

МОДЕЛИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ДИНАМИКИ ГИДРОПРИВОДА СТРЕЛЫ ПОГРУЗЧИКА

Барановский Андрей Геннадьевич

Научный руководитель - М.И.Жилевич

(Белорусский национальный технический университет)

Цель работы - математическое моделирование динамических процессов в гидросистеме подъема стрелы погрузчика и расчет характеристик привода. Представлены расчетная схема и математическая модель, приведены некоторые результаты расчетов.

Гидросистема погрузчика включает в себя привод рулевого управления и рабочего оборудования: поворота ковша и подъема стрелы. Рассмотрим процесс моделирования динамики гидропривода стрелы. Примем ряд допущений: свойства жидкости не изменяются в течение переходного процесса; утечки и кавитация отсутствуют; трением в цилиндре и сжимаемостью жидкости в сливном трубопроводе пренебрегаем.

На расчетной схеме (рис.1) участки у2-у3 и у4-у5 моделируют напорный и сливной трубопроводы; у1-у2 и у5-у6 – каналы распределителя. В узле у3 учитываем податливость жидкости, заполняющей напорный трубопровод и поршневую полость цилиндра.

Входной сигнал задаем перемещением золотника распределителя $h(t)$. На схеме: x_1, x_2 - перемещение столба жидкости в трубопроводах; z - перемещение поршня; m_1, m_2 - приведенная масса жидкости; R_1, R_2 - эквивалентные

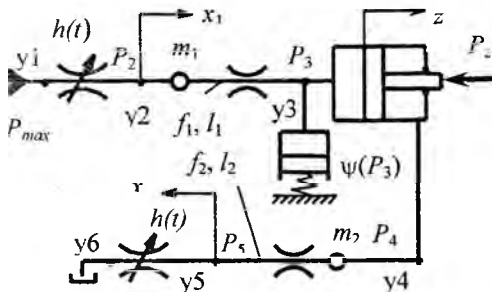


Рис.1. Расчетная схема

сопротивления трубопроводов; l_1, l_2, f_1, f_2 - длины и площади сечения трубопроводов; P_{max} - давление питания; P_i - давление в узлах; Pz - нагрузка на штоке цилиндра.

Составим уравнения движения поршня, течения жидкости в трубопроводах и балансов расходов в узлах. Для поршня с учетом сил давления и полезной нагрузки, пренебрегая трением

$$m_{\Pi}(d^2z/dt^2) = P_3F_{\Pi} - (C_0 + C_1z) - P_4F_C,$$

где m_{Π} - приведенная к поршню масса; F_{Π}, F_C - активная площадь поршневой и штоковой полостей цилиндра; C_0, C_1 - коэффициенты постоянной и позиционной нагрузок.

Уравнения движения жидкости представляют собой баланс давлений в трубопроводе $P_i = P_{i+1} + P_l + P_m + P_n$, где P_l, P_m, P_n - потери давления по длине, местные и инерционные, причем

$$P_l = 27,5 \frac{\rho v l}{f} \vartheta + 0,443 \frac{\kappa_e \rho l}{\sqrt{f}} \vartheta^2; P_m = 0,5 \xi \rho \vartheta^2; P_n = \rho l \frac{d\vartheta}{dt},$$

где v - кинематическая вязкость; κ_e - коэффициент, зависящий от шероховатости стенок трубопровода; ρ, ϑ - плотность и скорость жидкости; ξ - коэффициент местного сопротивления.

Баланс давлений для трубопроводов у2-у3 и у4-у5:

$$P_2 = P_3 + a_1(d^2x_1/dt^2) + a_2(dx_1/dt)^2 \operatorname{sgn}(dx_1/dt) + a_3(dx_1/dt),$$

$$P_4 = P_5 + a_4(d^2x_2/dt^2) + a_5(dx_2/dt)^2 \operatorname{sgn}(dx_2/dt) + a_6(dx_2/dt),$$

где $a_1 = \rho l_1$; $a_2 = 0,5 \xi_1 \rho + 0,443 \kappa_e \rho l_1 / \sqrt{f_1}$; $a_3 = 27,5 \rho v l_1 / f_1$;

$$a_4 = \rho l_2; a_5 = 0,5 \xi_2 \rho + 0,443 \kappa_e \rho l_2 / \sqrt{f_2}; a_6 = 27,5 \rho v l_2 / f_2.$$

Уравнения расходов для узлов у2, у4, у5 - $Q_{вхi} - Q_{выхi} = 0$, где $Q_{вхi}, Q_{выхi}$ - расходы на входах и выходах. $Q_{вх3} = Q_{вых2}$ и $Q_{вх5} = Q_{вых4}$ рассчитаем как расход жидкости в трубопроводах, $Q_{вых3}$ и $Q_{вх4}$ - в полостях цилиндра, $Q_{вых5}$ и $Q_{вх2}$ - в каналах распределителя с коэффициентом расхода μ и золотником диаметром D_3 . Для узла у3 с податливостью $Q_{вх3} = Q_{вых3} + Q_d$,

где Q_d - расход на сжимаемость. $Q_d = V_3 \Psi(P_3) \cdot (dP_3 / dt)$. Объем жидкости, сосредоточенной в узле у3 - $V_3 = f_1 l_1 + F_{\Pi}(z_0 + z)$, где z_0 - начальное положение поршня. Коэффициент податливости $\Psi(P_3) = 1 / (E_a + a_p P_3)$, где E_a - адиабатический модуль упругости жидкости; a_p - коэффициент, учитывающий влияние давления. В результате баланс расходов для у2...у5 соответственно:

$$\mu \pi D_3 h(t) \sqrt{2(P_{\max} - P_2) / \rho} - f_1(dx / dt) = 0;$$

$$f_1(dx_1 / dt) - V_3 \Psi(p)(dP_3 / dt) - F_{\Pi}(dz / dt) = 0;$$

$$F_C(dz / dt) - f_2(dx_2 / dt) = 0; \quad f_2(dx_2 / dt) - \mu \pi D_3 h(t) \sqrt{2P_3 / \rho} = 0.$$

После преобразований получим систему уравнений

$$a_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} = P_{\max} - P_3 - (a_{10} / h^2(t) + a_2)(dx_1 / dt)^2 \operatorname{sgn} \frac{dx_1}{dt} - a_3 \frac{dx_1}{dt},$$

$$(m_{11} / F_C + a_4 a_7) d^2 z / dt^2 = (P_3 F_{\Pi} - (C_0 + C_1 z)) / F_C - a_7^2 (a_{20} / h^2(t) + a_5) (dz / dt)^2 \operatorname{sgn}(dz / dt) - a_6 a_7 (dz / dt),$$

$$dP_3 / dt = [f_1(dx_1 / dt) - F_{\Pi}(dz / dt)] (E_a + a_p P_3) / [f_1 l_1 + F_{\Pi}(z + z_0)],$$

где $a_{10} = 0.5 \rho f_1^2 / (\mu \pi D_3)^2$; $a_{20} = 0.5 \rho f_2^2 / (\mu \pi D_3)^2$; $a_7 = F_C / f_2$.

Вариант результатов расчета представлен на рис. 2. Переходный процесс при нарастании давления - колебательный, перерегулирование - 20%, время переходного процесса - 0,12 с. Движение поршня плавное, без рывков и колебаний. Скорость жидкости в трубопроводе не более 6 м/с. Модель позволяет выбирать рациональные значения внутренних параметров привода, обеспечивающие заданные динамические характеристики.

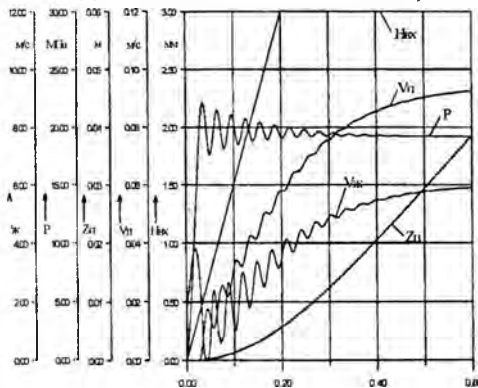


Рис. 2. Результаты расчета