

МОДЕЛИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ УСИЛИТЕЛЯ ПОТОКА РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ ОСОБО БОЛЬШОЙ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ

Кандидаты техн. наук АВТУШКО В. П., ЖИЛЕВИЧ М. И., асп. ЗАБОЛОЦКИЙ Е. М.

Белорусский национальный технический университет

Безопасность эксплуатации мобильных машин при постоянном увеличении грузоподъемности в значительной мере определяется эффективностью и надежностью систем рулевого управления, что приводит к необходимости дальнейшего совершенствования их с целью удовлетворения требованиям, предъявляемым к современным и перспективным системам. Особого внимания заслуживает проблема управления карьерными самосвалами особо большой грузоподъемности.

На кафедре «Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод» БНТУ совместно с РУПП «БелАЗ» в рамках ГНТП «Машиностроение» (подпрограмма «Карьерная техника») выполняются научно-исследовательские работы по проектированию гидрообъемного рулевого управления ряда карьерных самосвалов. Одним из этапов НИР является создание нового образца усилителя потока гидропривода рулевого управления. Была поставлена задача разработать математическую модель, выполнить расчетные исследования и оценить влияние основных конструктивных параметров усилителя потока на динамику гидропривода с целью обоснования их рациональных значений, обеспечивающих заданное быстродействие при минимальном перерегулировании.

Для получения математической модели разработана расчетная схема (рис. 1). Моделируемый контур состоит из насоса-дозатора, источника питания, усилителя потока и цилиндра поворота. Принципиальные схемы гидропривода рулевого управления и усилителя потока представлены в [1].

При переходе от реального привода к расчетной схеме принят ряд допущений. Гидро-

привод рассматривается как система с сосредоточенными параметрами. Предполагается, что свойства рабочей жидкости (температура, плотность, вязкость, количество нерастворенного воздуха) не изменяются во время переходного процесса, утечки и кавитация отсутствуют, жидкость сжимаема. Модель составлена с учетом сопротивления трубопроводов и внутренних каналов усилителя потока гидродинамических сил [2], действующих на золотники последнего, и сил трения подвижных элементов.

Процессы открытия рабочих щелей золотников выбора направления и торможения, а также рабочих окон золотника усиления моделировались переменными дросселями, имитирующими изменение площади проходного сечения за счет перемещения этих золотников под воздействием управляющих сигналов от насоса-дозатора.

На расчетной схеме обозначены: $x_0 - x_5$ – перемещения столбов рабочей жидкости; z_1, z_2, z_3 – перемещения золотников соответственно выбора направления, усиления, торможения; z_4 – перемещение поршня цилиндра; $m_0 - m_5$ – приведенные массы жидкости; $R_0 - R_5$ – эквивалентные сопротивления участков трубопроводов; $R_6 - R_{11}$ – сопротивления дросселей, установленных в торцах золотников; p_n – давление, создаваемое насосом; $Q_{нд}$ – максимальная подача насоса-дозатора; $P(z)$ – позиционная нагрузка; $\psi(p_n)$ – коэффициент податливости рабочей жидкости; Y_i – узлы; КО – клапан обратный; НД – дроссель насоса-дозатора; L и CL – дроссели золотника выбора направления; L_1, P и P_1 – дроссели золотника усиления; CL_1 – дроссель золотника торможения.

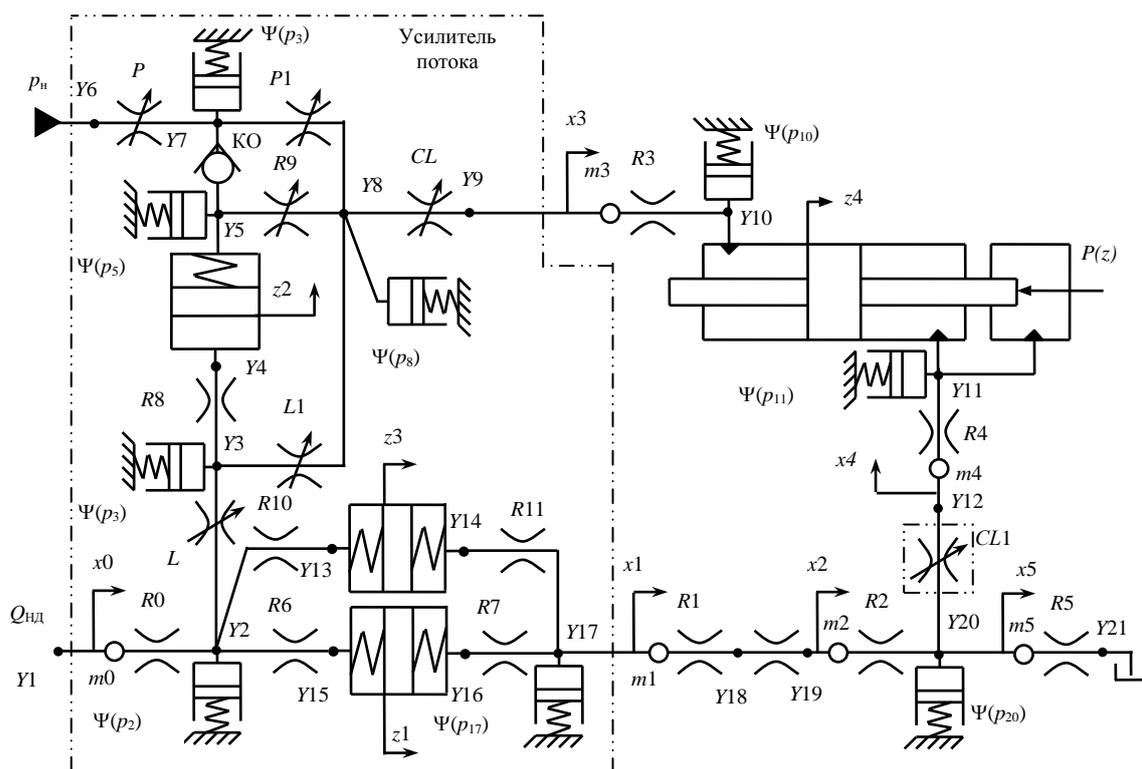


Рис. 1. Расчетная схема

В общем случае система уравнений, описывающая динамику гидропривода, включает в себя три типа уравнений, которые соответствуют физическим процессам в этих приводах: уравнения движения жидкости, баланса расходов и движения перемещающихся масс.

Уравнения течения рабочей жидкости в элементах гидропривода составляются на основе баланса давлений на участке гидроцепи

$$p_i = p_{i+1} + \Delta p_l + \Delta p_m + \Delta p_j,$$

где p_i, p_{i+1} – давления на входе и выходе; Δp_l , Δp_m , Δp_j – потери давления соответственно по длине магистрали, на местные сопротивления, инерционные.

Потери можно рассчитать по выражениям [3]:

$$\Delta p_l = 27,5 \frac{\rho v l}{f} v + 0,443 \frac{k_\epsilon \rho l}{\sqrt{f}} v^2;$$

$$\Delta p_m = 0,5 \xi \rho v^2; \quad \Delta p_j = \rho l \frac{dv}{dt},$$

где ξ – коэффициент местного сопротивления; k_ϵ – коэффициент, зависящий от шероховатости

внутренних стенок трубопровода; ρ, ν – соответственно плотность и кинематическая вязкость рабочей жидкости; v – средняя скорость по сечению потока жидкости; f, l – соответственно площадь проходного сечения и длина трубопровода.

Дифференциальные уравнения движения перемещающихся деталей системы отражают равновесие элемента под действием приложенных сил

$$m \frac{d^2 z}{dt} = P_a - P_c,$$

где m – приведенная к выходному звену масса; z – перемещение подвижного элемента; P_a и P_c – сумма активных движущих сил и сил сопротивления (нагрузки).

Уравнение баланса расходов представляет собой алгебраическую сумму расходов на входе и выходе узлов

$$\sum Q_i = 0,$$

для узлов, в которых учитывается сжимаемость жидкости, уравнение примет вид

$$Q_{\text{вх}} = Q_{\text{вых}} + Q_c,$$

где Q_c – расход на сжимаемость жидкости, сосредоточенной в узле.

Кроме того, в модель следует ввести ограничения перемещений золотников в соответствии с конструкцией усилителя потока, что позволит получить адекватные динамические характеристики [4].

Используя данные три типа уравнений, после соответствующих преобразований в конечном итоге была получена результирующая система, состоящая из 17 дифференциальных уравнений, которая моделирует исследуемый усилитель потока и гидропривод рулевого управления:

$$\frac{d^2 x_1}{dt^2} = \frac{f_2}{a_{11}f_2 + a_{12}f_1} \left(p_{17} - p_{20} - p_{17} - p_{20} - \left(\frac{f_1^2}{f_2^2} a_{22} + 0,5\rho \left(\frac{f_1}{\mu S_{\text{ВД}}} \right)^2 + a_{21} \right) \left(\frac{dx_1}{dt} \right)^2 \operatorname{sgn} \frac{dx_1}{dt} - \right. \\ \left. - 27,5\rho v \left(\frac{l_2 f_1}{f_2^2} + \frac{l_1}{f_1} \right) \frac{dx_1}{dt} \right);$$

$$\frac{d^2 x_3}{dt^2} = \frac{1}{a_{13}} \left(p_8 - p_{10} - 0,5\rho \left(\frac{f_1}{\mu h_{\text{CL}}} \right)^2 + a_{23} \left(\frac{dx_3}{dt} \right)^2 \operatorname{sgn} \frac{dx_3}{dt} - a_{33} \frac{dx_3}{dt} \right);$$

$$\frac{d^2 x_4}{dt^2} = \frac{1}{a_{14}} \left(p_{11} - p_{20} - \left(0,5\rho \left(\frac{f_4}{\mu h_{\text{CL1}}} \right)^2 + a_{24} \right) \left(\frac{dx_4}{dt} \right)^2 \operatorname{sgn} \frac{dx_4}{dt} - a_{34} \frac{dx_4}{dt} \right);$$

$$\frac{d^2 x_5}{dt^2} = \frac{1}{a_{15}} \left(p_{20} - a_{25} \left(\frac{dx_5}{dt} \right)^2 \operatorname{sgn} \frac{dx_5}{dt} - a_{35} \frac{dx_5}{dt} \right);$$

$$\frac{d^2 z_1}{dt^2} = \frac{1}{m_{\text{н1}}} \left(f_{\text{н1}} \left(p_2 - p_{17} - 0,5\rho \left(\frac{f_{\text{н1}}}{\mu} \right)^2 \left(\frac{dz_1}{dt} \right)^2 \operatorname{sgn} \frac{dz_1}{dt} \left(\frac{1}{S_6^2} + \frac{1}{S_7^2} \right) \right) - c_{11} (z_{011} + z_1) - \right. \\ \left. - c_{12} (z_{012} + z_1) - F_{\text{тп1}} - 0,51\mu h_L (p_2 - p_3) - 0,255\rho \frac{f_3^2}{\mu h_{\text{CL}}} \left(\frac{dx_3}{dt} \right)^2 \operatorname{sgn} \frac{dx_3}{dt} \right);$$

$$\frac{d^2 z_2}{dt^2} = \frac{1}{m_{\text{н2}}} \left(f_{\text{н2}} \left(p_3 - p_5 - 0,5\rho \left(\frac{f_{\text{н2}}}{\mu S_8} \right)^2 \left(\frac{dz_2}{dt} \right)^2 \operatorname{sgn} \frac{dz_2}{dt} \right) - \right. \\ \left. - c_2 (z_{02} + z_2) - F_{\text{тп2}} - 0,51\mu h_p (p_{\text{const}} - p_7) - 0,51\mu h_{p1} (p_7 - p_8) \right);$$

$$\frac{d^2 z_3}{dt^2} = \frac{1}{m_{\text{н3}}} \left(f_{\text{н3}} \left(p_2 - p_{17} - 0,5\rho \left(\frac{f_{\text{н3}}}{\mu} \right)^2 \left(\frac{dz_3}{dt} \right)^2 \operatorname{sgn} \frac{dz_3}{dt} \left(\frac{1}{S_{10}^2} + \frac{1}{S_{11}^2} \right) \right) - \right. \\ \left. - c_3 (z_{03} + z_3) - F_{\text{тп3}} - 0,255\rho \frac{f_4^2}{\mu h_{\text{CL1}}} \left(\frac{dx_4}{dt} \right)^2 \operatorname{sgn} \frac{dx_4}{dt} \right);$$

$$\frac{d^2 z_4}{dt^2} = \frac{1}{m_{n4}} \left((f_{n4} - f_{шт4}) p_{10} - f_{n4} p_{11} - P - F_{тр4} \right);$$

$$\frac{dp_2}{dt} = b_2 \left(Q_{НД} - \mu h_L \sqrt{\frac{2(p_2 - p_3)}{\rho}} - f_{n1} \frac{dz_1}{dt} - f_{n3} \frac{dz_3}{dt} \right);$$

$$\frac{dp_3}{dt} = b_3 \left(\mu h_L \sqrt{\frac{2(p_2 - p_3)}{\rho}} - \mu h_{L1} \sqrt{\frac{2(p_3 - p_8)}{\rho}} - f_{n2} \frac{dz_2}{dt} \right);$$

$$\frac{dp_5}{dt} = b_5 \left(\mu S_{OK} \sqrt{\frac{2(p_7 - p_5)}{\rho}} - \mu S_9 \sqrt{\frac{2(p_5 - p_8)}{\rho}} + f_{n2} \frac{dz_2}{dt} \right);$$

$$\frac{dp_7}{dt} = b_7 \mu \sqrt{\frac{2}{\rho}} \left(h_p \sqrt{p_{const} - p_7} - h_{p1} \sqrt{p_7 - p_8} - S_{OK} \sqrt{p_7 - p_5} \right);$$

$$\frac{dp_8}{dt} = b_8 \left(\mu h_{p1} \sqrt{\frac{2(p_7 - p_8)}{\rho}} + \mu h_{L1} \sqrt{\frac{2(p_3 - p_8)}{\rho}} + \mu S_9 \sqrt{\frac{2(p_5 - p_8)}{\rho}} - f_3 \frac{dx_3}{dt} \right);$$

$$\frac{dp_{10}}{dt} = b_{10} \left(f_3 \frac{dx_3}{dt} - (f_{n4} - f_{шт4}) \frac{dz_4}{dt} \right);$$

$$\frac{dp_{11}}{dt} = b_{11} \left(f_{n4} \frac{dz_4}{dt} - f_4 \frac{dx_4}{dt} \right);$$

$$\frac{dp_{17}}{dt} = b_{17} \left(f_{n3} \frac{dz_3}{dt} + f_{n1} \frac{dz_1}{dt} - f_1 \frac{dx_1}{dt} \right);$$

$$\frac{dp_{20}}{dt} = b_{20} \left(f_4 \frac{dx_4}{dt} + f_1 \frac{dx_1}{dt} - f_5 \frac{dx_5}{dt} \right);$$

$$a_{2i} = \rho l_i; \quad a_{2i} = 0,5 \xi_i \rho + 0,443 \frac{k_{ej} \rho l_i}{\sqrt{f_i}};$$

$$a_{3j} = 27,5 \frac{\rho v l_i}{f_i}; \quad b_i = \frac{E_{a0} + a_p p_i}{V_i},$$

где p_i – давление в i -м узле; μ – коэффициент расхода; f_{ni} – площадь i -го поршня; $f_{шт4}$ – то же штоковой полости; E_{a0} , a_p – базовый модуль упругости жидкости и коэффициент, учитывающий влияние давления; $S_{НД}$, S_{OK} – площади проходного сечения дросселя насоса-дозатора и обратного клапана; S_i – площадь проходного сечения i -го дросселя; h_L и h_{CL} – площади рабо-

чих щелей золотника выбора направления; h_p , h_{p1} и h_{L1} – площади рабочих окон золотника усиления; h_{CL1} – площадь рабочей щели золотника торможения; V_i – объем рабочей жидкости, сосредоточенной в i -м узле; $F_{тр1}$, $F_{тр2}$, $F_{тр3}$ – силы трения золотников; $F_{тр4}$ – то же поршня цилиндра; c_i , z_{0i} – коэффициент жесткости и предварительный натяг пружин.

Полученная система путем понижения ее порядка была преобразована к 25 дифференциальным уравнениям первого порядка и решалась на ЭВМ с использованием численных методов. Выполнены расчетные исследования. Выходными параметрами являются давления в различных узловых точках, перемещения и скорости золотников поршней и столба жидкости в трубопроводах.

На рис. 2 и 3 в качестве примера представлены результаты расчетов для следующих основных исходных данных: давление $p_n = 13$ МПа; подача насоса-дозатора $Q_{НД} = 0,00025$ м³/с; диаметр золотника выбора направления $d_{звн} = 0,025$ м; диаметр отверстий в золотнике усиления $d_{зв} = 0,008$ м; диаметр золотника торможения $d_{зт} = 0,025$ м; диаметр поршня цилиндра поворота $d_n = 0,14$ м; диаметр штока цилиндра поворота $d_{шт} = 0,08$ м; коэффициент усиления усилителя потока $k = 8$.

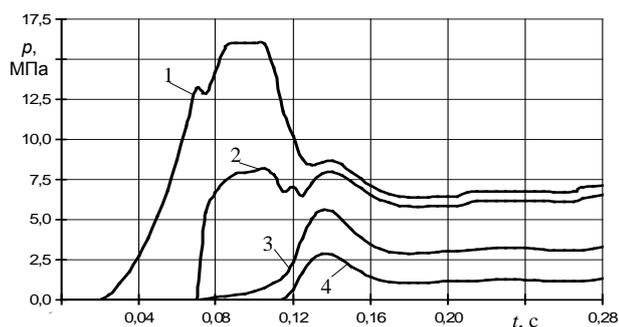


Рис. 2. Изменение давления в гидроприводе: 1 – узел Y2; 2 – Y5; 3 – Y10; 4 – узел Y11

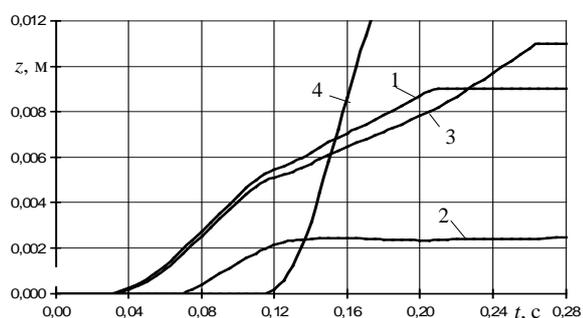


Рис. 3. Перемещения золотников усилителя потока и поршня цилиндра: 1 – золотник выбора направления; 2 – то же усиления; 3 – то же торможения; 4 – поршень

Как видно из рис. 2, давление на входе в усилитель потока (узел Y2, рис. 1) начинает нарастать с некоторым запаздыванием, что обусловлено конструкцией пары золотник–гильза в насосе-дозаторе. Так как золотники в усилителе потока имеют положительное перекрытие, рабочая жидкость, поступающая по линии управления, изначально заблокирована. Поэтому возникает небольшой пик давлений в линии управления золотника усиления со стороны установки пружины (узел Y5, рис. 1), а также в узле Y2. Максимальное значение давления соответствует времени 0,11 с. Следующий пик ($t = 0,14$ с) обусловлен наличием сжимаемости рабочей жидкости. Давления в рабочей (узел Y10) и реактивной (узел Y11) полостях цилиндра поворота зависят от величины полезной нагрузки.

Золотник торможения страгивается с места и совершает свой полный ход медленнее, чем золотник выбора направления (рис. 3). Это условие является необходимым для корректной работы усилителя потока. Так как коэффициент усиления равен 8, для прохода рабочей жидкости через усилитель потока достаточно небольшого (2–3 мм) открытия рабочих окон золотника усиления даже при средних значениях подачи насоса дозатора.

ВЫВОД

Разработанная математическая модель новой схемы усилителя потока для рулевого управления автомобилем особо большой грузоподъемности дает возможность на этапе проектирования оценить влияние различных конструктивных параметров составных частей усилителя потока на динамику гидропривода. Расчетные исследования позволяют выбрать рациональные размеры и форму рабочих окон в золотнике усиления, размеры дросселей в линиях управления, характеристики пружин сжатия и др. Сокращаются время разработки конструкции перспективного усилителя потока и затраты на экспериментальные исследования.

ЛИТЕРАТУРА

1. Заболоцкий, Е. М. Математическое моделирование рабочего процесса в гидравлическом приводе рулевого управления автомобилем особо большой грузоподъемности / Е. М. Заболоцкий // Вестник БНТУ. – 2006. – № 6. – С. 69–73.
2. Гамынин, Н. С. Гидравлический привод систем управления / Н. С. Гамынин. – М.: Машиностроение, 1972. – 376 с.
3. Метлюк, Н. Ф. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей / Н. Ф. Метлюк, В. П. Автушко. – М.: Машиностроение, 1980. – 231 с.
4. Автушко, В. П. Исследование адекватности математической модели гидроцилиндра в задачах динамического расчета гидропривода / В. П. Автушко, М. И. Жилевич // Вестник БНТУ. – 2002. – № 4. – С. 31–37.

Поступила 25.05.2007