

Тяговая динамика и мощностной баланс тракторов с четырьмя ведущими колесами. - Сб. науч. трудов БИМСХ. Минск, 1960, вып. 2, 3. G u s k o v V.V. Making the 4 w. d. more competetive. - J. Farm machine design Engineering, 1968, December.

УДК 629.113.5

Е.А.Романчик

## К ВОПРОСУ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТОРМОЖЕНИЯ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА 4X4

Если торможение тракторов 4x4 типа Т-150К (К-700) производится при заблокированном межосевом приводе, то тормозные моменты, развиваемые тормозными механизмами одних колес, будут распределяться и на другие колеса. Распределение тормозных моментов в этом случае обуславливает нагруженность элементов силового привода и в некоторой степени тормозные качества трактора. Характер распределения тормозных моментов определяется состоянием дорожного покрытия, соотношением радиусов качения колес, которые в свою очередь зависят от вертикальных нагрузок и давления в шине.

Вертикальные нагрузки на колеса при работе трактора в разнообразных эксплуатационных условиях изменяются в широких пределах и зависят от интенсивности торможения. Наличие же на тракторах одинаковых тормозных механизмов приводит либо к неполному использованию сцепного веса, приходящегося на колеса, либо к блокировке колес задней оси, что в конечном счете сказывается на величине тормозного пути и устойчивости движения.

Экспериментальные исследования показали, что при торможении с включенным межосевым приводом исключается преждевременное блокирование одной из осей, уменьшаются неравномерность тормозных сил на колесах, тормозной путь и повышается устойчивость движения.

Влияние кинематического несоответствия и разности радиусов колес переднего и заднего мостов трактора на статическое распределение моментов между мостами показано в работе [1]. Для теоретического исследования распределения тормозных моментов по мостам и колесам трактора при тормо-

жении с замкнутой трансмиссией были составлены уравнения, описывающие движение трактора с учетом следующих допущений:

к каждому колесу приведены моменты инерции полуосей, половины главной передачи и четверти карданных валов; полуоси и карданные валы приняты жесткими.

На рис. 1 представлена упрощенная схема трактора при торможении с заблокированными межосевым приводом с действующими активными силами и моментами. Взаимодействие

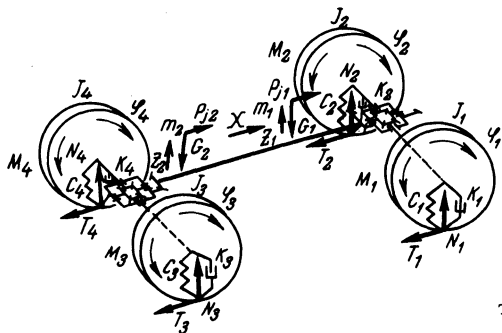


Рис. 1. Расчетная схема трактора 4x4 при торможении.

колес с опорной поверхностью определяется соответствующими вертикальными и горизонтальными реакциями связей.

Система уравнений (1), описывающая движение трактора при торможении под действием тормозных моментов, сил инерции и реакций связи, составлена на основании уравнений Лагранжа 2-го рода. В качестве независимых обобщенных координат выбраны углы поворота колес  $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ ; горизонтальное перемещение  $X$  трактора и вертикальные перемещения масс трактора  $Z_1$  и  $Z_2$  (рис. 1)

$$\left. \begin{aligned} \ddot{\varphi}_1 &= \frac{1}{4J} (-3M_1 + 3T_1 r_1 + M_2 - T_2 r_2 - M_3 + T_3 r_3 - M_4 + \\ &+ T_4 r_4); \\ \ddot{\varphi}_2 &= \frac{1}{4J} (M_1 - T_1 r_1 - 3M_2 + 3T_2 r_2 - M_3 + T_3 r_3 - M_4 + \\ &+ T_4 r_4); \end{aligned} \right\} (1)$$

$$\begin{aligned}
 \ddot{\varphi}_3 &= \frac{1}{4J} (-M_1 + T_1 r_1 - M_2 + T_2 r_2 - 3M_3 + 3T_3 r_3 + M_4 - \\
 &\quad - T_4 r_4); \\
 \ddot{\varphi}_4 &= \ddot{\varphi}_1 + \ddot{\varphi}_2 - \ddot{\varphi}_3; \\
 X &= \frac{1}{m_1 + m_2} \left( - \sum_{i=1}^4 T_i \right); \\
 m_1 \ddot{Z}_1 + k_{12} \dot{Z}_1 + c_{12} Z_1 &= - \sum_{i=1}^4 T_i \frac{h}{L}; \\
 m_2 \ddot{Z}_2 + k_{34} \dot{Z}_2 + c_{34} Z_2 &= \sum_{i=1}^4 T_i \frac{h}{L};
 \end{aligned} \tag{1}$$

где  $\ddot{\varphi}_i$  - угловое замедление  $i$ -го колеса;  $J$  - приведенный к колесу момент инерции;  $M_i$  - тормозные моменты, развиваемые тормозными механизмами на  $i$ -м колесе;  $T_i$  - горизонтальные реакции связей  $i$ -го колеса;  $r_i$  - радиус качения  $i$ -го колеса;  $\ddot{X}$  - замедление трактора;  $\ddot{Z}_1, \ddot{Z}_2, \dot{Z}_1, \dot{Z}_2, Z_1, Z_2$  - соответственно ускорения, перемещения и скорости масс  $m_1$  и  $m_2$ , приходящихся на переднюю и заднюю оси трактора;  $c_{12}, c_{34}, k_{12}, k_{34}$  - коэффициенты жесткости и демпфирования;  $h$  - высота центра тяжести трактора;  $L$  - база трактора.

Первые четыре уравнения системы (1) описывают взаимосвязанное вращение колес трактора, пятое - движение трактора в направлении обобщенной координаты  $X$ , шестое и седьмое - в направлении обобщенных координат  $Z_1$  и  $Z_2$ .

Закон нарастания тормозных моментов, развиваемых тормозными механизмами  $i$ -го колеса, задается выражениями [2]:

$$M_1 = \begin{cases} 0 & \text{при } t \leq t_0; \\ \alpha M_{\text{imax}} (1 - e^{-\alpha t}) & \text{при } t_0 < t \leq t_c; \\ M_{\text{imax}} & \text{при } t > t_c, \end{cases} \tag{2}$$

где  $t_0$  и  $t$  - время запаздывания и нарастания тормозного момента;  $\alpha$  и  $\beta$  - коэффициенты аппроксимации кривой нарастания момента.

Вертикальные реакции  $N_i$  на колесах трактора находились в зависимости от деформации шин с учетом динамического перераспределения веса [2]. Тормозная сила  $T_i$ , возникающая на  $i$ -ом колесе, зависит от развиваемых моментов тормозными механизмами всех колес и определяется величиной проскальзывания колеса относительно дороги и приходящейся на него нормальной реакции

$$T_i = (c_i Z_i + k_i \dot{Z}_i + G_i) \cdot A \left( B - \frac{\dot{X} - \dot{\psi}_i r_i}{X} \right), \quad (3)$$

где  $G_i$  - вес трактора, приходящийся на  $i$ -е колесо в статике;  $A$  и  $B$  - коэффициенты аппроксимации зависимости коэффициента использования сцепного веса от проскальзывания колеса [3];  $\dot{X}$  и  $\dot{\psi}_i$  - скорость трактора и угловая скорость  $i$ -го колеса.

Тормозной момент  $\Delta M_i$ , перераспределяющийся с  $i$ -го колеса на другие, определяется как разница между моментом, развиваемым тормозным механизмом и моментом от возникающей горизонтальной реакции:

$$\Delta M_i = M_i - (T_i r_i + J \dot{\psi}_i). \quad (4)$$

Система уравнений (1) с учетом выражений (2), (3) и (4) была решена численным методом Рунге-Кутты на электронно-цифровой вычислительной машине "Наири-К". Шаг расчета принимался равным 0,005 с. На печать через 0,05 с выводились проскальзывание колес, их угловые скорости, горизонтальные и вертикальные реакции каждого колеса, скорость и замедление трактора, тормозной путь и моменты, перераспределяющиеся вследствие кинематической связи между колесами и осями трактора.

На рис. 2 показано сплошными линиями изменение расчетных параметров при торможении трактора Т-150К с блокированным межосевым приводом. Нарастание давления в тормозных камерах происходило за 0,6 с. За это же время замедление трактора достигало своего максимального значения при коэффициенте сцепления, равном 0,5. Колебания перераспределяющегося момента зависят в данном случае только от жесткости и демпфирования шин, а его величина - от интен-

сивности торможения и соотношения статических радиусов качения колес.

При аналитическом исследовании существенный интерес представляет сопоставление получаемых результатов различных вариантов. Пунктирными линиями (рис. 2) показаны расчетные замедление, скорость и тормозной путь при торможении трактора с разблокированным межосевым приводом. В этом случае в расчетную систему (1) вместо первых четырех уравнений вводились уравнения, описывающие движение каждого колеса:

$$J \ddot{\varphi}_i = -T_i r_i + M_i; \quad (i = 1...4). \quad (5)$$

При торможении с разблокированной трансмиссией колеса задней оси блокировались (полное скольжение), а моменты, развиваемые тормозными механизмами задней оси, полностью не

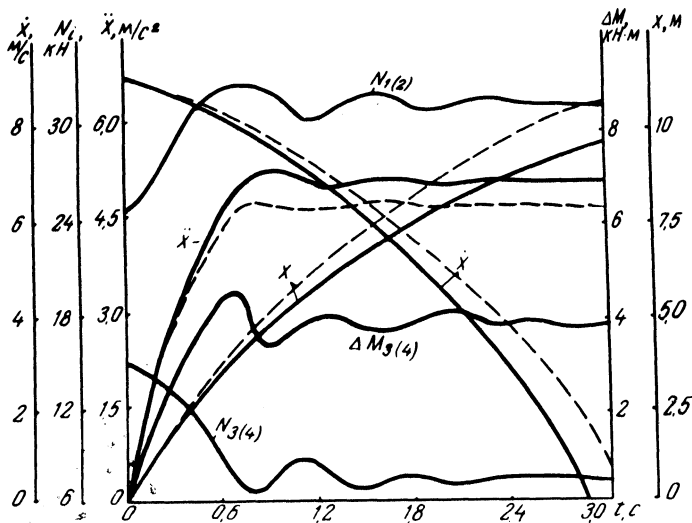


Рис. 2. Расчетные характеристики процесса торможения трактора.

использовались. Увеличение тормозного пути и времени торможения происходило вследствие уменьшения коэффициента использования сцепного веса при полном скольжении колес и недостаточном использовании сцепного веса, приходящегося на колеса передней оси.

По результатам решений различных вариантов математических моделей процесса торможения одиночного трактора, а так-

же при агрегатировании его с порожними и груженными прицепами и полуприцепами в различных сцепных условиях можно заключить следующее. Торможение трактора с заблокированным межосевым приводом, помимо исключения преждевременного блокирования колес задней оси и уменьшения неравномерности тормозных сил по колесам одной оси, что способствует повышению устойчивости движения, позволяет сократить тормозной путь в среднем на 12 - 18%.

### Л и т е р а т у р а

1. Богдан Н.В., Расолько А.М., Романчик Е.А. Методика исследования распределения тормозных сил по осям полноприводного трактора. - В сб.: Автотракторостроение. Автоматические системы управления мобильными машинами. Минск, 1979, вып. 12. 2. Грибко Г.П. Исследование динамики торможения тракторного поезда на базе колесного трактора класса 14 кН, Автореф. канд. дис. - Минск, 1977. 3. Chandler K. Theoretical studies in braking. - IME Proc. of the Auto, 1970, N4.

УДК 629.11.012.3.001.24

А.И.Скуртул

### ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ ЭЛАСТИЧНОГО КОЛЕСА В ТОРМОЗНОМ РЕЖИМЕ

Колесо с пневматической шиной является колебательной системой, так как обладает всеми необходимыми для такой системы параметрами - массой, упругостью и демпфером [1]. Перечисленные параметры существенно влияют на выходные характеристики колеса, в силу чего упругие и демпфирующие свойства шины необходимо учитывать в расчетах.

Уравнения движения эластичного колеса в тормозном режиме, полученные в предположении отсутствия проскальзывания в пятне контакта в продольном и поперечном направлениях, имеют вид [2]

$$\begin{cases} \ddot{X}_0 = [(P_6 + R\eta_2) \cos \alpha + R\eta_1 \sin \alpha] / m; \\ \ddot{Y}_0 = [(P_6 + R\eta_2) \sin \alpha - R\eta_1 \cos \alpha] / m; \end{cases} \quad (1)$$