

Секция I

МАШИНОСТРОЕНИЕ

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГИДРОПРИВОДА ТОРМОЗОВ ПРИЦЕПНОГО СРЕДСТВА В СОСТАВЕ АВТОПОЕЗДА

В.В. Тарбаев

Учреждение образования «Белорусский национальный технический университет», г. Минск

Научный руководитель П.Н. Кишкевич

В связи с производством транспортных средств мощностью 230 и 280 л. с. возникла проблема эффективности торможения прицепных средств, движущихся в составе автопоезда. Известные ранее тормозные приводы не могут обеспечить синхронность торможения автопоезда, а также необходимое быстродействие срабатывания тормозных цилиндров прицепа. Применение тормозного крана со следящим действием в контуре гидропривода тормозов прицепа позволит устранить приведенные выше недостатки.

Среди основных задач достижения эффективности торможения важное значение имеет исследование динамики гидравлического тормозного привода. Целью динамического расчета является обеспечение максимального быстродействия привода при минимальной величине перерегулирования. Важно также учесть закон изменения управляющего давления – $h(t)$. По результатам динамического расчета оценивают качество переходного процесса.

Принципиальная схема гидравлического тормозного привода с тормозным краном представлена на рис. 1. Управляющее давление – $h(t)$ поступает в полости колесных цилиндров тягача 4 и на управляющий золотник тормозного крана 3.

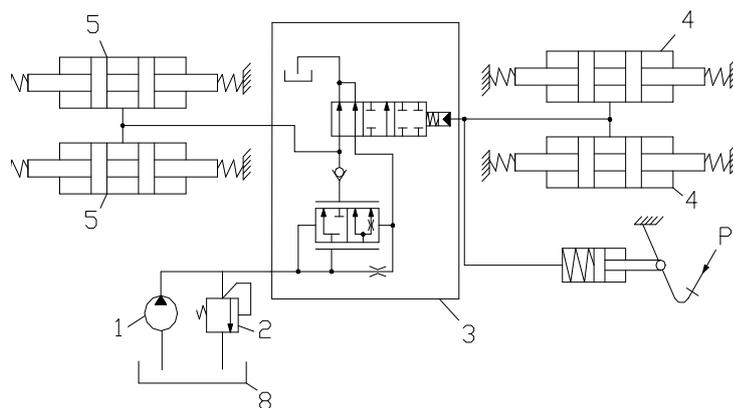


Рис. 1. Принципиальная схема гидравлического тормозного привода автопоезда:
1 – насос; 2 – предохранительный клапан; 3 – тормозной кран; 4 – колесные цилиндры тягача; 5 – колесные цилиндры прицепа; 6 – главный тормозной цилиндр;
7 – тормозная педаль; 8 – бак

В исследуемом гидравлическом тормозном приводе до 40 % всего объема жидкости находится в колесных тормозных цилиндрах, поэтому была принята модель с тремя сосредоточенными объемами жидкости. В этом случае принято, что объемы жидкости распределяются поровну между цилиндрами.

При исследовании динамики гидравлического тормозного привода приняты следующие допущения:

- тормозные механизмы тягача и прицепа имеют одинаковую упругую характеристику и заменяются эквивалентным механизмом, объем колесного цилиндра которого равен суммарному объему заменяемых колесных цилиндров;
- свойства рабочей жидкости (температура, плотность, кинематическая вязкость) не изменяются в течение всего процесса торможения;
- длина гидравлических магистралей ($l_i < 15$ м) сравнительно небольшая и поэтому влиянием волновых процессов на динамику системы можно пренебречь. То есть гидравлический контур рассматривается как система с сосредоточенными параметрами.

Математическая модель, описывающая динамику гидролинии, включает в себя три типа уравнений: дифференциальные уравнения движения перемещающихся деталей системы, уравнения течения жидкости в элементах гидролинии; уравнения баланса мгновенных массовых расходов.

В нашей модели жидкость рассматривается сжимаемой и сосредоточенной в одном или нескольких объемах (система с сосредоточенными параметрами с учетом податливости элементов привода). В этом случае уравнения течения жидкости для гидравлической цепи можно записать в виде:

$$a_1 \frac{d^2 x}{dt^2} + a_2 \frac{dx}{dt} + a_3 \left(\frac{dx}{dt}\right)^2 \operatorname{sign} \frac{dx}{dt} + P_{\text{вх}} - P_{\text{вх}} = 0,$$

где $a_1 = \rho l$; $a_2 = 27,5 \frac{\rho \nu l}{A_i}$; $a_3 = (0,443 \frac{k_\varepsilon \rho l}{\sqrt{A}} + \frac{\xi \rho}{2})$; ν – кинематическая вязкость жидкости, $\text{м}^2/\text{с}$; k_ε – коэффициент шероховатости трубопровода; ξ – коэффициент местного сопротивления; ρ – плотность жидкости, $\text{кг}/\text{м}^3$; A – площадь проходного сечения, м^2 .

Функция sign введена для того, чтобы избежать искажения переходного процесса при знакопеременной скорости движения жидкости.

Уравнение баланса мгновенных объемных расходов жидкости для i -го узла имеет вид:

$$Q_i - Q_{j+1} - Q_{\text{ид}} = 0,$$

где Q_i , Q_{j+1} и $Q_{\text{ид}}$ – входной и выходной расход жидкости, и расход жидкости, затраченный на деформацию сосредоточенного в i -ом узле цепи, м^3 .

На расчетной схеме привода (рис. 2) приведены: y_i – узлы гидролиний; A_i – площади проходных сечений дросселей и гидравлических магистралей, м^2 ; $\psi(P_i)$ – коэффициент податливости рабочей жидкости для i -го узла гидролинии; P_{max} – максимальное давление, развиваемое насосом, МПа; $h(t)$ – управляющее входное воздействие (давление главного тормозного цилиндра тягача), МПа; x_i – перемещение столба рабочей жидкости в i -м узле гидролинии, м; z_i – перемещение соответствующих поршней цилиндров, м; R_i – эквивалентное сопротивление участков гидроприво-

да; m – масса рабочей жидкости в соответствующих магистралях ($m = \rho A_i l_i$, где ρ – плотность жидкости, кг/м³), кг; k_{oc} – коэффициент обратной связи гидропривода.

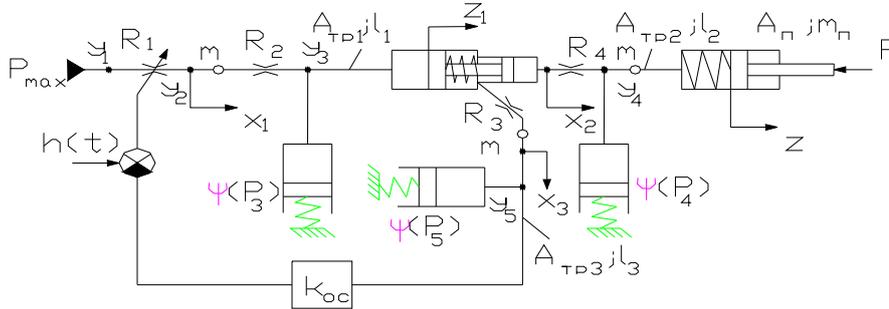


Рис. 2. Расчетная схема тормозного привода (изображена только прицепная часть)

При составлении дифференциальных уравнений, описывающих динамику гидропривода, воспользуемся методикой расчета гидроцепей, приведенной в [2]. Согласно расчетной схеме привода (рис. 2), и принятой математической модели гидроцепи были составлены уравнения течения жидкости и расхода для каждого узла схемы. Система дифференциальных уравнений, достаточно точно описывающих динамику гидравлической части привода, имеет вид:

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{dx_1}{dt} &= \frac{\mu \pi D_3 (h(t) - k_{oc} z_1)}{A_{mp1}} \sqrt{\frac{2(P_{max} - P_2)}{\rho}}; \\ \frac{d^2 x_1}{dt^2} &= (P_{max} - \frac{a_{10}}{h^2(t)} (\frac{dx_1}{dt})^2 \text{sign}(x_1) - a_{21} (\frac{dx_1}{dt})^2 \text{sign} \frac{dx_1}{dt} - a_{31} \frac{dx_1}{dt}); \\ \frac{d^2 x_2}{dt^2} &= (P_3 - P_5 - a_{22} (\frac{dx_2}{dt})^2 \text{sign} \frac{dx_2}{dt} - a_{32} \frac{dx_2}{dt}) \frac{1}{a_{12}}; \\ \frac{d^2 x_3}{dt^2} &= (P_5 - P_4 - a_{23} (\frac{dx_3}{dt})^2 \text{sign} \frac{dx_3}{dt} - a_{33} \frac{dx_3}{dt}) \frac{1}{a_{13}}; \\ \frac{d^2 z}{dt^2} &= (P_4 A_n - (c_0 + c_1 z) - P_{mp} \text{sign} \frac{dz}{dt} - k_b \frac{dz}{dt}) \frac{1}{m_n}; \\ \frac{d^2 z_1}{dt^2} &= (P_3 A_x - (c_{01} + c_1 z_1) - P_{mp} \text{sign} \frac{dz_1}{dt} - k_b \frac{dz_1}{dt}) \frac{1}{m_{n1}}; \\ \frac{dP_3}{dt} &= (A_{mp1} \frac{dx_1}{dt} - A_x \frac{dz_1}{dt}) \frac{E_a + a_p P_3}{A_{mp1} l_1}. \end{aligned} \right.$$

В данной математической модели была учтена податливость жидкости в гидравлическом трубопроводе. Она включает в себя сжимаемость рабочей жидкости и податливость трубопроводов, уплотнений, гибких шлангов. Податливость существенно влияет на быстродействие и устойчивость тормозного привода, а также на качество переходного процесса.

Литература

- Гидравлика, гидромашины и гидроприводы /Т.М. Башта [и др.]. – М.: Машиностроение, 1982.
Метлюк, Н.Ф. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей /Н.Ф. Метлюк, В.П. Автушко. – М.: Машиностроение, 1980.

**МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА
В ГИДРООБЪЁМНОМ ПРИВОДЕ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ
КАРЬЕРНОГО САМОСВАЛА**

Е.М. Заболоцкий

Учреждение образования «Белорусский национальный технический университет», г. Минск

Научный руководитель В.П. Автушко

Центральной проблемой современного этапа развития машиностроения является проблема разработки методологии организации автоматизированной процедуры проектного анализа и синтеза. Поэтому в Белорусском национальном техническом университете совместно с РУПП «БелАЗ» выполняются научно-исследовательские работы по проектированию гидрообъёмного привода рулевого управления перспективных карьерных самосвалов.

Одним из этапов данной работы является оценка конструктивных параметров гидравлического рулевого механизма (насоса-дозатора) на динамические характеристики привода. Для чего была поставлена задача разработать его математическую модель и выполнить расчетные исследования.

Рассмотрим динамическую модель одной из фаз работы гидравлического рулевого управления – поворот управляемых колёс в одну из сторон. Насос-дозатор и принцип его действия описаны в работе [1]. На рис. 1 приведена его конструктивная схема, на базе которой была разработана расчётная схема привода. Моделирование привода проведем по методике, описанной в работе [2]. Запишем уравнение движения поршня, которое отражает равновесие подвижных элементов под действием внешних сил:

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

где m_n – приведённая к поршню масса подвижных элементов; z – перемещение поршня цилиндра; P_a – сумма активных сил, действующих на поршень; P_c – сумма сил сопротивления. После преобразований получаем:

$$m_n \frac{d^2 z}{dt^2} = p_5 (F_n - f_{ш}) - p_6 (F_n - f_{ш}) - (P_0 + C_1 z),$$

где F_n – площадь поршня; $f_{ш}$ – площадь штока гидроцилиндра; p_5 и p_6 – давление в 5-м и 6-м узлах соответственно; P_0 – постоянная нагрузка; C_1 – коэффициент позиционной нагрузки.