

происходит так, чтобы текущая ордината центра передней оси трактора не выходила за допустимый предел, т.е. чтобы выполнялось условие  $|y_1| \leq y_{1 \text{ доп}}$ . Контроль этого положения осуществляется визуально по экрану осциллографа. В этом случае, как и в реальных условиях, имеет место запаздывание воздействия водителя на органы управления. Поворот задних колес осуществляется на фиксированные значения углов.

Результаты моделирования приведены на рис. 3, а. Решения дифференциальных уравнений представляют собой случайные функции времени. Анализ полученных данных показал, что курсовая устойчивость движения трактора со всеми управляемыми колесами выше, чем только с передними управляемыми колесами. Экспериментальные исследования, проведенные с колесным трактором в полевых условиях, позволили получить подобные зависимости (рис. 3, б). Некоторое их отличие обусловлено сложностью конструкции трактора и работы его узлов по сравнению с принятой расчетной моделью, а также особенностями взаимодействия пневматических шин с деформируемой опорной поверхностью.

Предложенная расчетная модель трактора и блок-схема решения уравнений, описывающих ее движение вдоль заданного направления, позволяют получить качественную картину движения трактора. В результате моделирования теоретически установлена и экспериментально подтверждена эффективность поворота всех колес трактора с целью улучшения его курсовой устойчивости движения при работе на склоне.

#### Л и т е р а т у р а

1. Пчелин И.К., Хачатуров А.А. Применение уравнений кинематических связей для исследования устойчивости движения и управляемости автомобиля с помощью аналоговых математических машин. - "Автомобильная промышленность", 1966, № 5.

УДК 629.113.621.43

А.Т.Скойбеда, канд.техн.наук

### К ТЕОРИИ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ВЕДУЩИХ КОЛЕС МНОГООСНЫХ ХОДОВЫХ СИСТЕМ

Исследуя взаимодействие колес многоосных систем, оптимальным будем считать взаимодействие ведущих осей, при котором трактор развивает максимальный тяговый КПД.

Тяговый КПД машины с двумя ведущими осями определяется зависимостью

$$\eta_T = \frac{G_{k1}(\varphi_1 - f_1) + G_{k2}(\varphi_2 - f_2)}{\frac{G_{k1}\varphi_1}{\eta_{m1}(1-\delta_1)} + \frac{G_{k2}\varphi_2}{\eta_{m2}(1-\delta_2)}}, \quad (1)$$

где  $G_{k1}$ ,  $G_{k2}$  - весовые нагрузки колес передней (1) и задней (2) осей;  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$  - коэффициенты использования сцепления колес;  $f_1$ ,  $f_2$  - коэффициенты сопротивления движению;  $\eta_{m1}$ ,  $\eta_{m2}$  - КПД, учитывающие механические потери в приводах колес передней и задней осей.

Для определения значений  $\eta_T$  по формуле (1) необходимо знать зависимости:  $G_{k1,2} = F_1(P_{кр}, M_f)$ ;  $f_{1,2} = F_2(H_1, H_2)$ ;

$\varphi_{1,2} = F_3(\delta_{1,2})$ ;  $\eta_{m1,2} = F_4(K_H)$ , где  $P_{кр}$ ,  $M_f$  - соответственно крюковая нагрузка и момент сопротивления качению;  $H_{1,2}$  - колея передних (1) и задних (2) колес;  $K_H$  - коэффициент кинематического рассогласования скоростей колес передней и задней осей.

Очевидно, тяговый КПД будет максимальным при оптимальных значениях буксований, обеспечивающих максимум касательных сил тяги обоих ведущих мостов при минимальном сопротивлении качению колес.

Так как распределение весовой нагрузки между осями и коэффициенты  $f_1$ ,  $f_2$  зависят от момента сопротивления движению осей, то задача по определению тягового КПД в замкнутом виде не решается. Для получения замкнутого решения можно пренебречь перераспределением весовой нагрузки в зависимости от момента сопротивления качению колес.

При установившемся движении весовая нагрузка колес задней оси будет

$$G_{k2} = \frac{G(L-a) + G_{k1}x_1 + G_{k2}x_2 + P_{кр}(h_{кр} - H_2)}{L}. \quad (2)$$

Так как

$$G_{к1} = G - G_{к2},$$

то уравнение (2) можем переписать

$$G_{к2} = \frac{G(L-a) + Gx_1 - G_{к2}x_1 + G_{к2}x_2 + P_{кр}(h_{кр} - H_2)}{L}$$

или

$$G_{к2} = \frac{G(L-a+x_1) + P_{кр}(h_{кр} - H_2)}{L+x_1-x_2}. \quad (3)$$

Если учесть, что  $f_1 = \frac{x_1}{r_{к1}}$ ,  $f_2 = \frac{x_2}{r_{к2}}$ , тогда  $x_1 =$

$$= f_1 r_{к1}, \quad x_2 = f_2 r_{к2}.$$

На основании закона о нормальном напряжении почвы коэффициенты сопротивления движению  $f_1$ ,  $f_2$  определяются по приближенной зависимости [1]:

$$f = 0,5 \frac{k_{п} b}{G_{к}} H^2. \quad (4)$$

С учетом влияния буксования на увеличение глубины колеи

$$H = \sqrt[3]{\frac{G_{к}^2}{k_{п}^2 b^2 D}} + 1,7 \frac{mb_{п}^3(1+\delta)}{D^2(1-\delta)^2},$$

где  $m$ ,  $b_{п}$  - количество почвозацепов в контакте колеса с опорной поверхностью и их высота, м;  $D$  - диаметр свободного колеса, м;  $k_{п}$  - коэффициент объемного смятия почвы,  $H/м^3$ ;  $b$  - ширина колеса, м;  $H$  - глубина колеи, м.

Используя гиперболический закон изменения тангенциальных напряжений от деформации сдвига [2], получим значения коэффициента сцепления:

$$\varphi_{к} = \frac{f_{ск} k_{\tau}}{\delta S} \left[ \ln \operatorname{ch} \frac{\delta S}{k_{\tau}} - a \left( \frac{1}{\operatorname{ch} \frac{\delta S}{k_{\tau}}} - 1 \right) \right], \quad (5)$$

где  $k_{\tau}$  - коэффициент деформации, м;  $f_{ск}$  - коэффициент трения скольжения;  $a$  - приведенный коэффициент трения;  $S$  - длина контактной линии, м.

После разложения логарифмической функции в ряд и преобразований получим выражение максимального коэффициента сцепления, при котором обеспечивается максимум касательной силы тяги:

$$\varphi_{\max} = 0,5 f_{ск} \frac{S_0}{k_{\tau}} \left[ \frac{a}{1 + 0,5 \left( \frac{S_0}{k_{\tau}} \right)^2} + 1 \right], \quad (6)$$

где  $\delta S = S_0$  - сдвиг почвы, соответствующий максимуму касательных напряжений [2]:

$$S_0 = k_{\tau} \text{Arch} \frac{1 + \sqrt{1 + 8a^2}}{2a}. \quad (7)$$

Буксование при максимальном касательном напряжении будет

$$\delta_{оп} = \frac{S_0}{S} = \frac{k_{\tau} \text{Arch} \frac{1 + \sqrt{1 + 8a^2}}{2a} (c+1)}{2r_k^0 (1 + c \cos \alpha_0) \text{tg} \frac{\alpha_0}{2}}, \quad (8)$$

где

$$S = 2r_k^0 \frac{1 + c \cos \alpha_0}{c+1} \text{tg} \frac{\alpha_0}{2},$$

$c$  - коэффициент, равный отношению коэффициентов объемного смятия почвы и шины,  $c = \frac{k_{п}}{k_{ш}}$ ;  $r_k^0$  - радиус недеформированной шины;  $\alpha_0$  - угол контакта колеса с почвой.

Коэффициент  $a$  подсчитывается по формуле [2]:

$$a = 2\lambda - 1,5, \quad (9)$$

где  $\lambda = \frac{f_{\text{п}}}{f_{\text{ск}}}$  - коэффициент, равный отношению коэффициентов трения покоя  $f_{\text{п}}$  и скольжения  $f_{\text{ск}}$ .

Для суглинки, по данным [2],

$$f_{\text{п}} = 1,2 - 1,5; f_{\text{ск}} = 0,7 - 1,0; \frac{S_0}{k_{\sim}} \approx 1,19,$$

$$\text{тогда } \varphi_{\text{max}} \approx 0,6f_{\text{п}} + 0,06 f_{\text{ск}}.$$

Пренебрегая дугой обхвата задней части шины, можем записать

$$\cos \alpha_0 = 1 - \frac{H}{r_{\text{к}}^0}; \quad \text{tg } \frac{\alpha_0}{2} = \frac{r_{\text{к}}^0 - H}{\sqrt{2r_{\text{к}}^0 H}},$$

тогда оптимальное буксование, соответствующее максимальной тяговой силе, будет определяться по зависимости

$$\delta_{\text{оп}} = \frac{k_{\sim} \text{Arch} \frac{-1 + \sqrt{1+8a^2}}{2a} (c+1) \sqrt{2r_{\text{к}}^0 H}}{2r_{\text{к}}^0 \left[ 1 + c \left( 1 - \frac{H}{r_{\text{к}}^0} \right) \right] (r_{\text{к}}^0 - H)}. \quad (10)$$

С учетом зависимостей (6), (10) значения тягового КПД при  $\eta_{m1} = \eta_{m2} = \eta_m$  будут:

$$\eta_{\text{т}} = \frac{\left[ \lambda_{\text{Г}} (\varphi_{1\text{max}} - f_1) + (1 - \lambda_{\text{Г}}) (\varphi_{2\text{max}} - f_2) \right] \eta_{\text{мн}} k_{\text{н}} (1 - \delta_{2\text{оп}})}{\lambda_{\text{Г}} \varphi_{1\text{max}} + (1 - \lambda_{\text{Г}}) \varphi_{2\text{max}} k_{\text{н}}}, \quad (11)$$

где  $\lambda_{\text{Г}} = \frac{G_{\text{к1}}}{G}$  - коэффициент распределения веса, равный отношению весовой нагрузки передних колес к общему весу;

$k_{\text{н}} = \frac{1 - \delta_1}{1 - \delta_2}$  - коэффициент, характеризующий рассогласование скоростей колес различных осей.

Подставляя в выражение (11) значения  $f_1$ ,  $f_2$  и  $\delta_2$ , получим

$$\eta_T = \frac{\left\{ f_{п1} - 0,4 \frac{k_{п1} b_1}{\lambda_G G} \lambda_H^2 H^2 + \left( \frac{1}{\lambda_G} - 1 \right) \right.}{f_{п1} + \left( \frac{1}{\lambda_G} - 1 \right) f_{п2} k_H} \dots \rightarrow$$

$$\left. \left[ f_{п2} - 0,4 \frac{k_{п2} b_2}{(1 - \lambda_G) G} (1 - \lambda_H)^2 H^2 \right] \right\} \eta_M k_H (1 - \delta_2), \quad (12)$$

где  $\lambda_H = \frac{H_1}{H}$  - коэффициент распределения глубины колеи по осям, равный отношению колеи передних колес к общей глубине колеи.

Влияние значений коэффициента кинематического рассогласования скоростей колес  $k_H$  на тяговый КПД машины определяли при заданном буксовании задней оси  $\delta_2$  с использованием зависимости (5), при этом

$$\varphi_1 = \frac{f_{ск1} k_{\tau 1}}{[1 - k_H (1 - \delta_2)] S_1} \left\{ \ln \operatorname{ch} \frac{[1 - k_H (1 - \delta_2)] S_1}{k_{\tau 1}} - a \left\{ \frac{1}{\operatorname{ch} \frac{[1 - k_H (1 - \delta_2)] S_1}{k_{\tau 1}}} - 1 \right\} \right\}. \quad (13)$$

Для почв с низкой несущей способностью удовлетворительные результаты дают расчеты коэффициентов сцепления по показательной функции [3]

$$\varphi = \varphi_{\max} (1 - e^{-\frac{\beta \varphi}{\varphi_{\max}}}),$$

где  $\beta$  - коэффициент, равный тангенсу угла наклона касательной к кривой  $\varphi = f(\delta)$  в начале координат.

Анализ зависимостей (10) применительно к ходовым системам, имеющим колеса равного размера, показывает, что буксование колес, при которых достигается максимум касательной силы, неодинаково для различных осей. При этом значения  $\delta_{оп}$  уменьшаются по мере уплотнения почвы, т.е. увеличения коли-

чества проходов колес по одному следу. Увеличение буксования при достижении деформации от воздействия предыдущей оси значения  $S_0$  может привести к снижению тяговых качеств вследствие интенсивного разрушения почвы последующими ведущими осями.

Возможны следующие схемы взаимодействия колес многоосных систем с почвой: последовательное увеличение тангенциальной деформации почвы при ее равенстве  $S_0$  для колес последней оси; одновременное достижение деформации почвы, равной  $S_0$ , в контактах всех колес с опорной поверхностью.

Эти варианты взаимодействия осей изучались на основании расчетов значений тягового КПД по зависимости

$$\begin{aligned}
 \eta_T = \eta_m k_H (1 - \delta_2) & \left\{ \left[ 1 - \frac{0,4 \frac{k_{\pi 1} b_1}{\lambda_G G} \left\{ \frac{\sqrt[3]{\lambda_G^2 G}}{4 k_{\pi 1}^2 D_1 b_1^2} + \frac{f_{1ck} k_{\tau 1}}{[1 - k_H (1 - \delta_2)] S_1} \right. \right. \right. \rightarrow \\
 & + 1,7 \frac{m_1 b_{\pi 1}^3 [2 - k_H (1 - \delta_2)]^2}{D_1^2 k_H (1 - \delta_2)^2} \left. \right\} + 0,4 \frac{k_{\pi 2} b_2}{(1 - \lambda_G) G} \times \\
 & \times \left\{ \ln \operatorname{ch} \frac{[1 - k_H (1 - \delta_2)] S_1}{k \tau_1} - \right. \\
 & \times \left. \left\{ \sqrt[3]{\frac{(1 - \lambda_G)^2 G^2}{4 k_{\pi 2}^2 D_2 b_2^2}} + 1,7 \frac{m_2 b_{\pi 2}^3 (1 + \delta_2)^2}{D_2^2 (1 - \delta_2)^2} \right\}^2 \right. \\
 & \left. - a \left( \frac{1}{\operatorname{ch} \frac{[1 - k_H (1 - \delta_2)] S_1}{k \tau_1}} - 1 \right) \right\} + \left( \frac{1}{\lambda_G} - 1 \right) \times \\
 & \times \left. \frac{f_{2ck} k_{\tau 2}}{\delta_2 S_2} \left[ \ln \operatorname{ch} \frac{\delta_2 S_2}{k \tau_2} - a \left( \frac{1}{\operatorname{ch} \frac{\delta_2 S_2}{k \tau_2}} - 1 \right) \right] k_H \right\} \quad (14)
 \end{aligned}$$

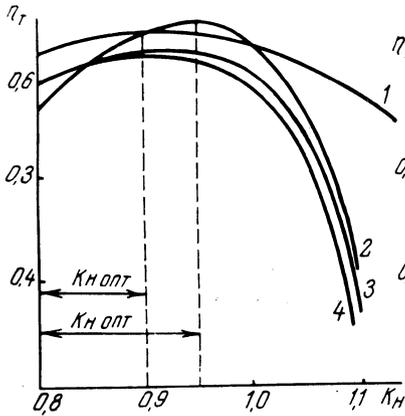


Рис. 1. Влияние на тяговый КПД коэффициента кинематического рассогласования при различном распределении весовой нагрузки между осями: 1 -  $\lambda_G = 0,3$ ;  $D_1 = 1,0$  м;  $D_2 = 1,5$  м;  $S_1 = 0,3$  м;  $S_2 = 0,5$  м;  $b_1 = 0,25$  м;  $b_2 = 0,4$  м;  $k_{п1} = 1,5 \cdot 10^3$  кН/м<sup>3</sup>;  $k_{п2} = 2,5 \cdot 10^3$  кН/м<sup>3</sup>;  $f_{ск1} = 0,8$ ;  $f_{ск2} = 0,9$ ;  $k_{\tau_1} = 0,06$  м;  $k_{\tau_2} = 0,04$  м;  $G = 40$  кН;  $\delta_2 = 0,1$ ; 2 - 4 -  $\lambda_G = 0,5, 0,3$  и  $0,7$  соответственно;  $G = 80$  кН;  $S_1 = S_2 = 0,5$  м;  $D_1 = D_2 = 1,2$  м;  $b_1 = b_2 = 0,25$  м. Остальные данные соответствуют варианту 1.

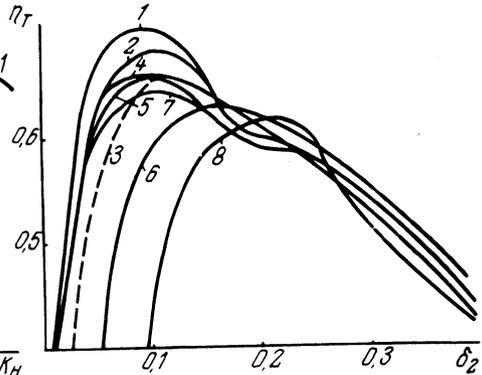


Рис. 2. Зависимость тягового КПД от буксования колес задней оси при различных кинематическом рассогласовании и распределении веса: 1 - 3 -  $\lambda_G = 0,3$ ;  $k_H = 0,9, 1,0, 1,1$ ; 4 - 6 -  $\lambda_G = 0,5$ ;  $k_H = 0,9, 1,0, 1,1$ . 7 - 8 -  $\lambda_G = 0,7$ ;  $k_H = 1,0, 1,1$  (1 - 6 - данные соответствуют рис. 1, п. 1; 7 - 8 - данные соответствуют рис. 1, п. 2 - 4).

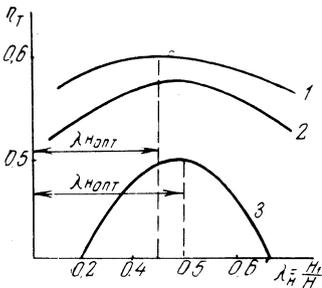


Рис. 3. Изменение тягового КПД в зависимости от распределения глубины колес по осям колесной машины: 1 - 3 общая глубина колес равна соответственно 0,02, 0,05 и 0,07 м (данные соответствуют рис. 1, п. 2 - 4).

Результаты расчетов по зависимостям (12), (14) показывают, что в случае равных весовых нагрузок и размеров колес максимум тягового КПД достигается при значениях коэффициентов кинематического рассогласования  $k_H$ , равных 0,95. При изменении распределения весовых нагрузок и радиусов колес значения  $k_H$ , соответствующие максимуму тягового КПД, уменьшаются до 0,9 (рис. 1).

При буксованиях более 20% величина кинематического рассогласования не оказывает большого влияния на тяговый КПД. Если буксование меньше 20%, то значения  $\eta_T$  могут отличаться в 1,05...1,5 раза в зависимости от развесовки трактора (рис. 2). Максимальные значения тягового КПД получены при  $\lambda_G = 0,3$  и кинематическом рассогласовании  $k_H = 0,9$ , т.е. когда забегающими являются передние колеса, а  $k_H$  наименьшие при  $\lambda_G = 0,7$  и  $k_H = 1,1$ , когда основная нагрузка приходится на передние отстающие колеса.

Исследованиями установлено также, что максимум тягового КПД соответствует одинаковым деформациям почвы и коэффициентам сцепления колес передней и задней осей. Однако при значительном увеличении общей глубины колеи оптимум распределения глубины колеи по осям смещается в сторону увеличения колеи передних колес (рис. 3).

Во всех случаях взаимодействия осей максимум тягового КПД достигается при  $k_H \neq 1$ . Кроме того, предпочтительным является  $k_H < 1$ , т.е. забегающими должны быть передние колеса (см. рис. 2), если они катятся по поверхности, имеющей более низкие физико-механические качества.

В приводы некоторых автомобилей и тракторов для автоматического отключения одного из ведущих мостов вводят конструктивное кинематическое рассогласование. В этом случае колеса переднего моста, если он не является основным, катятся с отставанием по отношению к задним. При включении переднего моста в тяговый режим целесообразно обеспечить его забегание, т.е. коэффициент кинематического рассогласования должен быть регулируемым от положительного значения при качении моста в ведомом режиме до отрицательного – в тяговом.

#### Л и т е р а т у р а

1. Гуськов В.В. Оптимальные параметры сельскохозяйственных тракторов. М., 1966, с. 5–69. 2. Кацыгин В.В. Основы теории выбора оптимальных параметров мобильных

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  $\delta$ , угол увода  $\theta$ , 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  $\delta$ ,  $\theta$  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;  $\beta$  - константа аппроксимации. В точке  $\delta = 0$  наклон кривой

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