

питания. Первичные измерительные преобразователи градуировали путем нагружения шатуна дисковыми гириями. Измерительную информацию записывали на фоточувствительную пленку. После обработки полученных осциллограмм при помощи ЭВМ проведен статистический анализ результатов наблюдений. Сравнение расчетных и действительных значений реакции показало, что приближение составляет в среднем 20 %.

ЛИТЕРАТУРА

1. А. с. 867965 (СССР). Механизм петлителя швейной машины / Пищиков В. А., Машинцев С. В. — ОИПОТЗ, 1981, № 36.
2. Пищиков В. А., Машинцев С. В. Механизм петлителя для швейных многонольных и зигзаг-машин. — Изв. вузов. Технол. легкой пром-сти, 1980, № 2, с. 106—110.
3. Машинцев С. В., Пищиков В. А. Швейная машина для выполнения двухниточной цепной зигзаг-строчки. — Изв. вузов. Технол. легкой пром-сти, 1982, № 6, с. 112—115.
4. Коротков В. И., Тайц Б. А. Основы метрологии и теории точности измерительных устройств. М., Изд-во стандартов, 1978. 352 с.

*Рекомендована кафедрой
машин и аппаратов швейного
и трикотажного производств КТИЛПА*

*Поступила в редакцию
4 февраля 1986 г.*

ИЗВЕСТИЯ ВЫСШИХ УЧЕБНЫХ ЗАВЕДЕНИЙ
ТЕХНОЛОГИЯ ЛЕГКОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ, 1986, № 6

УДК 687.053.436.4

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ УПРУГОГО ЭЛЕМЕНТА МЕХАНИЗМА ТРАНСПОРТИРОВАНИЯ ШВЕЙНОЙ МАШИНЫ

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

Киевский технологический институт легкой промышленности

Канд. техн. наук М. С. НОСОВ

Оршанский завод «Легмаш»

В работах [1, 2] раскрыта сущность явления отрыва прижимной лапки от материала при его транспортировании. Исходя из полученных зависимостей, можно сделать вывод о неизбежности данного явления в современных скоростных швейных машинах. Уменьшение негативного влияния отрыва лапки на качество транспортирования путем сокращения его длительности может быть достигнуто, как указано в этих работах, увеличением усилия прижатия лапки к материалу или уменьшением движущихся масс прижимного устройства. Понятно, что применение первого способа существенно ограничено, поскольку это может привести к прорубанию (особенно при сшивании неплотных материалов) их зубьями рейки [3].

Что касается второго способа, то в машинах, где ткань транспортируется верхней и нижней рейками, значительного уменьшения массы многозвенных механизмов верхней рейки добиться трудно. Анализируя вышеупомянутые зависимости, можно выделить еще один фактор, влияющий на величину частоты собственных колебаний прижимного устройства, а значит, и на длительность отрыва лапки или верхней рейки от материала [3]. Таким фактором является жесткость прижимной пружины, регулированием которой (в зависимости от скорости машины и физико-механических свойств материала) можно добиться сокращения длительности и величины отрыва.

Задача данной работы — оценка эффективности и разработка рекомендаций по применению предлагаемого способа улучшения качества транспортирования материала на примере швейной машины 897 кл. ОЗЛМ с верхней и нижней транспортирующими рейками. Прижатие к

материалу верхней рейки и лапки в этой машине осуществляется при помощи пластинчатой пружины. Представим указанную пружину в виде криволинейной балки переменного сечения на двух опорах (рис. 1). Тогда, используя техническую теорию колебаний [4], с учетом потенциальной и кинематической энергии деформаций, запишем систему уравнений свободных колебаний данной криволинейной балки

$$\begin{cases} \frac{\partial^2}{\partial l^2} \left[EI \left(\frac{\partial^2 \omega}{\partial l^2} - \frac{\partial u/R}{\partial l} \right) \right] + \frac{FE}{R} \left(\frac{\partial u}{\partial l} + \frac{\omega}{R} \right) + \frac{m \partial^2 \omega}{\partial t^2} = 0; \\ \frac{\partial}{\partial l} \left[\frac{EI}{R} \left(\frac{\partial^2 \omega}{\partial l^2} - \frac{\partial u/R}{\partial l} \right) \right] - \frac{\partial}{\partial l} \left[EF \left(\frac{\partial u}{\partial l} + \frac{\omega}{R} \right) \right] + \frac{m \partial^2 u}{\partial t^2} = 0, \end{cases} \quad (1)$$

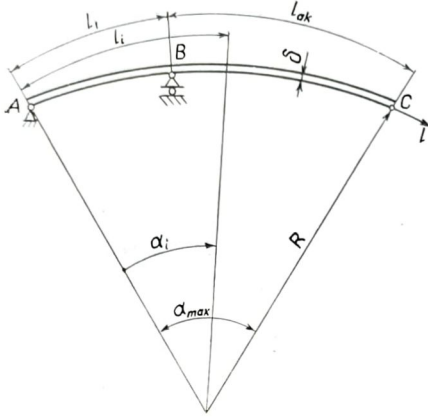
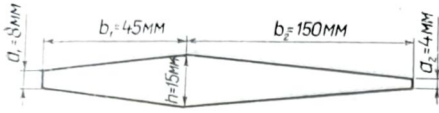


Рис. 1

где u , ω — деформация пружины соответственно в продольных и поперечных направлениях; EI — изгибная жесткость пружины; EF — жесткость пружины при растяжении-сжатии; $m = 0,0478$ кг — масса пружины;

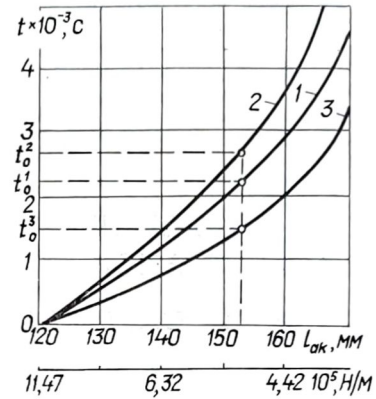


Рис. 2

жины; $E = 2,1 \cdot 10^{11}$ Н/м² — модуль упругости материала пружины; $l = R\alpha$ — текущая дуговая координата сечения, где $R = 0,75$ м — приведенный радиус пружины; α — текущее значение величины угла, охватывающего сектор пружины.

Поскольку максимальные величины деформаций пружины, возникающих при ее колебании, отличаются от величины приведенного радиуса кривизны на 2—3 порядка, а значение угла α сравнительно невелико ($\alpha_{\max} \approx 11^\circ$), то при расчетах криволинейность балки учитывать не будем. В этом случае $R = \infty$ и система (1) распадется на два независимых уравнения, первое из которых характеризует интересующие нас поперечные колебания пружины

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

С помощью однотипной подстановки [4] приведем уравнение (2) к виду $[EIy'']'' + mp^2y = 0$, где p^2 — собственная частота колебаний пружины; y — перемещение свободного конца пружины.

Коэффициент при первом члене дифференциального уравнения (3) переменный, так как пружина имеет в продольном направлении профиль, состоящий из двух участков (рис. 1). Моменты инерции сечений каждого участка определяются из выражений

$$\begin{aligned} I_1 &= \left(\frac{l}{b_1} h + a_1 \right) \frac{\delta^3}{12}; \\ I_2 &= \left(\frac{l - b_1}{b_2} + a_2 \right) \frac{\delta^3}{12}, \end{aligned} \quad (4)$$

где a, b, h — геометрические параметры профиля пружины (см. рис. 1); $\delta = 2,5$ мм — толщина пружины.

Поэтому для решения относительно p дифференциального уравнения (3) с переменным коэффициентом при первом члене применим приближенный способ Рунца [4] путем минимизации значения функционала для каждого из рассматриваемых участков

$$\frac{\partial}{\partial f_i} \int_c^d [EI_{1,2}(Y'')^2 - p^2mY^2] dl_i = 0, \quad (5)$$

где $c=0, d=b_1$ — для 1-го участка; $c=b_1, d=b_2$ — для 2-го участка; f_i — величина прогиба пружины в i -м сечении; l_i — координата i -го сечения; $n=4$ — число членов разложения; Y — сумма поперечных прогибов пружины, удовлетворяющих геометрическим граничным условиям $Y=0, Y''=0$ в точках A и B пружины,

$$Y = \sum_{i=1}^n f_i \sin \frac{i\pi(l-c)}{d}.$$

Подставляя значения $I_{1,2}$ и Y в уравнение (5) и приравнявая определитель системы из n полученных уравнений нулю, находим значение частоты нижней формы собственных колебаний пружины.

По известному значению p , используя уравнения из работы [5], описывающие динамику движения центра масс механизма верхней рейки, определяем сначала момент отрыва верхней рейки от материала, затем длительность этого явления.

Расчет производился при помощи ЭВМ ЕС-1020 с учетом физико-механических свойств сшиваемых материалов тех же видов, что рассмотрены в работе [5] и с использованием определенных в этой работе значений характеристик данных материалов.

Изменение жесткости пластинчатой пружины производилось условным изменением положения регулировочного винта (точка B на рис. 1). При этом в соответствии с рекомендациями работы [6] максимальное изменение длины активной части пластинчатой пружины не превышало 18 % от общей ее длины.

Полученные зависимости длительности отрыва верхней рейки от длины активной части пружины для различных видов сшиваемых материалов приведены на рис. 2 (кривые 1, 2, 3 соответственно для прорезиненной ткани, ткани из капроновых комплексных нитей с пленочным покрытием и комбинированной ткани с поролоновой прокладкой и трикотажной подкладкой). Штриховой линией на рисунке показано значение t_0 при исходной длине активной части пружины, т. е. при существующей в машине 897 кл. положении регулировочного винта.

Полученные результаты позволяют сделать следующие выводы. Повышая жесткость прижимной пружины путем изменения положения регулировочного винта в машине 897 кл. ОЗЛМ, можно существенно (на 30—40 % — в зависимости от свойств сшиваемых материалов) уменьшить длительность «подскока» верхней рейки в процессе транспортирования. С другой стороны, как показывает анализ кривой 3, указанную жесткость при сшивании неплотных материалов, когда существует опасность прорубки их зубьями рейки, можно несколько уменьшить, не изменяя длительности отрыва верхней рейки от материала.

В связи с этим представляется целесообразным предусмотреть в машине возможность изменения положения регулировочного винта в горизонтальной плоскости. Дискретное регулирование можно осуществить, сделав в верхней части корпуса машины несколько нарезных отверстий. Бесступенчатое регулирование жесткости пластинчатой пружины можно осуществить, поместив регулировочный винт в ползун, а последний — в паз корпуса машины (с возможностью фиксации).

Подобные устройства благодаря их простоте могут быть выполнены и в уже эксплуатируемых швейных машинах, причем не только имеющих верхнюю и нижнюю транспортирующие рейки, но и в скоростных машинах, транспортирующих сшиваемые материалы только нижней рейкой, в которых прижим лапки к материалу осуществляется пластинчатой пружиной. Это позволит повысить качество транспортирования сшиваемых материалов и, следовательно, улучшить потребительские свойства швейных машин.

ЛИТЕРАТУРА

1. 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.
2. Лопандин И. В. Анализ силового кинематического взаимодействия рейки с тканью и лапкой. — Изв. вузов. Технол. легкой пром-сти, 1972, № 5, с. 145—147.
3. Вальщиков Н. М., Зайцев Б. А., Вальщиков Ю. Н. Расчет и проектирование машин швейного производства. Л., Машиностроение, 1973. 344 с.
4. Андронов А. А., Витт А. А., Хайкин С. Э. Теория колебаний. М., Физматгиз, 1959. 915 с.
5. 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.
6. Хвингия М. В. Вибрации пружин. М., Машиностроение, 1969, 286 с.

*Рекомендована кафедрой
машин и аппаратов швейного
и трикотажного производств КТИЛПа*

*Поступила в редакцию
15 мая 1986 г.*

ИЗВЕСТИЯ ВЫСШИХ УЧЕБНЫХ ЗАВЕДЕНИЙ
ТЕХНОЛОГИЯ ЛЕГКОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ, 1986, № 6

УДК 685.31.022:687.023:681.5

КОРРЕКЦИЯ УПРАВЛЯЮЩЕЙ ПРОГРАММЫ ШВЕЙНЫХ УСТАНОВОК С ЧПУ ПРИ ОШИБКАХ ОРИЕНТИРОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ ВЕРХА ОБУВИ

Канд. техн. наук Ю. С. ПАВЛЕНКО

Киевский технологический институт легкой промышленности

Инж. Н. Е. ОВДИЕНКО, инж. М. М. РАШКОВЕЦКАЯ

Научно-исследовательский институт кожевенно-
обувной промышленности (УкрНИИКП)

Одним из эффективных направлений интенсификации производства обуви является автоматизация технологических процессов. На операциях по сборке заготовок верха обуви, обуславливающих качество и товарный вид изделия, приходится до 50 % общих трудовых затрат [1]. Следовательно, автоматизация последних наиболее актуальна.

Повышение производительности труда на операциях сборки заготовок, расширение ассортимента обуви, улучшение качества строчки за счет исключения влияния субъективных факторов может быть достигнуто только в результате автоматизации процесса пошива заготовок верха с использованием числового программного управления.

Использование существующего оборудования с ЧПУ, о чем свидетельствует эксплуатация последнего, затрудняется необходимостью высокой точности позиционирования деталей в зажимных устройствах. В обувной промышленности достижение требуемой точности еще больше осложняется нестабильностью физико-механических свойств кожтоvara.