

УДК (687.052+685.34.054.3) : 621.961.2.06

## МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДВИЖЕНИЯ ПОРШНЯ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОГО ВЫРУБНОГО ПРЕССА

*А.К. Кармалита, Д.М. Якимчук*

*Хмельницкий национальный университет, г. Хмельницкий, Украина*

Для создания математической модели движения ударника электрогидравлического вырубного пресса примем некоторые упрощения. Исполнительный механизм представим в виде простого гидроцилиндра прямолинейного движения (рис.1) с его вертикальным размещением.

Для упрощения расчетов допустим следующее [1]: сила трения при перемещении поршня пропорциональна первой степени скорости подвижных частей; отверстие золотника открывается мгновенно; утечки масла в системе отсутствуют; давление слива постоянно; насос за единицу времени обеспечивает постоянную производительность; давление жидкости до золотника постоянно; температура и вязкость жидкости в гидросистеме не изменяются в течении работы, а сама жидкость несжимаема; движение жидкости в трубопроводах осуществляется по ламинарному режиму.

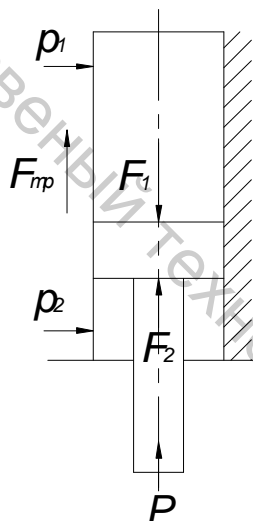


Рисунок 1 - Силы, действующие на поршень при рабочем ходе

При рабочем ходе на поршень будут действовать такие силы (рис.1):

$P$  – сменные технологические усилия;

$F_1$  – сила давления масла;

$F_2$  – сила противодействия масла;

$F_{тр}$  – сила трения поршня об стенки гидроцилиндра.

Для составления уравнения движения поршня воспользуемся принципом Даламбера:

$$m_{np} y'' = p_1 S_1 - p_2 S_2 - h y' - P = 0 \quad (1)$$

где  $m_{np}$  – полная приведенная к ведомому звену масса подвижных частей механизма и жидкости;

$p_1$  и  $p_2$  – давление жидкости в штоковой и безштоковой полостях гидроцилиндра;

$S_1$  – активная площадь поршня;

$S_2$  – площадь поршня со стороны штоковой полости;

$h$  – коэффициент трения поршня об уплотнения.

Известно уравнение [2], которое описывает движение ударника электрогидравлического пресса консольного типа:

$$P = F_p = k k_v B \left[ P k_3 + 2 t s_{c0} (f + tg b) \right] \frac{y}{l} + m y'' , \quad (2)$$

где  $k_v$  – коэффициент динамичности;

$k$  – коэффициент, учитывающий все динамические силы, действующие в гидроцилиндре пресса;

$B$  – периметр лезвия резака;

$P$  – сила упругого сопротивления материала;

$k_3$  – коэффициент, учитывающий величину износа острием лезвия резака в процессе эксплуатации;

$t$  – глубина вхождения резака в материал;

$s_{c0}$  – распределенная нагрузка на грани резака, равна временному сопротивлению материала на сжатие;

$f$  – коэффициент трения между острием лезвия резака и материала;

$2\beta$  – угол заострения резака,

$y$  – координата положения поршня гидроцилиндра;

$l$  – длина хода поршня;

$m y''$  – силы инерции.

Приведенную массу в случае очень коротких трубопроводов запишем по такой формуле [3]:

$$m_{np} = m_c + \frac{j p d^2}{4 g} y , \quad (3)$$

де  $m_c$  – приведенная масса подвижных звеньев механизма;

$j$  – объемная плотность рабочей жидкости;

$d$  – внутренний диаметр гидроцилиндра;

$g$  – ускорение свободного падения;

$y$  – путь движения поршня.

Расход жидкости через отверстие какой угодно формы определяется по формуле [3]:

$$Q = m \cdot w \cdot \sqrt{\frac{2g}{j} \cdot \Delta p_1} , \quad (4)$$

де  $m$  – коэффициент расхода жидкости через отверстие;

$W$  – площадь проходного отверстия;

$\Delta p_1$  – перепад давления.

Составим уравнения расхода жидкости, которая поступает в безштоковую полость гидроцилиндра и вытесняется из штоковой полости.

В нашем случае перепад давления равен:

$$\Delta p = p_i - p_1 \quad (5)$$

где  $p_i$  – давление, развиваемое насосом.

Учитывая предложенные упрощения, можно пренебречь потерями напора в соединительных трубопроводах. Учитывая равенство (5) запишем уравнение расхода жидкости, поступающей в безштоковую полость гидроцилиндра пресса:

$$Q_1 = m \cdot w \cdot \sqrt{\frac{2g}{j} \cdot (p_i - p_1)} . \quad (6)$$

Одновременно с подачей жидкости в безштоковую полость происходит вытеснение жидкости из штоковой полости, и она идет на слив. Перепад давления в этом случае запишется следующим образом:

$$\Delta p_2 = p_2 - p_3 , \quad (7)$$

где  $p_3$  – давление слива.

Уравнение расхода жидкости, вытесняемой из штоковой полости примет вид:

$$Q_2 = m \cdot w \cdot \sqrt{\frac{2g}{j} \cdot (p_2 - p_3)} . \quad (8)$$

Уравнения (6) и (8) можно записать еще таким образом:

$$Q_1 = S_1 \cdot y' , \quad Q_2 = S_2 \cdot y' .$$

Тогда уравнения (6) и (8) примут вид:

$$S_1 \cdot y' = m \cdot w \cdot \sqrt{\frac{2g}{j} \cdot (p_i - p_1)} , \quad (9)$$

$$S_2 \cdot y' = m \cdot w \cdot \sqrt{\frac{2g}{j} \cdot (p_2 - p_3)} . \quad (10)$$

Из уравнений (9) и (10) найдем  $p_1$  та  $p_2$ :

$$p_1 = p_i - \frac{S_1^2 \cdot y'^2 \cdot j}{2 \cdot g \cdot m^2 \cdot w^2} , \quad (11)$$

$$p_2 = p_3 - \frac{S_2^2 \cdot y'^2 \cdot j}{2 \cdot g \cdot m^2 \cdot w^2} . \quad (12)$$

Подставим уравнения (11) и (12) в уравнение (1), а также учтем (2) и (3).

Получим:

$$\left( m_c + \frac{j p d^2}{4g} y \right) y'' = S_1 \left( p_i - \frac{S_1^2 y'^2 j}{2g m^2 w^2} \right) - S_2 \left( p_3 - \frac{S_2^2 y'^2 j}{2g m^2 w^2} \right) - h y' - k \cdot \\ \cdot k_v B \left[ P k_3 + 2 t S_{c0} (f + t g b) \right] \frac{y}{l} + m y'' . \quad (13)$$

Для упрощения равенства (13) примем:

$$M = m_c \cdot m , \quad c = \frac{j \cdot p \cdot d^2}{4 \cdot g} , \quad D = \frac{j}{2 \cdot g \cdot m^2 \cdot w^2} \cdot (S_1^3 - S_2^3) ,$$

$$K = k \cdot k_v \cdot B \cdot \left[ P \cdot k_3 + 2 \cdot t \cdot S_{c0} \cdot (f + t g b) \right] + S_2 \cdot p_3 - S_1 \cdot p_i .$$

Окончательно получим:

$$(M + c \cdot y) \cdot y'' - D \cdot y'^2 + h \cdot y' - l \cdot y + K = 0 . \quad (14)$$

Для решения равенства (14) почленно разделим его на  $M$ . Пренебрегаем величинами  $\frac{c}{M}$ ;

$\frac{D}{M}$  из-за их малости. Окончательно получим:

$$y'' + \frac{h}{M} y' - \frac{l}{M} y = -\frac{K}{M}. \quad (15)$$

Уравнение (15) описывает движение поршня гидроцилиндра электрогидравлического вырубного пресса в зависимости от динамических сил, действующих в гидроцилиндре; угла заострения лезвия резака; толщины материала; периметра лезвия резака; коэффициентов, учитывающих степень износа острия лезвия резака и динамичность.

Выводы.

Таким образом, в статье получена аналитическая формула, описывающая движение поршня гидроцилиндра вырубного пресса в зависимости от динамических характеристик системы ударник-резака-материал-вырубная плита-пресс.

Список использованных источников

1. Г.А. Пискорский, Н.А. Сивченко, Н.Е. Скиба. Уравнение движения поршня в цилиндре гидравлического привода шибера магистрально-загрузочного устройства. Технол. легк. прим. №6, 1976.
2. Д.В. Прибега. Удосконалення технології розкрювання та перфорування деталей верху взуття. Дис. - ... канд. техн. наук. : 05.19.06.
3. С.М. Нехай. Проектирование гидроприводов прессов. – М.: Машгиз, 1963. – 159с.

УДК 687.053

## УСТАНОВКА И МЕТОДИКА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ШВЕЙНЫХ НИТОК ПРИ ДЕФОРМАЦИИ СЖАТИЯ

*С.Ю. Краснер, А.В. Радкевич*

*УО «Витебский государственный технологический университет»,  
г. Витебск, Республика Беларусь*

При обрезке ниток на автоматизированной швейной машине, нитка подвергается силовому воздействию рабочих инструментов – ножей. Известна установка для определения усилия перерезания нитки [1], которая обладает рядом особенностей, которые искажают получаемые данные об усилиях, возникающих в момент взаимодействия лезвия ножа с ниткой, так как не выполняется условие минимизации массы измерительной системы, и минимизации сил (трения и др.) препятствующих перемещению лезвия ножа, в момент резания.

Для получения достоверных данных об усилиях, возникающих в момент взаимодействия лезвия ножа с ниткой, предлагается установка, кинематическая схема которой представлена на рис 1.

На металлическом основании 1 закреплена вертикальная стойка 2 с кронштейном 3. В хомутике 4 кронштейна 3 закреплен индикатор часового типа 5. На подвижном стержне 6 индикатора 5 в нижней его части с помощью держателя 7 закреплен нож 8, воздействующий