

УДК 677.054.823.7

**ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ УСТРОЙСТВА
ДЛЯ ВЫРАВНИВАНИЯ НАТЯЖЕНИЯ НИТЕЙ ОСНОВЫ**

**DYNAMIC ANALYSIS
OF THE WARP TENSION EQUALIZING DEVICE**

Д.А. ПИРОГОВ, В.А. СУРОВ
D.A. PIROGOV, V.A. SUROV

(Ивановская государственная текстильная академия)
(Ivanovo State Textile Academy)
E-mail: ttp@igta.ru

В работе приводится динамический анализ устройства, реализующего способ выравнивания натяжения нитей основы по ширине заправки. В соответствии с разработанной динамической моделью устройства предложены и решены математические модели задач о собственных и вынужденных колебаниях устройства. Разработанная методика позволяет определить характеристики колебательных процессов элементов устройств.

This paper represents the dynamic analysis of the warp tension equalizing device. The mathematical models of the problems concerning the device own and forced vibrations are offered and solved in accordance with the developed dynamic model of the device. The developed method allows to define the characteristics of vibration processes of the device elements.

Ключевые слова: динамический анализ, выравнивание натяжения нитей основы.

Keywords: a dynamic analysis, equalizing of warp tension.

В работе [1] предложен способ для выравнивания натяжения нитей основы по ширине заправки. Для реализации данного способа предлагается установить на металлотацкий станок в зоне навой – перед-

ний пруток дополнительное техническое средство (рис. 1-а). На рис. 1 представлена конструктивная схема и динамическая модель устройства для выравнивания натяжения нитей основы.

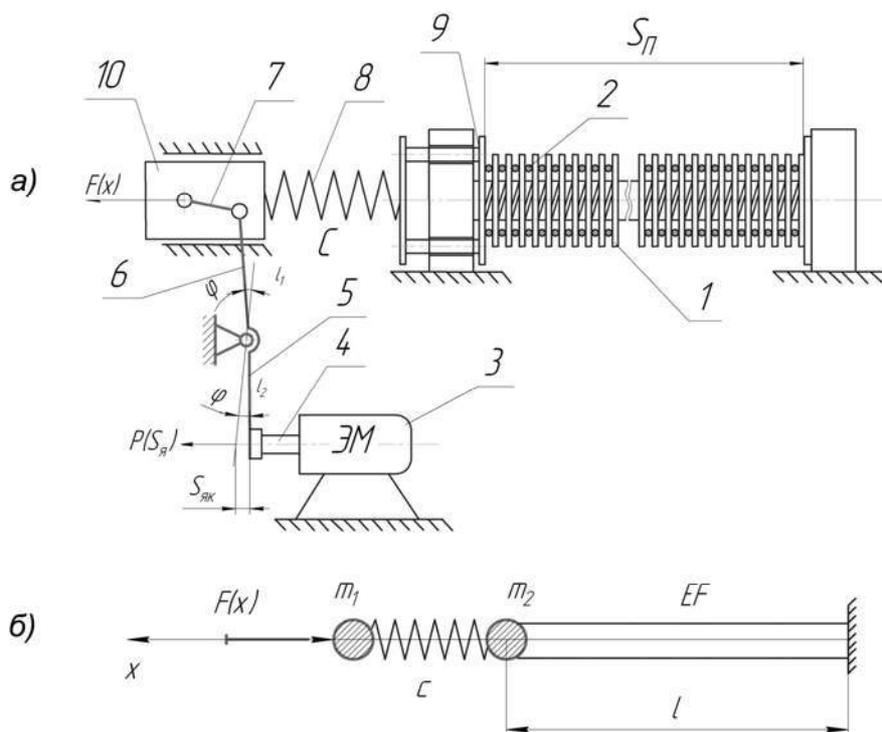


Рис. 1

Устройство осуществляет одновременный зажим всех основных нитей (2) с одинаковым регулируемым усилием, за счет чего создается одинаковое сопротивление трения нитей по поверхности пластинок (1). Перед прибором уточной нити устройство перемещается в рабочем состоянии со сжатыми пластинками на определенную величину в сторону, противоположную подаче – от опушки ткани, воздействуя на нити основы. Натяжение нитей основы при этом в зоне устройство – опушка увеличивается, а в зоне навой – устройство уменьшается. Если при этом натяжение в зоне устройство – навой будет

падать до нуля, то в зоне формирования ткани оно будет определяться только силами трения нитей о пластинки устройства.

Целью динамического анализа в данном случае является определение времени срабатывания устройства и характера изменения усилия сжатия пластин, а следовательно, и сил трения в паре нить – пластина, с учетом упругих свойств элементов конструкции.

Для решения поставленной задачи конструкцию механизма (рис. 1-а) представим в виде динамической модели (рис. 1-б), где m_1 – приведенная масса передаточного ме-

ханизма, состоящего из якоря (4) электромагнита (3), рычагов (5), (6) и шатуна (7), ползуна (10) (рис. 1-а); m_2 – масса прижимной шайбы (9); c – коэффициент жесткости упругой связи (8); EF – жесткость стержня с распределенными параметрами, эквивалентная жесткости пакета пластин S_{II} (рис. 1-а); ℓ – длина стержня, равная заправочной ширине.

Уравнения собственных колебаний данной системы имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} m_1 \frac{\partial^2 x_1}{\partial t^2} + c[x_1 - u(\ell, t)] &= 0, \\ m_2 \frac{\partial^2 u(\ell, t)}{\partial t^2} + EF \frac{\partial u(\ell, t)}{\partial x} - c[x_1 - u(\ell, t)] &= 0, \end{aligned} \right\} (1)$$

где $u(\ell, t)$ – продольное перемещение концевого сечения эквивалентного стержня; $EF \frac{\partial u(\ell, t)}{\partial x}$ – продольная сила в конечном сечении эквивалентного стержня.

$$\left. \begin{aligned} (c - p^2 m_1)B - cA \sin\left(p \frac{\ell}{a}\right) &= 0, \\ \left(EF \frac{p\ell}{a} \cos\left(p \frac{\ell}{a}\right) - p^2 m_2 \sin\left(p \frac{\ell}{a}\right) + c \sin\left(p \frac{\ell}{a}\right) \right) A - cB &= 0, \end{aligned} \right\} (4)$$

откуда получаем частотное уравнение

$$\frac{EF \left(\frac{p^2 \ell}{a^2} \right) [c - m_1 p^2]}{[c - m_1 p^2][c - m_2 p^2] - c} = \beta, \quad (5)$$

где $\beta = p \frac{\ell}{a}$.

Искомые значения собственных частот p_i найдем, применяя численные методы решения, по аналогии с [2].

Вынужденные колебания системы обусловлены силовым возмущением. Уравне-

ние продольных колебаний стержня с распределенными параметрами описывается уравнением:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}, \quad (2)$$

решение которого имеет вид $u = X(x)T(t)$. Так как в рассматриваемой модели: $u(x=0) = 0$ то

$$u(x, t) = A \sin\left(p \frac{x}{a}\right) T(t), \quad (3)$$

где $T(t)$ – функция времени; A – амплитуда колебаний; p – собственная частота колебаний; x – координата сечения стержня; a – скорость распространения волны в упругой среде.

Полагая $x_1 = VT(t)$, систему уравнений (1), можно представить в виде

ние вынужденных колебаний системы имеет вид

$$\left. \begin{aligned} m_1 \frac{\partial^2 x_1}{\partial t^2} + c[x_1 - u(\ell, t)] &= F(x), \\ m_2 \frac{\partial^2 u(\ell, t)}{\partial t^2} + EF \frac{\partial u(\ell, t)}{\partial x} - c[x_1 - u(\ell, t)] &= 0, \end{aligned} \right\} (6)$$

где $F(x) = a_1 + b_1 s_{\alpha} + c_1 s_{\alpha}^2$ – приведенное усилие со стороны электромагнита в зависимости от перемещения якоря. Функция $F(x)$ получена методом интерполяции по паспортным данным электромагнита.

Имея в виду, что

$$\frac{\partial u(\ell, t)}{\partial x} = u(\ell, t) \left(\frac{X'(x)}{X(x)} \right) = \frac{p}{a} \frac{\cos\left(\frac{p\ell}{a}\right)}{\sin\left(\frac{p\ell}{a}\right)} = u(\ell, t) \frac{p}{a} \operatorname{ctg}\left(\frac{p\ell}{a}\right)$$

и обозначая для краткости $x_2 = u(\ell, t)$ систему уравнений (6) можно представить в виде

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial^2 x_1}{\partial t^2} &= \frac{F(x)}{m_1} - \frac{c}{m_1}(x_1 - x_2), \\ \frac{\partial^2 x_2}{\partial t^2} &= x_2 \frac{EFp}{m_2 a} \operatorname{ctg}\left(\frac{p\ell}{a}\right) - \frac{c}{m_2}(x_2 - x_1), \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Система уравнений (7) решается, например, с помощью математической лаборатории Matlab 6.5 и интегрированного в программу решателя ODE45, реализующего одношаговые явные методы Рунге-Кутты 4 и 5-го порядка [3].

Вычисления производились при следующих базовых значениях исходных величин: $c = 900 \text{ Н/м}$; $EF_{\text{пр}} = 1,47 \text{ Н/м}$; $m_1 = 0,650 \text{ кг}$; $m_2 = 0,4 \text{ кг}$.

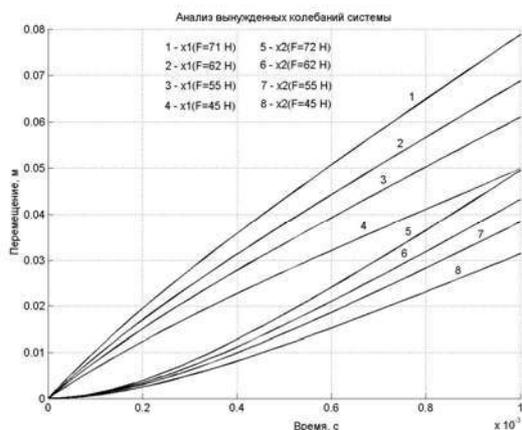


Рис. 2

Кривые на рис. 2 показывают зависимость перемещения масс m_1 и m_2 от значения функции $F(x)$, которое изменяется от начального 71 (Н) до номинального 45 (Н). Кривая (4) на рис. 2 показывает, что прижимная шайба проходит расстояние до полного сжатия пакета пластин за время $t_c = 0,82 \cdot 10^{-3}$, что отвечает технологическим требованиям.

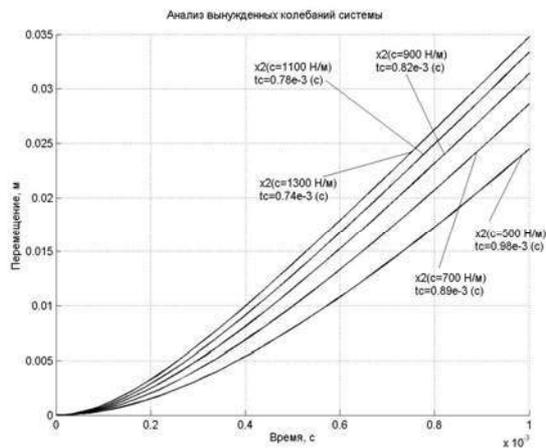


Рис. 3

Существенное влияние на время срабатывания устройства оказывает коэффициент жесткости пружины c , что говорит о том, что его подбором возможно регулирование времени срабатывания устройства (рис. 3 – зависимость изменения времени срабатывания устройства от величины жесткости пружины c).

Так же на время срабатывания влияют величины масс m_1 m_2 . На рис. 4 показаны зависимости перемещения прижимной шайбы в зависимости от ее массы m_2 . Кривые показывают, что при увеличении инерционных характеристик устройства время сжатия пластинок увеличивается.

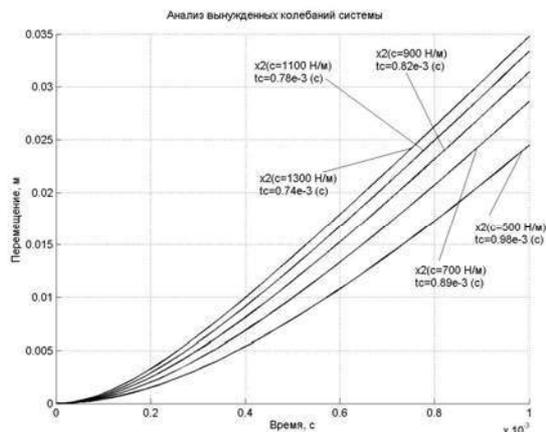


Рис. 4

ВЫВОДЫ

1. В соответствии с разработанной динамической моделью устройства предложены и решены математические модели задач о собственных и вынужденных колебаниях устройства.

2. По разработанной методике определены зависимости перемещения масс m_1 и m_2 , характер изменения усилия прижима и время срабатывания устройства.

3. Существенное влияние на время срабатывания устройства оказывают жесткость упругого элемента c и величины масс m_1 и m_2 .

ЛИТЕРАТУРА

1. *Пирогов Д.А., Суров В.А.* Регулирование натяжения основных нитей на металлотацком станке СТР-100М-0,2 // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. – 2010, №2.

2. *Коритыцкий Я.И.* Колебания в текстильных машинах. – М.: Машиностроение, 1973.

3. *Чен К., Джиблин А.* MATLAB в математических исследованиях: Пер. с англ. – М.: Мир, 2001.

Рекомендована кафедрой проектирования текстильных машин. Поступила 06.10.11.
