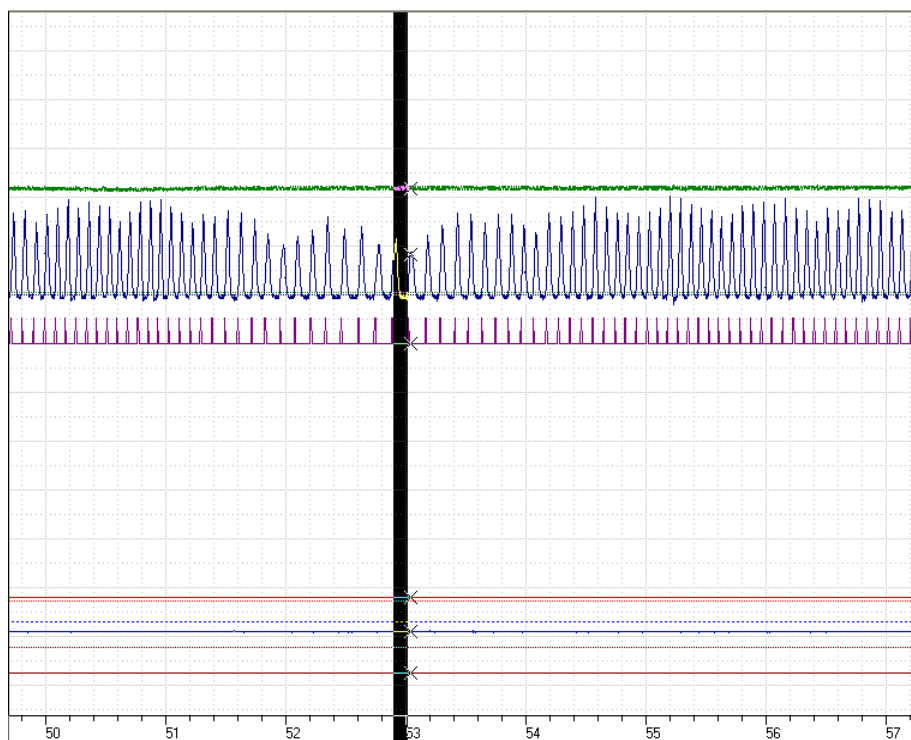


Рис. 6. Осциллограмма изменения усилия прижатия сшиваемых тканей лапкой рычажного механизма

#### References

1. Dzhuraev A., Murodov O., Mansurova D. Obosnovanie parametrov uprugoy kinematicheskoy pary chetyrekhzvennogo rychazhnogo mekhanizma. *Problemy tekstilya*, 2010, No.1, pp. 12-15.

2. Mansurova M., Mansurova D., Kucharov B. Opredelenie maksimalnogo momenta szhatiya uprugoy opory sharnira mekhanizma peremeshcheniya materiala shveynoy mashiny. *Naukoemkie tekhnologii v khlopkoochistitelnoy,*

*tekstilnoy, legkoy promyshlennostyakh i poligraficheskom proizvodstve*. Tashkent, 2010.

#### Authors' information

Sobit H. Babajanov - Ph.D., associate professor at Tashkent Institute of textile and light industry, [zafar\\_makmutov\\_88@gmail.com](mailto:zafar_makmutov_88@gmail.com).

Firuza H. Dustova – assistant at Tashkent Institute of textile and light industry, [aridondjur82@mail.ru](mailto:aridondjur82@mail.ru).

Дата публикации  
(Date of publication):  
25.06.2017

