

кет фрикционных дисков 2, установленных между полумуфтами, золотниковый распределитель 3. Фрикционная муфта с правильно отрегулированным моментом позволит предохранить детали привода колес переднего ведущего моста от поломок. Конструкция привода золотникового распределителя позволяет регулировать время срабатывания фрикционной муфты. Правильно выбранное время срабатывания фрикционной муфты исключит ее реагирование (т. е. включение и выключение) на кратковременные колебания тягового сопротивления, что нейтрализует отрицательное влияние частоты включения переднего моста на установившуюся прочность деталей его привода.

Итак, наиболее перспективным является межосевой привод с гидравлическим управлением, позволяющий осуществлять изменение зоны нечувствительности на случайные воздействия со стороны дороги. Такие приводы выполняют роль предохранительных муфт, что позволяет снизить динамическую нагруженность деталей привода переднего ведущего моста.

Л и т е р а т у р а

1. Прогрессивные компоновочные схемы и конструктивные параметры универсально-пропашных тракторов. Обзор. Сер. "Тракторы, самоходные шасси и двигатели". М., 1974. 2. Барский И.Б. Конструирование и расчет тракторов. М., 1968. 3. Улучшение эксплуатационных качеств тракторов и автомобилей. Сб. науч. трудов. Горки, 1971, вып. 19.

УДК 629.114.2. - 585

П.П. Артемьев, канд. техн. наук,
В.В. Теленченко, Г.А. Таяновский

ИССЛЕДОВАНИЕ МАКСИМАЛЬНЫХ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В СИЛОВОЙ ПЕРЕДАЧЕ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА 4 x 4 НА ТРАНСПОРТНОМ РЕЖИМЕ РАБОТЫ

Теоретическое определение действительных значений динамических нагрузок, возникающих в трансмиссии трактора при работе на неустановившихся режимах, необходимо уже на стадии проектирования силовой передачи для более обоснованного расчета трансмиссии и сокращения материальных затрат и времени испытаний.

Для изучения динамических нагрузок в трансмиссиях тракторов широко применяют АВМ. Исследуемый МТА представля-

ют в виде эквивалентной динамической системы, состоящей из нескольких инерционных масс, соединенных между собой упругими связями и фрикционными элементами. Упрощение развернутой динамической системы МТА до расчетной проводилось по методике Е.И. Ривина [1].

С целью имитации скольжения в главной муфте сцепления трактора и во фрикционной муфте промежуточной опоры, а также буксования задних и передних ведущих колес по почве в динамическую схему включены фрикционные муфты. При буксовании последних на массы динамической системы действуют соответствующие моменты трения.

При трогании с места и разгоне МТА в исходном положении все массы неподвижны, за исключением маховика двигателя, вращающегося с максимальной угловой скоростью холостого хода ω_{10} . Главная муфта сцепления Φ_1 выключена. Включение сцепления Φ_1 сопровождается разгоном всей системы под действием момента трения $M_{\text{сц}}(t)$.

На модель МТА действуют крутящий момент двигателя $M_{\text{эв}}$ и крутящий момент сопротивления качению трактора и тягового сопротивления агрегата $M_{\text{с}}$.

Дифференциальные уравнения описывают поведение этой системы, т. е. составляют математическую модель. Уравнения движения масс расчетной динамической системы МТА при процессах трогания с места и разгона имеют вид:

$$\begin{aligned}
 \text{а) } J_1 \dot{\omega}_1 &= M_{\text{эв}}(\omega_1) - M_{\text{сц}}(t); & \text{г) } J_4 \dot{\omega}_4 &= M_{34} - M_{45}; \\
 e_{12} \dot{M}_{\text{сц}}(t) &= \omega_1 - \omega_2; & e_{45} \dot{M}_{45} &= \omega_4 - \omega_5; \\
 \text{б) } J_2 \dot{\omega}_2 &= M_{\text{сц}}(t) - M_{23}; & \text{д) } J_6 \dot{\omega}_6 &= M_{36} - M_{67}; \\
 e_{23} \dot{M}_{23} &= \omega_2 - \omega_3; & e_{67} \dot{M}_{67} &= \omega_6 - \omega_7; \quad (1) \\
 \text{в) } J_3 \dot{\omega}_3 &= M_{23} - M_{34} - M_{36}; & \text{е) } J_7 \dot{\omega}_7 &= M_{67} - M_{75}; \\
 e_{34} \dot{M}_{34} &= \omega_3 - \omega_4; & e_{75} \dot{M}_{75} &= \omega_7 - \omega_5; \\
 e_{36} \dot{M}_{36} &= \omega_3 - \omega_6; & \text{ж) } J_5 \omega_5 &= M_{45} + M_{75} - M_{\text{с}}.
 \end{aligned}$$

Данная система дифференциальных уравнений движения масс действительна только до изменения состояния одного из сцеплений.

При прекращении буксования сцепления Φ_1 уравнения а) и б) системы (1) заменяются следующими:

$$\begin{aligned} (J_1 + J_2) \dot{\omega}_{12} &= M_{\partial B}(\omega_1) - M_{23}; \\ e_{23} \dot{M}_{23} &= \omega_{12} - \omega_3. \end{aligned} \quad (2)$$

При пробуксовке фрикционной муфты промежуточной опоры Φ_2 уравнения в) и д) заменяются следующими:

$$\begin{aligned} J_3 \dot{\omega}_3 &= M_{23} - M_{34} - M_{\Phi_2}; \\ J_6 \dot{\omega}_6 &= M_{\Phi_2} - M_{67}. \end{aligned} \quad (3)$$

При пробуксовке ведущих колес уравнения г), е) и ж) запишутся в виде

$$\begin{aligned} J_4 \dot{\omega}_4 &= M_{34} - M_{\varphi_1}; \\ J_5 \dot{\omega}_5 &= M_{\varphi_1} + M_{\varphi_2} - M_c; \\ J_7 \dot{\omega}_7 &= M_{67} - M_{\varphi_2}. \end{aligned} \quad (4)$$

В приведенных системах уравнений: ω_i и $\dot{\omega}_i$ - угловые скорости и ускорения i -й массы; $\omega_{i, i+1}$, $\dot{\omega}_{i, i+1}$ - общие угловые скорости и ускорения масс $i, i+1$; $M_{i, i+1}$ - упругий момент в звене, соединяющем i и $i+1$ массы (где $i = 1, 2, \dots, 7$); $M_{\partial B}(\omega_1)$ - крутящий момент двигателя в функции скорости вращения маховика; M_c - приведенный момент сопротивления движению МТА.

Была разработана электронная модель на основании математической модели исследуемых процессов для трактора МТЗ-82 с включенным передним мостом в агрегате с двухосным прицепом 2-ПТС-4 (рис. 1).

В электронной модели моменты инерции масс расчетной динамической системы моделируются интеграторами 1, 2, 3, 4, 5, 6 и 7. Напряжения на их выходах соответствуют угловым скоростям масс. Упругие звенья моделируются интеграторами 8, 9, 10 и инвертором. Напряжения на их выходах моделируют в соответствующем масштабе нагрузки в упругих звеньях.

На рис. 2 приведены записанные процессы изменения крутящих моментов при трогании с места и разгоне трактора

мента по сцеплению шин с грунтом, а на промежуточном карданном валу момент достигает величины 420 Н·м, что в 1,4 раза больше момента по сцеплению шин с грунтом. Согласно опытным данным, при аналогичных условиях максимальные динамические нагрузки на промежуточном карданном валу привода переднего моста достигают величины 430 Н·м, что отличается от расчетного на 3,2%.

Предлагаемая электронная модель позволяет исследовать динамические нагрузки в силовой передаче переднего и заднего моста трактора МТЗ-82.

Л и т е р а т у р а

1. Ривин Е.И. Динамика привода станков. М., 1966.

УДК 629.113.3 - 592

Н.В. Богдан, Г.П. Грибко, канд-ты техн. наук,
И.С. Рахлей

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ИЗМЕНЕНИЯ НОРМАЛЬНЫХ РЕАКЦИЙ НА ОСЯХ ТРАКТОРНОГО ПОЕЗДА ПРИ ТОРМОЖЕНИИ

При торможении тракторного поезда изменяются нормальные реакции на осях звеньев поезда, вследствие чего передние оси звеньев догружаются, а задние разгружаются. Это приводит в результате деформации упругих элементов подвески и шин к повороту остова вокруг оси тангажа. Угловые перемещения остова при торможении часто называют кренами, так как при торможении момент, вызывающий крен, изменяется сравнительно медленно и действие его можно считать статическим [1]. При этом крены в продольной плоскости зависят от интенсивности торможения, момента инерции остова, высоты центра тяжести, упругих и демпфирующих характеристик подвески и шин. В зависимости от сочетания указанных факторов характер угловых перемещений остова и, соответственно, изменение реакций на осях будет статическим или колебательным.

Для колеса с пневматической шиной нормальная реакция может быть определена по выражению [2] :

$$R = c z + \beta \dot{z} , \quad (1)$$

где z и \dot{z} - величина и скорость деформации шины в ради-