

КОМПЛЕКСНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРОПРИВОДА ТОРМОЗОВ ПРИЦЕПНЫХ СРЕДСТВ

В. В. Тарбаев

Белорусский национальный технический университет, г. Минск

Научный руководитель П. Н. Кишкевич

В процессе проектирования гидравлического тормозного привода прицепных средств необходимо провести комплексное исследование всех параметров, влияющих на работоспособность гидравлической системы в целом.

Конструктивные параметры гидравлического тормозного привода прицепных средств оказывают существенное влияние не только на быстродействие привода, но и на характер переходных процессов, протекающих в нем.

Кроме того, состояние рабочей жидкости оказывает большее влияние на работоспособность гидравлического привода. В качестве критерия, характеризующего работоспособность гидропривода, принят общий КПД.

Рассмотрим влияние площадей проходных сечений A_i и длин l_i гидравлических магистралей гидравлического тормозного привода на его быстродействие с помощью разработанной математической модели гидропривода тормозов прицепных средств большой грузоподъемности [1].

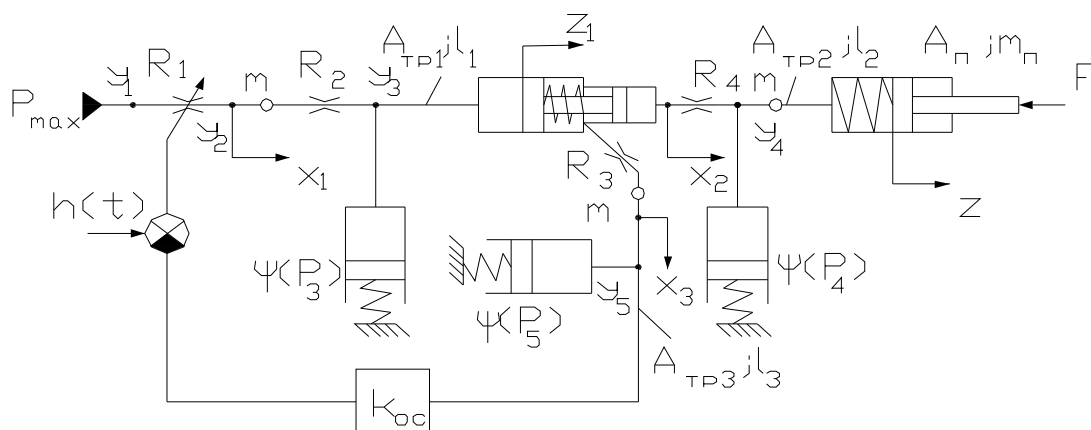


Рис. 1. Расчетная схема тормозного привода

На расчетной схеме привода (рис. 1) приведены: y_i – узлы гидролиний; A_i – площади проходных сечений дросселей и гидравлических магистралей, m^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 гидропривода; m – масса рабочей жидкости в соответствующих магистралах ($m = \rho A_i l_i$, где ρ – плотность жидкости, kg/m^3), кг; k_{oc} – коэффициент обратной связи гидропривода.

При составлении дифференциальных уравнений, описывающих динамику гидропривода, воспользуемся методикой расчета гидроцепей, приведенной в [2].

Согласно расчетной схеме привода (рис.1) и принятой математической модели гидрорецепи 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. При составлении математической модели приняты допущения [1].

С учетом принятых допущений система дифференциальных уравнений, достаточно точно описывающих динамику гидравлической части привода, имеет вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dx_1}{dt} = \frac{\mu\pi D_3 (h(t) - k_{oc} z_1)}{A_{mp1}} \sqrt{\frac{2(P_{max} - P_2)}{\rho}}, \\ \frac{d^2 x_1}{dt^2} = (P_{max} - \frac{a_{10}}{h^2(t)} (\frac{dx_1}{dt})^2) \text{sign}(x_1) - a_{21} (\frac{dx_1}{dt})^2 \text{sign} \frac{dx_1}{dt} - a_{31} \frac{dx_1}{dt} \frac{1}{a_{11}}, \\ \frac{d^2 x_2}{dt^2} = (P_3 - P_5 - a_{22} (\frac{dx_2}{dt})^2) \text{sign} \frac{dx_2}{dt} - a_{32} \frac{dx_2}{dt} \frac{1}{a_{12}}, \\ \frac{d^2 x_3}{dt^2} = (P_5 - P_4 - a_{23} (\frac{dx_3}{dt})^2) \text{sign} \frac{dx_3}{dt} - a_{33} \frac{dx_3}{dt} \frac{1}{a_{13}}, \\ \frac{d^2 z}{dt^2} = (P_4 A_n - (c_0 + c_1 z) - P_{mp} \text{sign} \frac{dz}{dt} - k_b \frac{dz}{dt}) \frac{1}{m_n}, \\ \frac{d^2 z_1}{dt^2} = (P_3 A_x - (c_{01} + c_1 z_1) - P_{mp} \text{sign} \frac{dz_1}{dt} - k_b \frac{dz_1}{dt}) \frac{1}{m_{n1}}, \\ \frac{dP_3}{dt} = (A_{mp1} \frac{dx_1}{dt} - A_x \frac{dz_1}{dt}) \frac{E_a + a_p P_3}{A_{mp1} l_1}, \\ \frac{dP_4}{dt} = (A_{mp2} \frac{dx_2}{dt} + A_b \frac{dz_1}{dt} - A_n \frac{dz}{dt}) \frac{E_a + a_p P_4}{A_{mp2} l_2 + A_b (z_{01} + z_1)}, \\ \frac{dP_5}{dt} = \frac{A_b}{A_{mp3} l_3} \frac{dz_1}{dt} (E_a + a_p P_4). \end{array} \right.$$

Длина магистралей изменялась в пределах $l_i = 5-15$ м, а диаметр проходных сечений магистралей d_i принимался равным 8, 10 и $12 \cdot 10^{-3}$ м.

При построении зависимости быстродействия привода от параметров A_i и l_i (рис. 2) исключались варианты значений этих параметров, при которых привод обладал большим перерегулированием (допускалось перерегулирование не более 5 %).

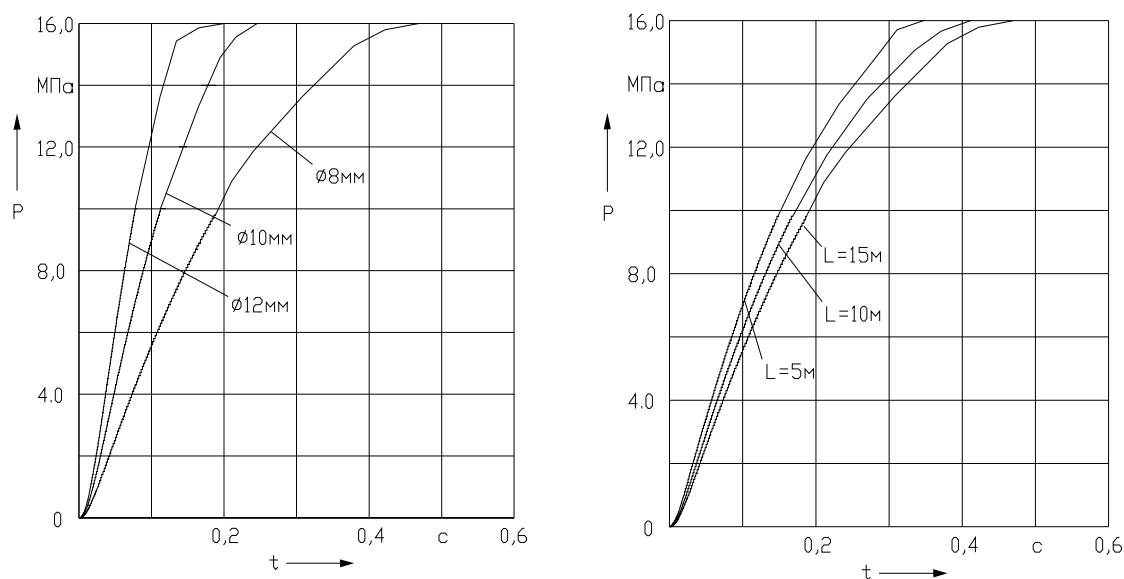


Рис. 2. Графики зависимости быстродействия привода от диаметра трубопровода и длины трубопровода

Анализ графиков (рис. 2), позволяет сделать вывод, что гидравлический контур исследуемого привода является аperiodическим звеном второго порядка в широком диапазоне изменения его конструктивных параметров A_i и l_i . Параметры A_i и l_i гидравлического тормозного привода оказывают существенное влияние на его быстродействие. При этом, чем меньше площадь проходного сечения A_i , тем значительно влияет длина магистрали l_i на быстродействие привода. Принимая во внимание, что длина гидравлических магистралей тормозных приводов прицепных средств находится в пределах $l_i = 5-15$ м, для этих прицепных средств рациональная величина диаметра трубопровода составляет $10 \cdot 10^{-3}$ м. Такое значение диаметра трубопровода обеспечит необходимое качество переходного процесса без снижения его быстродействия.

Разработанная математическая модель гидравлического тормозного привода прицепных средств позволяет исследовать влияние пропускной способности тормозного крана со следящим действием и имеющим встроенный клапан с логической функцией «И» [3].

Рассмотрим также влияние рабочей жидкости на работоспособность гидравлического тормозного привода прицепных средств.

Как известно основным свойством рабочей жидкости, которое оказывает существенное влияние на динамику привода и заметно изменяется в процессе его работы, является кинематическая вязкость ν . Плотность жидкости в зависимости от температуры и давления изменяется незначительно, поэтому в расчетах она принимается постоянной.

Влияние кинематической вязкости ν рабочей жидкости на быстродействие для различных значений параметров тормозного гидропривода приведено на рис. 3.

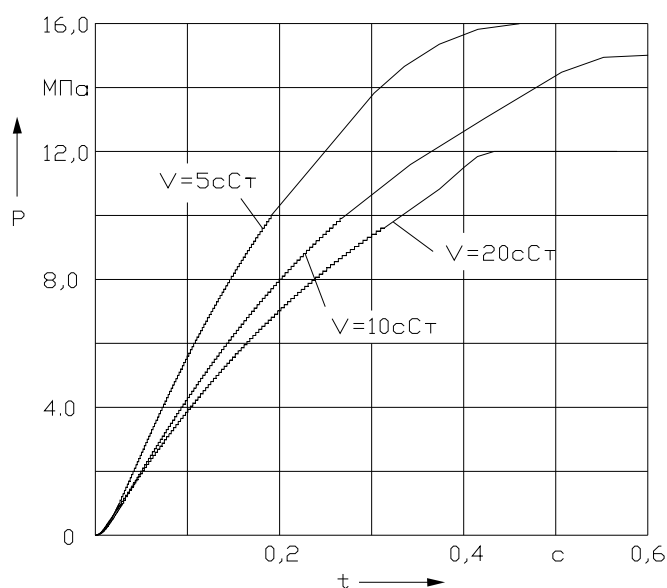


Рис. 3. График зависимости быстродействия привода от вязкости рабочей жидкости

Полученные данные показывают, что с увеличением кинематической вязкости ν (понижением температуры окружающей среды) быстродействие привода уменьшается. При этом длина l_i и площадь проходного сечения A_i магистрали гидропривода тормозов оказывают существенное влияние.

Литература

1. Тарбаев, В. В. Математическая модель гидропривода тормозов прицепного средства в составе автопоезда / В. В. Тарбаев, П. Н. Кишкевич // Сб. материалов V Междунар. межвуз. науч.-техн. конф. студентов, аспирантов и магистрантов. – 2005. – С. 20.
2. Метлюк, Н. Ф. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей / Н. Ф. Метлюк, В. П. Автушко. – Москва : Машиностроение, 1980.
3. Тарбаев, В. В. Обоснование конструктивных параметров регулирующей аппаратуры прицепных средств с гидравлическим приводом / Сб. материалов междунар. науч.-техн. конф. «Автомобильный транспорт». – 2005. – С. 201.

СИСТЕМА АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ МЕТОДИК ВЫПОЛНЕНИЯ КООРДИНАТНЫХ ИЗМЕРЕНИЙ

А. В. Педько, Д. В. Соломахо

Белорусский национальный технический университет, г. Минск

Научный руководитель С. С. Соколовский

Автоматизация проектирования методик выполнения координатных измерений (МВИ) является важной задачей, успешное решение которой позволит повысить производительность контрольно-измерительных операций и значительно облегчить их планирование.

Для обеспечения автоматизации проектирования МВИ необходимо создать комплекс аппаратных и программных средств автоматизированного проектирования (САПР). Далее рассмотрим подробнее основные принципы создания программных САПР МВИ.