

# ОСОБЕННОСТИ УСТАНОВИВШЕГОСЯ ПОВОРОТА ПОЛНОПРИВОДНЫХ ТРАКТОРОВ

Г.С.ГОРИН, докт. техн. наук (БАТУ), И.Н.ЖУКОВСКИЙ (МТЗ)

**П**од-установившимся понимается поворот с постоянной скоростью и закрепленными управляемыми колесами. Характеристика названного поворота с различными значениями тяговой нагрузки - аналог тяговой характеристики трактора. Кинематические показатели трактора:

$R$  - радиус поворота,

$X$  - смещение центра скоростей (рис)

$\Theta_i$  - углы увода каждого из  $i$  - колес ( $i=1,2,3,4$ .)

тесно связаны с динамическими показателями:

$P_{ki}$  и  $P_{fi}$  - силами, соответственно касательными тяги и сопротивления качению,

$R_{\delta i}$  - боковыми реакциями дороги,

$M_{\text{ст}i}$  - стабилизирующими моментами.

На упомянутые кинематические и силовые показатели поворота существенно влияют параметры трактора:

$\alpha_i$  - углы поворота управляемых  $i$  - колес,

$N_i$  - нормальные нагрузки, приходящиеся на каждое из  $i$  - колес,

$\lambda_{\text{п}}$  - коэффициент распределения - доля нагрузки, приходящаяся на передние колеса.

$L$  и  $B$  соответственно база и колея трактора, а также параметры трансмиссии:

- коэффициент кинематического несоответствия межосевого привода

$$K_v = \frac{V_1 + V_2}{V_3 + V_4}, \quad (1)$$

где  $V_1, V_2, V_3, V_4$  - окружные скорости колес;

коэффициенты распределения крутящих моментов межколесных дифференциалов. Названные боковые реакции  $R_{\delta 1}$  и  $R_{\delta 2}$  вызывают появление углов бокового увода передних колес  $\Theta_{\delta 1}$  и  $\Theta_{\delta 2}$ .

Для определения последних в соответствии с теорией Рокара используют коэффициент сопротивления боковому уводу  $K_{\delta i}$ ;

$$\Theta_{\delta i} = R_{\delta i} / K_{\delta i},$$

где  $i=1,2$ . Задние колеса под действием момента  $M_{\text{п}i}$ , создаваемого передними колесами, поворачиваются вокруг вертикальных осей преимущественно с углами увода  $\Theta_{\text{п}3}$  и  $\Theta_{\text{п}4}$ . Для определе-

ния последних в соответствии с теорией Грейдануса используют коэффициент сопротивления угловому смещению контактного агрегата  $K_{\text{п}i}$ .

$$\Theta_{\text{п}i} = M_{\text{п}i} / K_{\text{п}i}$$

где  $i=3,4$ .

Названные теории справедливы в пределах малых углов увода. В работе /1/ доказывается, что в этом случае

$$K_{\delta i} = \frac{57.3 \cdot K_{\text{п}i}}{a/2},$$

где  $a$  - длина пятна контакта шины. У переднеприводных машин поворачивающий момент, действующий на задние колеса, больше, чем у заднеприводных и, как следствие, у них углы увода  $\Theta_{\text{п}i}$  - больше. Современная теория позволяет рассчитать названные кинематические и динамические показатели поворота лишь для простейших случаев. Задачи расчета поворачиваемости полноприводного трактора с тяговой нагрузкой могут быть решены лишь при существенных упрощающих допущениях. Для реального моделирования в пределах допустимых погрешностей следует установить ряд не известных науке закономерностей, связывающих кинематические и динамические характеристики ходовой системы и трансмиссии при повороте.

Направления этих поисков лишь обозначены в математической теории трения, которую разрабатывали Жуковский Н.Е. /2/ и Опейко Ф.А. /3/.

Применительно к транспортной машине идея математической теории трения заключается в том, что она устанавливает положение центров вращения внутреннего и внешнего колес, определяющее кинематику поворота трактора. В свою очередь, положение центров вращения связывается с силами трения, возникающими в контактах колес с почвой. Положение центров вращения предлагается определять, исходя из следующих предпосылок - для ходовых систем, движущихся плоскопараллельно (типа колес заднего моста), продольные координаты (эксцентриситеты) центров вращения находятся на одной линии, перпендикулярной плоскости каче-

ния колес

- поперечные эксцентриситеты центров вращения связаны с буксованием  $\delta_i$  (скольжением) колес /4/.

$$e_{y_i} = R_i \cdot \frac{\delta_i}{i - \delta_i},$$

Если колеса находятся на неразрезной оси, то центр вращения у них один. При этом справедливо соотношение

$$e_{y_3} + e_{y_4} = B,$$

существует центр вращения, при повороте вокруг которого момент сопротивления повороту минимальный. Эту точку называют полюсом трения.

Математическая теория трения справедлива для изотропных систем. Любое колесо обладает существенной анизотропией свойств:

- коэффициент сопротивления качению  $f_k = 0,04 \dots 0,2$ ,

- коэффициент сопротивления перемещению колеса в боковом направлении

$$m_g = 2 \dots 3.$$

Поэтому следует развивать теорию поворота трактора, основанную на расчетной схеме качения колес с проскальзыванием.

Далее приводим трактовку кинематики поворота полноприводного трактора с учетом описанных закономерностей. На виде в плане (рис. ) под углами  $\Theta_{si}$  к осям вращения колес провели линии до пересечения их в точке  $O_B$ . При качении вокруг названного центра  $O_B$  на внутреннее заднее колесо  $i = 4$  действует реакция почвы, направленная от центра, а на колесо  $i = 2$  - направленная к центру  $O_B$ . Восстановив из точки  $O_B$  перпендикуляр к осям вращения колес, получим катеты  $O_2 O_B$  и  $O_4 O_B$ . Теория анизотропного качения колеса позволяет на основе анализа работ сил бокового скольжения и сопротивления качению рассчитать реакции, действующие на колесо. Описанная кинематика поворота свойственна заднеприводным машинам.

При повороте полноприводного трактора с тяговой нагрузкой на задний мост действуют два противоположных по знаку момента:  $M_p$ , создаваемый тяговой нагрузкой  $P_{kp}$ , приложенной под углом  $\gamma$  к продольной оси трактора и реакциями  $R_{x_3}$  и  $R_{x_4}$ , а также момент  $M_{\Pi}$ , создаваемый передними ведущими колесами. В зависимости от величины результирующего момента

$$M_{рез} = M_p - M_{\Pi}$$

поворот заднего моста происходит в пределах упругих деформаций шин ( $\Theta_{\Pi} < 8 \dots 10^\circ$ ), либо с полным проскальзыванием контактного отпечатка. Расчеты показывают, что при повороте полюс трения

заднего моста с учетом того, что  $N_4 > N_3$  расположен в точке  $O_T$  на расстоянии примерно  $a_s = 0,2$  м от середины заднего моста (при ширине колеи  $B = 1,4$  м). Момент  $M_p$  относительно точки  $O_T$

$$M_p = P_{kp} \cdot \sin(g) \cdot b + P_{kp} \cdot \cos(g) \cdot a_s + R_{x_4} \cdot (0,5 B - a_s) - R_{x_3} \cdot (0,5 B + a_s) + M_{CT}, \quad (2)$$

где  $M_{CT}$  - стабилизирующий момент, возникающий при повороте моста. Так как  $R_{x_4} > R_{x_3}$ , момент  $M_p$  на рис. направлен по часовой стрелке. Передние колеса относительно названного полюса трения  $O_T$  создают отклоняющий момент

$$M_{\Pi} = R_{x_1} \cdot (a_T + B) + R_{x_2} \cdot a_T + (R_{s_1} \cdot \cos(a_1) + R_{s_2} \cdot \cos(a_2)) \cdot L \quad (3)$$

$a_T$  - плечо действия реакции  $R_{x_2}$  относительно центра  $O_T$ .

При установившемся повороте  $M_p = M_{\Pi}$ .

Преодолеть кризис теоретической науки можно лишь на основе притока новой экспериментальной информации. Сложность данного эксперимента очевидна, так как при повороте для каждого  $i$ -колеса следует экспериментально определить  $P_{ki}, P_{\Pi i}, R_{di}, N_i, R_{si}, \Theta_{si}, \Theta_{\Pi i}$ , буксования  $\delta_i$  (всего 32 показателя). Кроме того, для трактора определяется радиус поворота  $R$ , продольное смещение центра скоростей от оси задних колес  $x$ , тяговое сопротивление  $P_{kp}$  и угол отклонения тяговой нагрузки  $\gamma$  от продольной оси (всего 36). В данной работе анализируются общие закономерности изменения показателей установившегося поворота полноприводного трактора-установки. У последнего в процессе экспериментов изменяли параметры развесовки и межосевого привода.

Установлено, что у трактора с передними управляемыми колесами

$$\alpha_{12} = 20^\circ, \lambda_{\Pi} = 0,4 \text{ и } K_v = 0,93$$

при  $P_{kp} = 0$ , радиус  $R = 6,72$  м,  $x = -0,318$  м, а углы увода колес  $\Theta_i = -1 \dots -3^\circ$ .

При  $P_{kp} = 8$  кН,  $R = 7,85$  м,  $x = -1,05$  м,  $\Theta_i = -5 \dots -8^\circ$ .

При движении с тяговой нагрузкой трактор классической схемы разворачивает и ширина транспортного коридора достигает 2,25 м при колее  $B = 1,4$  м и базе  $L = 2,5$  м. У трактора с более «сильными» передними колесами ( $\lambda_{\Pi} = 0,6$  и  $K_v = 1,05$ ) при  $P_{kp} = 12$  кН  $R = 6,68$  м, смещение центра скоростей  $x = -2,9$  м и углы увода колес достигают  $\Theta_i = 17 \dots 20^\circ$ . Экспериментально доказано, что на колеса при этом действуют относительно небольшие боковые реакции почвы. Следовательно, при повороте трактора с тяговой нагрузкой преобладают углы увода, связанные с угловым смещением контактного отпечатка. При приложении тяговой нагрузки в состоянии установившегося равновесия ходовая система при-

ходит, поворачиваясь вокруг некоторых центров вращения  $i$ -колес. Первый вариационный принцип механики (Гаусса) как истинное определяет движение, при котором выдерживается принцип наименьшего принуждения. При этом физическая величина, называемая действием, имеет минимальное значение. Второй вариационный принцип (Герца) устанавливает, что из всех кинематически возможных действительной будет траектория, имеющая наименьшую кривизну. Применительно к дифференциальным тележкам переднего и заднего мостов, это означает, что при приложении тяговой нагрузки скорости внутренних колес должны возрасти, а наружных - уменьшиться. Используя идеи Н.Е. Жуковского, с учетом существенной анизотропии свойств колес, можно утверждать, что центры вращения находятся в окрестностях пятен контакта колес  $i=3$  и  $i=4$  и расположены на линии, проведенной из точки  $O_b$  параллельно оси моста.

Теоретический анализ кинематики поворота показывает, что мост с ведущими колесами под действием момента  $M_p$  (2) поворачивается вокруг внешнего колеса  $i=3$ , (по часовой стрелке), а под действием момента передних колес  $M_{\Pi}$  (3) - вокруг внутреннего колеса (против часовой стрелки). В любом другом случае колеса катятся «юзом» с большими энергетическими потерями. Для нахождения центров вращения колес при движении с тяговой нагрузкой на рис. произведем следующие построения. Проведем на расстоянии  $e_x$  линию центров вращения, параллельную поперечной оси моста. От продольной оси колеса  $i=3$  отложим эксцентриситет  $e_{y3}$ , а от аналогичной оси колеса  $i=4$  - эксцентриситет  $e_{y4}$ . Из  $\Delta CO_4O_b$  и  $\Delta DO_4O_b$ ,

$$\begin{aligned} e_x &= R_{\delta 3} * \operatorname{tg}(\Theta_{\delta 3}) = R_{\delta 4} * \operatorname{tg}(\Theta_{\delta 4}), \\ e_{y3} &= R_{\delta 3} * \delta_3 / (1 - \delta_3), \\ e_{y4} &= R_{\delta 4} * \delta_4 / (1 - \delta_4). \end{aligned}$$

При повороте вокруг центров вращения  $O_{e3}$  скорости точек  $O_{e3}$  и  $C$  равны соответственно

$$\begin{aligned} V_{e3} &= \omega_b * (R_{\delta 3} + e_{y3}), \\ V_c &= V_{e3} - \omega_{\Pi} * e_{y3}. \end{aligned}$$

где  $\omega_b$  и  $\omega_{\Pi}$  - угловые скорости поворота колес трактора соответственно вокруг центров  $O_b$  и  $O_{e3}$ . На рис. угловая скорость поворота трактора  $\omega_{\Pi}$  вокруг центра  $O_{e3}$  направлена по часовой стрелке, а угловая скорость  $\omega_b$  - против. Аналогичным образом можно выразить векторы скоростей центра вращения  $O_{e4}$  и центра контакта колеса  $D$ . На рис. соединим точки  $C$  и  $O_{e4}$ , получим линию  $CO_{e4}$ . Вокруг центра  $O_{e4}$  колесо  $i=3$  должно обкатываться с углом увода  $\Theta_3$

$$\operatorname{tg}(\Theta_3) = \frac{e_x}{B - e_{y4}},$$

Сделав аналогичные построения для колеса  $i=4$  при обкатывании его вокруг центра  $O_{e4}$ , получим

$$\operatorname{tg}(\Theta_4) = \frac{e_x}{e_{y4}},$$

При  $e_x = 0.44$  м,  $B = 1.4$  м,  $\delta_3 \approx \delta_4 \approx 0.15$ ,

$$e_{y4} = R_{\delta 4} * \delta_4 / (1 - \delta_4) = 0.15 * 6.3 / (0.85) = 1.08 \text{ м.}$$

Тогда при обкатывании ведущего моста вокруг центра  $O_{e4}$  (под действием момента  $M_{\Pi}$ ) углы увода колес - велики

$$\Theta_3 = \operatorname{arctg}\left(\frac{0.44}{1.4 - 1.08}\right) = 48^\circ$$

$$\Theta_4 = \operatorname{arctg}\left(\frac{0.44}{1.08}\right) = 24^\circ$$

При такой кинематике и динамике поворота с тяговой нагрузкой под действием момента  $M_{\Pi}$  (3) ведущее колесо  $i=3$  с заторможено силой  $F_T$  и не может обкатываться против часовой стрелки вокруг центра  $O_{e3}$ . Поворот по часовой стрелке под действием момента  $M_p$  (2) возможен, так как он не вызывает столь больших сил, как от момента  $M_{\Pi}$ .

Из рис. следуют такие кинематические соотношения при качении колес без буксования (обозначения с индексом "о")

$$\begin{aligned} \frac{V_3^o}{V_4^o} &= \frac{\omega_{k3}^o \cdot r_{k3}^o}{\omega_{k4}^o \cdot r_{k4}^o} = \frac{\omega_b^o \cdot (R_4 + B)}{\omega_b^o \cdot R_4}, \\ \omega_b^o &= \frac{\omega_{k3}^o \cdot r_{k3}^o}{(R_4 + B)} = \frac{\omega_{k4}^o \cdot r_{k4}^o}{R_4}, \end{aligned}$$

где  $\omega_{k3}^o$  и  $\omega_{k4}^o$  - угловые скорости вращения колес соответственно  $i=3$  и  $i=4$ . Если это соотношение выдерживается,  $\omega_{\Pi} = 0$ ,  $\Theta_{\Pi} = 0$ . При  $P_{kp} = 0$ ,

$$V_3^o - V_4^o = \Delta V_4^o = \omega_b^o * (R_4 + B - R_4) = \Delta \omega_k r_{k3}^o = \omega_b^o B,$$

где  $\Delta \omega_k^o = \omega_{k3}^o - \omega_{k4}^o$ .

Поворот контактного отпечатка колеса  $i=3$  возникает, если приращение скорости

$$\Delta V_4 \neq \Delta V_4^o = \Delta \omega_k r_k = \omega_b^o B.$$

Приращение угловой скорости поворота колеса  $i=4$  вокруг вертикальной оси при приложении тяговой нагрузки

$$\Delta \omega_{b4} = (\Delta V_4 - \Delta V_4^o) / B = \omega_{b4} - \omega_{b4}^o = \omega_{\Pi}$$

Приращение угловой скорости вращения колеса  $i=4$ .

$$\Delta \omega_{k4} = \Delta V_3^o * \Delta V_4 / 2r_k = (\omega_{b4} - \omega_{b4}^o) * B / 2r_k = \Delta \omega_{b4} * B / 2 * r_k$$

Угловое смещение контактного отпечатка ко-

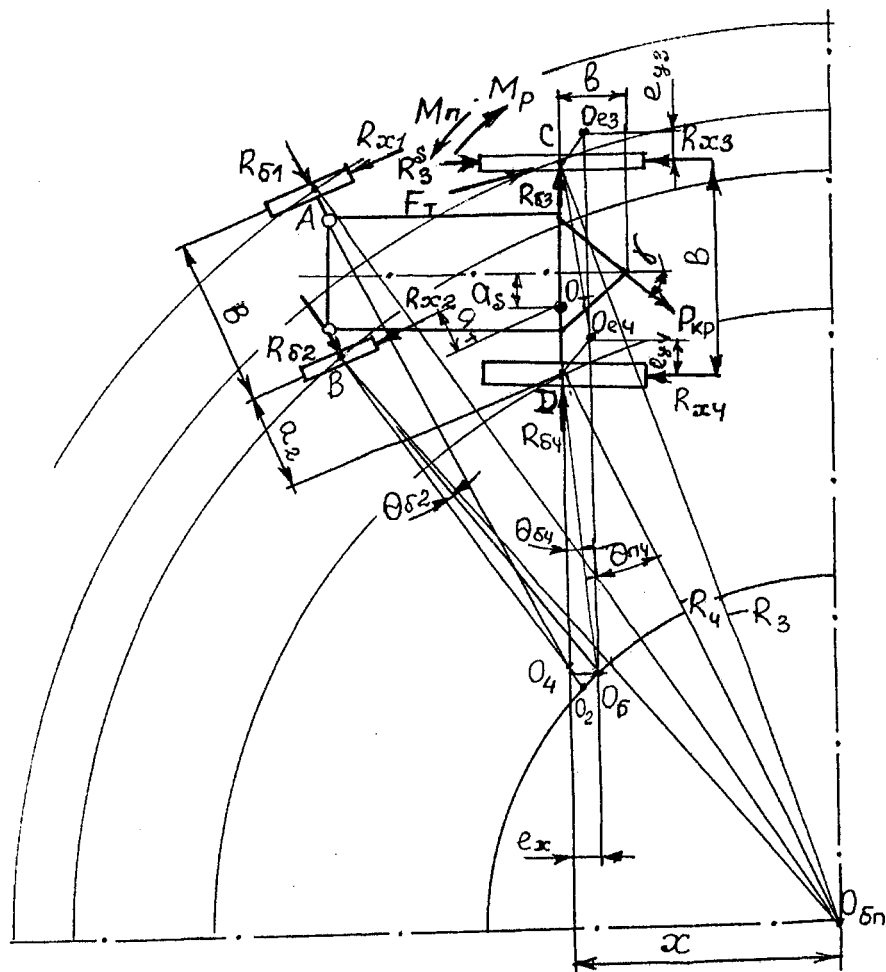


Рис. Схема поворота трактора с тяговой нагрузкой.

леса  $i=4$ .

$$\Theta_{\Pi 4} = -\Delta\omega_{b4} / \Delta\omega_{k4} = -(\omega_{b4} - \omega_{b4}^0) * 2r_k / \omega_{b4} * B = -(1 - \omega_{b4}^0 / \omega_{b4}) * 2r_k / B.$$

Если  $\omega_{b4} = \omega_{b4}^0$ , поворот контактного отпечатка колеса  $i=4$  отсутствует.

Если  $\omega_{b4} \neq \omega_{b4}^0$ , то между ними существует соотношение

$$\omega_{b4} = \omega_{b4}^0 / (B * \Theta_{\Pi 4} / 2r_k + 1).$$

При  $\Theta_{\Pi 4} = 20^\circ = 0,4$  рад,  $B = 1,4$  м,  $r_k = 0,765$  м.

$$\omega_{b4} = \omega_{b4}^0 * (0,4 * \frac{1,4}{2 * 0,765} + 1) = 0,732 * \omega_{b4}^0$$

При повороте трактора с углами увода колес  $\Theta_{\delta i}$   $\Theta_{\Pi i}$  центр скоростей находится в точке  $\Theta_{\Pi i}$ , а центр скоростей  $\Theta_B$  перемещается по кругу с угловой скоростью  $\omega_b$ . Наши расчеты с использованием экспериментальных данных показали, что реакция  $R_{\delta 3}$  составляет примерно 1 кН. Таким образом, колесо  $i=3$  катится в тяговом режиме, но одновременно подтягивается рамой вперед с усилием  $R_{\delta 3}$ . В ре-

зультате на соответствующую величину уменьшается реакция  $R_{k3}$  и поворачивающий момент. Чем более «сильные» передние колеса (за счет больших значений  $\lambda_{\Pi}$  и  $K_{\nu}$ ) и чем больше значения углов поворота передних колес  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$ , а следовательно, больше момент  $M_{\Pi}$  при большом значении момента  $M_p$ , тем больше вероятность перехода колеса  $i=3$  в режим качения «юзом» и блокировки заднего моста. В большей мере подвержены блокировке мосты тракторов тяжелых тяговых классов.

Механика трения колес переднего моста при повороте аналогична. Таким образом, описанный характер качения колес способствует блокированию мостов. Лишь в некоторой степени на этот процесс влияет конструкция моста.

Основываясь на изложенных расчетных схемах, можно создать математические модели и определить кинематические и динамические показатели поворота полно-

приводных тракторов.

Цель математического эксперимента - дать рекомендации по выбору параметров трактора. Как правило, современные мощные тракторы тяжелых тяговых классов выполняют с шарниросочлененной рамой. При этом задние колеса идут по следу передних, чем облегчается согласование привода передних и задних колес, а также достигается уменьшение паразитных сил в контактах колес с почвой.

### Литература

1. Редчиц В.В. О явлении относительного поворота контактного отпечатка ведущего колеса. - Автомобильная промышленность, 1977, N 3, с. 26...30
2. Опейко Ф.А. Колесный и гусеничный ход - Мн.: АСХН БССР, 1960, - 228с
3. Жуковский Н.Е. Теория прибора Ромейко - Гурко - в кн.: Полное собрание сочинений. М.: ОНТИ НКТП СССР, 1957, т. V111, с. 102...106
4. Давыдик И.И. Исследование статического поворота гусеничного хода. Автореферат диссерт. канд. техн. наук Мн.: 1971, 22с.