

О. С. Руктешель

ЭЛЕКТРОННЫЕ МОДЕЛИ ПРОЦЕССОВ ТРОГАНИЯ С МЕСТА И ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ НА ХОДУ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА

Основное отличие трансмиссий, позволяющих переключать передачи на ходу трактора, от обычных механических трансмиссий связано с наличием в коробках передачи (КП) первых гидравлических или пневматически управляемых фрикционных элементов, которые обеспечивают безостановочное движение машинно-тракторного агрегата (МТА) при переключении передач на ходу. В связи с этим динамические нагрузки, возникающие в трансмиссиях данного типа на переходных режимах работы трактора, зависят не только от момента трения главной муфты сцепления, темпа ее включения, сцепления ведущих колес с дорогой, параметров машинного агрегата и зазора в сцепке, но и от факторов, связанных с работой, конструкцией и приводом управления многодисковых фрикционных КП. Поэтому при исследовании тракторов МТЗ-Э60 и МТЗ-Э80 с трансмиссиями с переключением передач на ходу в первую очередь представляли интерес процессы, связанные с работой фрикционных КП, т. е. процесс трогания с места и разгона МТА и процесс переключения передач под нагрузкой. Во время этих процессов в силовой передаче трактора возникают значительные по амплитуде колебания крутящего момента, максимальные величины которого должны быть учтены при расчете деталей трансмиссии на прочность.

Силовая передача трактора МТЗ-Э60 включает в себя двигатель Д-60 мощностью 44,2 квт при 188,5 рад/сек, однодисковую муфту сцепления и двухдиапазонную 12-ступенчатую КП, состоящую из планетарного повышающего редуктора, собственно коробки и редуктора переключения диапазонов (рабочего и транспортногo). Трансмиссия обеспечивает движение трактора со скоростями от 1,14 до 9,32 м/сек. Привод насоса гидросистемы управления фрикционными элементами КП осуществляется непосредственно от двигателя.

Трактор МТЗ-Э80 оборудован двигателем СМД-14 мощностью 55 квт при 178 рад/сек, двухдисковой муфтой сцепления и трехдиапазонной 12-ступенчатой КП, обеспечивающей движение трактора со скоростью в пределах 1,58—8,78 м/сек. Масляный насос

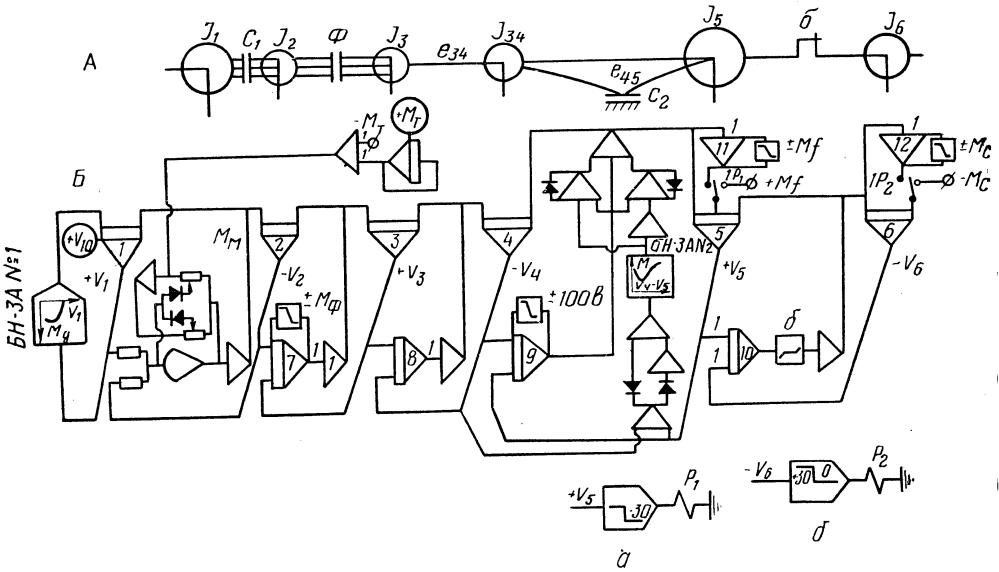


Рис. 1. Динамическая система (А) и блок-схема (Б) исследования процесса трогания с места и разгона трактора МТЗ-Э60.

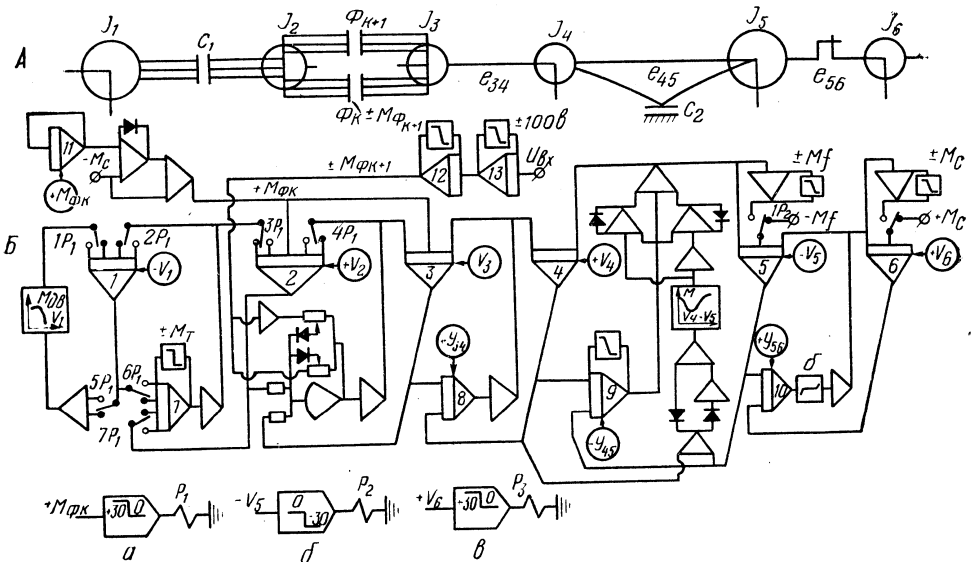


Рис. 2. Динамическая система (А) и блок-схема (Б) исследования процесса переключения на смежную высшую передачу на ходу колесного трактора.

гидросистемы управления фрикционами КП получает привод от первичного вала коробки. Переключение передач внутри диапазонов КП обоих тракторов осуществляется на ходу с помощью фрикционных элементов, а переключение диапазонов — с помощью скользящих шестерен при остановленном тракторе.

С целью теоретического исследования процессов трогания с места и переключения передач на ходу под нагрузкой были составлены расчетные динамические схемы машинных агрегатов тракторов МТЗ-Э60 и МТЗ-Э80 и разработаны электронные модели рассматриваемых процессов (рис. 1 и 2).

Параметры динамических систем определялись частично расчетным, частично опытным путем. При расчетном определении податливости системы, кроме податливостей валопроводов на кручение, учитывалась также крутильная податливость соединений вала — ступицы и податливость зубьев шестерен, что значительно приближает расчетные значения податливости к опытным.

Для удобства расчета на аналоговых вычислительных машинах (АВМ) при исследовании процесса трогания с места параметры динамической системы трактора МТЗ-Э60 приводились к колечатому валу двигателя, а при исследовании процесса переключения передач на ходу тракторов МТЗ-Э60 и МТЗ-Э80 — ко вторичному валу КП.

В расчетных динамических системах (рис. 1, А и 2, А) приведенные моменты инерции масс подвижных деталей двигателя и ведущих элементов муфты сцепления обозначены через J_1 , ведомых деталей сцепления и первичного вала КП — J_2 , промежуточного и вторичного валов КП, части дифференциала и шестерен конечной передачи — J_3 , оставшейся части дифференциала, шестерен конечной передачи и ведущих колес трактора — J_4 , ведомых колес и поступательно движущейся массы трактора — J_5 , массы прицепа или сельскохозяйственные орудия — J_6 . Приведенная податливость трансмиссии изображена в системах упругим звеном e_{34} , шин ведущих колес — звеном e_{45} , сцепки — звеном e_{56} .

Сцепление C_1 соответствует муфте сцепления, C_2 — сцеплению ведущих колес с дорогой, Φ — фрикционному элементу в КП.

При трогании с места и разгоне МТА на базе трактора МТЗ-Э60 в исходном положении все массы (рис. 1, А) неподвижны, за исключением маховика двигателя, вращающегося с угловой скоростью V_1 ; сцепление C_1 выключено. При включении указанного сцепления вся система разгоняется под действием момента трения $M_m(t)$, закон нарастания которого с достаточной степенью точности описывается уравнением

$$M_m = M_T(1 - e^{-kt}),$$

где M_T — статический момент трения муфты сцепления; k — параметр, зависящий от времени включения сцепления.

Уравнения движения масс динамической системы при этом могут иметь вид:

$$\left. \begin{array}{l} \text{а) } I_1 \dot{V}_1 = M_{\text{дв}}(V_1) - M_m(t) \\ \text{б) } (I_2 + I_3) \dot{V}_{23} = M_m(t) - Y_{34}; \quad \dot{Y}_{34} = \frac{V_{23} - V_4}{e_{34}} \\ \text{в) } I_4 \dot{V}_4 = Y_{34} - Y_{45} \\ \text{г) } I_5 \dot{V}_5 = Y_{45} - M_f; \quad \dot{Y}_{45} = \frac{V_4 - V_5}{e_{45}} \\ \text{д) } I_6 \dot{V}_6 = 0 \end{array} \right\} 1)$$

В случае наличия пробуксовки фрикциона КП уравнение (б) будет заменено следующими:

$$\begin{aligned} I_2 \dot{V}_2 &= M_m(t) - M_\phi; & \dot{Y}_{34} &= \frac{\dot{V}_3 - V_4}{e_{34}}. \\ I_3 \dot{V}_3 &= M_\phi - Y_{34}; \end{aligned}$$

После выравнивания угловых скоростей ведущей и ведомой частей муфты сцепления C_1 уравнения (а) и (б) системы (1) заменяются одним

$$(I_1 + I_2 + I_3) \dot{V}_{123} = M_{\text{дв}}(V_1) - Y_{34}; \quad \dot{Y}_{34} = \frac{V_{23} - V_4}{e_{34}}.$$

При пробуксовке ведущих колес трактора уравнения (в) и (г) принимают вид:

$$\begin{aligned} I_4 \dot{V}_4 &= Y_{34} - M_\varphi; & M_\varphi &= f(V_4 - V_5); \\ I_5 \dot{V}_5 &= M_\varphi - M_f; & \dot{Y}_{34} &= \dot{Y}_{34} = \frac{V_3 - V_4}{e_{34}}. \end{aligned}$$

После выбора зазора в сцепке уравнения (г) и (д) заменяются уравнениями:

$$\begin{aligned} I_5 \dot{V}_5 &= Y_{45} - M_f - Y_{56}; & Y_{45} &= \frac{V_4 - V_5}{e_{45}}; \\ I_6 \dot{V}_6 &= Y_{56} - M_c & Y_{56} &= \frac{V_5 - V_6}{e_{56}}. \end{aligned}$$

Каждое изменение состояния сцепления или зазора вызывает необходимость изменения уравнений движения. Всего можно написать 2^m систем уравнений, где m — количество элементов, расчленяющих динамическую систему (сцепления, зазоры).

В вышеприведенных системах уравнений: V_i и \dot{V}_i — угловые скорости и ускорения i -й массы; $V_{i, i+1, i+2}$ и $\dot{V}_{i, i+1, i+2}$ — общие угловые скорости и ускорения масс $i, i+1$ и $i+2$; $Y_{i, i+1}$ — упругий момент в звене, соединяющем i и $i+1$ массы (где $i=1, 2, \dots, 6$); $M_{дв}(V_1)$ — крутящий момент двигателя в функции скорости вращения маховика; M_{ϕ} — статический момент трения фрикциона КП; M_{ϕ} — приведенный момент по сцеплению шин ведущих колес с грунтом в функции скорости буксования колес; M_f и M_c — приведенный момент сопротивления передвижению сельскохозяйственного орудия.

Процесс переключения с низшей передачи K на смежную высшую передачу $K+1$ на ходу тракторов МТЗ-Э60 и МТЗ-Э80 начинается одновременным включением фрикциона высшей передачи Φ_{K+1} и выключением фрикциона Φ_K низшей передачи. Осциллографирование реальных процессов [1] показывает, что момент трения в выключаемом фрикционе изменяется по закону, близкому к экспоненциальному, т. е. $M_{\Phi_K} = M_T e^{-nt}$, а момент трения во включаемом фрикционе возрастает по квадратичной параболе $M_{\Phi_{K+1}} = at^2$, где M_T — статический момент трения фрикциона; n и a — параметры, характеризующие время изменения момента трения фрикционов.

Дифференциальные уравнения движения масс J_2 и J_3 (рис. 2, А) при переключении на смежную высшую передачу в общем случае имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} I_2 \dot{V}_2 &= M_m - M_{\Phi_K} \text{sign}(V_2 - V_3) - M_{\Phi_{K+1}} \text{sign}(V_2 - V_3) \\ I_3 \dot{V}_3 &= M_{\Phi_K} \text{sign}(V_2 - V_3) + M_{\Phi_{K+1}} \text{sign}(V_2 - V_3) - Y_{34}; \quad Y_{34} = \frac{V_3 - V_4}{e_{34}} \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Для расчетного определения параметров переходных процессов, в частности для определения динамических нагрузок, возникающих при трогании с места и переключении передач на ходу, целесообразно использовать АВМ, так как решение уравнений движения масс динамической системы машинного агрегата трактора аналитическими методами практически невозможно из-за большого объема вычислительных работ, обусловленного высоким порядком и нелинейным характером рассматриваемых систем уравнений (1) и (2).

Поставленная задача решалась на электронной нелинейной моделирующей установке типа МНБ-1.

Модель процесса трогания с места и разгона МТА, блок-схема которой приведена на рис. 1, Б, работает следующим образом.

В исходном положении на выход интегратора 1 (маховик двигателя) подано напряжение в соответствии с начальными оборотами двигателя, напряжение на выходах остальных интеграторов,

имитирующих массы, отсутствует; система находится в покое, контакты реле P_1 и P_2 — в исходном положении.

После пуска машины система начинает разгоняться за счет действия напряжения, соответствующего моменту трения сцепления, на вход интегратора 2 (ведомая часть муфты сцепления). Многодисковый фрикцион КП в данном случае выполняет роль предохранительной муфты, что обеспечивается нелинейным устройством типа «ограничение координат» [2], набранным в обратной связи интегратора 7.

В начале движения момент сил сопротивления самопередвижению трактора M_f нарастает от нуля до конечной величины, определяемой звеном «ограничение координат», набранным в обратной связи усилителя 11. После выполнения условия $Y_{45} \geq M_f$, т. е. с началом движения массы J_5 , реле P_1 обеспечивает постоянство M_f .

Зазор в сцепке δ или ее провисание моделируется с помощью схемы «зона нечувствительности» [2].

Моделирование момента сопротивления сельскохозяйственного орудия или прицепа осуществляется аналогично моделированию момента сопротивления самопередвижению трактора и обеспечивается усилителем 12 с ограничением координат.

В переходном процессе сила буксования ведущих колес является функцией скорости буксования; данная зависимость может быть найдена экспериментально [3].

Аппроксимированные кривые регуляторной характеристики двигателя и характеристики буксования ведущих колес трактора набраны соответственно на нелинейных блоках БН-ЗА № 1 и 2.

При подготовке к работе модели процесса переключения передач на ходу, блок-схема которой изображена на рис. 2, Б, на интеграторы 1—6, заменяющие моменты инерции масс расчетной системы, задаются начальные напряжения, пропорциональные угловым скоростям масс при установившемся движении МТА на низшей передаче К, а на интеграторы 8—10, заменяющие упругие звенья системы, — напряжения, пропорциональные крутящим моментам.

Наращение момента трения во включаемом фрикционе КП обеспечивается интеграторами 12 и 13, а падение момента трения в выключаемом фрикционе — интегратором 11.

Возможная в период переключения передач пробуксовка главной муфты сцепления обеспечивается звеном «ограничение координат», набранным в обратной связи интегратора 7.

За условиями перехода между отдельными этапами процесса переключения передач следят устройства а, б и в.

Назначение и работа остальных элементов блок-схемы идентичны описанному для случая трогания с места и разгона МТА.

Критерием достоверности электронной модели может служить совпадение результатов моделирования и записи реального про-

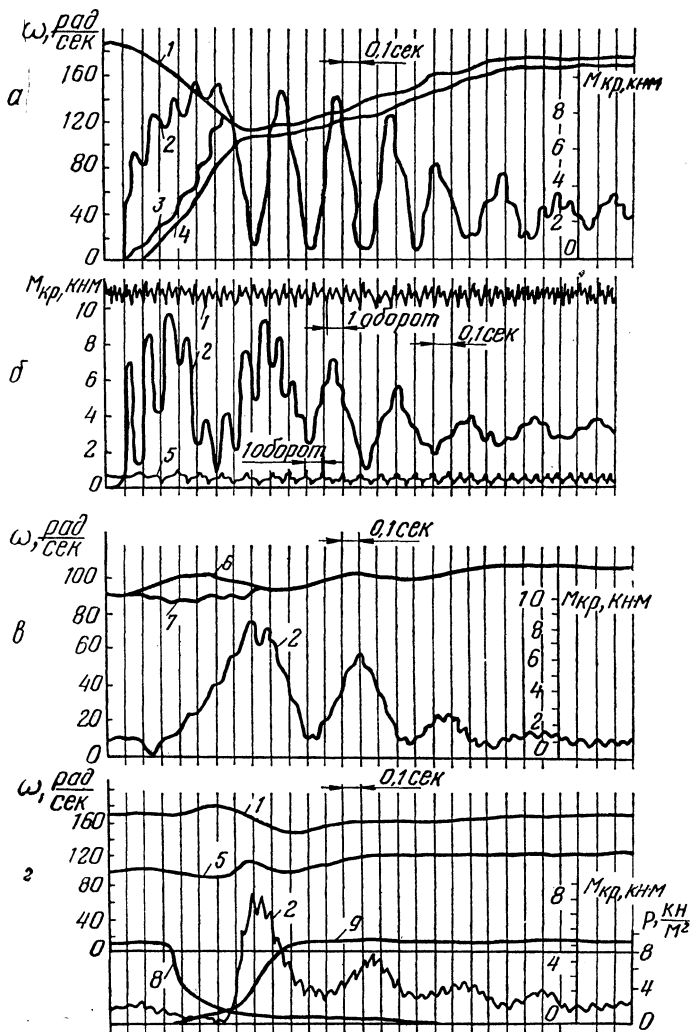


Рис. 3. Образцы осциллограмм процессов трогания с места трактора МТЗ-360 (а, б) и процессов переключения передач на ходу трактора МТЗ-380 (в, г):

а, в — расчет на модели; б, г — натурные испытания: 1, 3, 4, 5, 6, 7 — угловые скорости соответственно коленчатого вала двигателя, ведомой части муфты сцепления, массы трактора, промежуточного вала КП, а также приведенные ко вторичному валу угловые скорости ведущей и ведомой части фрикциона КП; 2 — крутящий момент на полуоси трактора; 8 и 9 — давление масла в магистрали включения фрикционов соответственно II и III передач.

цесса. В этом случае проверяется как правильность математической модели, так и точность ее решения на вычислительной машине. Поэтому наряду с теоретическими расчетами были проведены эксплуатационные испытания тракторов МТЗ-Э60 и МТЗ-Э80.

Как при расчетах, так и в натуральных условиях трактор МТЗ-Э60 рассматривался на передачах рабочего диапазона в агрегате с плугом ПН-3-35 на вспашке залежи, на передачах транспортного диапазона — с прицепом весом 7,5 т на грунтовой дороге; трактор МТЗ-Э80 рассматривался на передачах технологического и рабочего диапазонов в агрегате с плугом ПН-3-35 на вспашке залежи, на передачах рабочего и транспортного диапазонов — в агрегате с прицепом весом 10 т на асфальтированной дороге.

С целью сравнения характера протекания динамических процессов при моделировании на АВМ и в натуральных условиях на рис. 3 приведены образцы осциллограмм процесса трогания с места и разгона трактора МТЗ-Э60 в агрегате с прицепом на III передаче транспортного диапазона и процесса переключения с I на II передачу рабочего диапазона при транспортировке прицепа трактором МТЗ-Э80, полученные соответственно на электронной модели (*а* и *в*) и при натуральных испытаниях (*б* и *г*).

Сопоставление результатов моделирования и натуральных испытаний показывает, что характер протекания основных параметров процессов идентичен, а численные значения последних расходятся в отдельных точках не более чем на 10—15%. Средние отклонения расчетных значений частот колебаний крутящего момента в трансмиссиях тракторов МТЗ-Э60 и МТЗ-Э80 от опытных находятся в пределах 5,5—12%.

Выводы

Предлагаемая электронная модель процесса трогания с места и разгона МТА позволяет исследовать как факторы, влияющие на динамические нагрузки при трогании с места (начальные обороты двигателя, время включения муфты сцепления, момент трения сцепления, сцепляемость шин с грунтом, величина зазора в сцепке и др.), так и факторы, определяющие динамику разгона МТА.

Электронная модель процесса переключения на смежную высшую передачу на ходу трактора позволяет определить влияние времени разрыва потока мощности, закона изменения и величины момента трения многодисковых фрикционов КП, времени их включения и выключения на динамические нагрузки и динамику трактора при переключении передач на ходу.

Сравнение расчетных и опытных данных показывает, что предлагаемые электронные модели позволяют с достаточной для про-

ектировочных и проверочных расчетов точно определить параметры процессов трогания с места и переключения передач на ходу и пригодны для использования в инженерной практике.

Л и т е р а т у р а

[1] Бойков П. И., Солонский А. С., Руктешель О. С. Эксплуатационные исследования неустановившихся режимов работы тракторной трансмиссии с переключением передач на ходу. — «Тракторы и сельхозмашины», 1969, № 10.
[2] Левин Л. Методы решения технических задач с использованием аналоговых вычислительных машин. М., 1966. [3] Семенов В. М., Армадеров Р. Г. Работа грузового автомобиля в тяжелых дорожных условиях. М., 1962.