

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.

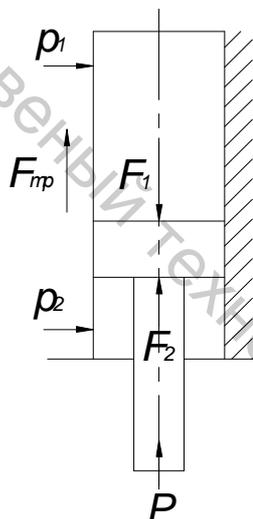


Рисунок 1 - Силы, действующие на поршень при рабочем ходе

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

P – сменные технологические усилия;

F_1 – сила давления масла;

F_2 – сила противодавления 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:

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

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;

2β – 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;

Δp_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:

$$\left(m_c + \frac{j p d^2}{4 g} y \right) y'' = S_1 \left(p_i - \frac{S_1^2 y'^2 j}{2 g m^2 w^2} \right) - S_2 \left(p_3 - \frac{S_2^2 y'^2 j}{2 g m^2 w^2} \right) - h y' - k \cdot$$

$$\cdot k_v B \left[P k_3 + 2 t S_{c0} (f + t g b) \right] \frac{y}{l} + m y'' . \quad (13)$$

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 шибберного магазинно-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, действующий