

сельскохозяйственных машин и орудий. - В сб.: Вопросы сельскохозяйственной механики, т. 13. Минск, 1964. З. Гуськов В.В., Буймов Л.Н. Вопросы теории выбора коэффициента кинематического несоответствия и схемы привода ведущих мостов трактора 4x4 с одинаковыми колесами. - "Труды ЦНИИМЭСХ", т. У1. Минск, 1969.

УДК 629.114.2.001

Г.С.Горин, канд.техн. наук,
Г.В.Кидалинская, А.А.Зенькович,
Л.Н.Буймов

АППРОКСИМАЦИОННЫЕ ЗАВИСИМОСТИ МЕЖДУ СИЛОВЫМИ ПОКАЗАТЕЛЯМИ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ВЕДУЩЕГО КОЛЕСА С ПОЧВОЙ И КИНЕМАТИЧЕСКИМИ РЕЖИМАМИ ЕГО ДВИЖЕНИЯ

Под силовыми показателями взаимодействия ведущего колеса с почвой понимаются касательная сила тяги P_k , сопротивление перекатыванию P_f , боковая сила Y , стабилизирующие моменты M_{CT} , развиваемые при заданных условиях движения (нагрузка, почвенный фон, тип колеса). Под кинематическими режимами понимается буксование δ , угол увода θ , радиус поворота и т.д. Вследствие того, что для общего случая движения колеса расчетные зависимости между P_k , P_f , Y , M_{CT} , с одной стороны, и δ , θ и т. д. - с другой, не получены, выполнены экспериментальные исследования и результаты их аппроксимированы.

Зависимость $M_k = f(\delta)$ при работе с буксованием позволяет характеризовать тангенциальную эластичность контакта шины с почвой и энергетические показатели процесса взаимодействия. Зависимости ведущих моментов M_k от буксования по результатам тяговых испытаний трактора удобно аппроксимировать формулой

$$M_k = M_{k_{\max}} (1 - e^{-\beta \delta}), \quad (1)$$

где $M_{k_{\max}}$ - максимальное значение момента, развиваемого ведущим колесом; β - константа аппроксимации. В точке $\delta = 0$ наклон кривой

$$\frac{dM_k}{d\delta} = M_{k_{\max}} \beta. \quad (2)$$

Чем круче кривая $M_k = f(\delta)$, тем меньше кинематические потери на буксование и энергетические на перекачивание.

Тангенциальная эластичность контакта колеса с почвой в мм/(кН·м) при $\delta = 0$

$$\lambda = \frac{2\pi r}{M_{k \max} \beta} \quad (3)$$

а при текущих значениях буксования

$$\lambda = \frac{2\pi r}{M_{k \max} \beta} e^{-\beta \delta}$$

По результатам испытаний трактора-установки с передними колесами 11-20" на стерне выявлено, что при нагрузке на переднюю ось $G = 18-20$ кН, $M_{k \max} = 3,8$ кН·м, $\beta = 16,5$, коэффициент тангенциальной эластичности $\lambda = 50$ мм/(кН·м). Для сравнения отметим, что коэффициент тангенциальной эластичности автомобильного колеса 7,5-16 (Я-14) при вертикальной нагрузке 7,5 кН и давлении воздуха $P_u = 0,245$ МПа $\lambda = 15$ мм/(кН·м) [1]. Тангенциальная эластичность тракторного колеса больше за счет сминаемости основания. Предлагаемый метод лучше, чем автомобильная методика, отражает специфику тракторных колес.

Особенность кинематики поворота трактора 4x4 связана с наличием как силового, так и кинематического уводов колес. Боковая сила Y пропорциональна углу силового увода при малых значениях этого угла

$$Y = k_y \theta.$$

Углы кинематического увода зависят от траекторий колес передней и задней осей. Так как исследовать силовой и кинематические уводы отдельно на тракторе 4x4 практически невозможно, зависимости силовых показателей от кинематических режимов движения получены на модельных колесах в почвенном канале. В процессе экспериментальных исследований колеса устанавливались с различными углами поворота к направлению движения. Тяговая нагрузка создавалась путем регулирования частоты вращения электромотор-колеса.

Зависимости $M_k = f(\delta)$ для каждого угла установки колеса аппроксимированы формулой (1). Зависимость коэффициента β от угла увода аппроксимировалась формулой

$$\beta = \beta_0 e^{-a\theta} - A \sin 2\pi \frac{\theta - 5^\circ}{T_0},$$

где β_0 - значение коэффициента при $\theta = 0$; A и T_0 - соответственно амплитуда и период гармонической составляющей; a - константа аппроксимации.

Механизм возникновения гармонической составляющей следующий. При отклонении колеса на угол $5...10^\circ$ часть протектора шины со стороны нагребания почвы под действием стабилизирующего момента выходит из соприкосновения с почвой, из-за чего уменьшаются пятно контакта и тяговые возможности колеса. При дальнейшем повороте колеса стабилизирующие моменты уменьшаются и могут поменять даже знак, что приводит к существенному увеличению ширины пятна контакта и тяговых возможностей колеса.

Зависимости $P_k = f(\delta, \theta)$ выражены формулой

$$P_k = P_{k \max} \left[1 - e^{-\left(\beta_0 e^{-a\theta} - A \sin 2\pi \frac{\theta - 5^\circ}{T_0} \right) (\delta - \delta_0)} \right],$$

где δ_0 - начальное значение буксования:

$$\delta_0 = 0,0017\theta + 0,01 - \text{для шины } 11-20'';$$

$$\delta_0 = 0,0018\theta + 0,02 - \text{для шины } 8-20'';$$

$$\delta_0 = 0,002\theta + 0,02 - \text{для шины } 6,5-16''.$$

В результате аппроксимации получены следующие коэффициенты:

	$P_{k \max}$, кН	β_0	a	A
Колесо 6,5-16'' Нагрузка 1,85 кН	1,06	12,4	0,0212	0,006
Колесо 8-20'' Нагрузка 5,20 кН	3,00	8,6	0,0085	0,0065
Колесо 11-20'' Нагрузка 5,20 кН	3,00	12,1	0,0184	0,006

Экспериментальные исследования и расчеты показали, что касательная сила тяги колес 8-20'' и 11-20'' при буксо-

вании 0,1 с увеличением угла силового увода до 5° уменьшается на 13...15%, а с увеличением θ до 15° - на 20...30%.

При качении колеса с уводом плоскость вращения не совпадает с направлением его движения. Силой сопротивления качению колеса при наличии увода принята сила сопротивления движению колеса в плоскости вращения. Полученные зависимости P_f от буксования для фиксированных углов увода аппроксимировались формулой

$$P_f = P_{f0}(1 + A \sin \theta) + P_k \delta^p,$$

где

$$\delta^p = \frac{1}{\beta} \ln \frac{M_{k_{\max}} - M_k}{M_{k_{\max}}} - \frac{M_k}{M_{k_{\max}} \beta},$$

P_{f0} - сила сопротивления качению при $\theta = 0^{\circ}$, кН; $A \sin \theta$ - член, учитывающий изменение поверхности контакта с почвой при изменении углов увода.

Зависимость $A = f(\theta)$ близка к линейной, для ее выражения принята формула прямой $A = \alpha \theta$.

При небольших значениях буксования сопротивление качению изменяется мало. Для угла увода $\theta = 5^{\circ}$ при $\delta = 10; 15; 20; 30\%$ сопротивление качению колеса 8-20" соответственно 0,26; 0,3; 0,37; 0,76 кН. Для углов увода вплоть до 12° и буксований до 0,2 можно принять сопротивление перекачиванию таким же, как и для прямолинейного движения.

Зависимости боковых и сил на колесе от угла увода и буксования аппроксимированы формулой

$$Y = Y_{\max} (1 - e^{-a\theta}) \frac{1}{1 + b\delta},$$

где $a = 0,15$ - для шины 8 - 20"; $a = 0,18$ - для шины 11 - 20"; $b = a_0 + a_1 \theta + a_2 \theta^2$.

Коэффициенты аппроксимации представлены ниже:

Колесо 8-20

$$a_0 = 0,0033$$

$$a_1 = 0,0112$$

$$a_2 = -0,0004$$

Колесо 11-20

$$a_0 = 0,2717$$

$$a_1 = -0,0172$$

$$a_2 = 0,00028$$

С увеличением угла увода интенсивность нарастания боковой силы уменьшается. С увеличением буксования ведущего колеса боковые усилия существенно снижаются. Боковая сила колеса 11-20 при угле увода 10° и $\delta = 0,05$ равна 2,5 кН, а при $\delta = 0,15$ $Y = 1,4$ кН.

Полученные аппроксимационные зависимости между силовыми показателями P , P_f , Y и кинематическими режимами δ , θ движения ведущих колес могут быть использованы при построении математической модели прямолинейного движения колеса и его поворота.

Л и т е р а т у р а

1. Петрушов Р.А., Шуклин С.А., Московкин В.В. Сопротивление качению автомобилей и автопоездов. М., 1975.

УДК 629.11.012.3.001.24

А.И.Скуртул

ТОРМОЖЕНИЕ ЭЛАСТИЧНОГО КОЛЕСА НА КРИВОЛИНЕЙНОМ УЧАСТКЕ ПУТИ

Одной из основных особенностей эластичного колеса является его способность изменять геометрические размеры и форму в связи с деформацией пневматика под действием передаваемых сил моментов.

Деформация шины колеса, движущегося в тормозном режиме, характеризуется тангенциальным и боковым смещением отпечатка и углом поворота площадки контакта относительно вертикальной оси [1]. В связи с этим возникла необходимость рассмотрения этого режима для получения уравнений движения колеса, катящегося без проскальзывания, и реакций связей в пятне контакта.

Расчетная схема колеса приведена на рис. 1. К диску колеса приложены тормозной момент $M(t)$, поворачивающий момент $M_{пов}$ и боковая сила P_6 , действующая перпендикулярно