

## ХАРАКТЕРИСТИКИ ДИНАМИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ДЛЯ РАСЧЕТА ПОВОРАЧИВАЕМОСТИ ТРАКТОРА С ТЯГОВОЙ НАГРУЗКОЙ

*Докт. техн. наук, проф. ГОРИН Г. С.*

*Белорусский национальный технический университет*

**Проблема.** В теории автомобиля Е. А. Чудаков предложил расчетную схему выравнивания окружных скоростей передних и задних колес с межосевым блокированным приводом (МБП), которая исходит из условия закрутки боковины колес, но отсутствия проскальзывания пятна контакта шины. Буксующим считается колесо автомобиля при условии 100%-го проскальзывания пятна контакта. Известно, что закрутка трансмиссии МБП полноприводного транспортного средства (ТС) вызывает появление паразитных сил – дополнительных тангенциальных реакций (ДТР) в контактах колес с почвой, что приводит к перераспределению ведущих моментов в контактах колес с почвой, циркуляции мощности и часто к интенсивному износу шин. Названные процессы экспериментально исследовали в МВТУ [1]. У ТС с межосевым дифференциальным приводом (МДП) они не проявляются. При работе с тяговой нагрузкой МДП, как правило, блокируют. Реально выполненные конструкции автомобилей спроектированы так, чтобы окружные скорости в контактах колес с основанием были равны, а следовательно, кинематическое несоответствие окружных скоростей  $K_V$  в межосевом приводе равнялось единице.

В теории трактора исходят из предпосылок, что буксование  $\delta$  проявляется в результате кинематических потерь пройденного пути, вызванных закруткой боковины шины и сдвигом пятна контакта вместе с поверхностным слоем почвы. Буксование колеса проявляется уже при тяговой нагрузке  $P_{кр} = 0$ . Полный срез (отделение от почвенного массива) «почвенного кирпича», формируемого почвозацепами шины, проявляется при коэффициенте использования сцепного веса  $\varphi_{исп} > 0,55$  (примерно равном коэффициенту трения резины с сухим почвогрунтом) и не приводит к остановке трактора.

Реальная конструкция трактора «Беларус 822» выполнена с неравными колесами переднего ведущего моста (ПВМ) и заднего ведущего моста (ЗВМ) с кинематическим несоответствием окружных скоростей задних колес  $K_V = 0,93-0,95$ . Чтобы избежать описанных негативных проявлений в виде появления ДТР, ПВМ подключаются при буксовании задних колес  $\delta = 0,05-0,07$ . Из-за дискретности передаточных чисел трансмиссий привода ПВМ и ЗВМ выдержать значение  $K_V = 1$  часто невозможно. Колеса мощных тракторов «Беларус 1522» и «Беларус 2522» приводят аналогично, но с кинематическим несоответствием  $K_V = 0,98$ .

Наибольшие ДТР проявляются при повороте. Последние для буксующего трактора не определены экспериментально. Поэтому адекватность разработанных моделей поворота тяговых ТС не доказана. В аналитических работах автора [2], основанных на результатах экспериментальных исследований, круговой поворот полноприводного тягового средства рассматривается как борьба колес ПВМ и ЗВМ (рис. 1):

- колеса ПВМ и внешняя тяговая нагрузка создают момент, поворачивающий колеса ЗВМ вокруг полюса трения  $O_{s34}$ , смещенного относительно центра мостов на поперечное расстояние [3]

$$a_{s34} = 0,5B \frac{N_4 - N_3}{N_3 + N_4},$$

где  $B$  – ширина колеи колес, в результате чего формируются продольные ДТР  $R_3^{s\delta}$  и  $R_4^{s\delta}$ ;

- колеса ЗВМ и внешняя тяговая нагрузка создают момент, поворачивающий колеса ПВМ вокруг полюса  $O_{s12}$

$$b_{s12} = 0,5B \frac{N_1 - N_2}{N_1 + N_2},$$

в результате чего формируются продольные ДТР  $R_1^{s\delta}$  и  $R_2^{s\delta}$ .

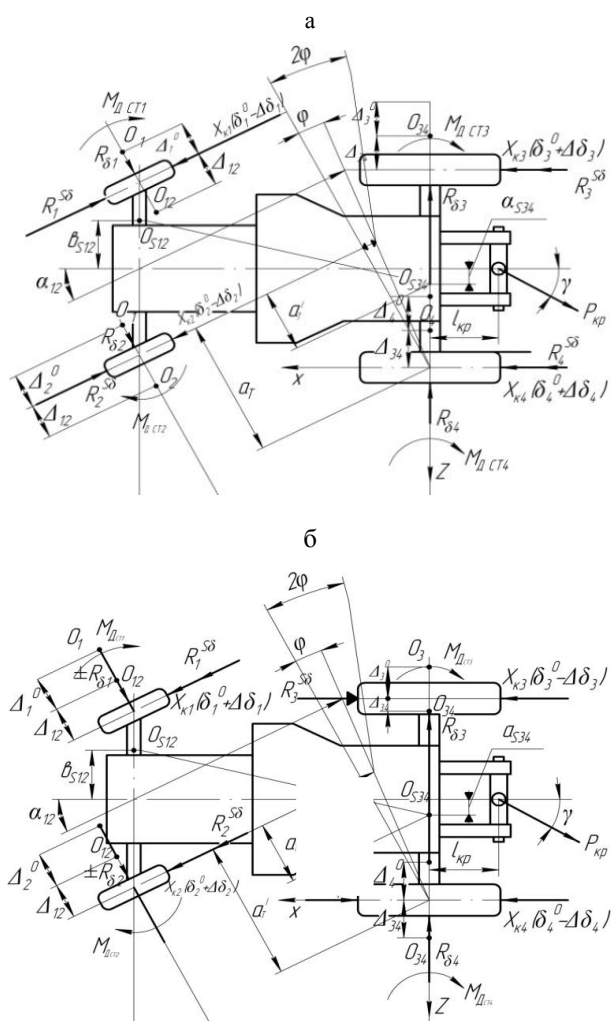


Рис. 1. Пространственная расчетная схема поворота трактора: а – со «слабыми» передними колесами, при вхождении в поворот  $K_V < K_R$ ; б – с «сильными» передними колесами, при установившемся повороте  $K_V > K_R$

Если применен МБП, в полюсах трения  $O_{S12}$  ПВМ и  $O_{S34}$  ЗВМ приложены центральные ДТР  $R_{12}^{S\delta}$  и  $R_{34}^{S\delta}$ .

В статье приводятся фрагменты экспериментальных и аналитических исследований, необходимых для создания теории поворота полноприводного тягового средства, учитывающей ДТР.

**Характеристики взаимодействия одиночных колес с почвой.** Далее приводятся аппроксимационные зависимости, полученные автором по результатам экспериментальных исследований ведущих колес, выполненных в почвенном канале БелНИИМСХа. В процессе испытаний колеса устанавливали на тележке

почвенного канала под различными углами  $\phi_B$  к направлению движения. Привод колеса производили с помощью электромотор-колес. Кроме того, путем изменения соотношения скоростей тележки и мотор-колеса изменяли буксование  $\delta$  колес.

Боковые силы определяли в функции двух переменных  $\phi_{Bi}$  и  $\delta_i$  по формуле

$$P_{Bi} = \left| \frac{P_{B\max i} (1 - e^{-\alpha_i \phi_{Bi}})}{1 - b_2 \delta_i} \right| \operatorname{sgn} \phi_{Bi}, \quad (1)$$

где  $P_{B\max i} = \phi_{B\max i} N_i$ ;  $N_i$  – нормальная нагрузка на  $i$ -е колесо;  $\phi_{B\max i}$  – максимальное значение коэффициента бокового сцепления.

Функция (1) – нелинейная зависимость  $P_{Bi} = f(\phi_{Bi}, \delta_i)$ . С увеличением  $\delta_i$  сила  $P_{Bi}$  уменьшается. Коэффициент сопротивления боковому выводу  $k_y$  в точке  $\phi_B = 0$  равен

$$k_y = \frac{\partial P_{Bi}}{\partial \phi_{Bi}} = \frac{P_{B\max i}^0 a_i^0}{1 + b_2 \delta_i},$$

где  $a_i, b_2$  – константы аппроксимации  $P_{Bi}$ .

Если во всем диапазоне изменения нормальной нагрузки  $k_y = \operatorname{const}$ , то для текущего значения нагрузки  $N_i$  первоначально заданные константы  $a^0$  и  $N^0$  следует пересчитать по формуле

$$a_i = \frac{a_i^0 N^0}{N_i}.$$

Экспериментальные данные о показателях силового взаимодействия колес трактора-установки с различными параметрами межосевого привода приведены в [4].

Касательную силу  $i$ -го колеса определяли по формуле

$$P_{ki} = \left| P_{k\max i} (1 - e^{-\beta_i \delta_i}) \right| \operatorname{sgn} \delta_i, \quad (2)$$

где  $P_{k\max i} = \phi_{\max i} N_i$ ;  $\phi_{\max i}$  – максимальное значение коэффициента продольного сцепления.

Функция (2) – нелинейная зависимость  $P_{ki} = f(\delta_i)$ . Коэффициент тангенциальной эластичности контакта колес с почвой  $k_x$  в точке  $\delta = 0$  равен

$$k_x = \frac{\partial P_{ki}}{\partial \delta_i} = P_{k_{\max i}} \beta_i.$$

Кроме того, принимаем постоянными во всем диапазоне изменения нормальной нагрузки:

$$P_{k_{\max i}} = \varphi_i N_i + b_i;$$

$$\beta_i = \frac{P_{k_{\max i}} \beta_i^0}{\varphi_i N_i + b_i \beta_i}.$$

Сила сопротивления качения  $P_{fi}$  описывается в функции двух переменных – угла  $\varphi_{Bi}$  и неупругой составляющей коэффициента буксования  $\delta_i^P$

$$P_{fi} = f_i N_i (1 + A_f \sin \varphi_{Bi}) + P_{ki} \delta_i^P, \quad (3)$$

где  $f_i$  – коэффициент сопротивления качению колеса;  $A_f$  – константа аппроксимации.

Кроме того, экспериментально были установлены центральные стабилизирующие моменты, возникающие при повороте контактного отпечатка и движении с боковым уводом колес.

Для определения максимальных значений центральных стабилизирующих моментов, вызванных поворотом жесткого колеса вокруг вертикальной оси со сдвигом почвы, Ф. А. Опейко предложил формулу

$$L_{0\max} = \frac{f_{\text{тр}}}{3} N \sqrt{ab},$$

где  $a$  и  $b$  – длины осей эллипса пятна контакта колеса;  $f_{\text{тр}}$  – коэффициент трения.

Так как полный сдвиг контактного отпечатка колеса происходит при углах поворота колеса вокруг вертикальной оси на угол  $\varphi_n > 7^\circ - 9^\circ$ , то при меньших углах момент будем рассчитывать по зависимости

$$M_{\text{ст}} = L_{0\max} (1 - e^{-\beta_n \varphi_n}), \quad (4)$$

где  $\beta_n$  – константа аппроксимации.

Во всех установленных зависимостях:  $P_B = f(\varphi_B, \delta)$ ;  $P_k = f(\delta, \varphi_B)$  и  $M_{\text{ст}} = f(\varphi_B, \delta)$  просматривалась периодическая составляющая, вызванная закруткой боковины колес 9–20 и 11–20. Максимум положительного стабилизирующего момента достигался при положительных углах увода  $\varphi_B = \varphi_n = 7,5^\circ - 10^\circ$ , максимум отрица-

тельного стабилизирующего момента – при отрицательных  $20^\circ - 30^\circ$ . Более подробно результаты НИР описаны в [4].

**Определение ДТР. Плоская расчетная схема.** В [2] рассмотрены ДТР транспортного средства с МБП для плоской расчетной схемы. На рис. 2 показаны схемы формирования центральных ДТР при прямолинейном движении.

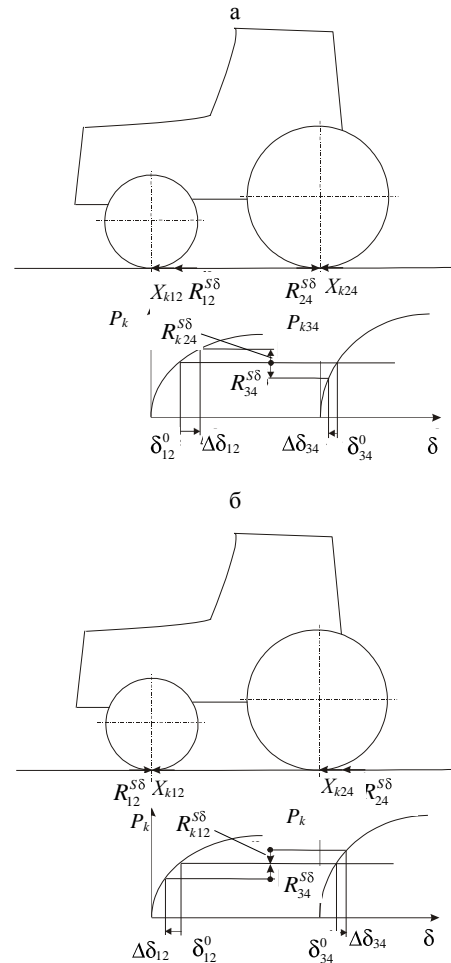


Рис. 2. Схемы формирования центральных ДТР  $R_{12}^{S\delta}$  и  $R_{34}^{S\delta}$ , а также приращений центральных буксований ПВМ и ЗВМ  $\Delta\delta_{12}$  и  $\Delta\delta_{34}$ : а –  $K_V = 1,05$ ; б –  $K_V = 0,93$

В [3, 5] показано, что кинематическое несоответствие в приводе  $K_V$  можно выразить через буксование  $\delta_0$ , зависящее от тяговой нагрузки и его приращения для передних  $\Delta\delta_n$  и задних  $\Delta\delta_3$  колес, вызванные кинематическим несоответствием в приводе. Если  $K_V > 1$ , то

$$\delta_{12} = \delta_{12}^0 + \Delta\delta_{12};$$

$$\delta_{34} = \delta_{34}^0 + \Delta\delta_{34};$$

$$K_V = \frac{V_{т12}}{V_{т34}} = \frac{V_d}{1 - \delta_{12}^0 - \Delta\delta_{12}} \frac{1 - \delta_{34}^0 + \Delta\delta_{34}}{V_d} =$$

$$= \frac{1 - \delta_{34}^0 + \Delta\delta_{34}}{1 - \delta_{12}^0 - \Delta\delta_{12}}, \quad (5)$$

где  $V_{т12}$ ,  $V_{т34}$ ,  $V_d$  – скорости колес соответственно теоретические передних и задних, а также действительная.

Из формулы (5) следует

$$1 - K_V \approx \Delta\delta_{12} + \Delta\delta_{34}.$$

Для расчета ДТР может быть задана зависимость (2) – кривая буксования одиночного  $i$ -го колеса:

$$R_{12}^{S\delta} = P_{k \max 12} [1 - e^{-\beta_{12} \delta_{12}^0} - 1 + e^{-\beta_{12} (\delta_{12}^0 - \Delta\delta_{12})}] =$$

$$= P_{k \max 12} e^{-\beta_{12} \delta_{12}^0} [1 - e^{-\beta_{12} \Delta\delta_{12}}],$$

$$R_{34}^{S\delta} = P_{k \max 34} e^{-\beta_{34} \delta_{34}^0} [1 - e^{-\beta_{34} \Delta\delta_{34}}]. \quad (6)$$

На рис. 2а показаны графические построения для нахождения  $R_i^{S\delta}$  при прямолинейном движении и  $K_V = 1,05$ , на рис. 2б – схема формирования ДТР и графические построения для нахождения  $R_i^{S\delta}$  при  $K_V < 1$ . Из условия закрутки трансмиссии МБП принимается

$$M_{\text{упр}} = R_{12}^{S\delta} \frac{r_{д12}}{i_{тр12}} = \frac{R_{34}^{S\delta} r_{д34}}{i_{тр34}},$$

где  $r_{д12}$ ,  $r_{д34}$  – динамические радиусы колес ПВМ и ЗВМ;  $i_{тр12}$ ,  $i_{тр34}$  – передаточные числа трансмиссии в приводе колес ПВМ и ЗВМ.

В итоге закрутки трансмиссии МБП соблюдается равенство центральных ДТР  $R_{12}^{S\delta} = -R_{34}^{S\delta}$ . Если  $\Delta\delta_{12} = 0$  или  $\Delta\delta_{34} = 0$ , то  $e^{-\beta_{12} \Delta\delta_{12}} = 1$ , центральные ДТР равны нулю:  $R_{12}^{S\delta} = R_{34}^{S\delta} = 0$ .

Для трактора-установки с весом 55 кН и равными колесами 10/11-28 при нормальной нагрузке на передние колеса:  $N_{12} = 22$  кН;  $K_V = 0,95$ ;  $\beta_{12} = 12$  рассчитаны центральные ДТР:

- если  $\delta_0 = 0,05$ , то  $R_{12}^{S\delta} = 2,2$  кН;
- если  $\delta_0 = 0,20$ , то  $R_{12}^{S\delta} = 0,61$  кН.

На рис. 2а, б показаны схемы формирования центральных ДТР при сдвигах вокруг полюсов сил трения колес ПВМ и ЗВМ. В начальной стадии поворота с тяговой нагрузкой внешние колеса ЗВМ и ПВМ ( $i = 1$  и  $3$ ) откатываются назад вокруг полюса трения, расположенного в центре пятна контакта наиболее нагруженного колеса ( $i = 4$ ). При установившемся круговом повороте корпус трактора повернут на угол  $\varphi$  кинематического увода по отношению к начальному. Если бы не возникали ДТР, то ходовая система с простыми МКД ПВМ и ЗВМ в результате обкатывания колес вокруг центров ПВМ и ЗВМ «сложилась» бы, наехав на дышло присоединенного для создания тяговой нагрузки трактора. Поэтому при малых углах поворота управляемых колес ( $\alpha_{12} = 9^\circ - 12^\circ$ ), когда разница между углами  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  мала, углы кинематического увода  $\varphi$ , а следовательно, и углы разворота корпуса больше, чем при  $\alpha_{12} > 20^\circ$ .

**Экспериментальные данные о ДТР при повороте.** Эксперименты по изучению круговой поворачиваемости проводили на экспериментальном тракторе-установке с изменением параметров развесовки и межосевого привода [2, 3, 6]. В табл. 1, 2 и 3 приведены данные о показателях поворачиваемости трактора-установки с межосевыми приводами – блокированным (с  $K_V = 1,05$  и  $0,93$ ) и дифференциальным. Основные положения: ДТР ( $R_i^{S\delta}$ ) возникают у тракторов с МБП вследствие рассогласования кинематик поворота отдельных колес и межосевого привода. Сравнение показателей динамики и кинематики поворота трактора с МБП и МДП показывает, что у трактора со «слабыми» передними колесами ДТР обычно направлены вовнутрь (рис. 2б).

Для определения величины, направления и характера распределения ДТР сравним касательные силы тяги колес трактора с МДП и  $K_V = 1,07$  (ДТР, вызванные закруткой трансмиссии, отсутствуют) и колес трактора с МБП и  $K_V = 1,05$  (ДТР определяется).

Установлено, что если тяговая нагрузка  $P_{кр} = 0$ , у трактора-установки с МБП:

• при  $K_V = 1,05$   $R_1^{S\delta} = 0$  кН;  $R_2^{S\delta} = 0,21$  кН;  
 $R_3^{S\delta} = 0,22$  кН;  $R_4^{S\delta} = 0,24$  кН,  $R_1^{S\delta} + R_2^{S\delta} \approx$   
 $\approx R_3^{S\delta} + R_4^{S\delta}$  (табл. 1);

• при  $K_V = 0,93$   $R_1^{S\delta} = 1,07$  кН;  $R_2^{S\delta} =$   
 $= 0,88$  кН;  $R_3^{S\delta} = 0,66$  кН;  $R_4^{S\delta} = 1,30$  кН  
 (табл. 3).

Таблица 1

Сравнение касательных сил тяги  $P_{ki}$ , кН, буксований колес  $\delta_i$  и ДТР  $R_i^{S\delta}$ , кН, при повороте трактора-установки с  $\lambda_n = 0,4, P_{кр} = 0$

Параметр привода	$P_{k1}/\delta_1$	$P_{k2}/\delta_2$	$P_{k3}/\delta_3$	$P_{k4}/\delta_4$
МБП, $K_V = 1,05$	0,650/0,020	0,88/0,03	0,870/0,015	1,280/0,030
МДП, $K_V = 1,07$	0,650/0,085	0,67/0,05	0,650/0,013	0,740/0,015
$R_1^{S\delta} = P_{ki}^{МБП} - P_{ki}^{МДП}$	0	0,210	0,220	0,540
$\Delta\delta_i = \delta_i^{МБП} - \delta_i^{МДП}$	0,065	-0,020	0,002	0,015

Таблица 2

Сравнение касательных сил тяги  $P_{ki}$ , кН, буксований колес  $\delta_i$  и ДТР  $R_i^{S\delta}$ , кН, при повороте трактора-установки с тяговой нагрузкой  $\lambda_n = 0,4, P_{кр} \neq 0$

Параметр привода $P_{kp}$	$P_{k1}/\delta_1$	$P_{k2}/\delta_2$	$P_{k3}/\delta_3$	$P_{k4}/\delta_4$
МБП, $K_V = 1,05, P_{kp} = 12$ кН	2,58/0,02	3,10/0,10	4,34/0,15	6,37/0,153
МДП, $K_V = 1,08, P_{kp} = 12,8$ кН	2,80/0,09	3,33/0,18	4,12/0,095	5,95/0,183
$R_1^{S\delta} = P_{ki}^{МБП} - P_{ki}^{МДП}$	-0,22	-0,23	0,22	0,42
$\Delta\delta_i = \delta_i^{МБП} - \delta_i^{МДП}$	-0,07	-0,08	0,055	-0,026

**Примечание.** У трактора с МБП и  $K_V = 1,05$  буксование передних колес меньше, чем у трактора с МДП, а задних колес больше, чем колес трактора с МДП. Центральные ДТР передних колес направлены назад, ДТР задних колес – вперед.

Таблица 3

Сравнение касательных сил тяги  $P_{ki}$ , кН, буксований колес  $\delta_i$  и ДТР  $R_i^{S\delta}$ , кН, при повороте трактора-установки с  $\lambda_n = 0,4, P_{кр} = 0$

Параметр привода	$P_{k1}/\delta_1$	$P_{k2}/\delta_2$	$P_{k3}/\delta_3$	$P_{k4}/\delta_4$
МБП, $K_V = 0,93$	-0,420/-0,020	-0,210/-0,020	1,340/0,020	2,040/0,030
МДП, $K_V = 1,07$	0,650/0,085	0,670/0,050	0,650/0,013	0,740/0,015
$R_1^{S\delta} = P_{ki}^{МБП} - P_{ki}^{МДП}$	-1,070	-0,880	0,660	1,300
$\Delta\delta_i = \delta_i^{МБП} - \delta_i^{МДП}$	-0,105	-0,070	0,010	0,015

Из приведенных в табл. 1–3 данных следует, что у трактора с МБП с  $K_V = 0,93$  центральные ДТР, вызванные закруткой трансмиссии передних и задних колес, направлены навстречу. На передних колесах они направлены назад, на задних – вперед. В пределах достижимой точности эксперимента можно сделать вывод, что ДТР колес, расположенных по диагонали ( $R_1^{S\delta} \approx -R_4^{S\delta}, R_2^{S\delta} \approx -R_3^{S\delta}$ ), равны.

Особенно велики значения ДТР  $R^{S\delta}$ , действующих на передние внешние и задние внутренние колеса при  $P_{кр} = 0$ :

• при  $K_V = 0,93$   $R_1^{S\delta} = -1,07$  кН;  $R_4^{S\delta} = 1,30$  кН;  $R_1^{S\delta} \approx R_4^{S\delta}$ ;

• при  $K_V = 1,05$  кН  $R_2^{S\delta} \approx R_3^{S\delta} = 0,21-0,22$  кН. Названные ДТР являются причиной блокировки колес ПВМ.

Проведенный анализ исследований свидетельствует:

• в замкнутом силовом контуре колес ПВМ и ЗВМ обычно выдерживается соотношение

$$R_1^{S\delta} + R_2^{S\delta} = R_3^{S\delta} + R_4^{S\delta}; \quad (7)$$

- при повороте без тяговой нагрузки величина ДТР составила от  $R^{S\delta} = 0$  до  $R^{S\delta} = 1,3$  кН при весе трактора-установки 55 кН;

- при повороте трактора-установки с тяговой нагрузкой ДТР относительно невелики (не превышают  $R_i^{S\delta} = 0,67$  кН), но велики разности буксований колес. Так, при примерно равном кинематическом несоответствии  $K_V = 1,05$  у трактора с МБП у трактора с МДП и  $K_V = 1,07$ , в результате отсутствия закрутки трансмиссии больше буксование колес ПВМ на  $\Delta\delta = (-0,07-0,09)$  и меньше буксование задних колес на  $\Delta\delta = (-0,03-0,10)$  (табл. 2).

В целом выполненный анализ исследований подтвердил научную гипотезу о большом влиянии выбора параметров МБП и МДП на формирование кинематических характеристик поворота машинно-тракторного агрегата, а также то, что в контактах буксующих колес с почвой появляются ДТР, что отрицалось ранее.

Рассчитанные по формуле (7) плоской расчетной схемы значения ДТР  $R^{S\delta}$  колес ПВМ и ЗВМ больше значений, приведенных в табл. 1–3, и экспериментальных данных для отдельных колес (пространственная схема) примерно в два раза, что логично.

**Характеристики межколесных дифференциалов (МКД).** Анализ экспериментальных данных показал, что выражения для коэффициентов распределения крутящих моментов колес ПВМ и ЗВМ:

$$K_{P12} = \frac{P_{K2}}{P_{K1} + P_{K2}};$$

$$K_{P34} = \frac{P_{K3}}{P_{K3} + P_{K4}},$$

хорошо описываются линейными зависимостями:

$$K_{P12} = b_{12} + K_{12}(P_{K1} + P_{K2}); \quad (8)$$

$$K_{P34} = b_{34} + K_{34}(P_{K3} + P_{K4}). \quad (9)$$

Общий вид зависимостей показан на рис. 3.

Если МКД ПВМ и ЗВМ простые, то для них константы аппроксимации примем  $b_{12} = b_{34} = 0,55$ .

Если МКД ПВМ самоблокирующиеся повышенного трения, то  $b_{12} = 0,75$ .

Размерность угловых коэффициентов  $K_{12}$  и  $K_{34} - \text{кН}^{-1}$ .

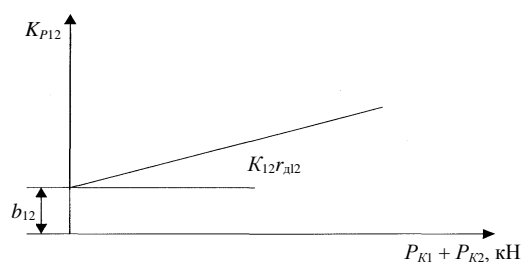


Рис. 3. Характеристика МКД передних колес

**Характеристики ходовой системы.** Криволинейное движение колесного трактора сопровождается перераспределением нормальных нагрузок не только в продольной плоскости, но и в поперечной. Перераспределение нормальных нагрузок в поперечной плоскости происходит в результате действия силы тяги на крюке, а также поперечных составляющих крутящих моментов колес ПВМ.

При установившемся повороте трактора со всеми ведущими управляемыми колесами нормальные нагрузки на отдельные колеса определяют по формулам [7]:

$$N_{1,2} = \frac{Ga + P_{кр} \cos \gamma h_1 - M_{кр}}{2L} \pm \frac{P_{кр} \sin \gamma h_{кр} l_{кр}}{BL} \pm \frac{M'_{к12} - M'_{к34}}{B}; \quad (10)$$

$$N_{3,4} = \frac{G(L - a) + P_{кр} \cos \gamma h_2 + M_{кр}}{2L} \pm \frac{P_{кр} \sin \gamma h_{кр} (L + l_{кр})}{BL} \pm \frac{M'_{к12} - M'_{к34}}{B}, \quad (11)$$

где  $N_1, N_2$  – нормальные нагрузки на внешнее и внутреннее передние колеса трактора ( $N_1 > N_2$ );  $N_3, N_4$  – соответствующие нормальные нагрузки на колеса задней оси ( $N_4 > N_3$ );  $G$  – эксплуатационный вес трактора;  $P_{кр}$  – сила тяги на крюке, действующая вдоль сцепки;  $M'_{кр}$  – условный крутящий момент, действующий в продольной

оси трактора  $M'_{кр} = \sum_{i=1}^{n=4} P_{ki} r_{ди} \cos \alpha_i$ ;  $M'_{12}, M'_{34}$  –

поперечные составляющие крутящих моментов соответственно колес ПВМ и ЗВМ трактора;  $L, B$  – продольная и поперечная базы трактора;  $h_1, h_2$  – линейные размеры,  $h_1 = r_{д12} - h_{кр}$ ;  $h_2 = r_{д34} - h_{кр}$ ;  $a, l_{кр}$  – продольные расстояния от

оси ЗВМ соответственно до центра тяжести и точки приложения внешней силы  $P_{кр}$ ;  $h_{кр}$  – вертикальное расстояние от опорной поверхности до точки приложения внешней силы  $P_{кр}$  (обычно  $h_{кр} = 0,4$  м);  $M_{к12}$ ,  $M_{к34}$  – крутящие моменты колес ПВМ и ЗВМ,  $M_{к12} = \sum_{i=1}^{n=2} P_{ки} r_{ди} \times \sin \alpha_i$ ,  $M_{к34} = \sum_{i=1}^{n=4} P_{ки} r_{ди} \sin \alpha_i$ .

Из анализа формул (10) и (11) следует, что третье слагаемое правой части учитывает влияние поперечных составляющих крутящих моментов осей на перераспределение нормальных нагрузок на колеса. У тракторов, управление которыми осуществляется поворотом колес передней и задней осей в разные стороны, действие поперечных составляющих крутящих моментов направлено навстречу. Поперечные составляющие крутящих моментов передней оси вызывают разгрузку внутренних и догрузку внешних колес. Поперечные составляющие крутящих моментов задних колес – наоборот.

Момент  $M'_к$ , действующий в продольной плоскости, и поперечные составляющие крутящих моментов определяют, если известны крутящие моменты ПВМ и ЗВМ и углы поворота  $\alpha_1$  колес. Используя известные зависимости, определим необходимые моменты по формулам:

$$\begin{aligned} M_{к12} &= \frac{M_{под}}{2} + \frac{M_{упр}}{2}; \\ M_{к34} &= \frac{M_{под}}{2} - \frac{M_{упр}}{2}, \end{aligned} \quad (12)$$

где  $M_{под}$  – момент, подводимый к выходному валу раздаточного механизма;  $M_{упр}$  – упругий момент закрутки трансмиссии МБП трактора.

## ВЫВОДЫ

1. Предложены аналитические зависимости и константы аппроксимации характеристик взаимодействия колес с почвой, межколесных дифференциалов и ходовых систем математической модели для расчета поворачиваемости трактора с тяговой нагрузкой.

2. Приведен алгоритм расчета паразитных сил (дополнительных тангенциальных реакций) в контактах колес с почвой.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Бочаров, Н. Ф. Транспортные средства на высокоэластичных движителях / Н. Ф. Бочаров, В. И. Гусев, В. И. Семенов. – М.: Машиностроение, 1974. – 208 с.
2. Горин, Г. С. Разработка гибридной теории установившегося поворота машинно-тракторного агрегата. Динамика / Г. С. Горин, В. М. Головач, Я. Ю. Жгут // Агротрансформация. – 2011. – С. 8–13.
3. Кацыгин, В. В. Сопrotивление перекачиванию и оптимальное кинематическое несоответствие в приводе ведущих мостов трактора 4×4 / В. В. Кацыгин, Г. С. Горин // Тракторы и сельхозмашины. – 1981. – № 3. – С. 7–9.
4. Горин, Г. С. Тягово-энергетические параметры агрегатов для выполнения индустриальных технологий в растениеводстве: дис. ... д-ра техн. наук: 05.20.01 / Г. С. Горин. – Минск: ЦНИИМЭСХ, 1986. – 376 с.
5. Кацыгин, В. В. Тангенциальные эластичности движителей тракторов 4×4 при взаимодействии с почвой / В. В. Кацыгин, Г. С. Горин // Тракторы и сельхозмашины. – 1980. – № 10. – С. 15–17.
6. Горин, Г. С. Разработка гибридной теории поворота машинно-тракторного агрегата. Кинематика / Г. С. Горин // Изв. Нац. акад. наук Беларуси. Сер. аграр. наук. – 2012. – № 1. – С. 91–107.
7. Полетаев, А. Ф. Распределение на повороте нормальных нагрузок на колеса трактора 4×4 со всеми управляемыми и одинакового размера колесами / А. Ф. Полетаев, Ю. А. Ганькин, Г. В. Голованов // Тракторы и сельхозмашины. – 1973. – № 11. – С. 15–17.

Поступила 15.03.2011