

УДК 629.11.011.61:629.114.2

Г. С. ГОРИН, В. М. ГОЛОВАЧ

СТАБИЛИЗАЦИЯ КОРПУСА ТРАКТОРА ПРИ ПОВОРОТЕ С ТЯГОВОЙ НАГРУЗКОЙ

Белорусский государственный аграрный технический университет

(Поступила в редакцию 15.06.2006)

Введение. В транспортном машиностроении появилась тенденция к использованию управляемыми мехатронными системами межколесных дифференциалов (МКД). На тракторах «Беларус» также традиционно применяют задний блокируемый при нейтральном положении руля МКД. В дальнейшем рассматривается возможность применения управляемого активного (с подводом энергии) МКД. Это позволит улучшить поворачиваемость при движении с тяговой нагрузкой, а также курсовую устойчивость при движении с несимметричной тяговой нагрузкой и на склоне.

В основу работу положены элементы математической теории трения, разработанной нашим соотечественником Ф. А. Опейко, который доказал ряд теорем: о наличии полюса трения – точки, при повороте вокруг которой момент сил трения минимальный; о расположении центров вращения (ЦВ) при сдвиге колес (смещения ЦВ им названы эксцентриситетами); о стабилизирующих моментах, возникающих при повороте вокруг названных центров.

Цель настоящей работы – разработка элементов теории управляемого активного дифференциала.

Характеристики взаимодействия колес с почвой на повороте рассчитываются путем коррекции аналогичных характеристик колес, полученных для прямолинейного движения. Для этого на основе математической теории трения рассчитываются дополнительные тангенциальные реакции (ДТР), приложенные в контактах колес с почвой.

Аналитические исследования поворачиваемости. На рис. 1, а и 2, а представлены кинематические схемы заднего и переднего ведущих мостов трактора, если межосевой привод дифференциальный (МДП), т. е. закрутка трансмиссии, отсутствует. На рис. 1, в и 2, б показаны аналогичные кинематические схемы поворота трактора с межосевым блокированным приводом (МБП) при кинематическом опережении задних колес. Вследствие закрутки трансмиссии, в контактах передних и задних колес с почвой возникают паразитные силы – ДТР, направленные навстречу. На рис. 1, б и 2, в для трактора с МБП показаны схемы с кинематическим опережением передних колес, а ДТР направлены в разные стороны. Алгоритм определения ДТР описан в нашей работе [5, 6].

Суть допущений и построений на названных рис. 1, а и 2, а следующая:

- поворот корпуса трактора на угол φ под действием тяговой нагрузки происходит вокруг полюса трения O_{S34} , смещенного от центра моста в сторону заднего внутреннего колеса $i = 4$ на расстояние

$$a_{S34} = 0,5 \cdot B \frac{N_4 - N_3}{N_4 + N_3}.$$

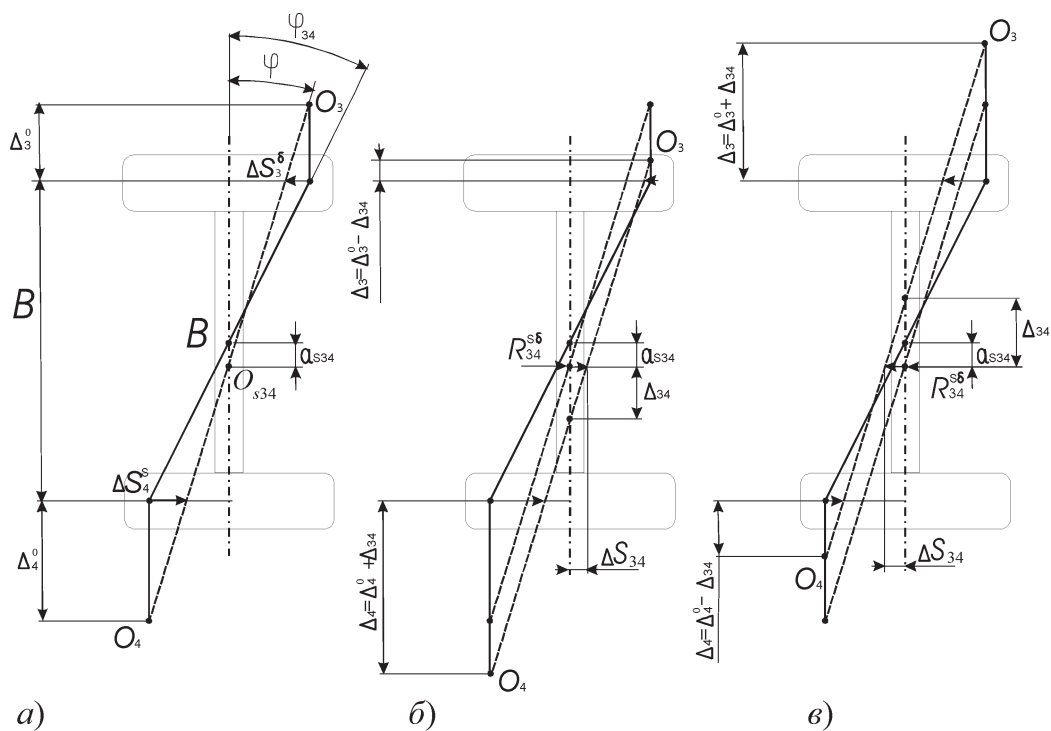


Рис. 1. Схемы к расчету сдвиговых деформаций колесами заднего неуправляемого моста с межосевыми приводами:

a – МДП – ДТР, $R_{34}^{\delta} = 0$; *б* – МБП, $K_V = 0,93$ – ДТР, $R_{34}^{\delta} < 0$; *в* – МБП, $K_V = 1,05$ – ДТР, $R_{34}^{\delta} > 0$

На данное колесо приходится большая нормальная нагрузка. Так как нормальная нагрузка N_1 на переднее внешнее колесо $i = 1$ больше, чем на внутреннее $i = 2$, то аналогичная точка O_{s12} , через которую на рис. 2 проведены штриховые линии под углом φ , расположена выше середины моста;

- обкатывание колес происходит вокруг центров, где расположены межколесные дифференциалы (МКД). В соответствии с этим из центров мостов под углами к вертикали φ_{12} для передних колес и φ_{34} для задних колес проведены сплошные линии до пересечения с осевыми плоскостями качения колес. На них выделены отрезки ΔS_1 , ΔS_2 , ΔS_3 и ΔS_4 , соответствующие сдвиговым деформациям в контактах колес с почвой;

- принимается, что передние колеса расположены на одной линии, проходящей через центр моста и соединяющей его с центром скоростей. Средний угол поворота колес обозначим $\alpha_{ср}$. Если $\alpha_{ср} = 22^\circ$, то у реального трактора угол поворота внешнего колеса $\alpha = 20^\circ$, а внутреннего $\alpha = 24^\circ$. Данное допущение позволяет упростить расчетную схему.

На рис. 1, *a* и 2, *a* выполнены дополнительные построения:

- найдены точки пересечения линий обкатывания, проведенных под углами φ_{12} и φ_{34} к вертикали с осевыми плоскостями качения колес.
- Из названных точек восстановлены перпендикуляры к плоскостям качения колес и найдены центры вращения O_1 , O_2 , O_3 , O_4 – точки пересечения перпендикуляров со штриховыми линиями поворота корпуса, проведенными под углом φ к вертикали.

Эксцентриситеты центров вращения колес заднего моста Δ_3^0 и Δ_4^0 определим из схемы рис. 1, *a*:

$$0,5 \cdot B \operatorname{tg} \varphi_{34} = (0,5 \cdot B + a_{S34} + \Delta_3^0) \operatorname{tg} \varphi,$$

$$0,5 \cdot B \operatorname{tg} \varphi_{34} = (0,5 \cdot B - a_{S34} + \Delta_4^0) \operatorname{tg} \varphi.$$

Отсюда, с учетом правила знаков,

$$\Delta_3^0 = 0,5 \cdot B \left(\frac{\operatorname{tg} \varphi_{34}}{\operatorname{tg} \varphi} - 1 \right) - a_{S34},$$

$$\Delta_4^0 = - \left(0,5 \cdot B \left(\frac{\operatorname{tg} \varphi_{34}}{\operatorname{tg} \varphi} - 1 \right) + a_{S34} \right).$$

Рассуждая аналогичным образом, запишем выражения для колес переднего моста

$$(0,5 \cdot B \cos \alpha_{12}) \operatorname{tg}(\alpha_{12} + \varphi_{12}) = (0,5 \cdot B \cos \alpha_{12} - b + \Delta_1^0) \operatorname{tg}(\alpha_{12} + \varphi),$$

$$(0,5 \cdot B \cos \alpha_{12}) \operatorname{tg}(\alpha_{12} + \varphi_{12}) = (0,5 \cdot B \cos \alpha_{12} + b + \Delta_2^0) \operatorname{tg}(\alpha_{12} + \varphi).$$

Получаем выражения для расчета эксцентриситетов центров вращения:

$$\Delta_1^0 = \frac{(0,5 \cdot B \cos \alpha_{12} - b) [\operatorname{tg}(\alpha_{12} + \varphi_{12}) - \operatorname{tg}(\alpha_{12} + \varphi)]}{\operatorname{tg}(\alpha_{12} + \varphi)} + b =$$

$$= (0,5 \cdot B \cos \alpha_{12} - b) \left[\frac{\operatorname{tg}(\alpha_{12} + \varphi_{12})}{\operatorname{tg}(\alpha_{12} + \varphi)} - 1 \right] + b,$$

$$\Delta_2^0 = (0,5 \cdot B \cos \alpha_{12} + b) \left[\frac{\operatorname{tg}(\alpha_{12} + \varphi_{12})}{\operatorname{tg}(\alpha_{12} + \varphi)} - 1 \right] - b.$$

Используя полученные зависимости для ДТР $R_i^{s\delta}$ и эксцентриситетов Δ_i , определим стабилизирующие моменты (с учетом правила знаков):

- нецентральные

$$\left. \begin{aligned} M_{CT1} &= R_1^{s\delta} \Delta_1, \\ M_{CT2} &= \left| -R_2^{s\delta} \right| \left| -\Delta_2 \right|, \\ M_{CT3} &= R_3^{s\delta} \Delta_3, \\ M_{CT4} &= \left| -R_4^{s\delta} \right| \left| -\Delta_4 \right| \end{aligned} \right\},$$

- центральные

$$\left. \begin{aligned} M_{CT12} &= \left| R_{12}^{s\delta} \right| \Delta_{12}, \\ M_{CT34} &= \left| -R_{34}^{s\delta} \right| \Delta_{34} \end{aligned} \right\}.$$

Условие неразрывности трактора может быть выдержано, если все колеса движутся с равной угловой скоростью ω_e вокруг кинематического центра скоростей.

Если S_i – действительные пути, которые проходят колеса трактора, то кинематическое несоответствие радиусов установившегося поворота передних и задних колес можно характеризовать отношением

$$K_R = \frac{S_1 + S_2}{S_3 + S_4} = \frac{\omega_g R_1 + R_2}{\omega_g R_3 + R_4},$$

где ω_g – угловая скорость поворота трактора, R_1, R_2, R_3, R_4 – радиусы поворота i -колеса $i = 1, 2, 3, 4$.

Аналогичное соотношение скоростей передних колес к задним при движении с буксованием:

$$K_{RV} = \frac{V_1 + V_2}{V_3 + V_4} = \frac{\omega_g \frac{R_1}{1 - \delta_1} + \frac{R_2}{1 - \delta_2}}{\omega_g \frac{R_3}{1 - \delta_3} + \frac{R_4}{1 - \delta_4}}. \quad (1)$$

Экспериментально установлено, что у трактора с МБП и кинематическим несоответствиями в межосевом приводе $K_V = 1,05$ и $0,93$ и повороте с $\alpha_{12} = 20^\circ$:

- без тяговой нагрузки $K_{RV} = K_R K_V$, где $K_{RV} = 1,13$ при $K_V = 1,05, K_R = 1,08$; $K_{RV} = 1,02$ при $K_V = 0,93, K_R = 1,013$.

- с тяговой нагрузкой $K_{RV} \approx K_V$, где $K_{RV} = 1,08$ при $K_V = 1,05, K_R = 1,13$; $K_{RV} = 0,939$ при $K_V = 0,93, K_R = 1,013$.

Как следует из приведенных данных, механика трения ходовой системы при повороте с тяговой нагрузкой и без нее существенно отличается вследствие того, что в обоих случаях соотношение скоростей качения и скольжения (буксования) разное.

При дальнейшем анализе будем исходить из того, что ДТР передних и задних колес формируются в результате сдвиговых деформаций колес относительно почвы.

Для определения сдвиговых деформаций на рис. 1 приведены кинематические схемы движения заднего неуправляемого моста.

Если центральные ДТР отсутствуют (при МДП), эксцентриситеты центров вращения Δ_3^0 и Δ_4^0 находим описанным способом (рис. 1, а).

Если ДТР $R_{34}^{s\delta} < 0$ (рис. 1, б), для нахождения центров вращения приложим в полюсе трения ДТР $R_{34}^{s\delta}$, направленную назад. Последняя вызывает сдвиговую деформацию шины относительно почвы, вызывающую дополнительное проскальзывание с эксцентриситетом Δ_{34} . При этом центральный эксцентриситет $\Delta_{34} = R_{34}^{s\delta} \Delta S_{34}$, а центральная сдвиговая деформация $\Delta S_{34} = \Delta_{34} \operatorname{tg} \varphi$. Через полученную точку проводим под углом φ к вертикали новое положение корпуса. Далее описанным способом находим новые положения центров вращения O_3 и O_4 . Получены следующие выражения для результирующих эксцентриситетов:

$$\Delta_3 = \Delta_3^0 - \Delta_{34}, \quad \Delta_4 = \Delta_4^0 + \Delta_{34}.$$

Это означает, что при равных ДТР $R_3^{s\delta}$ и $R_4^{s\delta}$ стабилизирующий момент $M_{ct i}$ колеса $i = 4$ больше, чем $i = 3$, так как $\Delta_4 > \Delta_3$.

Если ДТР $R_{34}^{s\delta} > 0$ в полюсе трения O_{34} направлена вперед (рис. 1, в), то, произведя описанные расчеты и построение, отложим центральный эксцентриситет Δ_{34} вверх, а сдвиговую деформацию $\Delta S_{34} = \Delta_{34} \operatorname{tg} \varphi$ вперед. Новое положение корпуса трактора сдвинуто вперед под углом φ к вертикали. При этом

$$\Delta_3 = \Delta_3^0 + \Delta_{34}, \Delta_4 = \Delta_4^0 - \Delta_{34}.$$

При равных ДТР $R_3^{s\delta} = R_4^{s\delta}$ стабилизирующие моменты $M_{сгi}$ колеса $i = 3$, больше, чем колеса $i = 4$, так как $\Delta_4 < \Delta_3$.

На рис. 2 приведена схема для расчета сдвиговых деформаций колесами переднего управляемого моста.

Если ДТР отсутствуют (при МДП) (рис. 2, а), эксцентриситеты центров вращения Δ_1^0 и Δ_2^0 определяем описанным способом. Из начального положения B под углом $\alpha_{12} + \varphi$ от нормали к направлению α_{12} проводим линии. Дальнейшее построение производим описанным способом для нахождения эксцентриситетов Δ_1^0 и Δ_2^0 .

Если же ДТР $R_{12}^{s\delta} > 0$ направлена вперед (рис. 2, в), приложим ее в B выше центра моста. ДТР $R_{12}^{s\delta}$ связана с центральным сдвигом деформацией $\Delta S_{12} = \Delta_{12} \text{tg}(\alpha_{12} + \varphi)$, где $\Delta_{12} = R_{12}^{s\delta} \Delta \delta_{12}$.

Эксцентриситет Δ_{12} «+» расположен на нормали к плоскости качения колес выше центра моста. Направление сдвига ΔS_{12} – вперед. Через полученную точку проведем под углом φ к вертикали линию нового положения корпуса. Далее описанным способом определяем эксцентриситеты центров вращения O_1 и O_2 передних колес.

Если $R_{12}^{s\delta} > 0$ (рис. 2, в), результирующие эксцентриситеты определим по формулам

$$\Delta_1 = \Delta_1^0 + \Delta_{12}, \Delta_2 = \Delta_2^0 - \Delta_{12}.$$

При равных ДТР $R_1^{s\delta} = R_2^{s\delta}$ стабилизирующий момент колеса $i = 1$ больше, чем аналогичный момент колеса $i = 2$, так как $\Delta_1 > \Delta_2$.

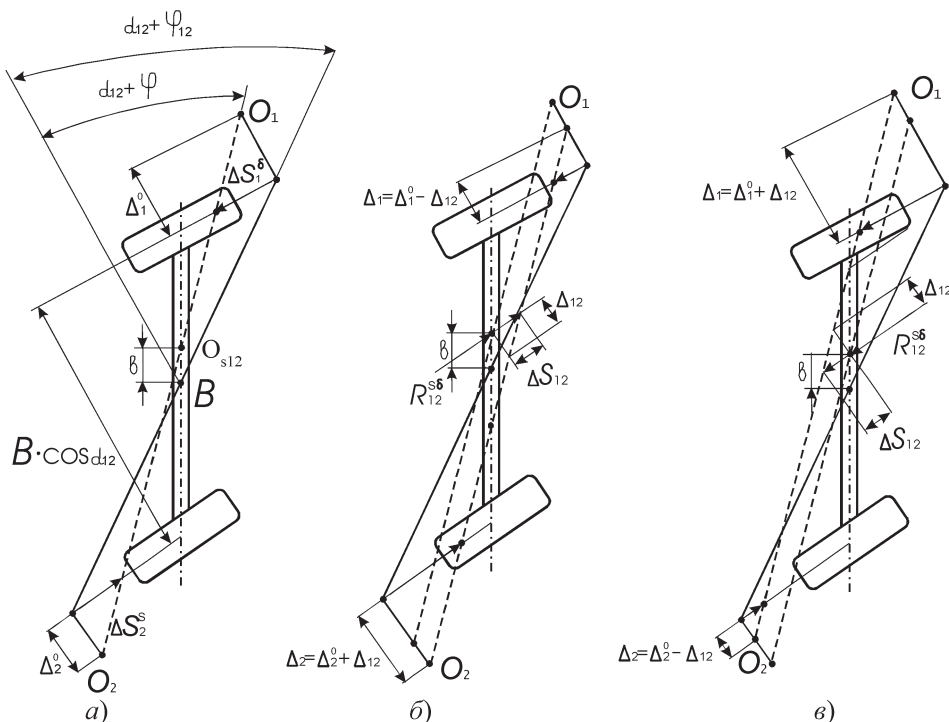


Рис. 2. Схемы к расчету сдвиговых деформаций колесами переднего управляемого моста с межосевыми приводами:

а – МДП – ДТР, $R_{34}^{s\delta} = 0$; б – МБП, $K_V = 0,93$ – ДТР, $R_{12}^{s\delta} < 0$; в – МБП, $K_V = 1,05$ – ДТР, $R_{12}^{s\delta} > 0$

Если ДТР $R_{12}^{s\delta}$ направлена назад (рис. 2, б), то, произведя описанные расчеты и необходимые построения, отложим на нормали к колесам центральный эксцентриситет Δ_{12} ниже B от колеса, а сдвиговую деформацию Δs_{12} назад от B . Через полученную точку проводим под углом φ к вертикали новую линию положения корпуса. Далее произведем описанное построение и определим эксцентриситеты центров вращения передних колес.

Если $R_{12}^{s\delta} < 0$ (рис. 2, б), то

$$\Delta_1 = \Delta_1^0 - \Delta_{12}, \Delta_2 = \Delta_2^0 + \Delta_{12}.$$

При равных ДТР $R_1^{s\delta} = R_2^{s\delta}$ стабилизирующий момент колеса $i = 2$ больше, чем аналогичный момент колеса $i = 1$, так как $\Delta_1 < \Delta_2$.

В полученных центрах вращения O_1, O_2, O_3 , и O_4 отложим теоретические скорости колес с учетом того, что угловые скорости всех колес ω_B одинаковые. Перепишем выражение (1) в следующем виде:

$$K_v = \frac{R_1^0 + R_2^0 + \Delta_2^0 \pm \Delta_{12}}{R_3^0 - \Delta_3^0 + R_4^0 + \Delta_4^0 \pm \Delta_{34}}, \quad (2)$$

$$\frac{R_1}{R_2} = \frac{R_1^0 - \Delta_1^0 \pm \Delta_{12}}{R_2^0 + \Delta_2^0 \pm \Delta_{12}}, \quad (3)$$

$$\frac{R_3}{R_4} = \frac{R_3^0 - \Delta_3^0 \pm \Delta_{34}}{R_4^0 + \Delta_4^0 \pm \Delta_{34}}, \quad (4)$$

где R_1^0, R_2^0, R_3^0 и R_4^0 – радиусы поворота колес, рассчитанные относительно геометрического центра, в котором пересекаются на виде в плане оси вращения всех колес.

Выражения (1)–(4) использованы при построении системы уравнений для расчета показателей поворачиваемости МТА с тяговой нагрузкой.

Расчет перечисленных показателей позволяет установить аналог тяговой характеристики для поворота трактора с тяговой нагрузкой. В соответствии с предложенной расчетной схемой соблюдается диагональный принцип распределения ДТР, боковых сил и эксцентриситетов Δ_i :

- при $K_V > K_R$ (1,05) «держат» колеса $i = 1$ и $i = 4$,
- при $K_V < K_R$ (0,93) «держат» колеса $i = 2$ и $i = 3$.

Полученная схема уравнений для расчета показателей поворачиваемости полноприводного трактора на основе пространственной расчетной схемы позволяет рассчитать:

- нормальные нагрузки на колеса N_i – 4 шт.,
- буксование колес δ_i – 4 шт.,
- углы бокового увода колес $\varphi_{\delta i}$ – 4 шт.,
- углы кинематического увода φ_{12} и φ_{34} , вызванные работой МКД, – 2 шт.,
- угол разворота корпуса φ – 1 шт.

Заключение. Проведенные расчеты и экспериментальные исследования показали, что у трактора с МБП и кинематическим опережением заднего моста подвержен блокировке МКД переднего моста и, наоборот, при кинематическом опережении переднего моста подвержен блокировке МКД заднего моста. Сложность построения алгоритмов управления активного межколесного дифференциала обусловлена трудностью учета характеристик пневматической шины, а также анизотропии качения колес.

Статья посвящается приближающемуся столетию со дня рождения Ф. А. Опейко (1908–2008).

Литература

1. О п е й к о Ф. А. Колесный и гусеничный ход. Минск: АСХН БССР, 1960.
2. О п е й к о Ф. А. Механика трения. Минск: Наука и техника, 1971.
3. О п е й к о Ф. А. Исследование поворота гусеничного самохода // Вопросы сельскохозяйственной механики. Т. XVIII. Минск: Урожай. 1976. С. 3–41.
4. Ж у к о в с к и й Н. Е. Теория прибора Ромейко – Гурко // Полн. собр. соч. М.: ОНТИ НКТП СССР, 1937. Т. VIII. С. 102–106.
5. К а ц ы г и н В. В., Г о р и н Г. С., З е н ь к о в и ч А. А. Перспективные мобильные энергетические средства (МЭС) для хозяйственного производства. Минск: Наука и техника, 1982.
6. К а ц ы г и н В. В., Г о р и н Г. С., З е н ь к о в и ч А. А. и др. Исследование статистического поворота трактора. // Механ. и электр. соц. с. х. 1979. № 12. С. 24–27.

G. S. GORIN, V. M. GOLOVACH

STABILIZATION OF THE TRACTOR TURNING WITH DRAFT LOAD

Summary

On the basis of F. A. Opeyko's mathematical theory of friction, the calculation procedures are proposed: additional tangential reactions (parasitic forces), operating in contacts of wheels of all-wheel-drive running system with the soil; eccentricities of center rotations; stabilizing moments for calculating indices of the tractor turning with the draft load using the characteristics of interaxle differentials (IAD).

The purpose of calculation is the creation of control algorithms IAD for improving tractor circular turn.

Experimental data on the kinematic front and rear wheels circular velocity relationships (about the center of turn) for a tractor with a kinematic discrepancy of interaxle block drive $K_v = 1,05$ and $K_v = 0,93$ and IAD drive, are presented.

On the basis of these data, the design schemes of front steering and rear unsteering driving axles and also the dependences for calculation of accentricities of rotation centers, wheels-soil contact shear deformation and kinematic slips angles are proposed.