

Математическая модель привода рулевого управления с гидравлической обратной связью мобильной машины

Заболоцкий Е.М., Автушко В.П.

Белорусский национальный технический университет

Движение автомобиля, особенно по дорогам с неровным, изношенным покрытием, сопровождается значительными возмущающими силами, действующими на управляемые колёса, поэтому рулевые управления таких машин оборудуются гидравлическими усилителями.

Гидравлические усилители рулевого управления являются следящими системами автоматического регулирования и обеспечивают пропорциональную зависимость угла поворота управляемых колёс от угла поворота рулевого колеса. По способу обеспечения кинематического слежения гидравлические усилители делятся на три типа: с механической обратной связью, с гидравлической обратной связью (дозирование объёмов жидкости, поступающих в гидроцилиндр) и с шаговым гидроприводом.

Применение в гидросистемах механической обратной связи усложняет конструкцию узлов и увеличивает число шарнирных соединений. Ввиду этого во многих случаях имеет преимущество жидкостная обратная связь, которая позволяет размещать исполнительный гидродвигатель в наиболее рациональном месте. Гидравлические обратные связи с дозирующими моторами вращательного действия отличаются компактной конструкцией и минимальной длиной магистралей. Массогабаритные показатели конструкции рулевого управления улучшаются, если в качестве дозирующего мотора использовать гидромашину небольшого рабочего объёма.

Для гидрообъёмного привода рулевого управления мобильной машины, имеющего гидравлическую обратную связь, выполненную в виде насоса-дозатора героторного типа, разработана расчётная схема (рис.1). При разработке математической модели приняты следующие допущения: в течении переходного процесса не изменяются температура, вязкость жидкости и количество нерастворённого в ней воздуха;

отсутствуют утечки; пренебрегаем силами трения и сжимаемостью жидкости в сливной магистрали.

Для описания динамики контура используют три группы уравнений: 1) уравнения движения поршня и поворота ротора гидромотора; 2) уравнение движения жидкости в i -ом трубопроводе (баланс давлений); 3) уравнение расходов для i -го узла.

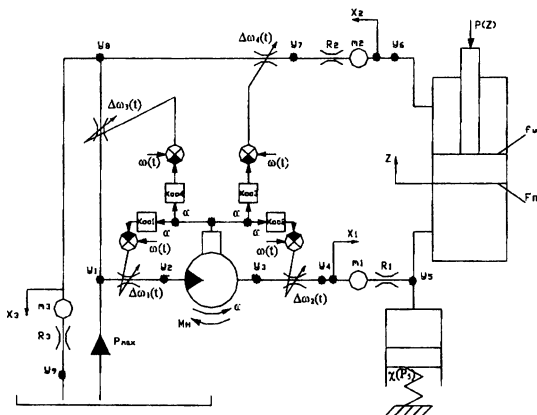


Рис. 1. Расчётная схема контура гидропривода

Таким образом, рассмотренная динамическая схема описывается системой состоящей двух из уравнений второго порядка и одного первого:

$$\frac{d^2 z}{dt^2} = \frac{1}{m_{\Pi} + \frac{(F_{\Pi} - f_w)^2}{f_2}} \cdot (p_3 \cdot (F_{\Pi} - f_w) - p_9 \cdot (F_{\Pi} - f_w) - \frac{(F_{\Pi} - f_w)^3}{f_2^2}) \cdot (a_5 + a_8 + \frac{a_{13}}{(\varphi(t) - k_{об} \cdot \varphi)^2}) \cdot (\frac{dz}{dt})^2 \cdot \text{sgn} \frac{dz}{dt} - (a_6 + a_9) \cdot \frac{(F_{\Pi} - f_w)^2}{f_2} \cdot \frac{dz}{dt} - (c_0 + c_1 \cdot z),$$

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot J_{\Pi} + a_0 \cdot a_1} \cdot (P_{\max} - p_5 - \left(\frac{a_{10}}{(\varphi(t) - k_{od} \cdot \varphi)^2} + \frac{a_{10}}{(\varphi(t) - k_{o2} \cdot \varphi)^2} + a_2 \cdot a_0^2 \right);$$

$$\cdot \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2 \cdot \operatorname{sgn} \frac{d\varphi}{dt} - a_0 \cdot a_3 \cdot \frac{d\varphi}{dt} - \frac{2 \cdot \pi}{q_m} \cdot (M_n + M_{mp} \cdot \operatorname{sgn} \frac{d\varphi}{dt});$$

$$\frac{dp_5}{dt} = \frac{f_1 \cdot \frac{dx_1}{dt} - F_{\Pi} \cdot \frac{dz}{dt}}{f_1 \cdot l_1 + F_{\Pi} \cdot (z_0 + z)} \cdot (E_{a0} + a_p \cdot p_5).$$

В данной системе: z – перемещение поршня гидроцилиндра; φ – угол поворота ротора гидромотора; $\varphi(t)$ – угол поворота рулевого колеса; F_{Π} , f_{Π} – площади поршневой и штоковой полостей гидроцилиндра соответственно; m_{Π} – масса поршня; q_m – рабочий объём гидромотора; J_{Π} – приведённый к ротору момент инерции вращающихся деталей; M_n – нагружающий момент; $M_{тр}$ – момент трения; p_i – давление в i -ой точке; f_i – площадь проходного сечения i -го трубопровода; l_i – длина i -го трубопровода; k_{oci} – коэффициент обратной связи для i -го дросселя; c_0 – постоянная нагрузка на штоке гидроцилиндра; c_1 – коэффициент позиционной нагрузки; z_0 – расстояние между поршнем и крышкой в начальном положении; E_{a0} – базовый модуль упругости; a_p – коэффициент, учитывающий влияние давления; x_i – перемещение столба жидкости в i -ом трубопроводе.

$$a_0 = \frac{q_m}{2 \cdot \pi \cdot f_1}; \quad a_1 = \rho \cdot l_1; \quad a_2 = 0.5 \cdot \xi_1 \cdot \rho + 0.443 \cdot \frac{k_e \cdot \rho \cdot l_1}{\sqrt{f_1}};$$

$$a_3 = 27.5 \cdot \frac{\rho \cdot v \cdot l_1}{f_1}; \quad a_4 = \rho \cdot l_2; \quad a_5 = 0.5 \cdot \xi_2 \cdot \rho + 0.443 \cdot \frac{k_e \cdot \rho \cdot l_2}{\sqrt{f_2}};$$

$$a_6 = 27.5 \cdot \frac{\rho \cdot v \cdot l_2}{f_2}; \quad a_7 = \rho \cdot l_3; \quad a_8 = 0.5 \cdot \xi_3 \cdot \rho + 0.443 \cdot \frac{k_e \cdot \rho \cdot l_3}{\sqrt{f_3}};$$

$$a_9 = 27.5 \cdot \frac{\rho \cdot v \cdot l_3}{f_3}; \quad a_{10} = \frac{q_m^2 \cdot \rho}{8 \cdot \pi^4 \cdot \mu^2 \cdot D_3^2}; \quad a_{11} = \frac{0.5 \cdot f_3^2 \cdot \rho}{(\mu \cdot \pi \cdot D_3)^2}.$$

В этих уравнениях: ρ – плотность рабочей жидкости; ξ_i – коэффициент местного сопротивления в i -ом трубопроводе; k_e – коэффициент, зависящий от шероховатости внутренних стенок трубопровода (0.02...0.03); v – кинематическая вязкость; μ – динамическая вязкость; D_3 – диаметр золотника распределителя.

Система уравнений решается с помощью ЭВМ, используя метод Рунге-Кутты. Структурная схема программы представлена на рисунке 2:

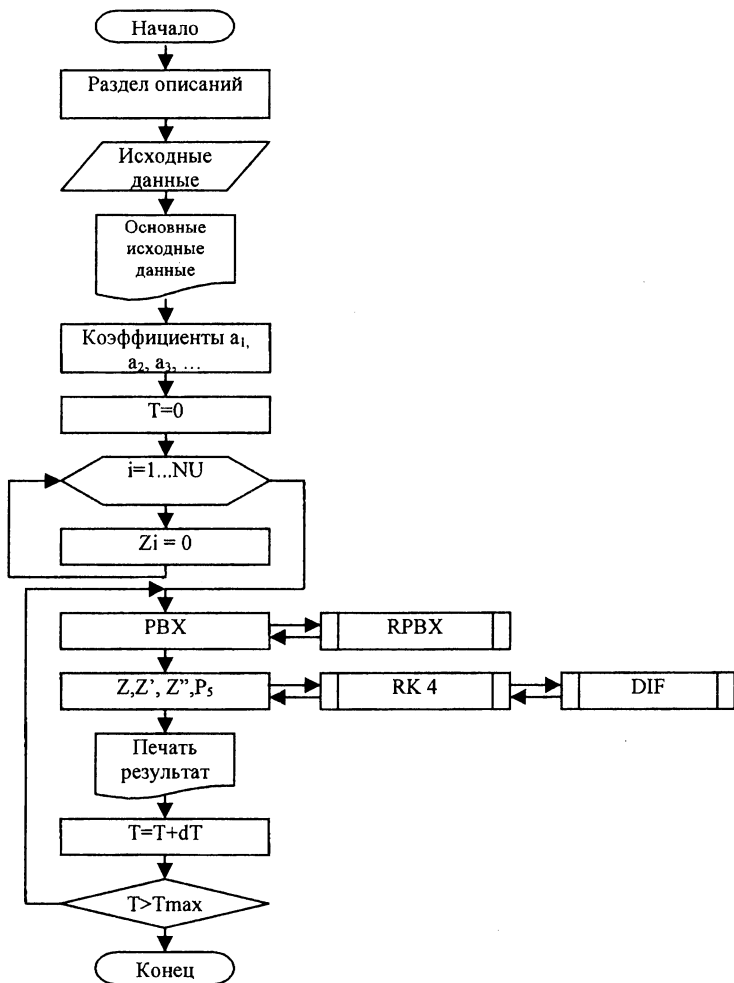


Рис. 2. Схема алгоритма динамического расчёта