

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]

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

$$\left\{ \begin{aligned}
 \ddot{\varphi}_0 &= [-M(t) + r_k (R\eta_1 + R\eta_2 \sin \gamma) - A_1 M_{CT}] / J_{KZ}; \\
 \ddot{\alpha} &= (M_{пов} + M_{CT}) / J_{KZ_1}; \\
 \ddot{\eta}_1 &= r_k M(t) / J_{KZ} - A_2 R\eta_1 - r_k (r_k R\eta_2 \sin \gamma - \\
 &\quad - A_1 M_{CT}) / J_{KZ} - A_3 \dot{\alpha}; \\
 \ddot{\eta}_2 &= -P_0 / m + r_k M(t) \sin \gamma / J_{KZ} - A_4 R\eta_2 - A_5 \dot{\alpha} - \\
 &\quad - r_k \sin \gamma (r_k R\eta_1 - A_1 M_{CT}) - \dot{\varphi}_0 \dot{\gamma} r_k \cos \gamma; \\
 \ddot{\gamma} &= \dot{A}_1 \dot{\varphi}_0 + A_1 [-M(t) + r_k (R\eta_1 + R\eta_2 \sin \gamma)] / J_{KZ} - \\
 &\quad - (A_1^2 J_{KZ_1} + J_{KZ}) / J_{KZ_1} J_{KZ} - M_{пов} / J_{KZ_1}.
 \end{aligned} \right. \quad (1)$$

Решение системы (1) даже для одиночного колеса – задача сложная, не говоря уже о движении многоопорных транспортных средств, какими являются, в частности, тракторные поезда.

Для отыскания возможности упрощения уравнений (1) было исследовано влияние угловой деформации шины γ и скорости ее изменения $\dot{\gamma}$ на выходные характеристики колеса. С этой целью полная и упрощенная системы уравнений решались методом Рунге-Кутты с помощью ЦВМ "Наири-К" для двух расчетных случаев. При решении были использованы характеристики шины 420 – 508 (15 – 20) мод. Я-181, предоставленные сотрудником кафедры "Тракторы" БПИ В.П. Бойковым.

Начальная скорость торможения принята равной 2,8 м/с. Внешние силовые факторы изменяются следующим образом:

$$M(t) = \begin{cases} 10t, & \text{кН} & \text{при} & 0 < t \leq 0,3 \\ 3, & \text{кН} & \text{при} & t > 0,3; \end{cases}$$

$$P_6 = 1,2t^2, \text{кН} ;$$

$$M_{\text{пов}} = 0,5 \sin \pi t, \text{кНм} .$$

Первый расчетный случай: $M(t) \neq 0$; $P \neq 0$; $M_{\text{пов}} = 0$.

Упрощенная система уравнений для этого случая приобретает вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} \ddot{X}_0 = (P_6 + R_{\eta_2})/m; \\ \ddot{Y}_0 = -R_{\eta_1}/m; \\ \ddot{\varphi}_0 = [-M(t) + r_k R_{\eta_1}]/J_{kz}; \\ \ddot{\eta}_1 = r_k M(t) / J_{kz} - A_2 R_{\eta_1}; \\ \ddot{\eta}_2 = -(P_6 + R_{\eta_2})/m. \end{array} \right. \quad (2)$$

На рис. 1 (а, в) приведены некоторые результаты сравнительного расчета по уравнениям (1) и (2), из анализа которых следует, что изменение угловой деформации незначительно влияет на тормозную силу и боковую реакцию колеса. При этом в результате сноса боковой реакции возникает поворачивающий момент, под действием которого угол поворота колеса относительно вертикальной оси не остается постоянным в процессе движения. Однако данное обстоятельство не учитывается уравнениями (2), в силу чего в этом случае траектории движения центра колеса оказываются отличными друг от друга, причем разница возрастает с увеличением времени протекания процесса качения колеса.

Второй расчетный случай: $M(t) \neq 0$; $P_6 = 0$; $M_{\text{пов}} \neq 0$.

В этом случае упрощенная система уравнений записывается следующим образом:

$$\left\{ \begin{array}{l} \ddot{X}_0 = [R_{\eta_2} \cos \alpha + R_{\eta_1} \sin \alpha]/m; \\ \ddot{Y}_0 = [R_{\eta_2} \sin \alpha - R_{\eta_1} \cos \alpha]/m; \\ \ddot{\varphi}_0 = [-M(t) + r_k R_{\eta_1}]/J_{kz}; \\ \ddot{\alpha} = M_{\text{пов}}/J_{kz_1} \end{array} \right. \quad (3)$$

$$\begin{cases} \ddot{\eta}_1 = r_k M(t) / J_{kz} - A_2 R \eta_1 - A_3 \dot{\alpha}; \\ \ddot{\eta}_2 = -(R \eta_2 / m + A_5 \dot{\alpha}). \end{cases} \quad (3)$$

Сравнивая результаты расчета по уравнениям (1) и (3), легко убедиться, что пренебрежение угловой деформацией шины приводит к значительному различию в изменении боковой реакции и уменьшению времени торможения. Кроме того, по-

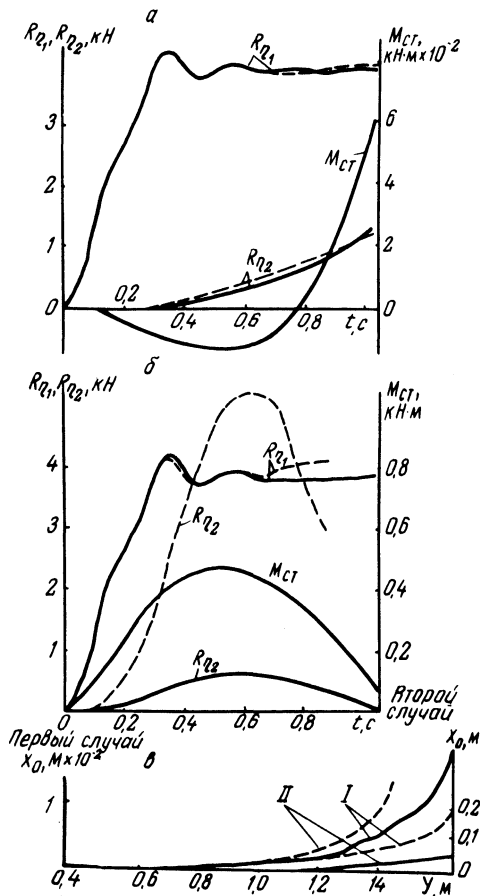


Рис. 1. Некоторые результаты расчета: а, б — изменение динамических реакций; в — траектория движения колеса; I, II — первый и второй расчетные случаи соответственно; — по уравнениям (1); - - - по уравнениям (2) и (3).

скольку в уравнениях (3) стабилизирующий момент не учтен, приложенный к колесу внешний поворачивающий момент $M_{\text{пов}}$ вызывает поворот колеса на больший угол. Все это, вместе взятое, приводит к существенному различию траекторий движения центра колеса (рис. 1, б, в).

В заключение, основываясь на приведенных данных, можно сделать следующий вывод. Угловую деформацию шины можно не учитывать при определении динамических реакций колеса, нагруженного боковой силой. Для определения других выходных параметров, а также при воздействии на колесо поворачивающего момента пренебрегать угловой деформацией шины нельзя.

Л и т е р а т у р а

1. Петров М.А. Работа автомобильного колеса в тормозном режиме. - Омск, 1973. 2. Скуртул А.И. Торможение эластичного колеса на криволинейном участке пути. - В сб.: Автотракторостроение. Автоматизированные системы управления мобильными машинами. Минск, 1979, вып.12.

УДК 629.114.2 - 2.001.2

А.Т.Скойбеда, В.В.Бирич

К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ДЕЙСТВИТЕЛЬНОЙ СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ ТРАКТОРА С ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫМ И БЛОКИРОВАННЫМ ПРИВОДОМ КОЛЕС

Метод расчета действительной скорости движения тракторов с дифференциальным приводом колес предполагает предварительное экспериментальное определение ее потерь вследствие буксования. Аналитическое же определение скорости движения связано со значительными трудностями в связи с необходимостью учитывать множество факторов, от которых зависит сцепление опорной поверхности и пневматических шин.

При движении оси с дифференциальным приводом колес потери скорости складываются из потерь вследствие совместного буксования колес $v(\delta)$ и относительного их вращения $v(\Delta\omega)$.

$$\Delta v = v(\delta) + v(\Delta\omega).$$

Существующие методы определения потерь скорости от буксования учитывают главным образом потери при совместном