

Силовой импульс, действующий по ходу движения машины, складывается с тяговым усилием гусеницы и помогает тягачу преодолевать возросшее сопротивление грунта. Машина такого типа была разработана и изготовлена в ЦНИИМЭСХ под руководством канд. техн. наук А.Я.Пецко и прошла предварительные испытания. Результаты опытной проверки подтвердили теоретические предпосылки и показали высокую эффективность этой машины. Так например, при номинальном тяговом усилии, развиваемом трактором Т-100, равном 60 кН и его массе $G = 140$ кН, сила воздействия рабочего органа на грунт достигла 200...240 кН, т.е. реализуемый коэффициент сцепления достигал 1,7...2. Здесь под коэффициентом сцепления подразумевается отношение силы тяги, реализуемой на рабочем органе, к массе машины.

Таким образом, использование в колесно-гусеничных машинах тягово-инерционного привода позволит обеспечить их работу в сложных грунтовых условиях с высокими силовыми воздействиями рабочего органа на обрабатываемую среду.

Л и т е р а т у р а

1. Ревуцкий Л.Д. О максимальных значениях коэффициента сцепления тракторных движителей с опорной поверхностью. - Тракторы и сельхозмашины, 1974, №9. 2. А.с. 542797 (СССР). Землеройная машина / Авт. изобрет. В.В. Кацыгин, А.Я.Пецко, Р.Л.Турецкий и др. - Заявл. 200574, №2028826/03; Оpubл. в БИ, 1977, №2; МКИЕО2 9/22. - В сведениях перед текстом также: авт. изобрет. В.А.Балицкий, С.И.Телеш.

УДК 629.114.2

Ю.Е.Атаманов, Г.А.Таяновский,
В.В.Теленченко

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ТРАНСМИССИИ И НАГРУЗОК В ДЕТАЛЯХ ТРАКТОРА ПРИ ТОРМОЖЕНИИ

При расчетах процесса экстренного торможения тракторного поезда важно учитывать динамическое перераспределение вертикальных нагрузок на оси тягача и прицепа (рис. 1). Кроме того, представляет практический интерес исследование влияния

привода переднего моста на характер торможения, динамические процессы в трансмиссии и нагрузки в деталях трактора.

При торможении колеса трактора и прицепа не должны блокироваться, т.е. можно принять, что скольжение колес предельно мало. Тогда в любой момент времени выполняется условие

$$\omega = \frac{v}{r_k}, \quad (1)$$

где ω - угловая скорость колеса; v - скорость центра колеса; r_k - радиус качения колеса.

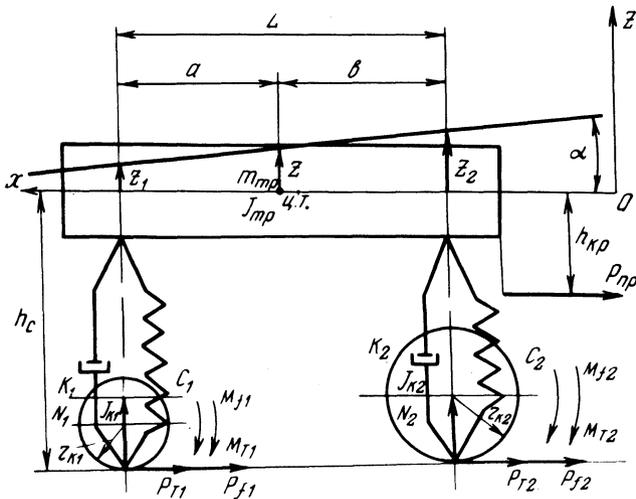


Рис. 1. Расчетная схема тракторного поезда при торможении: C_1 и K_1 - приведенные жесткости и демпфирование передней подвески и шин; C_2 и K_2 - приведенные жесткости и демпфирование задних шин; P_{T1} и P_{T2} - тормозные силы передних и задних колес; P_{f1} и P_{f2} - силы сопротивления качению передних и задних колес; N_1 и N_2 - вертикальные реакции под передними и задними колесами.

Уравнения движения тракторного поезда составляем, пользуясь уравнениями Лагранжа второго рода. За обобщенные координаты принимаем координату x и z . Вертикальные координаты отсчитываем от положения статического равновесия. Перемещение центра масс трактора и перемещения точек над осями, а также угловые перемещения остова связаны следующими зависимостями:

$$z = \frac{az_1 + bz_2}{L} ; \quad \alpha = \arctg \frac{z_1 - z_2}{L} , \quad (2)$$

где a и b - расстояние от центра масс трактора соответственно до передней и задней осей трактора; L - база трактора.

При малых угловых перемещениях $\arctg \alpha \approx \alpha$, тогда

$$\alpha \approx \frac{z_1 - z_2}{L} . \quad (3)$$

С учетом выражений (1), (2) и (3) дифференциальные уравнения движения поезда в процессе торможения примут вид:

$$\ddot{x} \left(m_{\text{тр}} + m_{\text{пр}} + 2 \frac{I_{\text{к1}}}{r_{\text{к1}}} + 2 \frac{I_{\text{к2}}}{r_{\text{к2}}} \right) = - \frac{M_{\text{т1}} + M_{\text{ф1}}}{r_{\text{к1}}} - \frac{M_{\text{т2}} + M_{\text{ф2}}}{r_{\text{к2}}} - P_{\text{пр}} ;$$

$$\frac{m_{\text{тр}}}{L} (a\ddot{z}_1 + b\ddot{z}_2) = c_1 z_1 - c_2 z_2 - k_1 \dot{z}_1 - k_2 \dot{z}_2 ; \quad (4)$$

$$\frac{I_{\text{тр}}}{L} (\ddot{z}_1 - \ddot{z}_2) = ac_2 z_2 - bc_1 z_1 + ak_2 \dot{z}_2 - bk_1 \dot{z}_1 -$$

$$- M_{\text{т1}} + M_{\text{ф1}} \frac{h_{\text{с}}}{r_{\text{к1}}} - (M_{\text{т2}} + M_{\text{ф2}}) \frac{h_{\text{с}}}{r_{\text{к2}}} - P_{\text{пр}} \frac{h_{\text{кр}}}{r_{\text{кр}}} ,$$

где $m_{\text{тр}}$ и $m_{\text{пр}}$ - массы трактора и прицепа; $I_{\text{к1}}$ и $I_{\text{к2}}$ - суммарные моменты инерции передних и задних колес трактора; $r_{\text{к1}}$ и $r_{\text{к2}}$ - радиусы качения передних и задних колес трактора; $M_{\text{т1}}$ и $M_{\text{т2}}$ - тормозные моменты на передних и задних колесах трактора; $M_{\text{ф1}}$ и $M_{\text{ф2}}$ - моменты сопротивления качению передних и задних колес трактора; $I_{\text{тр}}$ - момент инерции трактора относительно поперечной оси, проходящей через центр масс; $h_{\text{с}}$ - расстояние от опорной поверхности до центра масс трактора; $P_{\text{пр}}$ - сила, действующая на трактор от прицепа; $h_{\text{кр}}$ - расстояние от линии действия крюкового усилия до центра масс трактора.

Примем, что тормозные моменты в тормозных механизмах трактора и прицепа изменяются по линейному закону [2] $M_{\text{т}} = k_{\text{м}} t$, $k_{\text{м}}$ - коэффициент пропорциональности.

Чтобы учесть податливость силового привода от тормозных механизмов трактора к передним и задним колесам и танген-

циальную податливость шин, рассмотрим расчетную динамическую систему трансмиссии трактора при торможении (рис. 2). Уравнения движения масс этой системы имеют следующий вид:

$$I_1 \dot{\omega}_1 = M_T - M_{12} - M_{11}; \quad \dot{M}_{T1} e_{ш1} = \omega_{к1} - \omega_{тр};$$

$$\dot{M}_{пр2} e_{пр2} = \omega_1 - \omega_{к2}; \quad I_{к2} \dot{\omega}_{к2} = M_{пр2} - M_{т2}; \quad (5)$$

$$\dot{M}_{пр1} e_{пр1} = \omega_1 - \omega_{к1}; \quad \dot{M}_{т2} e_{ш2} = \omega_{к2} - \omega_{тр};$$

$$I_{к1} \dot{\omega}_{к1} = M_{пр1} - M_{т2}; \quad I_{тр} \dot{\omega}_{тр} = M_{т1} + M_{т2} - M_f.$$

Первое уравнение системы (4) и последнее системы (5) – эквивалентны, поэтому эти системы необходимо решать без одного из указанных уравнений. Эти системы решались на двух совместно работающих аналоговых машинах МН-18 для случая движения поезда в составе трактора МТЗ-82 и полностью груженого прицепа 2ПТС-4 по сухой грунтовой дороге.

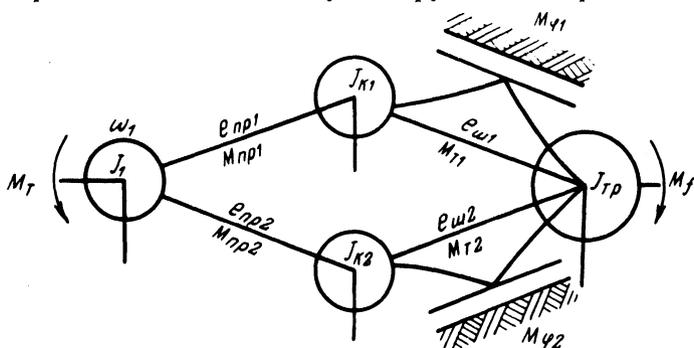


Рис. 2. Расчетная динамическая система трансмиссии трактора: J_1 – момент инерции тормозного механизма трактора и связанных с ним деталей трансмиссий; $J_{к1}$ – суммарный момент инерции передних колес; $J_{к2}$ – суммарный момент инерции задних колес; $J_{тр}$ – момент инерции маховика, соответствующего поступательно движущейся массе поезда; $e_{пр1}$ – податливость трансмиссии от тормозного механизма к передним колесам; $e_{пр2}$ – податливость трансмиссии к задним колесам; $e_{ш1}$ и $e_{ш2}$ – податливость передних и задних шин.

При расчетах принималось, что тормозные моменты на колесах трактора возникают с некоторым запаздыванием $t_{зап}$ по отношению ко времени срабатывания тормозных механизмов прицепа. Моменты сопротивления качению колес получали в соответствии с выражением $M_{fi} = f r_{ki} N_i$, где N_i – вертикальная динамическая нагрузка на ось; f – коэффициент

сопротивления качению колеса. Имея решение системы уравнений (4), определяем вертикальную динамическую нагрузку $N_i = N_{i\text{ст}} - c_i z_i - k_i \dot{z}_i$, где $N_{i\text{ст}}$ - вертикальная нагрузка на ось в статике. По выражению $v = \omega_{\text{ТР}} r_2 / i$ (i - передаточное число трансмиссии трактора на соответствующей передаче) получали скорость тракторного поезда при торможении, а интегрируя скорость, - тормозной путь.

Были проведены расчеты для двух режимов работы переднего моста - ведомого и принудительного включения. Причем для второго случая задавались два значения величины кинематического несоответствия - $\pm 7,5\%$. Время нарастания тормозного момента в тормозных механизмах трактора t_T при расчетах менялось от 0,1 с до 0,8 с.

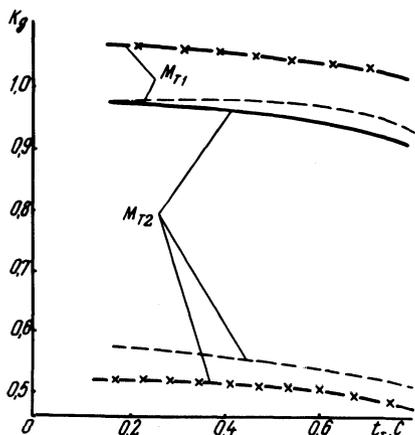


Рис. 3. Зависимость нагруженности передней M_{T1} и задней M_{T2} полуосей при торможении от времени нарастания тормозного момента t_T . Режим работы переднего моста: — ведомый; - - - принудительное включение ($-K_H$); - · - · принудительное включение ($+K_H$); x-x-x принудительное включение ($+K_H$).

В результате решения получены зависимости величины динамической нагруженности передних и задних полуосей трактора при торможении от времени нарастания тормозного момента. В качестве примера на рис. 3 представлены эти расчетные зависимости для 12-й передачи, причем величина коэффициента динамической нагрузки k_D определялась как частное от деления максимального динамического момента на полуоси на предельный момент по сцеплению соответствующих колес с дорогой.

Из рисунка видно, что время нарастания тормозного момента M_{Ti} незначительно влияет на величины динамических нагрузок полуосей. Передние полуоси более нагружены, чем задние. Принудительное включение переднего моста при торможении снижает нагруженность задних полуосей на 40...46%, причем при положительном кинематическом несоответствии пе-

редние полуоси нагружены на 10% больше, чем при отрицательном кинематическом несоответствии.

Из сказанного следует, что принудительное включение переднего моста трактора при торможении существенно влияет на нагруженность трансмиссии трактора, при этом значительно изменяются и характеристики процесса торможения, что требует дальнейшего исследования.

Характер распределения тормозных моментов по осям зависит от крутильной податливости приводов к передним и задним колесам трактора и от величины кинематического несоответствия.

Следовательно, представленное математическое описание процесса торможения тракторного поезда (системы уравнений (4) и (5)) позволяет получать и оптимизировать расчетным путем характеристики процесса торможения тракторного поезда, а также нагрузки в трансмиссии и деталях подвески трактора с учетом динамического перераспределения веса по осям, закона изменения тормозных моментов на колесах трактора и прицепа, податливости подвески, шин и трансмиссии.

Л и т е р а т у р а

1. Барский И.Б., Анилович В.А., Кутьков Г.М. Динамика трактора. - М., 1973.

УДК 629.11.073.23

А.В.Войтиков, Л.В.Закревская

МЕТОД АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ ТРАКТОРОМ ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ КУРСОВОГО ДВИЖЕНИЯ

Моделирование функций водителя - важный и наиболее сложный этап в теоретическом исследовании эксплуатационных качеств машин. Водитель в процессе движения осуществляет как непрерывные, так и дискретные операции, включающие в себя оценку допустимого коридора движения, выбор оптимальной траектории движения и оценку реальных отклонений трактора. Действия водителя являются следствием изменения обобщенных координат и скоростей трактора. Их моделирование можно осуществить как на АВМ, так и на ЭВМ.

Управление трактором при моделировании его движения на АВМ осуществляется подачей на соответствующие входы опе-