

ФАКУЛЬТЕТ НОВЫХ ТЕХНОЛОГИЙ И АВТОМАТИЗАЦИИ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 621.979-82:621.96.001.573

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРЕССА С НАСОСНЫМ БЕЗАККУМУЛЯТОРНЫМ ПРИВОДОМ ПРИ РАЗДЕЛИТЕЛЬНЫХ ОПЕРАЦИЯХ В ПК МВТУ

Волобуев К.А., гр. 41-АП
Рук. Федоров Т.В.

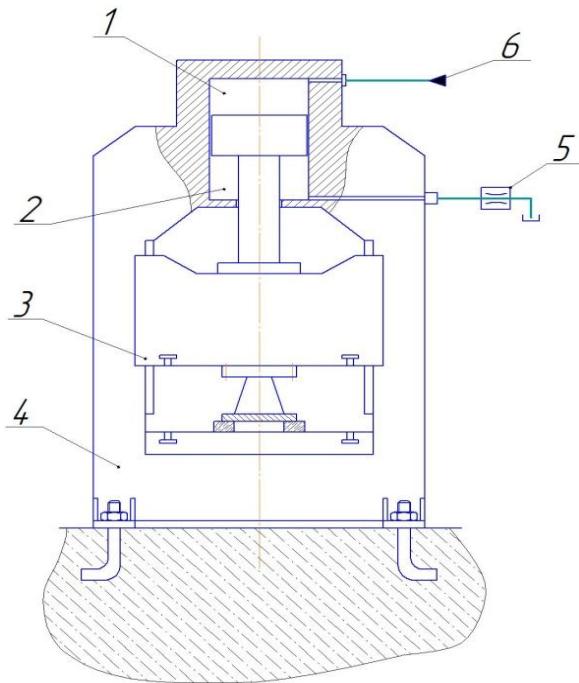


Рисунок 1 – Принципиальная расчетная схема гидравлического пресса с насосным безаккумуляторным приводом

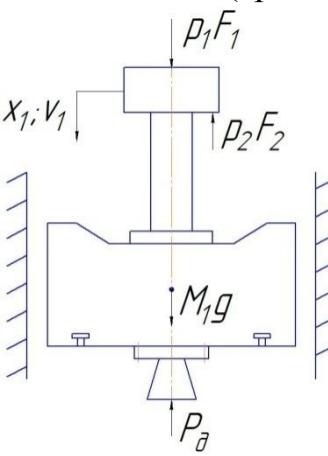
1 – поршневая полость (напорная магистраль); 2 – штоковая полость (сливная магистраль); 3 – ползун; 4 –

Для описания математической

Проектирование или модернизация технической системы выполняется на основе модульных режимов (в т.ч. переходных процессов).

Моделирование переходного процесса позволяет исследовать быстродействие, точность, динамичность, колебательность и др. важные свойства технической системы.

Решение задачи анализа переходного процесса включает три этапа: разработка модели в виде системы дифференциальных уравнений; интегрирование системы дифференциальных уравнений; определение показателей качества (сравнение с требуемыми).



Разделительные операции сопровождаются рядом динамических явлений, ограничивающих полноту использования мощности оборудования, особенно эта проблема характерна для универсальных гидропрессов (рис. 1).

модели

Рисунок 2 – Пуансон

гидропресса при разделительных операциях воспользуемся представлением через D-схему [1], считая допустимым использования системы с сосредоточенными параметрами (рис. 2 - 5).

Основная работа совершается пуансоном, укрепленным на траверсе пресса (рис. 2):

$$\sum F_y = 0; p_1 F_1 - p_2 F_2 + M_1 g - P_o - M_1 \frac{dv_1}{dt} = 0,$$

$$M_1 \frac{dv_1}{dt} = p_1 F_1 - p_2 F_2 + M_1 g - P_o.$$

Встречный ход при разгрузке совершают станина, что, несомненно, должно быть учтено (рис. 3):

$$\sum F_y = 0; p_1 F_1 - p_2 F_2 - P_o - M_2 g - C_2 x_2 - M_2 \frac{dv_2}{dt} = 0,$$

$$M_2 \frac{dv_2}{dt} = p_1 F_1 - p_2 F_2 - P_o - M_2 g - C_2 x_2.$$

При составлении динамической модели гидравлической части системы задачу считаем изотермической. [1]

Во внимание принимаем упругие деформации объемов жидкости в напорной и сливной магистрали, диссипацией пренебрегаем.

Исходя из уравнения Гука для одномерной системы с распределенными параметрами для рабочей полости [1] (рис. 4) получаем уравнение:

$$p_1 = \alpha_1 \int Q_{y1} dt;$$

$$\frac{dp_1}{dt} = \alpha_1 Q_{y1},$$

$$\text{где } Q_{y1} = Q_n - F_1(v_1 + v_2), \frac{dp_1}{dt} = \alpha_1 [Q_n - F_1(v_1 + v_2)].$$

α_1 – коэффициент гидравлической жесткости;

$$\alpha_1 = \frac{E}{V_1},$$

где E – модуль объемной упругости жидкости, V_1 – объем жидкости в поршневой полости и напорной магистрали.

Коэффициент жесткости j -го участка трубопровода определяют по формуле:

$$\alpha_j = \frac{E_{npj}}{V_j \psi_j},$$

где ψ_j – доля жидкости;

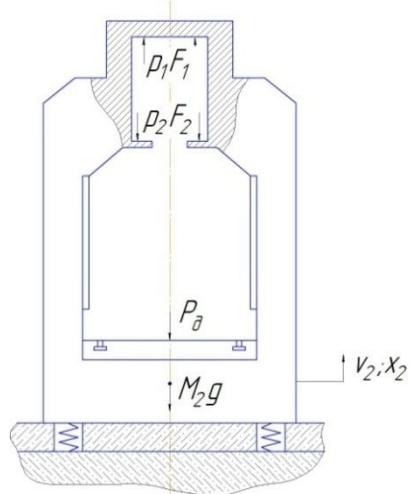


Рисунок 3 – Станина

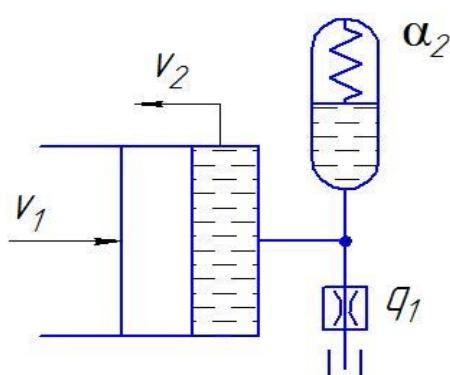


Рисунок 4 – Поршневая полость

$$E_{npj} = \frac{E_c}{1 + \frac{d_{mpj} E_c}{\delta_{mpj} E_{mpj}}} = \frac{E_c \delta_{mpj} E_{mpj}}{\delta_{mpj} E_{mpj} + d_{mpj} E_c},$$

где E_c - модуль объемной упругости газожидкостной смеси, E_{mpj} - модуль упругости j-го участка трубопровода (для стали $E = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па; для латуни $E_{mp} = 9 \cdot 10^{11}$ Па).

Для простоты считаем величину α_1 и α_2 постоянными и принимаем такими же, как в статье [2].

Для штоковой полости составляем уравнение аналогично (рис. 5):

$$Q_{y2} = F_2(v_1 + v_2) - q_1,$$

$$\frac{dp_2}{dt} = \alpha_2[F_2(v_1 + v_2) - q_1].$$

Т.к. рассматривается система без ограничений, то вводить координатный базис и смысла нет.

Таким образом, система уравнений в нормальной форме принимает вид:

$$\left. \begin{array}{l} \dot{v}_1 = M_1^{-1}(p_1 F_1 - p_2 F_2 + M_1 g - P_o); \\ \dot{v}_2 = M_2^{-1}(p_1 F_1 - p_2 F_2 - P_o - M_2 g - P_{\text{баз}}); \\ \dot{p}_1 = \alpha_1[Q_u - F_1(v_1 + v_2)]; \\ \dot{p}_2 = \alpha_2[F_2(v_1 + v_2) - q_1]; \\ \frac{dP_{\text{баз}}}{dt} = C_2 v_2, \end{array} \right\}$$

где удельный расход жидкости через дроссель $q_1 = \mu_2 f_2 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_2 - p_0)}$;

сопротивление деформации вырубаемого материала

$$P_o = k_1 L h_m \sigma_{cp}^x, \text{ при } x_1 - x_2 \leq h_k \text{ и } P_o = P_0 + a \left(\frac{h_m - (x_1 - x_2)}{h_m - h_k} \right)^b, \text{ при } x_1 - x_2 > h_k.$$

При этом текущее сопротивление срезу

$$\sigma_{cp}^x = \frac{S_k}{2 - 0,95\psi_k} \frac{\psi}{\psi_k} \left(1,03 - \frac{0,9\psi}{1,9 - \psi} \right),$$

относительное сужение поперечного сечения при вырубке-пробивке

$$\psi = \frac{x_1 - x_2}{h_m}, \quad S_k = \sigma_B (0,8 + 2,06\psi_k), \quad a = P_o^{\max} - P_0, \quad b = \frac{1 - k_2}{k_2}.$$

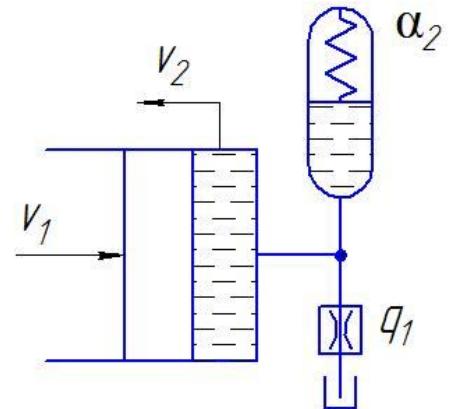


Рисунок 5 – Штоковая полость

В полученной системе ОДУ в нормальной форме Коши взяты те же начальные условия и коэффициенты, что и в системе (1)[2], кроме давления жидкости в поршневой полости $p_1 = 8,2 \cdot 10^6$ Па.

Совместное моделирование поведения двух систем позволило обнаружить существенные отличия по каждой из вычисляемых координат (рис. 6).

Из графиков видно, что максимумы для давления p_1 отличаются в 4 раза, p_2 – в 40 раз; максимумы скорости v_1 в 3 раза, v_2 не менее чем в 5 раза. Не говоря уже о самой форме зависимостей от времени.

Подобные ошибки зачастую имеют плачевый результат, в лучшем случае приводят к увеличению ресурса оборудования, а в худшем, наоборот, к его выходу из строя.

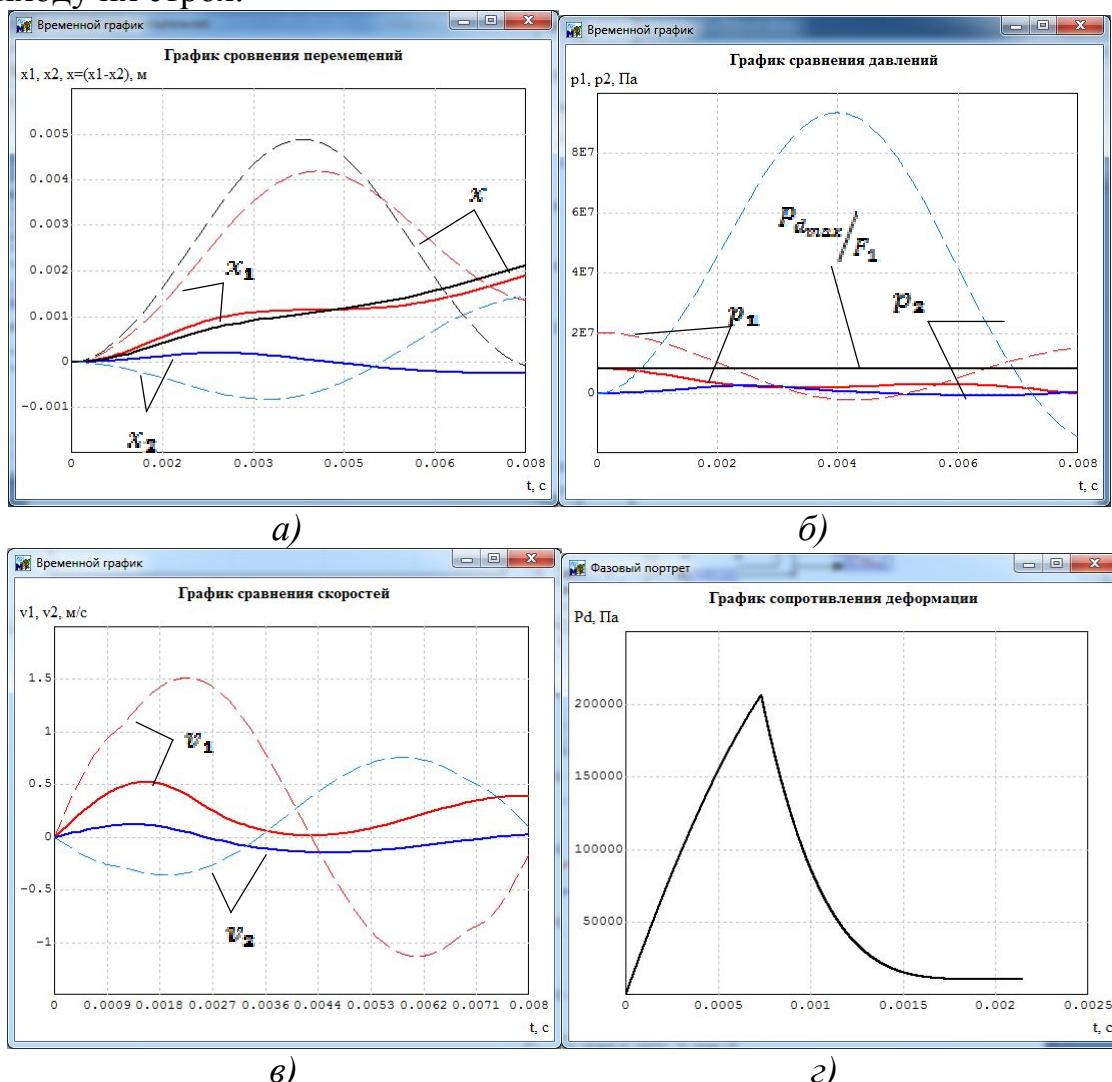


Рисунок 6 – Рабочие процессы в прессе при вырубке-пробивке

- а) график изменения перемещения ползуна, станины и разность этих перемещений,
- б) график изменения давлений в рабочей и возвратной полостях и давление, необходимое для вырубки-пробивки,
- в) график изменения скоростей перемещения ползуна и станины
- г) график сопротивления деформации

Представленная модель неокончательна, т.к. не учитывает инерции при движении жидкости в трубопроводе; потери напора на местных сопротивлениях и вдоль гидромагистрали; изменение объема при рабочем ходе; уменьшение подачи Q_H и увеличение трения и потерь через уплотнения при росте p_1 , а, самое главное, отсутствие ограничения на перемещение поршня от торцов цилиндра, а для станины - от фундамента.

Учет этих параметров позволит создать более точную систему управления.

ЛИТЕРАТУРА

1. Тарасик, В.П. Математическое моделирование технических систем [Текст]: Учебник для вузов/ Тарасик В.П. – 2004.- 640с.: ил.
2. Петров, Н.В. Компьютерное моделирование динамики гидравлических прессов с насосным безаккумуляторным приводом при разделительных операциях [Текст]/ Н.В. Петров, С.А. Москвитин// Кузнечно-штамповочное производство.-1998. №7. -С. 38-42.