

УДК 629.4075

## МОДЕЛИРОВАНИЕ УПРАВЛЯЕМОГО ДВИЖЕНИЯ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ С ДВУХПОТОЧНОЙ ТРАНСМИССИЕЙ

Б.И. Кальченко, проф., д.т.н.,  
Национальный технический университет «ХПИ», г. Харьков

*Аннотация.* Приведена комплексная математическая модель процессов разгона и поворота гусеничной машины с двухпоточной трансмиссией, которая включает описание двигателя внутреннего сгорания, трансмиссии, взаимодействия колес с опорной поверхностью и учитывает силу тяги и буксование двигателя.

*Ключевые слова:* математическая модель, разгон, гусеничная машина, двигатель, трансмиссия, динамика.

## МОДЕЛЮВАННЯ КЕРОВАНОГО РУХУ ГУСЕНИЧНОЇ МАШИНИ З ДВОПОТОКОВОЮ ТРАНСМІСІЄЮ

Б.І. Кальченко, проф., д.т.н.,  
Національний технічний університет «ХПІ», м. Харків

*Анотація.* Наведено комплексну математичну модель процесів розгону і повороту гусеничної машини із двопотоковою трансмісією, яка включає опис двигуна внутрішнього згоряння, трансмісії, взаємодії коліс з опорною поверхнею і враховує силу тяги та буксування рушійя.

*Ключові слова:* математична модель, розгін, гусенична машина, двигун, трансмісія, динаміка.

## SIMULATION OF CONTROLLED MOVEMENT OF TRACKED VEHICLES WITH A TWO-STEP TRANSMISSION

B. Kalchenko, Prof., D. Sc. (Eng.),  
National Technical University «KhPU», Kharkiv

**Abstract.** A complex mathematical model of acceleration and turning of tracked vehicles with two-step transmissions, which includes a description of the internal combustion engine, the transmission, the interaction of wheels with the bearing surface and considers the thrust force and slipping of the engine, is carried out.

**Key words:** mathematical model, acceleration, tracked vehicle, engine, transmission dynamics.

### Введение

Тракторы Т-150, Т-200, Т-150К, Т-200К, МПЗ-80, К-700 и другие зарубежные аналоги в схеме силовой передачи имеют основную (главную) муфту и фрикционные муфты коробки передач. В этом случае возможно различное сочетание их включения для осуществления разгона, а также выполнения поворота на гусеничной машине. В последнем случае одни и те же фрикционные муфты могут работать в режимах разгона и поворо-

та. В связи с этим актуальными являются исследования динамики силовой передачи гусеничной машины с двухпоточной трансмиссией при неустановившихся режимах движения.

### Анализ публикаций

Анализ схем силовых передач отечественных и зарубежных гусеничных тракторов, оборудованных трансмиссиями с переключением передач на ходу с помощью фрикционных

муфт и имеющих разделение силового потока в коробке передач, показал, что на сельскохозяйственных машинах подобные схемы не применялись. Схема силовой передачи тракторов Т-150 имеет основную (главную) и фрикционные муфты передач. В этом случае возможно сочетание включения фрикционных муфт для осуществления разгона и поворота машины, т.е. одна и та же муфта может использоваться для ее разгона и поворота кинематическим и силовым способами.

Вопросы, связанные с разгоном и поворотом гусеничных машин в различных условиях движения, освещены в трудах Аврамова В.Н., Гуськова В.В., Грунаэра Л.А., Гредескула А.Б., Забавникова Н.А., Коленко М.Н., Кутькова Г.М., Фаробина Я.Э., Шепеленко Г.Н. и др. авторов.

Однако, в зависимости от цели исследования, принятой расчетной модели и применяемого математического аппарата, в этих работах принимался ряд допущений, требующих уточнения, а методы исследований – дальнейшего развития.

### Цель и постановка задачи

Целью данной работы является описание и исследование динамики разгона и поворота гусеничной машины с двухпоточной трансмиссией при выполнении транспортных и полевых работ; подготовка рекомендаций по выбору параметров конструкции и рекомендации по эксплуатации этих машин. Для достижения поставленной задачи была разработана комплексная математическая модель процессов разгона и поворота, включающая описание двигателя, трансмиссии, взаимодействия с опорной поверхностью, силу тяги и буксования.

### Моделирование управляемого движения гусеничной машины с двухпоточной трансмиссией

Математическая модель машинного агрегата включает в себя описание двигателя с системой автоматического регулирования, трансмиссии, условий работы двигателей и внешней нагрузки. При разработке модели агрегата предусмотрена возможность имитации переходных процессов, возникающих при работе агрегата во время проведения полевых и транспортных работ.

Машинно-тракторный агрегат был представлен восьмимассовой динамической системой с переключаемыми на ходу узлами левого и правого потоков коробки передач (рис. 1).

Параметры агрегата и основные характеристики внешней нагрузки определены в результате обработки данных эксперимента, проведенного в лабораторных и полевых условиях.

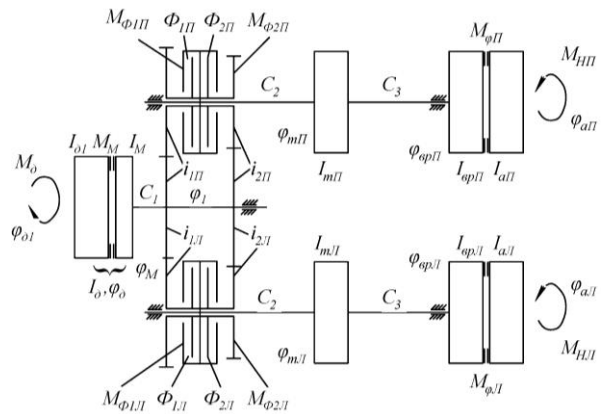


Рис. 1. Расчетная динамическая система:  $M_d$ ,  $M_M$ ,  $M_{ф1П}$ ,  $M_{ф2П}$ ,  $M_{ф1Л}$ ,  $M_{ф2Л}$ ,  $M_{фП}$ ,  $M_{фЛ}$ ,  $M_{тП}$ ,  $M_{тЛ}$  – моменты двигателя, главной муфты сцепления, фрикционных муфт передач, сцепления двигателя трактора с грунтом и от сил сопротивления движению;  $I_d$ ,  $I_{д1}$ ,  $I_M$ ,  $I_{тП}$ ,  $I_{тЛ}$ ,  $I_{врП}$ ,  $I_{врЛ}$ ,  $I_{аП}$ ,  $I_{аЛ}$  – приведенные моменты инерции масс двигателя, муфты сцепления, деталей правого и левого потоков коробки передач и главных передач, правой и левой конических передач, половин поступательно движущихся масс трактора и агрегата;  $\varphi_d$ ,  $\varphi_{д1}$ ,  $\varphi_M$ ,  $\varphi_1$ ,  $\varphi_{тП}$ ,  $\varphi_{тЛ}$ ,  $\varphi_{врП}$ ,  $\varphi_{врЛ}$ ,  $\varphi_{аП}$ ,  $\varphi_{аЛ}$  – угловые перемещения сосредоточенных масс;  $C_1$ ,  $C_2$ ,  $C_3$  – крутильные жесткости участков валопровода;  $\Phi_{1П}$ ,  $\Phi_{2П}$ ,  $\Phi_{1Л}$ ,  $\Phi_{2Л}$  – фрикционные муфты коробки передач;  $i_{1П}$ ,  $i_{2П}$ ,  $i_{1Л}$ ,  $i_{2Л}$  – передаточные отношения между валом двигателя и вторичными валами правого и левого потоков коробки передач

В общем случае движение масс принятой динамической системы описывается дифференциальными уравнениями:

$$I_{д1} \cdot \ddot{\varphi}_{д1} = M_d - M_M; \quad (1)$$

$$I_M \cdot \ddot{\varphi}_M = M_M - C_1(\varphi_M - \varphi_1) - v_{m1}(\dot{\varphi}_M - \dot{\varphi}_1); \quad (2)$$

$$C_1(\varphi_M - \varphi_1) + v_{m1}(\dot{\varphi}_M - \dot{\varphi}_1) = \frac{M_{\Phi\Pi}}{i_{\Pi}} + \frac{M_{\PhiЛ}}{i_{Л}}; \quad (3)$$

$$M_{\Phi\Pi} = C_2 i_{\Pi}(\varphi_1 - i_{Л} \varphi_{m\Pi}) + v_{m1} i_{\Pi}(\dot{\varphi}_1 - i_{\Pi} \dot{\varphi}_{m\Pi}); \quad (4)$$

$$M_{\PhiЛ} = C_2 i_{Л}(\varphi_1 - i_{Л} \varphi_{mЛ}) + v_{m1} i_{Л}(\dot{\varphi}_1 - i_{Л} \dot{\varphi}_{mЛ}); \quad (5)$$

$$I_{m\Pi} \cdot \ddot{\varphi}_{m\Pi} = C_2 i_{\Pi}(\varphi_1 - i_{\Pi} \varphi_{m\Pi}) + v_{m1} i_{\Pi}(\dot{\varphi}_1 - i_{\Pi} \dot{\varphi}_{m\Pi}) - C_3(\varphi_{m\Pi} - \varphi_{вр\Pi}) - v_{m2}(\dot{\varphi}_{m\Pi} - \dot{\varphi}_{вр\Pi}); \quad (6)$$

$$I_{mЛ} \cdot \ddot{\varphi}_{mЛ} = C_2 i_{Л}(\varphi_1 - i_{Л} \varphi_{mЛ}) + v_{m1} i_{Л}(\dot{\varphi}_1 - i_{Л} \dot{\varphi}_{mЛ}) - C_3(\varphi_{mЛ} - \varphi_{врЛ}) - v_{m2}(\dot{\varphi}_{mЛ} - \dot{\varphi}_{врЛ}); \quad (7)$$

$$I_{вр\Pi} \cdot \ddot{\varphi}_{вр\Pi} = C_3(\varphi_{m\Pi} - \varphi_{вр\Pi}) + v_{m2}(\dot{\varphi}_{m\Pi} - \dot{\varphi}_{вр\Pi}) - M_{\Phi\Pi}; \quad (8)$$

$$I_{врЛ} \cdot \ddot{\varphi}_{врЛ} = C_3(\varphi_{mЛ} - \varphi_{врЛ}) + v_{m2}(\dot{\varphi}_{mЛ} - \dot{\varphi}_{врЛ}) - M_{\PhiЛ}; \quad (9)$$

$$I_{a\Pi} \cdot \ddot{\varphi}_{a\Pi} = M_{\Phi\Pi} - M_{H\Pi}; \quad (10)$$

$$I_{aЛ} \cdot \ddot{\varphi}_{aЛ} = M_{\PhiЛ} - M_{HЛ}. \quad (11)$$

Приведенная динамическая система позволяет исследовать разгон на главной муфте сцепления, разгон на фрикционных муфтах коробки передач, повороты силовым и кинематическим способами, переключение передач на ходу и процессы, вызванные внешними возмущениями.

### Разгон на главной муфте сцепления

Процесс разбивался на два этапа. На первом этапе главная муфта сцепления буксует. В этом случае уравнения (2), (3), (4), (5), (6) и (7) имеют вид

$$I_M \cdot \ddot{\varphi}_M = M_M - K_{C1}(\varphi_M - i_{\Pi} \varphi_{m\Pi}) - \frac{v_{m1}(\varphi_M - i_{\Pi} \varphi_{m\Pi})}{i_{\Pi}^2}$$

$$-K_{C1}(\varphi_M - i_{Л} \varphi_{mЛ}) - \frac{v_{m1}(\varphi_M - i_{Л} \varphi_{mЛ})}{i_{Л}^2}; \quad (12)$$

$$I_{m\Pi} \cdot \ddot{\varphi}_{m\Pi} = K_{C1} \cdot i_{\Pi}(\varphi_M - i_{\Pi} \varphi_{m\Pi}) + \frac{v_{m1}(\varphi_M - i_{\Pi} \varphi_{m\Pi})}{i_{\Pi}} + K_{C2}(\varphi_{mЛ} - \varphi_{m\Pi}) - C_3(\varphi_{m\Pi} - \varphi_{вр\Pi}) - v_{m2}(\dot{\varphi}_{m\Pi} - \dot{\varphi}_{вр\Pi}); \quad (13)$$

$$I_{mЛ} \cdot \ddot{\varphi}_{mЛ} = K_{C1} \cdot i_{Л}(\varphi_M - i_{Л} \varphi_{mЛ}) + \frac{v_{m1}(\varphi_M - i_{Л} \varphi_{mЛ})}{i_{Л}} + K_{C2}(\varphi_{m\Pi} - \varphi_{mЛ}) - C_3(\varphi_{mЛ} - \varphi_{врЛ}) - v_{m2}(\dot{\varphi}_{mЛ} - \dot{\varphi}_{врЛ}), \quad (14)$$

где  $K_{C1}$  и  $K_{C2}$  – приведенные крутильные жесткости.

Второй этап разгона начинается с момента замыкания главной муфты сцепления и продолжается до выхода агрегата на режим установившегося движения. При этом уравнения (1) и (2) заменяются уравнениями

$$I_d \cdot \ddot{\varphi}_d = M_d - K_{C1}(\varphi_d - i_{\Pi} \varphi_{m\Pi}) - \frac{v_{m1}(\varphi_d - i_{\Pi} \varphi_{m\Pi})}{i_{\Pi}^2} - K_{C1}(\varphi_d - i_{Л} \varphi_{mЛ}) - \frac{v_{m1}(\varphi_d - i_{Л} \varphi_{mЛ})}{i_{Л}^2}. \quad (15)$$

### Разгон на двух фрикционных муфтах левого и правого потоков коробки передач

Так же, как при разгоне на главной муфте сцепления, процесс рассматривается в два этапа. На первом этапе фрикционные муфты коробки передач буксуют. В этом случае уравнения (1), (2) и (3) получают вид

$$I_d \cdot \ddot{\varphi}_d = M_d - C_1(\varphi_d - \varphi_1) - v_{m1}(\dot{\varphi}_d - \dot{\varphi}_1); \quad (16)$$

$$C_1(\varphi_d - \varphi_1) + v_{m1}(\dot{\varphi}_d - \dot{\varphi}_1) = \frac{M_{\Phi\Pi}}{i_{\Pi}} + \frac{M_{\PhiЛ}}{i_{Л}}. \quad (17)$$

Второй этап описывается так же, как и при разгоне на главной муфте сцепления.

### Разгон с одновременным включением фрикционных муфт двух передач левого и правого потоков коробки передач

На первом этапе фрикционные муфты первой и второй передач коробки передач буксуют. В этом случае уравнения (2), (3), (4), (5) заменялись уравнениями

$$C_1(\varphi_d - \varphi_1) + v_{m1}(\dot{\varphi}_d - \dot{\varphi}_1) = \left( \frac{M_{\Phi_{1П}}}{i_{1П}} + \frac{M_{\Phi_{2П}}}{i_{2П}} \right) + \left( \frac{M_{\Phi_{1Л}}}{i_{1Л}} + \frac{M_{\Phi_{2Л}}}{i_{2Л}} \right); \quad (18)$$

$$M_{\Phi_{1П}} + M_{\Phi_{2П}} = C_2 \cdot i_{1П}(\varphi_1 - i_{1П} \cdot \varphi_{mП}) + v_{m1} \cdot i_{1П}(\dot{\varphi}_1 - i_{1П} \cdot \dot{\varphi}_{mП}); \quad (19)$$

$$M_{\Phi_{1Л}} + M_{\Phi_{2Л}} = C_2 \cdot i_{1Л}(\varphi_1 - i_{1Л} \cdot \varphi_{mЛ}) + v_{m1} \cdot i_{1Л}(\dot{\varphi}_1 - i_{1Л} \cdot \dot{\varphi}_{mЛ}). \quad (20)$$

Уравнение (1) описывалось уравнением (16).

Второй этап разгона начинается с момента замыкания фрикционных муфт передач левого и правого потоков коробки передач и включения фрикционных муфт вторых передач. Движение динамической системы описывается подобно разгону на главной муфте сцепления.

### Разгон с одновременным включением главной и фрикционных муфт передач

Рассмотрены три случая разгона системы в зависимости от закона включения муфт. Первый – когда темп включения главной муфты сцепления существенно выше темпа включения фрикционных муфт передач.

Второй – когда темп включения главной передачи и фрикционных муфт одинаковы.

Третий – когда темп включения фрикционных муфт выше темпа включения главной муфты сцепления.

В общем случае для первого этапа разгона агрегата, когда буксуют главная муфта сцепления и муфты передач, движение динамической системы описывается уравнениями (1)–(11).

Второй этап после замыкания главной муфты и фрикционных муфт передач описывался подобно разгону агрегата на главной муфте сцепления.

### Поворот силовым способом

Исследование проводилось в два этапа. На первом этапе буксует фрикционная муфта коробки передач правого или левого потоков. Второй этап поворота начинается с момента замыкания фрикционных муфт и продолжается до выхода агрегата на режим установившегося движения.

При описании движения динамической системы на первом этапе уравнения (1), (2), (3), (4), (5), (6) и (7) заменялись следующими уравнениями:

$$I_d \cdot \ddot{\varphi}_d = M_d - K_{C5}(\varphi_d - i_{1Л}\varphi_{mЛ}) - \frac{v_{m1}(\varphi_d - i_{1Л}\varphi_{mЛ})}{i_{1Л}^2} - K_{C6} \cdot i_{1П} \cdot M_{\Phi_{1П}}; \quad (21)$$

$$I_{mП} \cdot \ddot{\varphi}_{mП} = M_{\Phi_{1П}} - C_3(\varphi_{mП} - \varphi_{врП}) - v_{m2}(\dot{\varphi}_{mП} - \dot{\varphi}_{врП}); \quad (22)$$

$$I_{mЛ} \cdot \ddot{\varphi}_{mЛ} = K_{C5} \cdot i_{1Л}(\varphi_d - i_{1Л}\varphi_{mЛ}) + \frac{v_{m1}(\varphi_d - i_{1Л}\varphi_{mЛ})}{i_{1Л}} + K_{C7} \cdot M_{\Phi_{1П}} - C_3(\varphi_{mЛ} - \varphi_{врЛ}) - v_{m2}(\dot{\varphi}_{mЛ} - \dot{\varphi}_{врЛ}). \quad (23)$$

Второй этап (после замыкания фрикциона муфты) описывается подобно разгону агрегата на главной муфте сцепления.

### Поворот кинематическим способом

Аналитическое описание процесса переключения передач при повороте кинематическим способом проводилось согласно принятой схеме (рис. 1) с использованием метода теории силового потока, разработанного А.С. Антоновым.

При этом, в соответствии с режимом движения, принималось допущение, что главная муфта сцепления и фрикционная муфта  $\Phi_{1Л}$  левого потока коробки передач замкнуты и не буксуют (рис. 1). Процесс переключения

передач на ходу при повороте кинематическим способом описывался в четыре этапа.

Первый этап начинается с момента выключения муфты  $\Phi_{1П}$  и одновременного включения муфты  $\Phi_{2П}$  и продолжается до времени, при котором момент  $M_{\Phi_{2П}}$  достигает значения, необходимого для преодоления момента сил сопротивления движению  $M_{ПП}$  на отключаемом борту. На этом этапе муфта  $\Phi_{1П}$  замыкается и не буксует, муфта  $\Phi_{2П}$  – буксует при включении. Между валами 1, 2 и 3 (рис. 1) существует жесткая кинематическая связь. При описании движения системы на этом этапе в системе уравнений (1)–(11) выражения (1), (2), (3), (4), (5), (6) и (7) заменялись следующими уравнениями:

$$I_d \cdot \ddot{\varphi}_d = M_d - K_{C1}(\varphi_d - i_{1П}\varphi_{mП}) - \frac{v_{m1}(\dot{\varphi}_d - i_{1П}\dot{\varphi}_{mП})}{i_{1П}^2} - K_{C1} \cdot (\varphi_d - i_{1Л}\varphi_{mЛ}) - \frac{v_{m1}(\dot{\varphi}_d - i_{1Л}\dot{\varphi}_{mЛ})}{i_{1Л}^2} - K_{C8} \frac{M_{\Phi_{2П}}}{i_{2П}}; \quad (24)$$

$$I_{mП} \cdot \ddot{\varphi}_{mП} = K_{C1} \cdot i_{1П}(\varphi_d - i_{1П}\varphi_{mП}) + \frac{v_{m1}(\dot{\varphi}_d - i_{1П}\dot{\varphi}_{mП})}{i_{1П}} + K_{C9} \cdot i_{1П}(\varphi_{mЛ} - \varphi_{mП}) + M_{\Phi_{2П}} \left( 1 - K_{C2} \frac{i_{1П}}{i_{2П}} \right) - C_3(\varphi_{mП} - \varphi_{врП}) - v_{m2}(\dot{\varphi}_{mП} - \dot{\varphi}_{врП}); \quad (25)$$

$$I_{mЛ} \cdot \ddot{\varphi}_{mЛ} = K_{C1} \cdot i_{1Л}(\varphi_d - i_{1Л}\varphi_{mЛ}) + \frac{v_{m1}(\dot{\varphi}_d - i_{1Л}\dot{\varphi}_{mЛ})}{i_{1Л}} + K_{C9} \cdot i_{1Л}(\varphi_{mП} - \varphi_{mЛ}) - K_{C2} \cdot M_{\Phi_{2П}} \cdot \frac{i_{1П}}{i_{2П}} - C_3(\varphi_{mЛ} - \varphi_{врП}) - v_{m2}(\dot{\varphi}_{mЛ} - \dot{\varphi}_{врП}). \quad (26)$$

Второй этап характеризуется тем, что муфта  $\Phi_{1П}$  еще не выключена, а муфта  $\Phi_{2П}$  буксует. Переключение передач в этом случае происходит в режиме циркуляции мощности. При описании этого этапа в уравнения (24), (25) и

$$(26) \quad \text{перед} \quad \text{выражениями} \\ K_{C8} \frac{M_{\Phi_{2П}}}{i_{2П}}; K_{C2} \cdot M_{\Phi_{2П}} \cdot \frac{i_{1П}}{i_{2П}} \text{ и} \\ M_{\Phi_{2П}} \left( 1 - K_{C2} \frac{i_{1П}}{i_{2П}} \right) - \text{меняется знак.}$$

На третьем этапе под действием избыточного момента трения буксующей муфты происходит изменение кинематического передаточного отношения от  $i_{1П}$  до  $i_{2П}$ . Этап заканчивается в момент замыкания дисков муфты  $\Phi_{2П}$ . На этом этапе в системе уравнений (1)–(11) выражения (1), (2), (3), (4), (5), (6) и (7) принимают вид

$$I_d \cdot \ddot{\varphi}_d = M_d - K_{C5}(\varphi_d - i_{1Л}\varphi_{mЛ}) - \frac{v_{m1}(\dot{\varphi}_d - i_{1Л}\dot{\varphi}_{mЛ})}{i_{1Л}^2} - K_{C6} \cdot i_{1Л} \left( M_{\Phi_{1П}} + \frac{i_{1П}}{i_{2П}} \cdot M_{\Phi_{2П}} \right); \quad (27)$$

$$I_{mП} \cdot \ddot{\varphi}_{mП} = M_{\Phi_{1П}} + M_{\Phi_{2П}} - C_3(\varphi_{mП} - \varphi_{врП}) - v_{m2}(\dot{\varphi}_{mП} - \dot{\varphi}_{врП}); \quad (28)$$

$$I_{mЛ} \cdot \ddot{\varphi}_{mЛ} = K_{C5}i_{1Л}(\varphi_d - i_{1Л}\varphi_{mЛ}) + \frac{v_{m1}(\dot{\varphi}_d - i_{1Л}\dot{\varphi}_{mЛ})}{i_{1Л}} - K_{C7} \left( M_{\Phi_{1П}} + \frac{i_{1П}}{i_{2П}} \cdot M_{\Phi_{2П}} \right) - C_3(\varphi_{mЛ} - \varphi_{врЛ}) - v_{m2}(\dot{\varphi}_{mЛ} - \dot{\varphi}_{врЛ}). \quad (29)$$

На четвертом этапе муфта  $\Phi_{2П}$  замкнута, муфта  $\Phi_{1П}$  выключена или буксует. На вторичных валах коробки передач включены разные передачи, тракторный агрегат осуществляет поворот кинематическим способом. При описании движения системы на этом этапе выражения (1), (2), (3), (4), (5), (6) и (7) заменяются уравнениями

$$I_d \cdot \ddot{\varphi}_d = M_d - K_{C3}i_{1Л}^2(\varphi_d - i_{2П}\varphi_{mП}) - \frac{v_{m1}(\dot{\varphi}_d - i_{2П}\dot{\varphi}_{mП})}{i_{2П}^2} - K_{C3} \cdot i_{2П}^2 (\varphi_d - i_{1Л}\varphi_{mЛ})$$

$$-\frac{v_{m1}(\dot{\varphi}_d - i_{1Л} \dot{\varphi}_{mЛ})}{i_{1Л}^2} + K_{C10} \cdot i_{2П}^2 i_{1Л} M_{\Phi1П}; \quad (30)$$

$$I_{mП} \cdot \ddot{\varphi}_{mП} = K_{C3} i_{1Л}^2 i_{2П} (\varphi_d - i_{2П} \varphi_{mП}) + \frac{v_{m1}(\dot{\varphi}_d - i_{2П} \dot{\varphi}_{mП})}{i_{2П}} + K_{C4} i_{2П} (\varphi_{mЛ} i_{1Л} - \varphi_{mП} i_{2П}) - M_{\Phi1П} (K_{C11} i_{1Л} i_{2П} + 1); \quad (31)$$

$$I_{mЛ} \cdot \ddot{\varphi}_{mЛ} = K_{C4} (\varphi_d - i_{1Л} \varphi_{mЛ}) + \frac{v_{m1}(\dot{\varphi}_d - i_{1Л} \dot{\varphi}_{mЛ})}{i_{1Л}} + K_{C4} (\varphi_{mП} i_{2П} - \varphi_{mЛ} i_{1Л}) + K_{C11} \cdot i_{2П}^2 \frac{M_{\Phi1П}}{i_{1П}}. \quad (32)$$

Крутящий момент двигателя описывается нелинейной функциональной зависимостью от частоты вала двигателя и положения рейки топливного насоса  $M_d = f(\varphi_d, h_d)$ , а моменты трения, передаваемые муфтами коробки передач и главной муфтой сцепления, в зависимости от задач исследования, описывались по прямолинейному закону, закону экспоненты и закону степенной зависимости [1].

Моменты сил сопротивления движению на правом и левом ведущих колесах описаны из условий общего случая неравномерного движения трактора по криволинейной траектории. Изменения тягового сопротивления и сопротивления передвижению трактора описываются функцией скорости его движения и радиуса поворота [1].

Момент сцепления движителя трактора с грунтом ( $M_\varphi$ ) описан следующим уравнением с учетом буксования движителя при неустановившихся режимах движения

$$M_\varphi = G_m R_{вк} \varphi_{\max} \times \left\{ 1 - \exp \left[ - \frac{a_6 \left( P_1 + K_p V^2 + m_a \frac{dV}{dt} \right)}{\delta_0} + \frac{b_6 \left( P_1 + K_p V^2 + m_a \frac{dV}{dt} \right)^2}{\delta_0} \right] \right\}, \quad (33)$$

где  $G_m$  и  $m_a$  – вес и масса трактора;  $R_{вк}$  – радиус ведущих колес;  $\varphi_{\max}$  – максимальный коэффициент сцепления движения трактора с почвой;  $a_6$  и  $b_6$  – коэффициенты аппроксимации кривых буксования движителя и сопротивления орудия;  $V$  – скорость трактора;  $\delta_0$  – показатель, характеризующий нарастание сцепления движителя с почвой [2, 3].

Динамические нагрузки, возникающие в силовой передаче трактора, оценивались коэффициентом динамической нагруженности. Нагруженность фрикционных муфт оценивалась работой буксования [1].

На рис. 2 показаны переходные процессы разгона пахотного агрегата на главной муфте сцепления и фрикционных муфтах передач правого и левого потоков коробки передач. Анализ результатов исследований показывает, что разгон тракторного агрегата на муфтах передач по сравнению с разгоном на главной муфте сцепления при прочих равных условиях позволяет уменьшить суммарную работу буксования в среднем на 23 %, а величину динамических нагрузок – на 12 %.

Эффективность разгона на фрикционных муфтах передач объясняется тем, что в этом случае осуществляется разгон меньших ведомых масс. Следовательно, происходит разгон агрегата до установившегося движения с меньшей затратой энергии и меньшей работой буксования фрикционных муфт. Кинетическая энергия ведущих масс при разгоне агрегата на муфтах передач больше, чем при разгоне на главной муфте. В связи с этим происходит меньшее понижение частоты вращения вала движителя в переходном процессе.

На рис. 3 показан переходный процесс, полученный при исследовании поворота пахотного агрегата силовым способом. Исследования процессов поворота тракторного агрегата проведены при различном времени выключения и включения фрикционных муфт, а также при различных законах изменения моментов трения. Анализ исследования процессов разгона и поворота трактора показал, что наиболее рациональные показатели динамических нагрузок в силовой передаче и работы буксования муфт для трактора Т-150 обеспечиваются при времени их выключения в пределах 0,4–0,6 с и времени их включения в пределах 0,5–0,7 с.

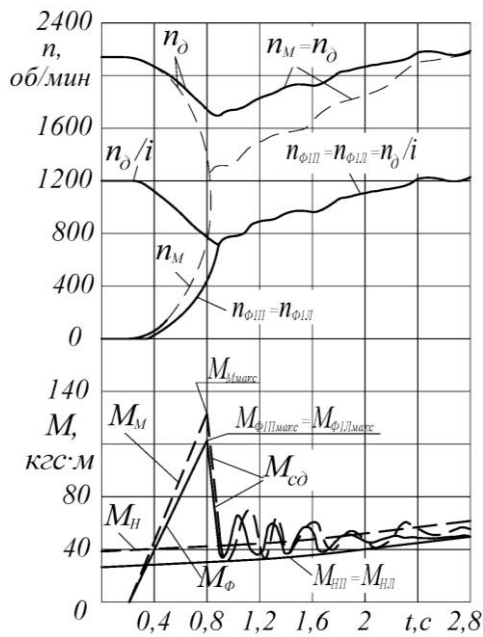


Рис. 2. Переходные процессы, полученные при исследовании разгона тракторного агрегата на главной муфте сцепления (—) и на фрикционных муфтах правого и левого потоков коробки передач:  $n_0$ ,  $n_M$ ,  $n_{ФЛ}$ ,  $n_{ФП}$  — частоты вращения валов двигателя, муфты сцепления и вторичных валов КП

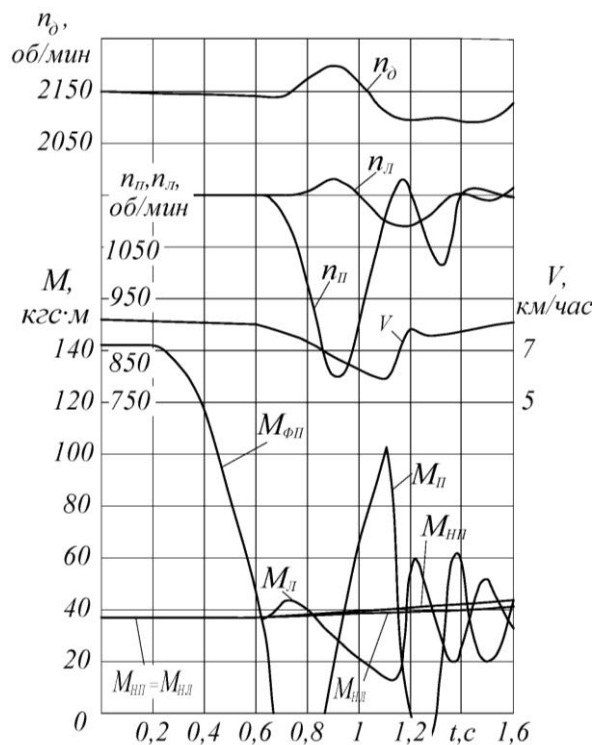


Рис. 3. Переходный процесс, полученный при исследовании поворота пахотного агрегата силовым способом

Наилучшие показатели указанных критериев обеспечиваются при экспоненциальном законе изменения моментов трения муфт, наихудшие — при изменении по вогнутой квадратичной зависимости. Данные исследования позволили выработать рекомендации по определению параметров фрикционных муфт коробки передач, работающих в режиме разгона и поворота.

### Выводы

В результате теоретических исследований установлены основные закономерности, описывающие общий случай движения (разгон, поворот и др.) скоростного гусеничного трактора. Аналитические зависимости учитывают:

- крутильную жесткость деталей силовой передачи и ее демпфирующие свойства;
- буксование гусеничных движителей при неустановившихся режимах движения;
- изменение тягового сопротивления в функции скорости движения;
- изменение сопротивления передвижению трактора в функции скорости его движения и радиуса поворота.

Математическая модель тракторного агрегата позволяет исследовать следующие переходные процессы:

- разгон на главной муфте сцепления;
- разгон на фрикционных муфтах передач;
- разгон при одновременном включении главной муфты и фрикционных муфт передач;
- поворот силовым способом;
- поворот кинематическим способом.

Исследования процессов разгона тракторного агрегата при различных схемах включения фрикционных муфт показали:

- разгон на фрикционных муфтах передач правого и левого потоков коробки передач при прочих равных условиях характеризуется снижением, в среднем на 25 % суммарной работы буксования и до 12 % коэффициента динамических нагрузок по сравнению с разгоном на главной муфте сцепления. Работа буксования каждой из двух фрикционных муфт почти в 2 раза меньше работы буксования главной муфты. Разгон по такой схеме включения фрикционных муфт гусеничного трактора является наиболее перспективным;
- разгон на одновременно включаемых двух фрикционных муфтах смежных передач пра-

вого и левого потоков коробки передач при прочих равных условиях характеризуется снижением почти в 4 раза работы буксования каждой из муфт в сравнении с разгоном на главной муфте сцепления. Разгон по такой схеме также является перспективным на ходу с помощью фрикционных муфт, расположенных на двух выходных валах;

– разгон на одновременно включаемых главной муфте и фрикционных муфтах передач правого и левого потоков коробки передач при прочих равных условиях характеризуется примерно равной суммарной работой их буксования в сравнении с разгоном на главной муфте сцепления. Работа буксования главной муфты сцепления в этом случае на 34 %, а коэффициент нагрузок – на 18 % ниже, чем при разгоне только на главной муфте сцепления. Вместе с тем разгон по этой схеме является наименее перспективным из-за сложности обеспечения синхронного включения муфт с механическим и гидравлическим приводами управления.

Исследования процессов разгона трактора на фрикционных муфтах передач потока коробки передач, а также процессов его поворота силовым способом показали, что:

– наиболее рациональные показатели динамических нагрузок в силовой передаче и работы буксования муфт обеспечиваются при времени их выключения в пределах 0,4–0,6 с и времени их включения в пределах 0,5–0,7 с;

– наиболее рациональные показатели динамических нагрузок в силовой передаче и работы буксования обеспечиваются при экспоненциальном законе изменения их моментов трения, наилучшие – при изменении по вогнутой квадратичной зависимости.

При повороте пахотного агрегата кинематическим способом переключением передач на ходу с нижней на высшую, в сравнении с переключением передач на высшую при прочих равных условиях коэффициент динамических нагрузок растет на 42 %, а работа буксования – на 23 %. Следовательно, при выполнении энергоемких работ поворот тракторного агрегата кинематическим способом необходимо производить переключением передач с высшей на низшую.

### Литература

1. Кальченко Б.И. Нагруженность трансмиссии трактора типа Т-150 при управляемом движении на пахоте / Б.И. Кальченко, Н.Е. Сергиенко // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. – 2016. – №5. – С. 95–100.
2. Коженко М.Н. Динамика управления движением гусеничных тракторов: монография / Михаил Николаевич Коженко // – Х.: Высшая школа, 1983. – 240 с.
3. Кальченко Б.И. Обоснование и разработка конструкции колесных тракторов общего назначения и реализация их в серийном производстве: дис. ... д-ра техн. наук в форме научного доклада / Борис Иванович Кальченко. – Х., 1992. – 67 с.

Рецензент: М.А. Подригало, профессор, к.т.н., ХНАДУ.

Статья поступила в редакцию 27 сентября 2016 г.