

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО И ПНЕВМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ СЦЕПЛЕНИЯМИ АВТОМОБИЛЕЙ

Канд. техн. наук ЗАХАРИК Ю. М., докт. техн. наук, проф. РУКТЕШЕЛЬ О. С., кандидаты техн. наук ЗАХАРИК Ан. М., ЗАХАРИК Ал. М.

*Завод автомобильных прицепов и кузовов,
Белорусский национальный технический университет,
Минский автомобильный завод*

Расширение номенклатуры выпускаемой продукции рассматривается ведущими производителями автомобильной техники как одно из условий удержания лидирующих позиций в острой конкурентной борьбе. В последнее время такое расширение наблюдается за счет создания новых систем управления агрегатами автомобилей, в том числе сцеплениями.

Предлагаемая система осуществляет управление сцеплением как при трогании с места транспортного средства, так и при переключении передач. Причем в первом случае сцеплением автомобиля управляет водитель (командное управление), а во втором – система автоматического переключения передач.

Для реализации заданных требований управления разработан гидропневматический привод. Схема динамической системы привода управления сцеплением представлена на рис. 1. Гидропривод сцепления с пневмоусилителем состоит из подпедального цилиндра 1, исполнительного цилиндра 2, следящего клапана 3, гидропневмоцилиндра 4, пневматических и гидравлических магистралей, а также двухпозиционного двухлинейного электропневмоклапана переключения, который на схеме условно обозначен в виде пневмосопротивления с эквивалентной пропускной способностью $\mu_2 f_2$. Электропневмоклапан с пропускной способностью $\mu_2 f_2$ при подаче тока на электромагнит находится в полностью открытом положении, а в обесточенном состоянии – полностью закрыт.

В командном режиме привод работает следующим образом. При нажатии на педаль

управления сцеплением перемещается поршень подпедального цилиндра (рис. 1), жидкость одновременно подается к полостям следящего клапана и исполнительного цилиндра. Смещаясь, следящий клапан пропускает сжатый воздух из питающей магистрали в рабочую полость исполнительного цилиндра, шток которого в результате совместного усилия, создаваемого гидравлическим и пневматическим контурами, начинает перемещаться вправо, что соответствует процессу выключения сцепления.

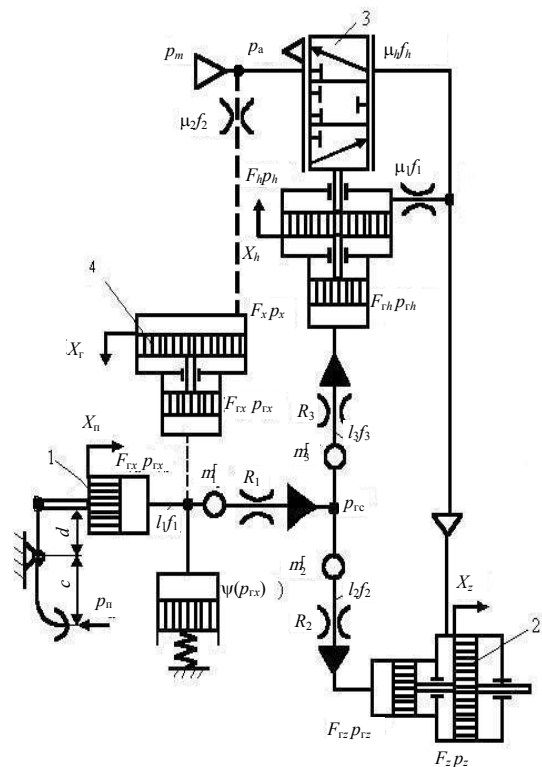


Рис. 1

В режиме автоматического переключения передач электрический сигнал подается на клапан переключения. Электропневмоклапан с пропускной способностью $\mu_2 f_2$ устанавливается в открытом положении, воздух из питающих магистралей поступает к гидропневмоцилиндру, поршень которого перемещается, осуществляя процесс выключения сцепления.

Анализ работ по решению проблемы гидравлического и пневматического управления сцеплениями автомобилей показал следующее. В начале исследования газодинамических процессов в пневмоприводе проводились с применением формул Сен-Венана и Ванцеля для надкритического и подкритического режимов течения рабочего тела. Позднее появилась возможность описывать процессы, происходящие в пневматической части привода сцепления, с использованием гиперболической функции расхода.

Однако решающее влияние на характер протекания переходного процесса в приводе в целом оказывает его гидравлическая часть, являющаяся для командного режима управляющей и непосредственно обеспечивающая следящее действие привода. Математическое описание совместного действия гидравлического (управляющего) и пневматического (силового) контуров привода позволяет обосновать теоретические выводы по улучшению качества регулирования процессов, происходящих в приводе, что при создании приводов сцепления является актуальной проблемой.

На базе динамической системы гидропневматического привода (рис. 1) разработано математическое описание переходных процессов, происходящих в приводе, которое является основой для теоретического исследования гидравлического и пневматического управления сцеплениями автомобилей. На схеме (рис. 1) приняты следующие обозначения: X_n , X_r , X_h , X_z – перемещения поршней подпедального цилиндра, гидропневмоцилиндра, следящего клапана и исполнительного цилиндра соответственно; p_{rx} , p_x , p_{rh} , p_h , p_{rz} , p_z – давления рабочей среды в полостях соответствующих гидропневмоаппаратов (индекс «г» означает давление жидкости); F_{rx} , F_x , F_{rh} , F_h , F_{rz} , F_z – площади поршней соответствующих гидропневмоаппаратов; μ_{gh} , μ_{f_1} , $\mu_2 f_2$ – пропускная способность

следящего клапана, пневмоклапана переключения и магистралей; m_i^j – массы жидкости в соответствующих магистралах, $i = 1-3$; $m_i^j = \rho l_i f_i$; l_i , f_i – длина и площадь проходного сечения i -го участка гидромагистрали; R_i – гидравлическое сопротивление i -го дросселя гидrocцепи; ρ – плотность жидкости.

Гидравлические цепи привода включают магистрали управления следящим клапаном и магистрали исполнительного цилиндра и состоят из трех участков длиной l_1 , l_2 , l_3 , которые имеют массы жидкости m_1^j , m_2^j , m_3^j и гидравлические сопротивления R_1 , R_2 , R_3 , причем в гидравлическое сопротивление R_1 дополнительно входит местное сопротивление ζ_k , которое эквивалентно клапану отключения (в командном и автономном режимах клапан отключает гидромагистраль гидропневмоцилиндра, а при переключении передач – подпедальный цилиндр). Для контура управления сцеплением принята гидравлическая модель с одним сосредоточенным объемом жидкости. Предполагается, что объем жидкости приведен к подпедальному цилиндру, а коэффициент податливости $\psi(p_{rx})$ является функцией давления жидкости в подпедальном цилиндре и гидропневмоцилиндре соответственно.

Пневоцепь представляет собой соединение из постоянных и переменных ДЕ-звеньев. К дросселям с постоянными характеристиками относятся пневмосопротивления с пропускной способностью μ_{f_1} , эквивалентной параметрам отрицательной обратной связи по давлению, $\mu_2 f_2$ – пневмоклапану переключения. Следящий клапан представляет собой регулируемый дроссель и емкость с переменными параметрами.

Рассматриваемый привод является существенно нелинейным, динамические процессы в котором описываются системой нелинейных дифференциальных уравнений с учетом следующих нелинейностей: нелинейные характеристики сцепления и податливости гидравлических цепей, наличие гидравлических сопротивлений, зоны нечувствительности в следящем клапане, гидропневмоцилиндре, исполнительном цилиндре, подпедальном цилиндре, нелинейные характеристики пневмодросселей,

а также ограничение следящего действия клапана.

При математическом описании динамики гидропневмопривода сцепления принят ряд допущений:

- отсутствуют утечки воздуха и рабочей жидкости из системы;
- жидкость, циркулирующая в гидроприводе, однородна, исключается ее разрыв;
- температура воздуха в емкостях считается одинаковой и постоянной за время переходного процесса;
- свойства рабочей жидкости не изменяются в течение переходного процесса;
- учитывается податливость основных элементов гидроцепи;
- ресивер автомобиля располагается рядом со следящим клапаном, что дает возможность пренебречь сопротивлением питающей магистрали;
- все гидравлические и пневматические цепи рассматриваются как системы с сосредоточенными параметрами;
- давление воздуха в ресивере не изменяется за время переходного процесса.

Дифференциальные уравнения, описывающие динамику гидропневмопривода, получены при составлении уравнений баланса давлений и расходов для гидроцепей, уравнений баланса расходов в узлах пневмоцепей, уравнений движения поршней и имеют вид:

$$a_{11}\ddot{X}_c + a_{12}\dot{X}_c + a_{13}(X_c)^2 \text{sign}\dot{X}_c + p_{rc} - p_{rx} = 0; \quad (1)$$

$$a_{21}\ddot{X}_z + a_{22}\dot{X}_z + a_{23}(X_z)^2 \text{sign}\dot{X}_z + p_{rz} - p_{rc} = 0; \quad (2)$$

$$a_{31}\ddot{X}_h + a_{32}\dot{X}_h + a_{33}(X_h)^2 \text{sign}\dot{X}_h + p_{rh} - p_{rc} = 0; \quad (3)$$

$$a_{41}p_m \frac{p_m - p_z}{Bp_m - p_z} - p_z \left(a_{42} \frac{p_z - p_h}{Bp_z - p_h} + F_z \dot{X}_z \right) - \frac{1}{K} V_z \dot{p}_z = 0; \quad (4)$$

$$a_{51}p_z \frac{p_z - p_h}{Bp_z - p_h} + F_h p_h \dot{X}_h - \frac{1}{K} V_h \dot{p}_h = 0; \quad (5)$$

$$a_{61}p_m \frac{p_m - p_x}{Bp_m - p_x} - F_x p_x \dot{X}_r - \frac{1}{K} V_x \dot{p}_x = 0; \quad (6)$$

$$F_{rz}\dot{X}_z + F_{rh}\dot{X}_h + V\psi(p_{rx})\dot{p}_{rx} - F_{rx}\dot{X}_r = 0; \quad (7)$$

$$m_x \ddot{X}_n + K_{bn} \dot{X}_n + C_x X_n - p_n \dot{f}_n + F_{rx} p_{rx} + F_{rp} \text{sign} \dot{X}_n = 0; \quad (8)$$

$$m_z \ddot{X}_z + (K_{bz} + b_z) \dot{X}_z + C_z X_z + C_{np}(U_{np} X_1 - X_z) - F_{rz} p_{zz} - F_z p_z + F_{rp} \text{sign} \dot{X}_z = 0; \quad (9)$$

$$m_h \ddot{X}_h + b_h \dot{X}_h + C_h X_h - F_{rh} p_{rh} + F_h p_h + F_{rp} \text{sign} \dot{X}_h = 0; \quad (10)$$

$$m_r \ddot{X}_r + (K_{br} + b_r) \dot{X}_r + C_r X_r - F_x p_x + F_{rx} p_{rx} + F_{rp} \text{sign} \dot{X}_r = 0. \quad (11)$$

Выражения для вычисления коэффициентов, входящих в систему уравнений, имеют вид:

$$a_{11} = \rho l_1; \quad a_{12} = 27,5 \frac{\rho v l_1}{f_1};$$

$$a_{13} = 0,443 \frac{k_c \rho l_1}{\sqrt{f_1}} + 0,5(\zeta_1 + \zeta_k);$$

$$a_{21} = \rho l_2 \frac{F_{rz}}{f_2}; \quad a_{22} = 27,5 \frac{\rho v l_2 F_{rz}}{f_2^2};$$

$$a_{23} = 0,443 \frac{K_c \rho l_2 F_{rz}^2}{f_2^{2,5}} + 0,5 \rho \zeta_2 \frac{F_{rz}^2}{f_2^2};$$

$$a_{31} = \rho l_3 \frac{F_{rh}}{f_3}; \quad a_{32} = 27,5 \frac{\rho v l_3 F_{rh}}{f_3^2};$$

$$a_{33} = 0,443 \frac{K_c \rho l_3 F_{rh}^2}{f_3^{2,5}} + 0,5 \rho \zeta_3 \frac{F_{rh}^2}{f_3^2};$$

$$a_{41} = \mu_h f_h v_{кр} A; \quad a_{42} = a_{51} = \mu_1 f_1 v_{кр} A$$

$$a_{61} = \mu_2 f_2 v_{кр} A$$

$$V = F_{rx}(X_{rmax} - X_r) + F_{rz}(X_{zmin} + X_z) - F_{rh}(X_{hmin} + X_h) + \sum_{i=1}^3 f_i \dot{f}_i$$

$$V_z = V_{oz} + F_z X_z; \quad V_h = V_{oh} - F_h X_h;$$

$$V_x = V_{ox} + F X_\Gamma,$$

где $\psi(p_{rx})$ – коэффициент податливости гидравлической магистрали,

$$\psi(p_{rx}) = 0,0182 \left(\frac{1-a}{A_a} \ln \left| \frac{E_{ao} + A_a p_{rm}}{E_{ao} + A_a p_o} \right| - \frac{a}{p_{rm}} \sqrt[n]{+a} \right) \times$$

$$\times \exp(-0,0165 - (p_{rx} - p_o));$$

A_a и E_{ao} – параметры, характеризующие жидкую фазу; a – относительный начальный объем воздуха в гидровоздушной смеси; p_{rm} , p_m , p_o , p_a – максимальное и начальное давления жидкости, давление питающей магистрали воздуха и атмосферное давление; m_x , m_h , m_z , m_Γ – приведенные массы поршней гидропневмоаппаратов; V_x , V_h , V_z – текущие значения объемов рабочих полостей гидропневмоаппаратов; C_x , C_h , C_z – жесткость уравнивающих пружин гидропневмоаппаратов; p_n – усилие на педали сцепления; i_n – передаточное число, $i_n = c/d$; V_{ox} , V_{oh} , V_{oz} – начальные объемы камер гидропневмоаппаратов; ζ_1 , ζ_2 , ζ_3 , ζ_k – коэффициенты местного сопротивления; n , K – показатели политропы и адиабаты; A , B – коэффициенты аппроксимации газодинамической функции расхода; K_b , b – коэффициенты вязкого трения о стенки цилинд-

ра и пропорциональности; $F_{тр}$ – сила трения; $v_{кр}$ – критическая скорость течения воздуха.

Площадь проходного сечения клапана является функцией его открытия X_k и для плоского клапана равна:

$$f_h = \pi d_h X_k \begin{cases} X_k = 0, & \text{если } 0 \leq X_h \leq X_{ho}; \\ X_k = X_h - X_{ho}, & \text{если } X_{ho} < X_h \leq X_{hmax}; \\ X_k = X_{hmax}, & \text{если } X_h > X_{hmax}, \end{cases}$$

где d_h – диаметр седла следящего клапана; X_{ho} – зазор клапана в исходном положении; X_{hmax} – максимальное перемещение штока.

ВЫВОД

Разработанная математическая модель гидропневматического управления сцеплением представлена уравнениями (1)–(11) и предназначена для исследования переходных процессов включения-выключения сцепления для режимов трогания автомобиля с места и переключения передач. Данная модель позволяет на стадии проектирования выбрать оптимальные конструктивные параметры элементов привода, обосновать методы по улучшению качества регулирования процессов, происходящих в приводе.

Поступила 10.08.2004

УДК 62-82-112.6(083.13)

КОМБИНИРОВАННЫЕ МОДЕЛИ ГИДРОБЛОКОВ УПРАВЛЕНИЯ

Канд. техн. наук, доц. ПИНЧУК В. В.

УО «Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого»

Основную часть работы при проектировании гидроприводов составляет разработка гидроблока управления (ГУ), осуществляющего управление исполнительных органов по заданному условию. Конструктор, как правило, сталкивается с множеством вариантов ГУ, и поиск оптимального приводит к значительному увеличению трудоемкости этого этапа. Разработ-

ка сборочного чертежа ГУ по гидросхеме средней сложности может занимать несколько месяцев работы конструктора высшей квалификации.

Конструкция конкретного ГУ – результат реализации принципиальной гидросхемы (ПС) привода в ее материализованное представление «гидроблоков в металле». Очевидно, ПС в дан-