

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ ЗОЛОТНИКА РАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ В МОДУЛЯТОРЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ТОРМОЗНОЙ АНТИБЛОКИРОВОЧНОЙ СИСТЕМЫ

С. В. Ермилов

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

Научный руководитель М. И. Жилевич

В настоящее время антиблокировочные системы (АБС) являются обязательной частью практически всего спектра автотранспортных средств. Важнейшим элементом АБС является модулятор, содержащий, как правило, два гидрораспределителя с электромагнитным управлением для регулирования давления в тормозном цилиндре.

Динамические процессы в АБС обуславливаются сжимаемостью рабочей жидкости (РЖ), колебаниями давления, характером преодолеваемой нагрузки. Кроме того, на динамику гидропривода и эффективность работы тормозной системы в целом существенное влияние могут оказывать внутренние процессы в гидрораспределителе, сопровождаемые колебаниями запирающих элементов. Это обуславливает актуальность исследования динамики распределителя в составе модулятора АБС.

В связи с этим была поставлена задача разработать математическую модель золотникового распределителя в составе гидропривода с исполнительным гидродвигателем. Расчетная схема представлена на рис. 1.

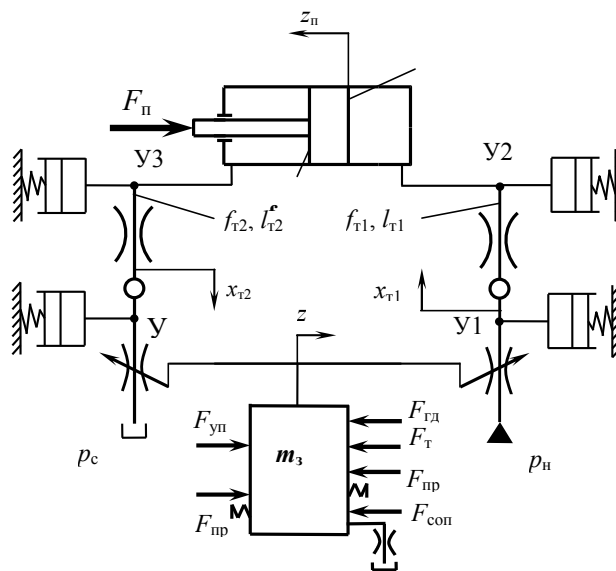


Рис. 1. Расчетная схема гидропривода

При составлении расчетной схемы был принят ряд допущений. Гидропривод рассматривается как система с сосредоточенными параметрами. Предполагается, что свойства РЖ (температура, плотность, вязкость, количество нерастворенного воздуха) не изменяются во время переходного процесса, утечки и кавитация отсутствуют, жидкость сжимаема. Гидропривод разделяется узлами $У_i$ (характерными точками) на отдельные участки. Участок У1–У2 моделирует трубопровод высокого давления от распределителя до исполнительного гидроцилиндра, участок У3–У4 – трубопровод низкого давления. На рис. 1 приняты следующие обозначения: m_1, m_2 – приведенная масса РЖ в трубопроводах; $x_{т1}, x_{т2}$ – перемещение столба РЖ в трубопроводах; R_1, R_2 – эквивалентное сопротивление трубопроводов, имеющих площади проходных сечений $f_{т1}$ и $f_{т2}$, длины $l_{т1}$ и $l_{т2}$; $z_{п}$ – перемещение поршня гидроцилиндра; $\psi(p_i)$ – коэффициент податливости рабочей жидкости.

Для учета сжимаемости РЖ будем предполагать, что в узле У1 сосредоточена РЖ, заполняющая трубопровод высокого давления, в узле У2 – переменный объем бесштоковой полости гидроцилиндра, в узле У3 – переменный объем штоковой полости гидроцилиндра, в узле У4 – объем РЖ, заполняющей трубопровод низкого давления.

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:

$$p_i = p_{i+1} + p_{li} + p_{mi} + p_{ji},$$

где p_i и p_{i+1} – давление на входе и выходе участка; p_{li}, p_{mi}, p_{ji} – потери давления по длине магистрали, местные и инерционные.

Уравнение расходов для i -го узла представляет собой алгебраическую сумму входного $Q_{вх.i}$ и выходного $Q_{вых.i}$ расходов и расхода $Q_{ид}$ на деформацию сосредоточенного в узле объема V_i жидкости

$$Q_{вх.i} - Q_{вых.i} - Q_{ид} = 0.$$

Дифференциальное уравнение движения поршня гидродвигателя отражает его равновесие под действием приложенных сил:

$$m_{п} \frac{d^2 z_{п}}{dt^2} = F_a - F_c,$$

где $m_{п}$ – масса подвижных частей, приведенная к поршню; F_a, F_c – сумма активных движущих сил и сил сопротивления, действующих на поршень гидроцилиндра.

Уравнение движения золотника в общем виде:

$$m_3 \frac{d^2 z}{dt^2} = F_{упр} + F_{пп1} - F_{пп2} - F_{тр} - F_{гд} - F_{сопр},$$

где $F_{тр}$ – сила трения золотника; $F_{упр}$ – сила со стороны элементов управления (развиваемая электромагнитом или сила давления на торец золотника); $F_{пп1}, F_{пп2}$ – сила

возвратных пружин; $F_{\text{сопр}}$ – сила сопротивления, например, со стороны замедлительного клапана; $F_{\text{гд}}$ – гидродинамическая сила, действующая на золотник, m_3 – масса золотника.

В результате преобразований получается замкнутая система дифференциальных уравнений, моделирующая гидропривод с золотниковым распределителем (рис. 1).

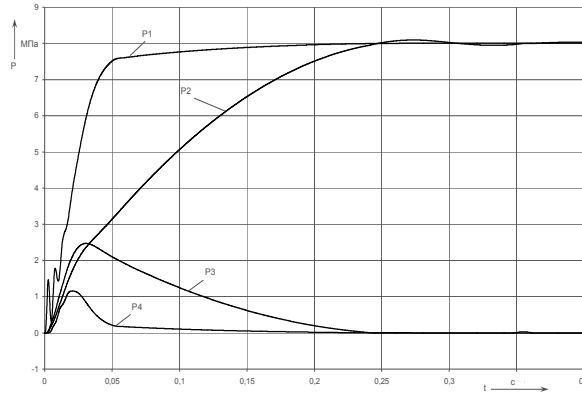


Рис. 2. Изменение давления в узловых точках

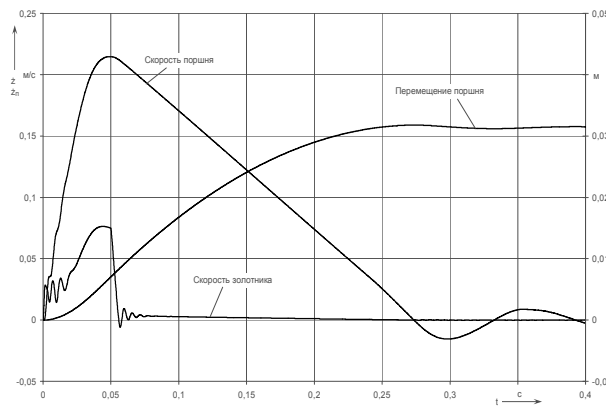


Рис. 3. Характеристики движения поршня и золотника

$$a_{11} \frac{d^2 x_{\tau 1}}{dt^2} = p_1 - p_2 - a_{21} \left(\frac{dx_{\tau 1}}{dt} \right)^2 \operatorname{sgn} \frac{dx_{\tau 1}}{dt} - a_{31} \frac{dx_{\tau 1}}{dt};$$

$$a_{12} \frac{d^2 x_{\tau 2}}{dt^2} = p_3 - p_4 - a_{22} \left(\frac{dx_{\tau 2}}{dt} \right)^2 \operatorname{sgn} \frac{dx_{\tau 2}}{dt} - a_{32} \frac{dx_{\tau 2}}{dt};$$

$$\frac{dp_1}{dt} = \left(\mu \pi D_3 z \sqrt{\frac{2(p_H - p_1)}{\rho}} - f_{\tau 1} \frac{dx_{\tau 1}}{dt} \right) (E_a + a_p p_1) / f_{\tau 1} l_{\tau 1};$$

$$\frac{dp_2}{dt} = \left(f_{\tau 1} \frac{dx_{\tau 1}}{dt} - f_{\Pi} \frac{dz_{\Pi}}{dt} \right) (E_a + a_p p_2) / f_{\Pi} (z_{\Pi 0} + z_{\Pi});$$

$$\frac{dp_3}{dt} = \left(f_{\text{ш}} \frac{dz_{\Pi}}{dt} - f_{\tau 2} \frac{dx_{\tau 2}}{dt} \right) (E_a + a_p p_3) / f_{\text{ш}} (z_{\Pi \max} - z_{\Pi});$$

$$\frac{dp_4}{dt} = \left(f_{\tau 2} \frac{dx_{\tau 2}}{dt} - \mu \pi D_3 z \sqrt{\frac{2(p_4 - p_c)}{\rho}} \right) (E_a + a_p p_4) / f_{\tau 2} l_{\tau 2};$$

$$m_3 \frac{d^2 z}{dt^2} = F_{\text{уп}}(t) + c_{\text{пр}1}(x_1 - z) - c_{\text{пр}2}(x_2 + z) - F_{\text{тр.п}} \operatorname{sgn} \frac{dz}{dt} -$$

$$- \nu \rho \frac{A_{\max}}{\varepsilon} \frac{dz}{dt} - 2\mu^2 \pi D_3 z \cos \theta (p_{\Pi} - p_1 + p_4 - p_c) -$$

$$- f_{\tau 3} \left[0,5\rho \left(\frac{f_{\tau 3}}{\mu_{\text{др}} f_{\text{др}}} \right)^2 \left(\frac{dz}{dt} \right)^2 \operatorname{sgn} \frac{dz}{dt} + p_c \right];$$

$$m_{\Pi} \frac{d^2 z_{\Pi}}{dt^2} = p_2 f_{\Pi} - p_3 f_{\text{ш}} - (F_{\text{тр.п}} \operatorname{sgn} \frac{dz_{\Pi}}{dt} + k_{\text{в}} \frac{dz_{\Pi}}{dt}) - (C_0 + C_1 z_{\Pi}),$$

где $a_{1i} = \rho l_{\tau i}$; $a_{2i} = 0,5 \zeta_i \rho + 0,443 \frac{k_{\text{ei}} \rho l_{\tau i}}{\sqrt{f_{\tau i}}}$; $a_{3i} = 27,5 \frac{\rho \nu l_{\tau i}}{f_{\tau i}}$; ζ_i – коэффициент местного

сопротивления; k_{ei} – коэффициент, зависящий от относительной шероховатости трубопровода; E_a – базовый адиабатический модуль упругости РЖ; a_p – коэффициент, учитывающий влияние давления на модуль упругости РЖ, $z_{\Pi 0}$ – начальное расстояние между поршнем и крышкой гидроцилиндра в бесштоковой полости; $z_{\Pi \max}$ – расстояние между поршнем и крышкой гидроцилиндра в штоковой полости в начальном положении; $F_{\text{тр.п}}$ – сила сухого трения; $k_{\text{в}}$ – коэффициент вязкого трения поршня о стенки цилиндра; C_0 – постоянная нагрузка, а C_1 – коэффициент позиционной нагрузки; $c_{\text{пр}1}$, $c_{\text{пр}2}$ – коэффициенты жесткости пружин; x_1 , x_2 – предварительный натяг пружин; $f_{\text{др}}$, $\mu_{\text{др}}$ – площадь и коэффициент расхода дросселя; θ – угол наклона вектора гидродинамической силы к оси золотника; μ – коэффициент расхода распределителя; A_{\max} – площадь дроссельной щели; ν – кинематическая вязкость, ε – зазор между золотником и корпусом распределителя.

Разработана программа решения полученной системы уравнений методом Рунге–Кутты четвертого порядка, выполнены тестовые расчеты. Некоторые результаты представлены на рис. 2 и 3. Расчетные динамические характеристики, по меньшей мере, качественно соответствуют ожидаемым физическим процессам, что позволяет сделать предварительный вывод о работоспособности и адекватности математической модели.