

Рис. 1. Структурная схема электромеханической системы ТАД – колесная пара

Здесь приняты следующие обозначения: P_1 – ротор ТАД; P_2 – редуктор; ПВ – полный вал; K_1, K_2 – колеса оси дизель-поезда. Связь ТАД с колесной парой дизель-поезда, в общем случае оказывается упругой за счет скручивания валов редуктора и колесной пары, упругой деформации колесной пары, а также соединительных муфт. На систему действуют внешние моменты: вращающий момент ТАД $M_{эл}$, приложенный к ротору и действующий на колесную пару через редуктор и соединительную муфту, и момент сцепления колесной пары с рельсом $M_{сц}$. На работу данной системы оказывают влияние диссипативные силы трения в подшипниках, силы трения в зубчатых сцеплениях. С учетом допущений отдельные звенья могут быть представлены в виде сосредоточенных материальных точек, обладающих моментами инерции (J_1, J_2, \dots, J_5), а идеализированные связи между ними характеризуются упругостью (C_1, C_2, \dots, C_4) и диссипативными свойствами (b_1, b_2, \dots, b_4).

Реализация разработки моделей. Для исследования процессов буксования предположим, что моделируемая система состоит из модели эквивалентного электропривода с небуксующими колесными парами и электропривода, колесные пары которого могут быть в состоянии буксования. При этом скорость движения определяется совокупным развиваемым усилием (тяговым моментом) от всех двигателей, участвующих в образовании тягового момента дизель-поезда. Укрупненная структурная схема модели приведена на рис. 2.

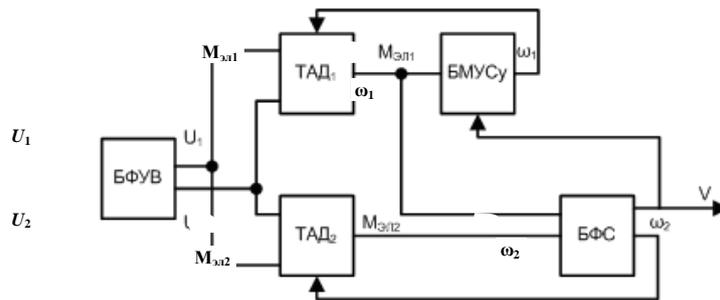


Рис 2. Структурная схема модели

Здесь: БФУВ – блок формирования управляющих воздействий U_1, U_2 (напряжения питания ТАД); ТАД1 – тяговый асинхронный двигатель (буксующий); ТАД2 – эквивалентный тяговый асинхронный двигатель (не буксующий); $M_{эл1}, M_{эл2}$ – электромагнитный момент соответствующего ТАД; БМУСу – блок формирования момента сцепления колесных пар с учетом упругих связей; БФС – блок формирования скорости дизель-поезда; ω_1, ω_2 – круговая скорость вращения соответствующей колесной пары.

В зависимости от целей исследования модели ТАД1 и ТАД2 могут быть представлены как с учетом только средних значений фазовых переменных, так и мгновенных. Их математические модели и модели формирования управляющих воздействий (блок БФУВ) подробно описаны в [4]. На выходах ТАД1 и ТАД2 формируется электромагнитный момент (соответственно $M_{эл1}$ и $M_{эл2}$). Практический интерес представляет модель блока БМУСу. На основе проведенных исследований систему, приведенную на рис. 1, можно представить в виде двухмассовой, в которой определяющую роль играют параметры соединенной муфты (величина жесткости – C , коэффициент вязкого трения – b). В этом случае, структурная схема двухмассовой системы, представленная двумя сосредоточенными массами редуктора, между которыми имеется упругий элемент (соединительная муфта), приведена на рис. 3. Здесь вал ТАД с моментом инерции J_d связан с колесной парой с моментом инерции J_m упругой связью с коэффициентом жесткости C и коэффициентом вязкости трения b . При этом скорость вращения ротора ТАД $\omega_d(t)$ не равна скорости вращения колесной пары $\omega_m(t)$.

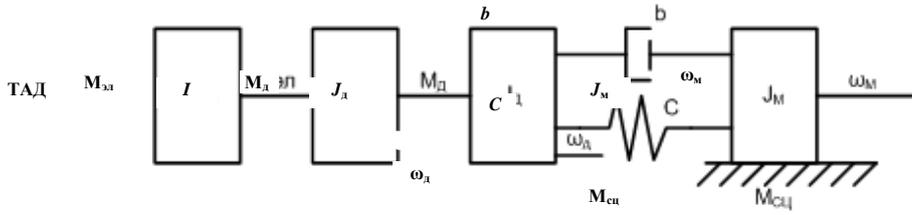


Рис. 3. Структурная схема двухмассовой системы

Полученные уравнения двухмассовой системы с учетом условий сцепления колесных пар с рельсами имеют вид:

$$\frac{d\omega_{\text{д}}}{dt} = \frac{1}{J_{\text{д}}} (M_{\text{д}} - M_{\text{уэ}}); \quad (1)$$

$$M_{\text{уэ}} = M_{\text{у}} + B(\omega_{\text{д}} - \omega_{\text{м}}); \quad (2)$$

$$\frac{dM_{\text{у}}}{dt} = C(\omega_{\text{д}} - \omega_{\text{м}}); \quad (3)$$

$$\frac{dM_{\text{у}}}{dt} = \frac{1}{J_{\text{м}}} (M_{\text{уэ}} - M_{\text{сп}}), \text{ если } M_{\text{сп}} < M_{\text{уэ}}; \quad (4)$$

$$\omega_{\text{м}} = \omega, \text{ если } M_{\text{сп}} \geq M_{\text{уэ}},$$

где $M_{\text{уэ}}$ – суммарный момент, передаваемый упругой связью, которая равна сумме упругого момента $M_{\text{у}}$ и момента вязкого трения; $J_{\text{д}}$, $J_{\text{м}}$ – соответственно момент инерции двигателя и механизма, приведенные к валу двигателя; $M_{\text{д}}$ – тяговый момент ТАД с учетом редуктора; $\omega_{\text{д}}$, $\omega_{\text{м}}$ – соответственно скорости вращения ротора ТАД и колесной пары; ω – угловая скорость небуксующей колесной пары; $M_{\text{сп}}$ – момент сцепления колесной пары с рельсами.

Согласно [8] $M_{\text{сп}}$ может быть определен соотношениями:

$$M_{\text{сп}} = k\Psi_0\Pi_k R_k; \quad (5)$$

$$k = \frac{\alpha}{0,0028}, \text{ если } \alpha < 0,0014; \quad (6)$$

$$k = \frac{350\alpha - 0,155}{336\alpha - 0,196}, \text{ если } 0,0014 \leq \alpha \leq 0,025; \quad (7)$$

$$k = \frac{1}{1 + f_A U_6}, \text{ если } \alpha > 0,025; \quad (8)$$

$$\alpha = \frac{U_6}{V_t}; \quad (9)$$

$$\Psi_0 = 0,25 + \frac{8}{100 + 20V_t}, \quad (10)$$

где Ψ_0 – потенциальное значение коэффициента сцепления колесной пары с рельсом; Π_k – текущее значение сцепного веса колесной пары; f_A – жесткость характеристики сцепления в точке A ; U_6 – скорость буксования; V_t – скорость локомотива; R_k – радиус колеса. Текущее значение нагрузки Π_k , входящее в уравнение (5) k -й колесной пары, на рельс без учета текущего значения переменной составляющей нагрузки, зависящей от скорости движения и длины рельсового пути между стыками, в процессе движения определяется выражением:

$$\Pi_k = \Pi_0 \left[1 + \Delta\eta_{k0} \pm \Delta\Pi_{kF} \right], \quad (11)$$

где Π_0 – средняя статистическая нагрузка колесной пары на рельс; $\Delta\eta_{k0}$ – относительное отклонение статистической нагрузки колесной пары от среднееарифметического значения; $\Delta\Pi_{kF}$ – величина перераспределения нагрузок по осям. Скорость V_t , используемая в уравнениях (9) и (10), определяется по угловой скорости ω небуксующего ТАД:

$$\frac{dV_t}{dt} = \frac{R_k}{J_e} (M_{\text{д}} - M_{\text{с}}); \quad (12)$$

где J_e – момент инерции массы дизель-поезда, приведенный к колесной паре; $M_{\text{д}}$ – тяговый момент дизель-поезда (равен сумме тяговых моментов ТАД); $M_{\text{с}}$ – момент сопротивления движению.

Момент сопротивления движению определяется как:

$$M_{\text{с}} = \alpha_0 + \alpha_1 V_t + \alpha_2 V_t^2, \quad (13)$$

где α_0 , α_1 , α_2 , – постоянные коэффициенты.

Как правило, в известных моделях, момент инерции J_M буксующей колесной пары, определяется в виде некоторой константы и принимается равным моменту инерции колесной пары. Однако, это верно только при полной потере сцепления колесной пары с рельсом. Если $\psi_0 \neq 0$, то в образовании момента инерции J_M , используемого в уравнении (4), должна учитываться составляющая, зависящая от массы состава, как и для случая при отсутствии буксования. В процессе проведения исследований установлено, что для буксующей колесной пары момент инерции J_M :

$$J_M = J_e - J_{КП} e^{-BU_6} + J_{КП}, \quad (14)$$

где B – постоянный коэффициент, U_6 – скорость буксования; $J_{КП}$ – момент инерции колесной пары.

Выводы. Разработанные модели электромеханической системы дизель-поезда с учетом условий сцепления колесных пар с рельсами и учетом диссипативных сил могут быть использованы для исследования системы автоматического управления электропередачи и уточнения ее параметров.

На основании проведенных исследований и сравнения результатов (полученных на модели и на экспериментальном образце дизель-поезда), как в статических, так и в динамических режимах, в различных точках тяговой характеристики и при различных условиях разгона дизель-поезда, установлено, что разработанная модель с учетом предложенного способа моделирования момента инерции J_M адекватно отражает процессы, происходящие в электромеханической системе дизель-поезда и может быть использована для разработки систем управления, обеспечивающих оптимальный режим ведения поезда с учетом условий сцепления колесных пар с рельсами. Планируется использовать предложенную модель для разработки систем противобуксовочной защиты локомотивов с электроприводом переменного тока.

Список литературы: 1. *Walrave M., Ellwanger G.* Hochgeschwindigkeitsverkehr in Europa // ETR – Eisenbahntechnische Rundschau. – 1995. – № 10. – С. 123–129. 2. *Носков В.И., Штика Н.И., Яровой Г.И.* О создании тяговых асинхронных электроприводов в НПО "Электротяжмаш" // Новини енергетики. – 2001. – № 9. – С. 86–88. 3. Перспективы и проблемы внедрения асинхронного электропривода на тепловозах / *В.И. Носков, В.С. Марченко, Г.А. Михневич и др.* Сб. науч. трудов НИИ завода "Электротяжмаш" и МЭТП. Вып. 1. – 1989. – С. 40–44. 4. *Даниленко А.Ф., Дмитриенко В.Д., Заполовский Н.И.* Математические модели оптимальных систем управления тяговым асинхронным приводом тепловозов // Электронное моделирование. – 1991. – Т. 13. – № 2. – С. 40–44. 5. *Камаев А.А., Цыкин П.К.* Математическое моделирование качения колес в групповом приводе локомотива. – Сб. Тр. Брянского ин-та трансп. машиностроения. – 1974. – Вып. 26. – С. 103–106. 6. *Павленко А.П., Кугеневич В.В.* Динамические процессы в тяговом приводе тепловоза с асинхронными электродвигателями при буксовании колесных пар / Взаимодействие подвижного состава и пути, динамика локомотивов и вагонов. – 1979. – С. 62–68. 7. *Коняев А.Н., Голубченко А.Н., Ткаченко В.П.* Исследование процесса реализации силы тяги локомотива с подрезинными колесными парами // Конструирование и производство транспортных машин. – 1981. – № 13. – С. 3–9. 8. *Носков В.И., Дмитриенко В.Д., Заполовский Н.И., Леонов С.Ю.* Моделирование и оптимизация систем управления и контроля локомотивов. – Харьков: ХФИ "Транспорт Украины", 2003. – 248 с.

Поступила в редакцию 23.03.2006