

Математическая модель гидропривода тормозов прицепного средства

Тарбаев В.В., Кишкевич П.Н.

Белорусский национальный технический университет

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 привода 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.

Для достижения эффективности торможения необходимо исследовать динамику гидравлического тормозного привода. В исследуемом гидравлическом 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 ($l_i < 15\text{м}$) 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:

$$a_1 \frac{d^2 x}{dt^2} + a_2 \frac{dx}{dt} + a_3 \left(\frac{dx}{dt} \right)^2 \operatorname{sign} \frac{dx}{dt} + P_{\max} - P_{\text{ак}} = 0, \text{ где } a_1 = \rho l;$$

$$a_2 = 27,5 \frac{\rho v l}{A_i}; \quad a_3 = \left(0,443 \frac{k_{\xi} \rho l}{\sqrt{A}} + \frac{\xi \rho}{2} \right).$$

v - кинематическая вязкость жидкости, м²/с; k_{ξ} - коэффициент шероховатости трубопровода; ξ - коэффициент местного сопротивления; ρ - плотность жидкости, кг/м³; A - площадь проходного сечения, м².

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} , $Q_{\text{ид}}$ - входной и выходной расход жидкости и расход жидкости, затраченный на деформацию в i -ом узле цепи, м³.

На расчетной схеме привода (рис. 1) приведены: y_i - узлы гидролиний; A_i - площади проходных сечений дросселей и гидравлических магистралей, м²; $\psi(P_i)$ - 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 гидропривода; m - масса рабочей жидкости в соответствующих магистралах ($m = \rho A_i l_i$, где ρ - плотность жидкости, кг/м³), кг; $k_{\text{ос}}$ - коэффициент обратной связи гидропривода.

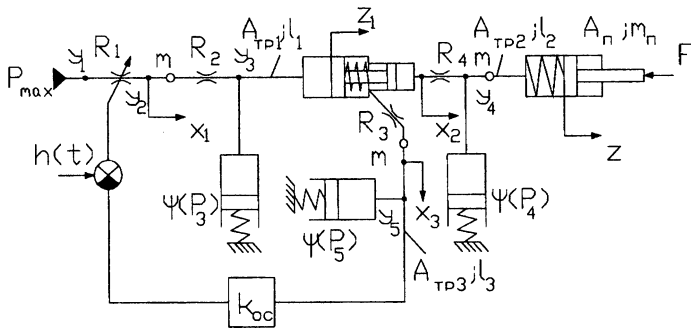


Рис. 1. Расчетная схема тормозного привода

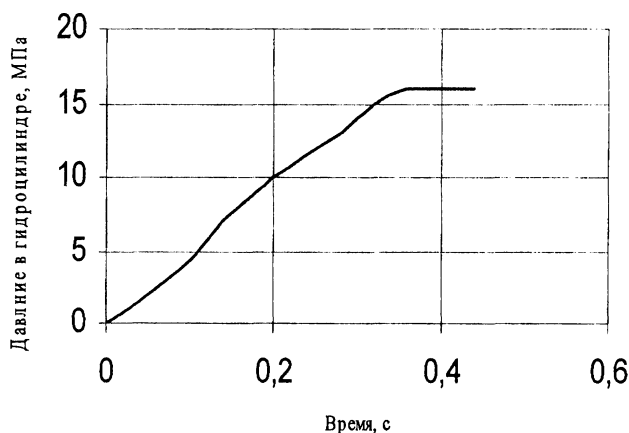
Система дифференциальных уравнений, достаточно точно описывающих динамику гидравлической части привода, имеет вид:

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{dx_1}{dt} &= \frac{\mu\pi D_s (h(t) - k_{oc} z_1)}{A_{mp1}} \sqrt{\frac{2(P_{max} - P_2)}{\rho}}, \\ \frac{d^2 x_1}{dt^2} &= (P_{max} - \frac{a_{10}}{h^2(t)} (\frac{dx_1}{dt})^2 \text{sign}(x_1) - a_{21} (\frac{dx_1}{dt})^2 \text{sign} \frac{dx_1}{dt} - a_{31} \frac{dx_1}{dt}) \frac{1}{a_{11}}, \\ \frac{d^2 x_2}{dt^2} &= (P_3 - P_5 - a_{22} (\frac{dx_2}{dt})^2 \text{sign} \frac{dx_2}{dt} - a_{32} \frac{dx_2}{dt}) \frac{1}{a_{12}}, \\ \frac{d^2 x_3}{dt^2} &= (P_5 - P_4 - a_{23} (\frac{dx_3}{dt})^2 \text{sign} \frac{dx_3}{dt} - a_{33} \frac{dx_3}{dt}) \frac{1}{a_{13}}, \\ \frac{d^2 z}{dt^2} &= (P_4 A_n - (c_0 + c_1 z) - P_{mp} \text{sign} \frac{dz}{dt} - k_s \frac{dz}{dt}) \frac{1}{m_n}, \\ \frac{d^2 z_1}{dt^2} &= (P_3 A_x - (c_{01} + c_1 z_1) - P_{mp} \text{sign} \frac{dz_1}{dt} - k_s \frac{dz_1}{dt}) \frac{1}{m_{n1}}, \\ \frac{dP_3}{dt} &= (A_{mp1} \frac{dx_1}{dt} - A_x \frac{dz_1}{dt}) \frac{E_a + a_p P_3}{A_{mp1} l_1}, \\ \frac{dP_4}{dt} &= (A_{mp2} \frac{dx_2}{dt} + A_s \frac{dz_1}{dt} - A_n \frac{dz}{dt}) \frac{E_a + a_p P_4}{A_{mp2} l_2 + A_s (z_{01} + z_1)}, \\ \frac{dP_5}{dt} &= \frac{A_s}{A_{mp3} l_3} \frac{dz_1}{dt} (E_a + a_p P_4). \end{aligned} \right.$$

При составлении дифференциальных уравнений, описывающих динамику гидропривода, использовали методику расчета гидроцепей, приведенной в [2]. Согласно расчетной схеме привода и принятой математической модели гидроцепи были составлены уравнения течения жидкости и расхода для каждого узла схемы.

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.

Рис. 2. График зависимости давления от времени



На основании европейской директивы на транспортные прицепные средства (EN ISO 3761-1:1995 – ISO 3761-4:1995) время срабатывания тормозных цилиндров не должно превышать 0,5с. Результаты расчета соответствуют этому требованию.

Литература

1. Т.М. Башта и др. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. //М. “Машиностроение”, 1982.
2. Н.Ф. Метлюк, В.П. Автушко. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей. //М. “Машиностроение”, 1980.