

только изменение сцепных условий, но и вертикальных нагрузок на каждое колесо оси.

УДК 629.11.073.23

А.Т.Скойбеда, А.А.Шавель

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДВИЖЕНИЯ ТРАКТОРНОГО ПОЕЗДА

В работе [1] приведены схема и функциональная структурная схема автоматизированной системы управления блокировкой межосевого привода и блокировкой дифференциала заднего ведущего моста полноприводного трактора модели "Беларусь" с двигателем мощностью 110 кВт. Межосевой привод и блокировка дифференциала выполнены в виде фрикционных муфт с золотниковыми распределителями.

Правильный выбор параметров автоматизированной системы невозможен без теоретического анализа динамических процессов в силовом приводе колес трактора. Для такого анализа в данной статье приводится методика расчета момента трения в межосевой муфте с учетом характеристик колебательной системы: остов - трансмиссия трактора - колебательная система гидропривода фрикционных муфт.

На рис. 1 показана расчетная схема движения тракторного поезда. Силовой привод колес трактора представлен в виде пятимассовой колебательной системы.

При выводе дифференциальных уравнений приняты следующие допущения: неподрессоренные массы m_i ($i = 1...4$) сосредоточены в центре колес; коэффициенты радиальной и тангенциальной жесткости шин, жесткость упругих элементов (c_T, c_C, c_P), коэффициенты сопротивления амортизаторов (k_T, k_C, k_P) постоянны; параметры продольных колебаний над осями прицепа (трактора) одинаковы. Обозначения масс, весов, податливостей, коэффициентов демпфирования, обобщенных координат и сил видны из рис. 1.

Связь условного колеса с дорогой без учета буксования ведущих колес и скольжения ведомых колес приведена в работе [2].

Для вывода дифференциальных уравнений колебательной системы остов - трансмиссия трактора используем уравнение Лагранжа II рода в виде

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_i} = Q_{q_i},$$

где T - кинетическая энергия тракторного поезда; Π - потенциальная энергия поезда; q_i - обобщенная координата; Φ - функция сопротивления (диссипативная функция); Q_{q_i} - обобщенная сила, соответствующая координате q_i .

Гидравлический колебательный контур (рис. 2) описан дифференциальными уравнениями движения его подвижных элементов, составленных по принципу Даламбера, дифференциальными уравнениями течения жидкости и баланса ее расхода, граничными и начальными условиями.

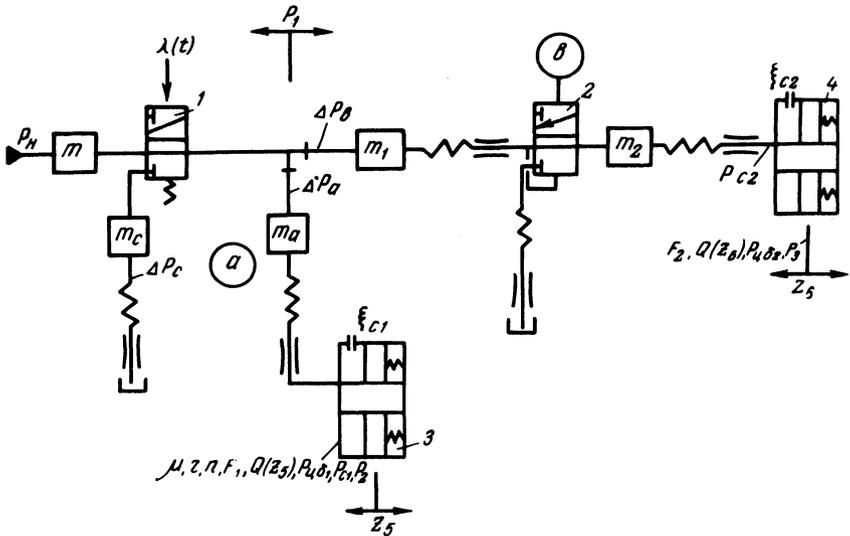


Рис. 2. Динамическая модель гидравлического привода автоматизированной системы управления средствами повышения проходимости.

После преобразования и приведения к форме, удобной для составления программы на ЭЦВМ, система уравнений принимает вид

$$1. \ddot{\varphi}_1 = \frac{1}{I_1} (M - DMK); 2. \ddot{\varphi}_2 = \frac{1}{I_2} (DMK - TMK + M_T \text{SIGN}(\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_2));$$

$$3. \ddot{\varphi}_3 = \frac{1}{I_3} (TMK + \frac{R_2 r_2 \dot{q}_2}{\dot{x}_1} - TY_2 r_2);$$

$$4. \ddot{\varphi}_4 = \frac{1}{I_4} (R_1 r_1 \frac{\dot{q}_1}{\dot{x}_1} + \text{PMK-TY1 } r_1);$$

$$5. \ddot{\varphi}_5 = \frac{1}{I_5} (\text{PMK} + M_T \text{ SIGN}(\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_2));$$

$$6. \ddot{x}_1 = \frac{1}{M + m_1} (\text{TY2- PKR+TY1} - \frac{R_1 \dot{q}_1}{\dot{x}_1(1-\delta_1)} - \frac{R_2 \dot{q}_2}{\dot{x}_1(1-\delta_1)} - \frac{M_{c1}}{r(1-\delta_1)} - \frac{M_{c2}}{(1-\delta_2)r_2});$$

$$7. \ddot{x}_2 = \frac{1}{M_T + m_3 + m_4} (\text{PRK} - \frac{R_3 \dot{q}_3}{\dot{x}_2} - \frac{R_4 q_4}{\dot{x}_2} - \frac{M_{c3}}{r_3} - \frac{M_{c4}}{r_4});$$

$$8. \ddot{\xi}_1 = \frac{1}{m_1} (R_1 - \text{PPT} - G_1'); 9. \ddot{\xi}_2 = A_1(R_2 - G_2') - A_2(\text{PPT} - G_1);$$

$$10. \ddot{\xi}_3 = \frac{1}{m_3} (R_3 - \text{PP1} - G_3'); 11. \ddot{\xi}_4 = \frac{1}{m_4} (R_4 - \text{PP2} - G_4');$$

$$12. \ddot{Z}_1 = A_3(\text{PPT} - G_1) - A_2(R_2 - G_2'); 13. \ddot{Z}_3 = A_4(\text{PP1} - G_3) - A_5(\text{PP2} - G_4); 14. \ddot{Z}_4 = A_6(\text{PP2} - G_4) - A_5(\text{PP1} - G_3);$$

$$15. \ddot{Z}_5 = - \frac{\text{si} \xi_{c1} \dot{p}_2}{F_1 2\sqrt{p_2}} + \frac{1}{m_a} (p_1 - p_{c1} - \Delta p_1 \text{ si});$$

$$16. \ddot{Z}_6 = - \frac{\text{si} \xi_{c2} \dot{p}_3}{F_1 2\sqrt{p_2}} + \frac{1}{m_b} (p_1 - p_{c2} - \Delta p_2 \text{ si});$$

$$\begin{aligned}
DMK &= c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) + k_{12}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2); \quad TMK = c_{23}(\varphi_2 - \\
&- \varphi_3) + k_{23}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3); \quad PMK = c_{45}(\varphi_5 - \varphi_4) + \\
&+ k_{45}(\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_4); \quad PKR = c_c(x_1 - x_2) + k_c(\dot{x}_1 - \\
&- \dot{x}_2); \quad TY2 = \frac{c_{\text{ш}2}^T}{r_2} \left[\varphi_3 - \frac{x_1 \dot{q}_2}{(1-\delta_2) r_2 (1-\delta_2) \dot{x}_1} \right] + \\
&+ \frac{k_{\text{ш}2}^T}{r_2} \left(\dot{\varphi}_3 - \frac{x_1}{(1-\delta_2) r_2} \right); \quad TY1 = \frac{c_{\text{ш}1}^T}{r_1} \left[\varphi_4 - \right. \\
&- \left. \frac{x_1}{(1-\delta_1) r_1} - \frac{\dot{q}_1}{(1-\delta_1) x_1} \right] + \frac{k_{\text{ш}1}^T}{r_1} \left(\dot{\varphi}_4 - \frac{x_1}{(1-\delta_1) r_1} \right)
\end{aligned}$$

$$R_1 = c_{\text{ш}1} \left[q_1 - \xi_1 - (r_1 \varphi_4 - x_1) \frac{\dot{q}_1}{\dot{x}_1} \right] + k_{\text{ш}1} (\dot{q}_1 - \dot{\xi}_1);$$

$$R_2 = c_{\text{ш}2} \left[q_2 - \xi_2 - (r_2 \varphi_3 - x_1) \frac{\dot{q}_2}{\dot{x}_2} \right] + k_{\text{ш}2} (\dot{q}_2 - \dot{\xi}_2);$$

$$R_3 = c_{\text{ш}3} (q_3 - \xi_3) + k_{\text{ш}3} (\dot{q}_3 - \dot{\xi}_3);$$

$$R_4 = c_{\text{ш}4} (q_4 - \xi_4) + k_{\text{ш}4} (\dot{q}_4 - \dot{\xi}_4);$$

$$PPT = c_T (\xi_1 - Z_1) + k_T (\dot{\xi}_1 - \dot{Z}_1);$$

$$PP1 = c_p (\xi_3 - Z_3) + k_p (\dot{\xi}_3 - \dot{Z}_3);$$

$$PP2 = c_p (\xi_4 - Z_4) + k_p (\dot{\xi}_4 - \dot{Z}_4);$$

$$A_1 = \frac{b^2 M + J}{JM}; \quad A_2 = \frac{abM - J}{JM}; \quad A_3 = \frac{a^2 M + J}{JM};$$

$$A_4 = \frac{M_{\Pi} l_1^2 + J_{\Pi}}{J_{\Pi} M_{\Pi}}; A_5 = \frac{M_{\Pi} l_2^2 + J_{\Pi}}{J_{\Pi} M_{\Pi}}; \lambda = h \frac{\varphi_2 - \varphi_5 - \alpha}{\beta};$$

$$A_6 = \frac{M_{\Pi} l_1 l_2 - J_{\Pi}}{J_{\Pi} M_{\Pi}}; M_{ci} = R_i f_{ki} \quad (i=1...4);$$

$$M_{\tau} = p_2 \mu r n F_1 + M_0; p_2 = \frac{Q(Z_5)}{F_1}; p_3 = \frac{Q(Z_6)}{F_2};$$

$$p_1 = p_n \lambda(t); p_{c1} = p_2 - \frac{p_{цб1}}{F_1}; p_{c2} = p_3 - \frac{p_{цб2}}{F_2},$$

где r_i ($i = 1...4$) - кинематические радиусы качения колес; Δ_i ($i = 1...8$) - статические деформации упругих звеньев в равновесном положении; $\delta_{1,2}$ - буксование передних и задних колес трактора соответственно; ε_1 - скольжение передних колес трактора; f_{ki} ($i = 1...4$) - коэффициент трения качения колес; p_2, p_3 - полное давление в полостях фрикционных муфт; μ - коэффициент трения между дисками; r - радиус действия силы трения; n - число пар трения; F_1, F_2 - площадь поршней муфты; M_0 - начальный момент трения в межосевой муфте; $Q(Z_5), Q(Z_6)$ - характеристики жесткости муфт; p_n - давление масла в питающей линии муфт, до золотника; λ_n - ход золотника, h - высота кулачков ведомой полумуфты; α - угловой зазор в кулачковой муфте; β - угол подъема кулачков; p_{c1}, p_{c2} - статическое давление масла на входе муфт; $p_{цб1}, p_{цб2}$ - центробежное давление масла в муфтах; ξ_{c1}, ξ_{c2} - проводимости сливных отверстий муфт; m_a, m_b - приведенные массы жидкости в магистралях давления;

$$\Delta p_1 = \Delta p_c + \Delta p_a; \Delta p_2 = \Delta p_c + \Delta p_b,$$

где Δp_c - потери напора на преодоление сопротивлений в сливной линии; $\Delta p_a, \Delta p_b$ - потери напора на преодоление сопротивлений в линиях питания муфт.

В работе [3] приведены формулы, по которым можно определить потери напора на преодоление сопротивления по длине и местных сопротивлений.

При движении тракторного поезда межосевая муфта может находиться в четырех состояниях: а) межосевая муфта разомк-

нута, передний мост работает в ведомом режиме; б) межосевая муфта замкнута, передний мост работает в ведущем режиме; в) в межосевой муфте происходит переходной процесс – включение или выключение; г) межосевая муфта буксует, передний мост работает в ведущем режиме.

Если муфта замкнута, касательную силу тяги передних колес и момент в приводе передних колес определяют по формулам

$$T_{Y1} = \frac{c_{ш1}}{r_1} \left[\varphi_4 - \frac{x_1}{(1-\delta_1)r_1} - \frac{\dot{q}_1}{\dot{x}_1(1-\delta_1)} \right] + \frac{k_{ш1}}{r_1} \left(\dot{\varphi}_4 - \frac{\dot{x}_i}{r_1(1-\delta_1)} \right), \text{РМК} = c_{45}(\varphi_5 - \varphi_4) + k_{45}(\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_4).$$

По приведенной математической модели составлена программа на языке Фортран-4. Методика расчета отработана на ЕС-1022. На рис. 3 показан переходный процесс в межосевой муфте.

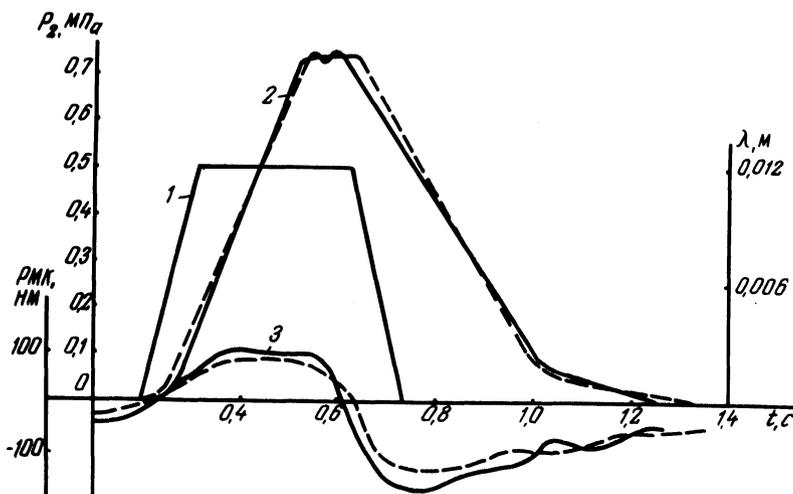


Рис. 3. Переходной процесс в межосевой муфте при единичном колебании золотника: 1 – ход золотника; 2 – давление в межосевой муфте; 3 – крутящий момент на передних колесах; ——— результаты счета на машине; - - - - экспериментальные кривые.

Резюме. Применение для исследований системы дифференциальных уравнений 1...16 позволяет с помощью ЭВМ выявить влияние конструктивных и эксплуатационных параметров

ров на работу межосевого привода и нагруженность всего силового привода полноприводного трактора.

Л и т е р а т у р а

1.Скойбеда А.Т., Шавель А.А. Автоматизированная система управления средствами повышения проходимости колесного трактора 4x4 класса 20 кН. - В сб.: Автотракторостроение. Автоматизированные системы управления автомобилями, тракторов и их двигателей. Минск, 1978, вып.10. 2. Гришкевич А.И., Бусел Б.У. Влияние дорожных неровностей на нагруженность трансмиссии автомобиля. - В сб.: Автотракторостроение. Устойчивость движения и работоспособность агрегатов автомобилей и тракторов. Минск, 1975, вып.7. 3. Капустин В.В. Исследование динамики и обоснование параметров модулятора противоблокировочного устройства гидравлического тормозного привода большегрузных автомобилей: Автореф. канд. дис. - Минск, 1977.

УДК 621.431.73.001.24:531.316

Б.Е.Железко

ФОРМУЛЫ АНАЛИЗА УРАВНОВЕШЕННОСТИ V -ОБРАЗНЫХ ПОРШНЕВЫХ АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ С УГЛОМ МЕЖДУ РЯДАМИ $\pi/2$

V -образные поршневые двигатели с углом развала блоков $\pi/2$ широко применяются на автомобилях и тракторах. Их базовой конструкцией является восьмицилиндровый V - образный двигатель. Он обеспечивает равномерное чередование процессов в цилиндрах при четырехтактном цикле. Такие двигатели в 1977 г. устанавливались на 38% большегрузных автомобилей в США. В последние годы моторные заводы выпускают для автомобилей шести-, десяти- и двенадцатицилиндровые варианты V -образных двигателей с углом между рядами $\pi/2$, имеющие одинаковую размерность цилиндров с основной восьмицилиндровой моделью.

Создание семейства V -образных двигателей с одинаковым углом между рядами и различным числом цилиндров требует тщательного анализа уравновешенности их от сил инерции. В связи с этим предлагаются следующие формулы анализа уравновешенности поршневых V -образных двигателей с углом