

УДК 62-82; 681,3

В. Г. Панкратьев (6 курс, каф. ГМ), Вайсман Н.М., к.т.н., доц.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ШАГОВОГО ГИДРОПРИВОДА

Рассматриваемый шаговый ГП используется в системе регулирования работы клапана, предназначенного для подачи жидкости в контур охлаждения ЯЭУ. Функциональная схема привода представлена на рис. 1.

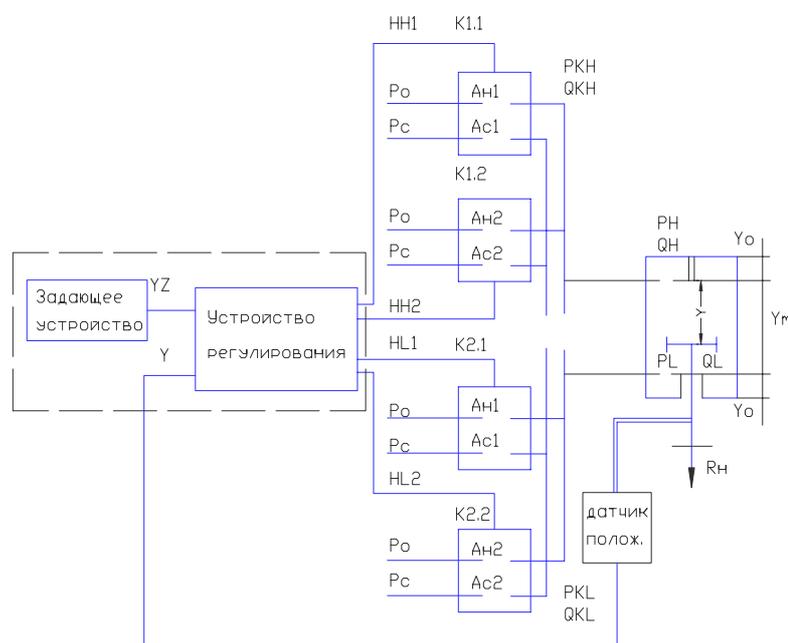


Рис.1 Функциональная схема гидропривода.

Привод включает в себя:

- задающее устройство, формирующее командный сигнал YZ
- устройство регулирования, сравнивающее задание YZ с сигналом фактического положения поршня регулирующего ГЦ и вырабатывающее командные сигналы НН1, НН2, НЛ1, НЛ2 клапанам К1.1, К1.2, К2.1, К2.2; сигналы НН2, НЛ2 вырабатываются только для устранения больших значений разности YZ-Y;
- быстродействующие клапаны К1.1, К1.2, К2.1, К2.2;
- трубопроводы;
- гидроцилиндр.

Для составления математической модели ГП необходимо составить уравнения элементов системы в соответствии с функциональной схемой привода.

Уравнения гидроцилиндра:

Обозначим напорную полость – Н, а сливную – L, координату положения поршня – Y, тогда

$$dm_H/dt = M_H, \quad dm_L/dt = -M_L,$$

$$d\varphi/dt = (A_p \cdot (P_H - P_L) - R_{тр} - R_n) / M_p - \text{ускорение поршня ГЦ под действием сил.}$$

$$dY/dt = \varphi' - \text{скорость поршня,}$$

где m_H - масса жидкости в полости Н и трубопроводе, с ней связанным; m_L - то же для полости L; M_H, M_L - массовые расходы в полость Н и L соответственно; $R_{тр}$ - сила трения; R_n - нагрузка; M_p - масса, приведенная к поршню; φ' - скорость движения поршня.

В общем случае, если учитывается сжимаемость среды, изменение массы выражается:

$$dm/dt = d(\rho \cdot V)/dt = V \cdot d\rho/dt + \rho \cdot dV/dt,$$

а изменение плотности:

$$d\rho/dt = \rho \cdot (dP/dt) / E_{ж},$$

где ρ - плотность жидкости; P - давление; $E_{ж}$ - объемный модуль упругости жидкости; $Q = M/\rho$ - объемный расход.

Объем жидкости в напорной полости Н системы, пренебрегая упругостью трубопровода: $V_H = A_{тр} \cdot L_{тр} + A_p \cdot (Y_0 + Y)$, $dV_H/dt = A_p \cdot dy/dt$ – объем жидкости и приращение объема при движении поршня.

В сливной полости L:

$$V_L = A_{тр} \cdot L_{тр} + A_p \cdot (Y_0 + Y_{max} - Y), \quad dV_L/dt = -A_p \cdot dy/dt.$$

Сила трения $R_{тр}$:

$$R_{тр} = R_{вяз} + R_{трс},$$

где $R_{вяз}$ - составляющая от скорости движения вязкой жидкости; $R_{трс}$ - сухое трение.

$$R_{вяз} = 8 \cdot \pi \cdot \mu \cdot (L_{тр} + L_{экв}) \cdot (A_p / A_{тр}) \cdot \varphi',$$

где μ - динамический коэффициент вязкости; $L_{экв} = \zeta \cdot D_{тр} / m$ - эквивалентная длина трубопровода; $\zeta = 2$ - коэффициент местных сопротивлений, $m = 0,025$ - коэффициент трения трубопровода.

Принимаем по опыту: $R_{стр} = A_p \cdot \Delta P_{стр}$, $\Delta P_{стр} = 0,1 \cdot 10^5$ - перепад давлений на поршне при страгивании; H_m - высота манжеты.

В случае длинного трубопровода задержка сигнала управления: $t_1 = L_{тр} / a$,

где a - скорость звука в рабочей жидкости.

Если напор подается в полость Н, то:

$$Q_H(t) = Q_{KH}(t-t_1),$$

$$P_{KH}(t) = P_H(t-t_1) + d\Delta P_H,$$

$$Q_L(t) = Q_{KL}(t-t_1),$$

$$P_{KL}(t) = P_L(t-t_1) - d\Delta P_L,$$

где $d\Delta P_H$, $d\Delta P_L$ - потеря давления в трубопроводе. В соответствии с рекомендациями, потеря давления и объемный расход связаны соотношением:

$$\Delta P = C_1 \cdot Q^2 + C_2 \cdot Q,$$

где C_1 , C_2 - постоянные коэффициенты для некоторого интервала расхода Q.

$$C_1 = 720 \cdot L_{тр} \cdot (\Sigma \lambda / L_{тр} + 0,025 / D_{тр}^4),$$

$$C_2 = 3,4 \cdot E + 4 \cdot \mu \cdot L_{тр} / \rho \cdot D_{тр}^4.$$

Объемные расходы через клапаны:

$$Q_{KH} = K_k \cdot A_n \cdot \sqrt{(P_0 - P_{KH}) \cdot 2 / \rho},$$

$$Q_{KL} = K_k \cdot A_c \cdot \sqrt{(P_{KL} - P_c) \cdot 2 / \rho}.$$

Принимаем $K_k = 0,6$ - коэффициент расхода.

Расчетные площади клапанов вычисляются по следующим выражениям:

если есть сигнал НН или НЛ на открытие клапана, то:

$$A_n = K_{V1} * t * A_{ni} < A_{ni},$$

$$A_c = K_{V1} * t * A_{ci} < A_{ci},$$

если импульс Н снимается от устройства регулирования, то:

$$A_n = A_{ni} - K_{V2} * t * A_{ni} > 0,$$

$$A_c = A_{ci} - K_{V2} * t * A_{ci} > 0,$$

где K_{V1} - коэффициент нарастания площади клапана при открытии, K_{V2} - при закрытии.

K_{V1} выбран так, чтобы полная площадь открытия клапана достигалась за 0,001 с, а K_{V2} так, чтобы закрытие осуществлялось за 0,0012 с.

Устройство регулирования в зависимости от выбранного закона регулирования вырабатывает:

- длительность импульса на открытое состояние клапана $T_{MZ}(YZ-Y)$,
- частоту следования импульсов $F_{IM}(YZ-Y)$.

Если $|YZ-Y|$ меньше заданной зоны нечувствительности $F_{IM}=0$.

Формируя:

$$T_{IMZ}=T_{IMZ}(YZ-Y, \mathcal{V}),$$

$$F_{IM}=F_{IM}(YZ-Y, \mathcal{V}),$$

где \mathcal{V} - скорость движения поршня, а так же управляя числом включаемых клапанов, можно реализовать, при необходимости, существенно нелинейные законы регулирования.