

ВЛИЯНИЕ ГИДРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ НА ДВИЖЕНИЕ ПОРШНЯ РАБОЧЕГО ГИДРОЦИЛИНДРА МЕХАНИЗМА ПОДНЯТИЯ СЕКЦИИ КОСИЛКИ

Д. А. Мамсик

Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого», Республика Беларусь

Научный руководитель В. Б. Попов

Характеристики гидропривода, изображенного на рис. 1, определяются параметрами гидронасоса (ГН), рабочей жидкости, гидроцилиндра (ГЦ), видом нагрузки, а также параметрами четырехщелевого дросселирующего гидрораспределителя (ГР). Обычно при формировании функциональной математической модели (ФММ) нагруженного гидропривода предполагается, что структурные элементы гидропривода работают безынерционно, что позволяет на ранней стадии проектирования избежать усложнения его ФММ. Более детальное исследование работы нагруженного гидропривода требует учета характеристики гидрораспределителя. Целью настоящей работы является формализованное описание переходного процесса при помощи аппарата передаточных функций, эквивалентного описанию при помощи ДУ.

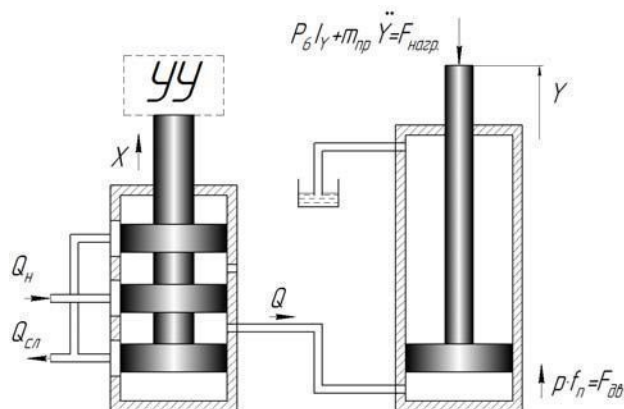


Рис. 1. Схема гидропривода дроссельного регулирования с действующими нагрузками (УУ – устройство управления)

Формализованное описание работы гидропривода складывания секций косилки-плющилки КРН-6-Ф [1] формируется на основе динамической схемы, полученной из его структурной схемы (рис. 1) в виде системы дифференциальных уравнений [2].

Рабочая жидкость (РЖ) из-за наличия в ней пузырьков нерастворенного воздуха считается сжимаемой. Температура, плотность, вязкость рабочей жидкости и количество нерастворенного в ней воздуха принимаются постоянными. Приведенный модуль объемной упругости рабочей жидкости $E_{пр}$ считаем постоянным. Объемный расход рабочей жидкости Q , поступающий в магистраль, затрачивается на перемещение поршня ГЦ $Q_{пер}$ и деформацию рабочей жидкости [3]. Размеры магистрали считаем незначительными, поэтому пренебрегаем деформацией самой гидромагистрали и не учитываем местные сопротивления:

$$Q = Q_{пер} + Q_{сж}, \text{ или } Q = f_n \frac{dY}{dt} + \frac{V_0}{E} \frac{dp}{dt}; \quad Q = q \cdot n \cdot \eta_0, \quad (1)$$

где f_n – площадь поршня ГЦ; V_0 – объем жидкости, сосредоточенный у гидроцилиндра; E – модуль объемной упругости рабочей жидкости; q , n , η_0 – соответственно, объемная подача за оборот вала гидронасоса, а также его частота вращения и объемный КПД.

Известно, что скорость изменения давления в поршневой полости пропорциональна скорости поршня ГЦ [4], поэтому:

$$Q = f_n \frac{dY}{dt} + \frac{V_0 k_p}{E} \frac{dY}{dt} = \frac{dY}{dt} \left(f_n + \frac{V_0 k_p}{E} \right), \quad (2)$$

где k_p – коэффициент пропорциональности изменения давления.

Приведенное уравнение расхода (1) не учитывает дросселирование РЖ гидрораспределителем. Для получения линеаризованной модели гидропривода с дроссельным регулированием, учитывающего инерционную нагрузку и деформацию РЖ, составим систему дифференциальных уравнений (ДУ).

Уравнение перепадов давлений будет иметь вид:

$$k_{px}x - k_{pQ}Q = \frac{m_{пр}}{f_n} \frac{d^2Y}{dt^2} + \frac{1,2 \cdot P_6 \cdot I_Y}{f_n}, \quad (3)$$

где k_{px} – коэффициент крутизны перепадной характеристики гидрораспределителя; $k_{pQ} = 1/k_{Qp}$ – коэффициент крутизны расходно-перепадной характеристики; x – перемещение золотника; $m_{пр}$ – приведенная к штоку ГЦ масса; P_6 – приведенный вес; I_Y – передаточное отношение механизма подъема секции; Y – координата положения штока ГЦ, коэффициент 1,2 при P_6 учитывает потери на трение в механизме.

При малых значениях Y (протекание кратковременного переходного процесса) передаточное отношение I_Y изменяется пропорционально Y :

$$I_Y = k \cdot Y. \quad (4)$$

Так как конечным результатом решения полученной системы уравнений является нахождение динамической связи между положением приведенной массы нагрузки $Y(t)$ и перемещением золотника x , то необходимо совместное решение уравнений (2)–(4).

Конечное уравнение будет иметь следующий вид:

$$k_{px}x = \frac{m_{np}}{f_n} \frac{d^2Y}{dt^2} + k_{pQ} \left(f_n + \frac{V_0 k_p}{E} \right) \frac{dY}{dt} + \frac{1,2 \cdot P_6 \cdot k}{f_n} Y. \quad (5)$$

После приведения к операторной форме и соответствующих преобразований получим передаточную функцию гидропривода, нагруженного массой:

$$W(s) = \frac{Y(s)}{X(s)} = \frac{k_1}{T^2 s^2 + 2\xi Ts + 1}. \quad (6)$$

После перехода от координаты положения штока к его скорости ПФ примет вид:

$$v(s) = \frac{k_1}{s(T^2 s^2 + 2\xi Ts + 1)}, \quad (7)$$

где $s = j\omega$; $j = \sqrt{-1}$;

$$k_1 = \frac{k_{px} f_n}{1,2 P_6 k}; \quad T = \sqrt{\frac{m_{np}}{1,2 P_6 k}}; \quad \xi = \frac{k_{pQ} f_n (f_n + V_0 k_p / E)}{2 \sqrt{1,2 P_6 k \cdot m_{np}}}. \quad (8)$$

На основании определения оригинала выходного сигнала аналитическое выражение, определяющее изменение скорости нагруженного штока гидроцилиндра, имеет вид [5]:

$$v(t) = k_1 [1 + C e^{-\gamma t} \sin(\lambda t + \Theta)], \quad (9)$$

где $\gamma = \frac{\xi}{T}$; $\lambda = \frac{\sqrt{1-\xi^2}}{T}$; $C = -\frac{1}{\lambda T}$; $\Theta = \arctan(\lambda / \gamma)$.

Полученное графическое представление протекания переходного процесса показано на рис. 2, б.

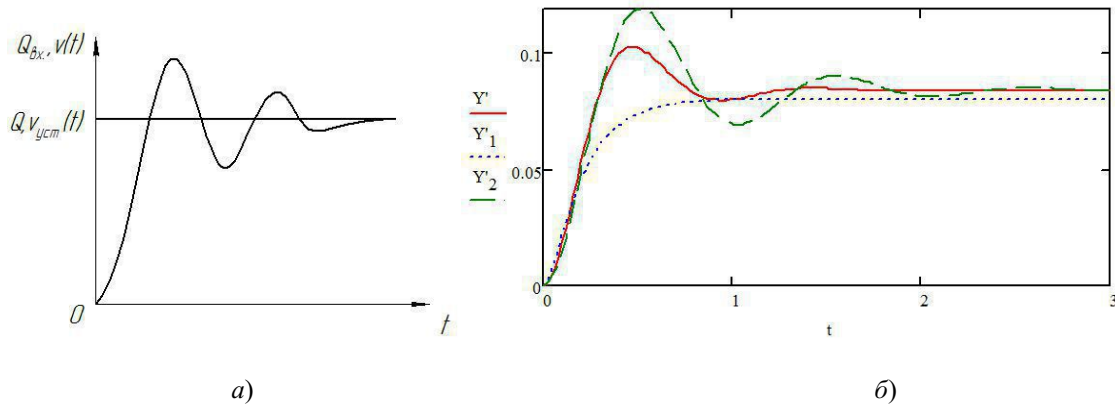


Рис. 2. График зависимостей расхода на входе в ГР и скорости движения штока ГЦ при дросселировании РЖ (а) и полученные путем расчетов графики скорости штока при различных параметрах гидрораспределителя (б)

Использование аппарата передаточных функций позволило учесть особенности работы четырехщелевого гидрораспределителя и оценить его влияние на закон движения поршня гидроцилиндра механизма поднятия секции косилки.

Л и т е р а т у р а

1. Косилка-плющилка ротационная двухсекционная навесная КРН-6-Ф «ПАЛЕССЕ CH50F» : рук. по эксплуатации. – 2012. – 96 с.
2. Попов, В. Б. Математическое моделирование гидропривода подъемно-навесного устройства мобильного агрегата / В. Б. Попов, В. А. Довгяло // Проблемы и перспективы развития транспортных систем и строительного комплекса : тез. докл. Междунар. науч.-практ. конф. / под общ. ред. В. И. Сенько. – Гомель : БелГУТ, 2003. – Ч. II. – С. 103–106.
3. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин: Теория систем автоматического управления : учеб. пособие / В. П. Автушко [и др.]. – Минск : НП ООО «Пион», 2001. – 396 с.
4. Коробочкин, Б. Л. Динамика гидравлических систем станков / Б. Л. Коробочкин. – М., 1976.
5. Макаров, И. М. Линейные автоматические системы (элементы теории, методы расчета и справочный материал) / И. М. Макаров, Б. М. Менский. – М. : Машиностроение, 1982. – 504 с.