

Предполагая, что крутящий момент двигателя изменяется пропорционально относительному изменению координаты рейки топливного насоса $h_p/h_{p \max}$, в случае работы двигателя на частичных режимах, момент двигателя определяется из выражения:

$$M_d(\omega_d, h_p) = M_d(\omega_d) h_p/h_{p \max}, \quad (5)$$

где $M_d(\omega_d)$ – текущее значение момента двигателя по внешней характеристике.

Таким образом, формирование крутящего момента двигателя (5) осуществляется с помощью уравнения (1), определяющего изменение силы предварительной затяжки пружины регулятора, вызванное воздействием водителя на педаль управления, уравнений движения муфты чувствительного элемента регулятора (2) и (3) и уравнения связи между перемещением муфты регулятора и органа подачи топлива (рейки топливного насоса) (4). Уравнение движения коленчатого вала двигателя составляется с допущением, что двигатель в каждое мгновение развивает крутящий момент, величина которого определяется положением рейки топливного насоса h_p , управляемой регулятором, и значением угловой скорости коленчатого вала двигателя.

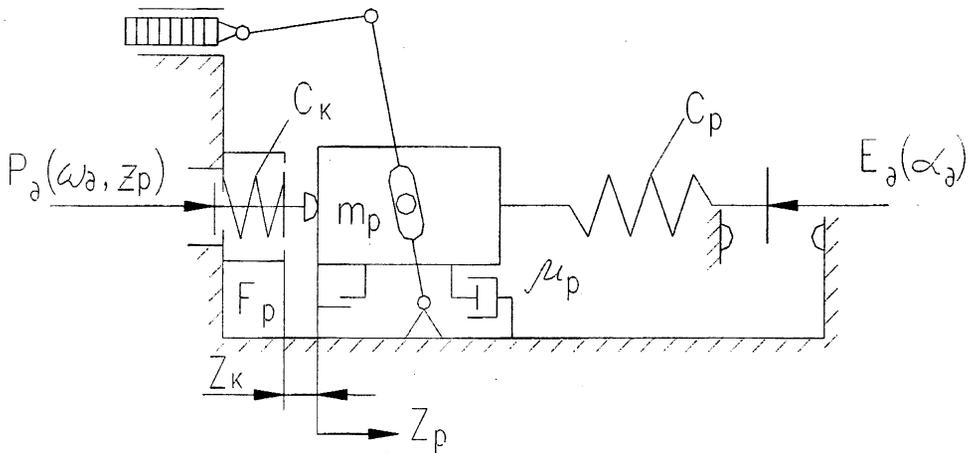


Рис.1. Расчетная схема динамической системы всережимного регулятора угловой скорости коленвала двигателя.

УДК 629.113-585

Ю.М. Захарик, Ал.М. Захарик, Ан.М. Захарик, С.Л. Николаёнок

ФУНКЦИЯ ПРЕДИКАТ В ВОПРОСАХ МАТЕМАТИЧЕСКОГО ОПИСАНИЯ РАБОТЫ СЦЕПЛЕНИЯ

Минский автомобильный завод,
МАЗ-Купава
Минск, Беларусь

При разгоне транспортного средства для динамической системы трансмиссии одним из возмущающих факторов является изменение момента трения сцепления. Для формирования момента трения сцепления по усилию на вилке сцепления, развиваемого

электропневмоприводом, разработан вычислительный модуль постоянно замкнутого сцепления сухого трения. Причем, выходная характеристика данного модуля используется для оценки работы системы автоматического управления сцеплением.

Модель двухдискового автоматически управляемого сцепления позволяет исследовать как процесс включения, так и выключения сцепления с учетом:

- податливости механической части привода и ведомых дисков сцепления;
- силы сухого трения в шлицевых соединениях дисков;
- изменения усилия на нажимной диск при работе сцепления.

Рассматриваемая динамическая система является существенно нелинейной. Нелинейности вызваны наличием зазоров в приводе и между дисками сцепления, нелинейностью характеристик упругости ведомых дисков и силами сухого трения.

Вычислительная модель сцепления для удобства математического описания протекающих в нем процессов представлена в виде логико-динамической системы. Фрикционное сцепление может иметь три состояния: быть полностью разомкнутым, замкнутым и буксовать. В зависимости от указанных состояний динамическая система сцепления изменяет свою структуру. Это, в свою очередь, вызывает изменение структуры логико-дифференциальных уравнений, описывающих движение масс сцепления.

Математическое описание динамики сцепления получено при следующих допущениях:

- все детали сцепления, кроме ведомых дисков, абсолютно жесткие;
- не учтены изменения сил трения на шлицевом валу и направляющих ведущих дисков, вызванные нарастанием крутящего момента при работе сцепления;
- не учитывается влияние жесткости и демпфирования в опорах силового агрегата в продольном направлении.

Математическое описание процессов, происходящих в сцеплении при его выключении-включении, осуществляется с помощью гибридных функций и имеет следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x}_1 &= [c_0(x_{\max} - x_1) - F_{\text{np}}L_{\text{np}} - F_1L_1 - F_{r1}\text{sign}\dot{x}_1] / m_1 \\ \ddot{x}_2 &= [F_1L_1 - F_2L_2 - F_{r2}\text{sign}\dot{x}_2] / m_2 \\ \ddot{x}_3 &= [F_2L_2 - F_3L_3 - F_{r3}\text{sign}\dot{x}_3] / m_3 \\ \ddot{x}_4 &= [F_3L_3 - F_4L_4 - F_{r4}\text{sign}\dot{x}_4] / m_4, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где L_i – функция предикат, имеет вид:

$$\left. \begin{aligned} L_{\text{np}} &= \begin{cases} 0 & \text{если } z > x_1 U_{\text{np}}; \\ 1 & \text{если } z \leq x_1 U_{\text{np}}; \end{cases} \\ L_1 &= \begin{cases} 0 & \text{если } (x_1 \leq \Delta_1) \vee [x_2 \geq (x_1 - \Delta_1)]; \\ 1 & \text{если } (x_1 > \Delta_1) \wedge [x_2 < (x_1 - \Delta_1)], \end{cases} \\ L_2 &= \begin{cases} 0 & \text{если } (x_2 \leq \Delta_2) \vee [x_3 \geq (x_2 - \Delta_2)]; \\ 1 & \text{если } (x_2 > \Delta_2) \wedge [x_3 < (x_2 - \Delta_2)], \end{cases} \\ L_3 &= \begin{cases} 0 & \text{если } (x_3 \leq \Delta_3) \vee [x_4 \geq (x_3 - \Delta_3)]; \\ 1 & \text{если } (x_3 > \Delta_3) \wedge [x_4 < (x_3 - \Delta_3)], \end{cases} \\ L_4 &= \begin{cases} 0 & \text{если } x_4 \leq \Delta_4; \\ 1 & \text{если } x_4 > \Delta_4; \end{cases} \end{aligned} \right\}$$

U_{np} - передаточное число привода управления сцеплением,
 $U_{np} = (ae)/(bf)$; a, b, e, f – длины плеч отжимных рычагов и вилки сцепления;
 x_{max} - преднатяг нажимной пружины при полностью выключенном сцеплении;
 F_{np}, F_i - усилие, развиваемое приводом на вилке сцепления, и усилия между поверхностями трения дисков сцепления, $i=1 \dots 4$ (восстанавливающие силы);
 m_1, m_2, m_3, m_4 – массы, соответственно, нажимного диска с отжимными рычагами, первого ведомого, промежуточного и второго ведомого дисков;
 C_{np}, C_o – приведенные жесткости механической части привода и нажимных пружин;
 C_1, C_2, C_3, C_4 – нелинейные жесткости ведомых дисков;
 $F_{T1}, F_{T2}, F_{T3}, F_{T4}$ – силы сухого трения;
 $\Delta_1, \Delta_2, \Delta_3, \Delta_4$ – зазоры между поверхностями трения при полностью выключенном сцеплении;
 x_1, x_2, x_3, x_4 – координаты перемещения соответствующих масс, за начало отсчета которых принято положение масс при выключенном сцеплении.

Упругая характеристика ведомых дисков сцепления $F_i(\Delta x)$, принятая в качестве исходной в данной модели, определяет характер изменения усилий, развиваемых между поверхностями трения дисков сцепления при его включении, в зависимости от деформации Δx . Здесь за основу взята экспериментальная кривая $F_i(\Delta x)$, являющаяся нелинейной. Для удобства моделирования переходных процессов в сцеплении предварительно проводилась аппроксимация вышеназванной упругой характеристики. В результате получена следующая аналитическая зависимость для сил упругости ведомых дисков:

$$F_i = D_o + \sum_{i=1}^9 D_i \Delta x^i,$$

где D_i - коэффициенты аппроксимации упругой характеристики ведомых дисков.

Так как усилия F_i носят нелинейный характер, то жесткость и частота собственных колебаний рассматриваемой динамической системы в этом случае зависят от амплитуды деформации Δx . Путем дифференцирования кривой F_i и аппроксимации полученной аналитической зависимости получим уравнение для переменной жесткости ведомых дисков:

$$C_i = \frac{dF_i}{dx} = B_o + \sum_{i=1}^9 B_i \Delta x^i,$$

где B_i - коэффициенты аппроксимации производной упругой характеристики ведомых дисков сцепления.

Построение математической модели сцепления с использованием полученной зависимости $C_i(\Delta x)$ повышает адекватность разработанной имитационной модели.

С учетом вышесказанного, восстанавливающие силы и усилие, развиваемое приводом на вилке сцепления, определяются следующим образом:

$$F_{np} = C_{np} (y - u_{np} x_1) u_{np}$$

$$F_1 = C_1 (x_1 - \Delta_1 - x_2)$$

$$F_2 = C_2 (x_2 - \Delta_2 - x_3)$$

$$F_3 = C_3 (x_3 - \Delta_3 - x_4)$$

$$F_4 = C_4(x_4 - \Delta_4)$$

Решение системы дифференциальных уравнений (1) приводилось при значениях параметров сцепления, приведенных в таблице 1.

Передаваемый момент трения сцепления M_c представляет собой результат взаимодействия поверхностей трения фрикционных накладок ведомых дисков с поверхностями ведущих элементов при изменяющемся усилии со стороны нажимного диска:

$$M_c = R_\mu \mu \sum_{i=1}^4 F_i,$$

где R_μ – средний радиус фрикционных накладок, дл накладок с наружным радиусом R и внутренним радиусом r : $R_\mu = 2(R^3 - r^3) / [3(R^2 - r^2)]$;

μ – коэффициент трения материала фрикционных накладок.

Таблица 1

Основные параметры сцепления ЯМЗ-238

№п/ п	Наименование параметра	Численное значение
1	Момент трения сцепления M_c , Нм	1920
2	Коэффициент трения фрикционных накладок, μ	0,25
3	Суммарное усилие на нажимном диске F , Н	12110
4	Удельное давление на фрикционные накладки q , Н/м ²	$14,8 \times 10^{-3}$
5	Параметры фрикционных накладок: - наружный диаметр D , м - внутренний диаметр d , м - толщина ведомого диска с фрикционными накладками в сборе δ , м	0,40 0,22 0,01
6	Материал накладок ведомого диска	КФ-2
7	Число нажимных пружин сцепления Z	28
8	Параметры нажимной пружины сцепления: - длина пружины в свободном состоянии l_0 , м - длина пружины, установленной в сцепление l , м	0,088 0,056
9	Жесткость нажимной пружины C_0 , Н/м	$1,47 \times 10^4$
10	Число ведомых дисков n	2
11	Передаточное число: - отжимных рычагов i_p - вилки сцепления i_c	5,4 1,53
12	Ход нажимного диска при выключении сцепления S_0 , м	$2,5 \times 10^{-3}$