

## **Исследование боевого механизма с приводом зубчатым сектором**

Рыбаков В.А., Сысоева Е.К.

(Костромской государственный технологический университет)

Аннотация: Исследуется движение элементов боевого механизма на различных этапах и определяются исходные параметры для его проектирования.

Ключевые слова: боевой механизм, параметры для проектирования, жесткость рабочей пружины.

Ранее [1-3] были рассмотрены некоторые аспекты модернизации двухполотных ковроткацких станков в направлении создания нового боевого механизма, в котором разгон малогабаритных прокладчиков утка весом 175г, осуществляющих ввод уточной нити в оба зева одновременно, происходит за счет энергии упругого элемента – пружины, зарядка которой осуществляется за счет энергии батана посредством гибкой связи. Однако, указанный способ зарядки рабочей пружины в таком боевом механизме может быть реализован также и приводом от зубчатого сектора.

Особенностью боевого механизма с приводом зубчатым сектором является то, что при срабатывании пружин (разгоне прокладчиков) выбор провисания гибкой связи осуществляется без поворота системы передач. В этом случае последовательность этапов взаимодействия элементов такая же, как у боевого механизма с приводом гибкой связью, но зарядка осуществляется от зубчатого сектора, закрепленного неподвижно. При этом ось сектора совпадает с осью подбатанного вала и шестерня, обкатываясь по сектору, при движении батана из заднего положения на прибор, осуществляет зарядку и «запирание» исполнительного элемента – рабочей пружины боевого механизма. При движении батана в заднее положение происходит провисание основной

гибкой связи между передающим шкивом и блоком, а при срабатывании механизма это провисание ликвидируется без поворота приводной системы. В этом основное преимущество данной конструкции боевого механизма по сравнению с предыдущей [ 7 ].

Составим расчетную схему данного боевого механизма (Рис.1). Основные соотношения для определения угловых перемещений  $\varphi_i$ , скоростей  $\omega_i$  и ускорений  $\varepsilon_i$  элементов привода, линейного перемещения  $S$ , скорости  $V$  и ускорения  $a$  бойка и итоговое дифференциальное уравнение движения бойка при зарядке аналогичны выражениям, полученным ранее для боевого механизма с приводом от батана[ 8 ].

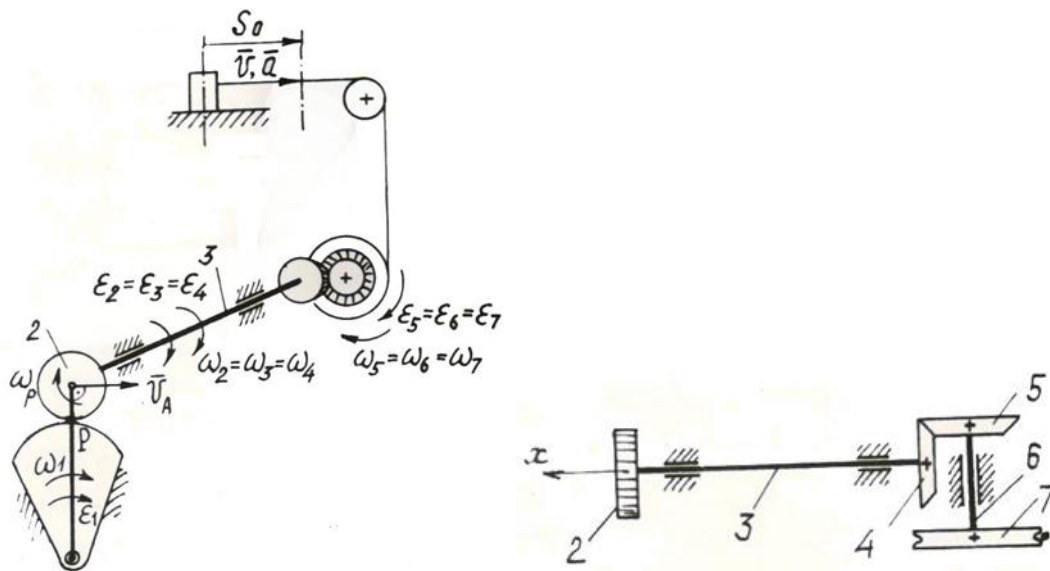


Рис. 1. К определению параметров движения элементов боевого механизма с приводом от зубчатого сектора

Подробнее рассмотрим процесс движения бойка на этапе, когда боек осуществляет разгон прокладчика утка при провисании гибкой связи. Полагая  $T=0$  получаем уравнение движения бойка с прокладчиком на 1 участке в следующем виде;

$$(m + m_1) \cdot \ddot{x} + c^* \cdot x = c^* \cdot S_0 - F \quad (1)$$

где  $0 \leq x \leq S_1^*$  или, с учетом обозначений

$$m + m_1 = P^*, \frac{c^*}{P^*} = k^{*2}, \frac{c^* S_0 - F}{c^*} = a^*$$

$$\ddot{x} + k^{*2} x = k^{*2} a^* \quad (2)$$

из решения которого при начальных условиях

$$x_{t=0} = 0, \dot{x}_{t=0} = 0, x_{t=\tau_1^*} = S_1^*, \dot{x}_{t=\tau_1^*} = V_{\max}^*, \ddot{x}_{t=\tau_1^*} = 0$$

$$\text{получаем время разгона } \tau_1^* = \frac{\pi}{2} \cdot \sqrt{\frac{P^*}{c^*}} \quad (3)$$

$$\text{путь разгона } S_1^* = S_0 - \frac{F}{c^*} \quad (4)$$

$$\text{скорость в конце разгона } V_{\max}^* = \left( S_0 - \frac{F}{c^*} \right) \cdot \sqrt{\frac{c^*}{P^*}} \quad (5)$$

жесткость пружин

$$c^* = \frac{1}{2S_0^2} \cdot \left( 2 \cdot S_0 \cdot F + V_{\max}^{*2} \cdot P^* \pm V_{\max}^* \sqrt{P^* \cdot (4S_0 \cdot F + V_{\max}^{*2} \cdot P^*)} \right) \quad (6)$$

Таким образом, задавая значение технологически необходимой скорости движения прокладчика утка  $V_{\max}$  можно определить величины  $c^*, S_1^*, \tau_1^*$ .

На 2 участке, когда боек боевого механизма продолжает свое движение без прокладчика утка, уравнение движения бойка имеет вид:

$$m \cdot \ddot{x} + c^* \cdot x_1 = c^* \cdot S_0 - F_1 - F_2 \quad (7)$$

или с учетом обозначений  $\frac{c^*}{m} = k_1^{*2}$  и  $S_0 - \frac{F_1 + F_2}{c^*} = a_1^*$

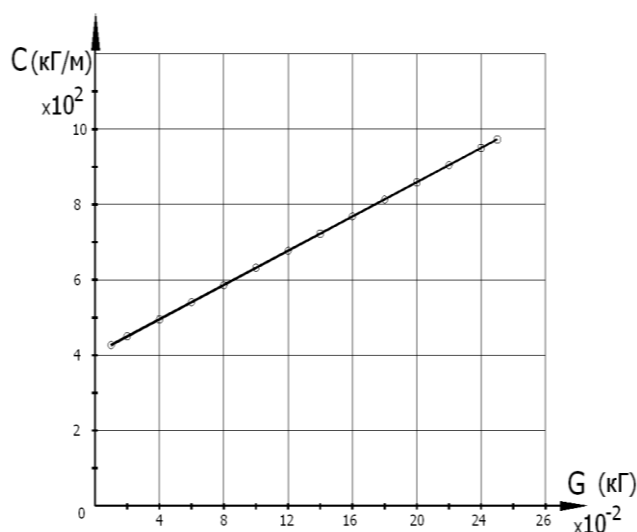
$$\ddot{x}_1 + k_1^{*2} \cdot x_1 = k_1^{*2} \cdot a^* \quad (8)$$

Решение уравнения (8) получим в форме:

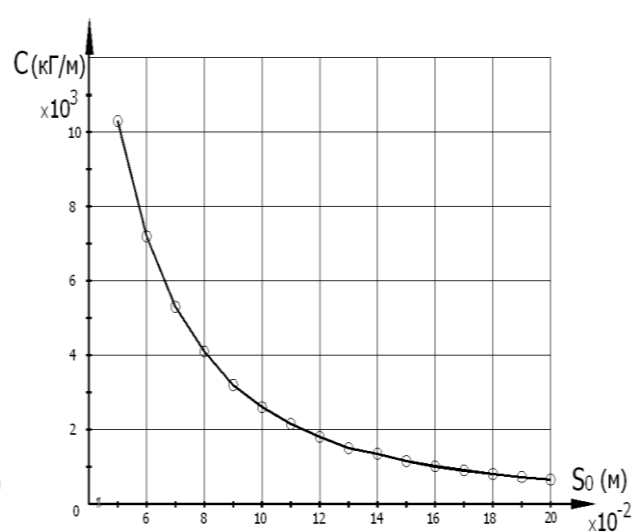
$$\tau_2^* = \frac{1}{k_1^*} \left[ \pi + \arctg \frac{a^* \cdot k^*}{(a^* - a_1^*) \cdot k_1^*} \right] \quad (9)$$

$$S_2^* = S_1^* \cdot \frac{k^*}{k_1^*} \cdot \sin k_1^* \tau_2^* + \frac{F_3 + F_4}{c^*} \cdot (1 - \cos k_1^* \tau_2^*) \quad (10)$$

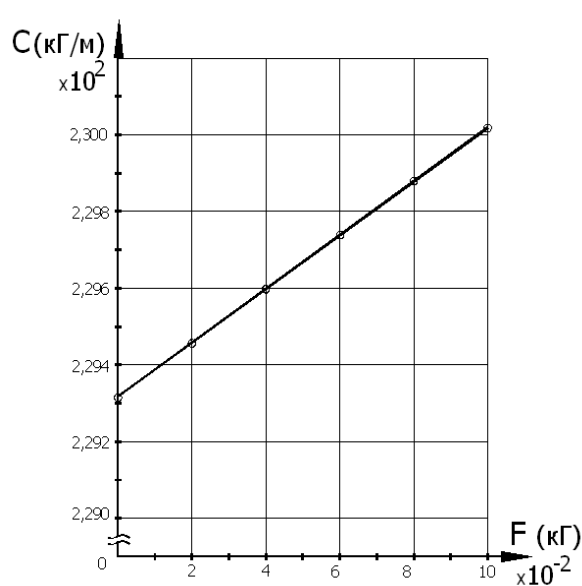
С помощью программ на ПЭВМ были выполнены многократные расчеты по оценке влияния различных факторов на величину начального усилия  $R_o$  рабочей пружины и коэффициента жесткости  $C$ . Исследовалось влияние веса бойка  $G$ , начальной деформации  $S_o$  пружины, сил трения  $F$ , приведенной массы  $q$ . Расчеты выполнялись при  $G = 0,175$  кг и технологически необходимой скорости прокладчика  $V = 15$  м/с. Остальные величины менялись в установленных диапазонах  $G = (0,01 \div 0,25)$  кг,  $S_o = (0,05 \div 0,2)$  м,  $F = (0 \div 0,1)$  кг,  $q = (0 \div 0,08)$  кг  $\times$  с<sup>2</sup>/м по вариантам.



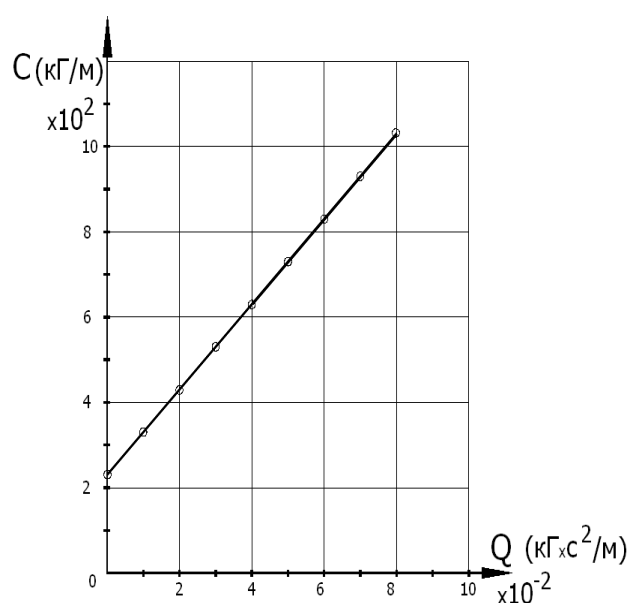
Влияние веса  $G$  бойка



Влияние начальной деформации  $S_o$



Влияние сил трения  $F$



Влияние приведенной массы  $Q$

Результаты расчетов показали, что наибольшее влияние на жесткость рабочей пружины оказывает вес  $G$  бойка, начальная деформация  $S_o$  пружины и приведенная масса  $q$ , а влияние сил трения  $F$  незначительно. При этом влияние  $G$ ,  $F$  и  $q$  носит практически линейный характер, а влияние  $S_o$  гиперболический. Так, например, при  $F = 0$  имеем  $R_o = 34,403$  кг, а при  $F = 0,1$  кг –  $R_o = 32,602$  кг. Увеличение начальной деформации пружины  $S_o$  с 0,05 м до 0,2 м приводит к резкому снижению начального усилия пружины  $R_o$  от 103,298 кг до 25,893 кг, что в свою очередь уменьшает нагрузки на элементы боевого механизма. Однако, при этом увеличиваются габариты рабочей пружины. Влияние  $G$  и  $q$  аналогично: при их увеличении  $R_o$  и  $C$  возрастает, что приводит к необходимости иметь «жесткие» пружины для обеспечения заданной скорости прокладчика при разгоне. Поэтому, при конструировании бойка и подборе рабочей пружины необходимо стремиться к максимальному уменьшению их веса.

### Выводы

В результате комплексного исследования влияния различных факторов на величину начального усилия и коэффициент жесткости рабочей пружины в боевом механизме с приводом зубчатым сектором установлено, что наибольшее влияние оказывает вес бойка, начальная деформация пружины и приведенная масса, а влияние сил трения незначительно.

### Литература

1. Рыбаков В.А. Исследование и методы проектирования механизмов прокладывания и прибора утка на модернизированном ковроткацком станке: Дисс... к.т.н. – Кострома, 1982, -275 с.
2. Цветков Ю.Н., Горбунов А.П., Рыбаков В.А., Мартышенко В.А. Боевой механизм ткацкого станка. Авт. свид. СССР №1008300 Кл. ДОЗД 49/32.

3. Рыбаков В.А., Аносов В.Н., Цветков Ю.Н. Боевой механизм для ковроткацких станков с малогабаритными прокладчиками. Сб.науч. трудов КТИ, Кострома, 1985.
4. Бидерман В.Л. Прикладная теория механических колебаний. М., «Высшая школа», 1972. – 416 с.
5. Пановко Я.Г., Губанова И.И. Устойчивость и колебания упругих систем. М., «Наука», 1979.- 384 с.
6. Рыбаков В.А., Мартышенко В.А., Аносов В.Н., Цветков Ю.Н. Определение закона движения прокладчика утка на ковроткацком станке. Изв. вузов «Технология текстильной промышленности», № 3, 1982.
7. Рыбаков В.А., Сысоева Е.К. Исследование боевого механизма с приводом гибкой связью. – «Научный вестник КГТУ (электронный)» № 1, Кострома – 2012.
8. Рыбаков В.А., Сысоева Е.К. Определение параметров движения элементов боевого механизма пружинного типа. – Электронный ресурс «Научный вестник КГТУ», [www.vestnik.kstu.edu.ru](http://www.vestnik.kstu.edu.ru) № 1, 15 мая 2012г. Кострома.