

УДК 631.3.07

РЕВЕРСИРОВАНИЕ КУРСА ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА НА ГЛАДКОЙ ПАХОТЕ

Докт. техн. наук, проф. ЯЦКЕВИЧ В. В., канд. техн. наук, доц. ЗЕЛЕНЬ П. В., асп. ЩЕРБАКОВА О. К.

Белорусский национальный технический университет

Применение оборотных плугов для гладкой пахоты требует изыскания новых технических средств и методов поворота пахотных агрегатов с минимальным радиусом. В противном случае непроизводительные потери времени на повороты в конце гона при гладкой пахоте становятся соизмеримыми с обычной технологией пахоты с образованием свальных и развальных борозд при разбивке поля на отдельные загоны. В итоге повышенное качество пахоты не сопровождается адекватным ростом производительности. Одним из возможных способов разрешения этой дилеммы для пахотных агрегатов на базе универсально-пропашных тракторов с навесными оборотными плугами при работе на мелкоконтурных полях со сложным рельефом является применение дополнительного опорно-маневрового устройства (рис. 1) [1].

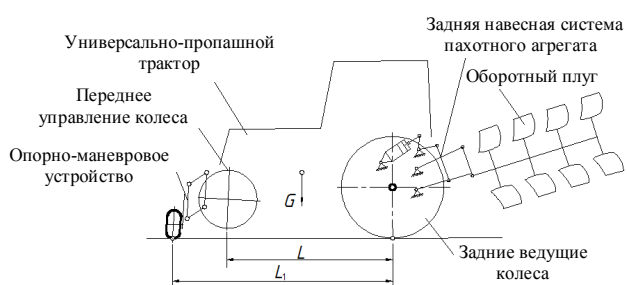


Рис. 1. Схема пахотного агрегата

Опорно-маневровое устройство является дополнительным оборудованием к пахотному агрегату, отличается относительной простотой изготовления и не требует изменения серийной конструкции трактора. Оно может быть размещено на передней навесной системе (при ее наличии), либо на резервных монтажных точ-

ках присоединения сельскохозяйственных машин к передней несущей полураме трактора (рис. 2).

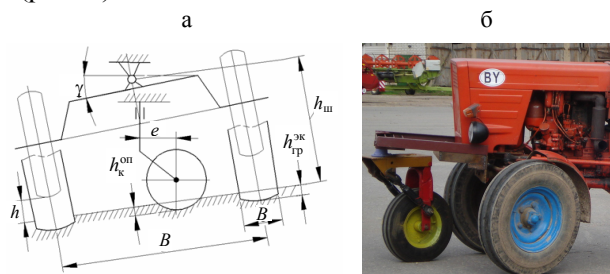


Рис. 2. Опорно-маневровое устройство: а – схема установки; б – макетный образец

Система управления гидроцилиндром привода механизма «подъем–опускание» может быть запитана от резервных боковых гидроразъемов и соответствующих секций гидрораспределителя. Конструктивная масса опорно-маневрового устройства в этом случае выполняет функции дополнительных передних балластных грузов и соизмерима с последними по величине.

С учетом балансирного крепления балки переднего моста и угла ее качания $\pm\gamma$ высота подъема продольного шарнира крепления $h_{ш}$ должна гарантировать бесконтактное положение передних колес при реверсировании (перекладке) курса движения трактора. При такой схеме поворот пахотного агрегата происходит вокруг точки, расположенной под задним заторможенным колесом, которое совершает поворот на месте на 180° , за счет тягового усилия второго ведущего колеса.

Полное время на реверсирование курса агрегата для движения в обратном направлении

с его остановкой включает в себя время на вспомогательные операции: время на выключение передачи и опускание опорно-маневрового устройства; время на включение рабочей передачи в поворотном режиме; время на поворот с разгоном и торможением при заезде в борозду; время на корректировку траекторного движения с учетом ширины захвата плуга; время на подъем опорно-маневрового устройства и включения рабочей передачи для движения с маршевой скоростью, опускание плуга в борозду.

Необходимый поворачивающий момент определяется разностью касательных сил на ведущих колесах

$$M_{\text{п}} = 0,5B(P_1 - P_2).$$

Статический момент сопротивления повороту агрегата с опорно-маневровым устройством

$$M_{\text{с.п}} = M_{\text{тр.з.к}} + P_{\text{оп.к}} R_{\text{пов}},$$

где $M_{\text{тр.з.к}}$ – момент сопротивления повороту заторможенного колеса; $P_{\text{оп.к}}$ – сила сопротивления движению опорного колеса.

Момент сопротивления повороту пахотного агрегата достигает максимального значения, когда одно из ведущих задних колес заторможено на месте, второе выполняет функции ведущего, а опорно-маневровое колесо работает в ведомом (или ведущем) режиме, совершая движение по круговой траектории. Передние управляемые колеса при этом выведены из контакта с опорной поверхностью (рис. 2).

Для определения этих сил необходимо знать форму пневматического колеса в зоне контакта с деформируемой опорной поверхностью. Осциллограмма радиальной деформации пневматической шины в функции угла поворота колеса позволила установить, что реальный рабочий сектор шины составляет $100\text{--}120^\circ$, вследствие чего при входе в контакт с опорной поверхностью шина уже имеет определенную начальную деформацию. Зависимость угла сектора распространения радиальной деформации от ее величины имеет затухающий характер независимо от типоразмера сельскохозяйственных шин. В реальных условиях сельскохозяйственного производства глубина колеи может дости-

гать значительных размеров, например на почве, подготовленной под посев, или при избыточной влажности (рис. 3а). При повороте заднего заторможенного ведущего колеса на месте вокруг вертикальной оси z возникают силы сопротивления от деформации грунта с двух его противоположных сторон в передней и задней зонах контакта с опорной поверхностью (рис. 3б).

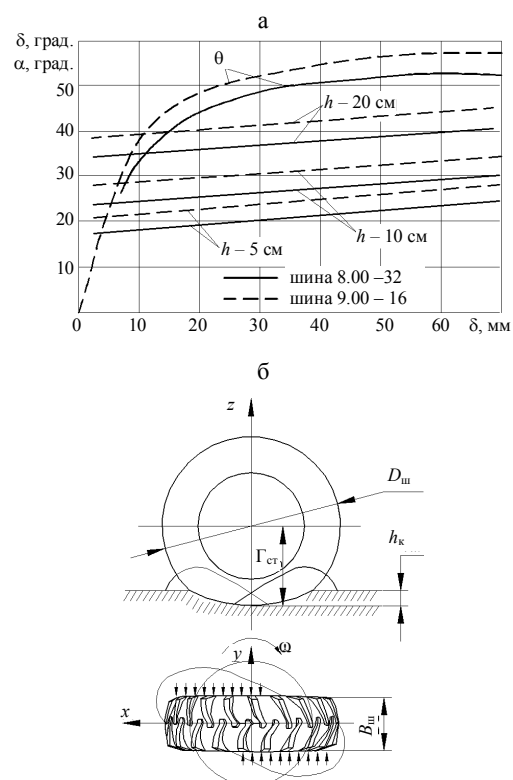


Рис. 3. Схема поворота заторможенного ведущего заднего колеса на месте: а – схема приложения нагрузки; б – зависимость сектора распространения радиальной деформации шины и угла контакта колеса с почвой при различной глубине колеи h от радиальной деформации шины δ (передняя часть контакта)

Поворот колеса на 180° сопровождается образованием двух призм волочения грунта вследствие его разрушения боковой поверхностью пневматической шины и протектора, а также перетеканием грунта от периферии к центру с образованием естественных откосов по продольной и поперечной осям x, y . В результате вращения колеса под ним возникает лунка, имеющая форму шарового сегмента, которая характеризуется глубиной и диаметром.

Из геометрических соотношений формы шины в зоне контакта (параболоид вращения)

[2] объем вырезаемого из залежи грунта при вращении колеса на месте составляет

$$V_{гр} = \frac{\pi h^2 (3R - h)}{3} - \left[0,034R^2 \arccos\left(1 + \frac{h}{R}\right) - 2(R - h)\sqrt{Rh - h^2} \right] B_{ш},$$

где h – глубина колеи; R – радиус образующей сферы; $B_{ш}$ – ширина профиля шины.

Величина момента сопротивления повороту колеса на месте относительно вертикальной оси в общем случае может быть представлена следующими слагаемыми:

$$M_c = M_{рез} + M_{гр} + M_{тр},$$

где $M_{рез}$ – момент сопротивления от пары сил резания грунта; $M_{тр}$ – момент от сил трения поверхности шины по грунту; $M_{гр}$ – момент от сил сопротивления перемещения призмы волочения боковой поверхности шины.

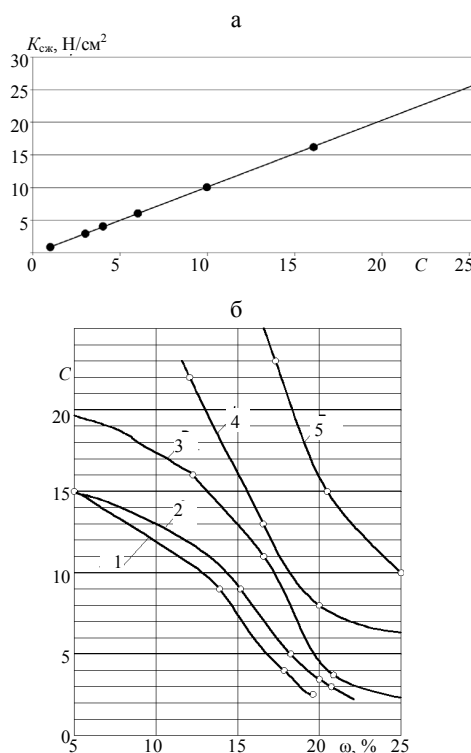
Физико-механические свойства грунтов отличаются большим многообразием, которое обуславливается различным процентным соотношением глинистых, песчаных и пылевато-иловатых частиц, каждой из которых свойственны различные физические особенности – капиллярность, связность, прилипание, разбухание, коллоидность и др. (табл. 1).

Таблица 1

Основные физико-механические характеристики грунтов

Вид грунта	Объемная масса, кг/м ³ (в плотном теле)	Угол естественного откоса, град.	Коэффициент трения (внутр.)	Коэффициент разрыхления
Песок	1500	25–35	0,58–0,75	1,08
Супесь	1600			1,17
Суглинок легкий	1600	20–40		1,28
Суглинок тяжелый	1750			1,30
Растительный грунт	1400	25–40	0,58–0,75	1,20–1,30
Глина	1800	30–50	0,18–0,42	1,30

Для агротехнических работ оптимальной влажностью считается 18–22 %, что соответствует фазе вязкоупругого состояния почвы, а при дальнейшем увлажнении переходит в вязкотекучую фазу, которой свойственно по-



вышенное колееобразование при качении колеса (рис. 4) [4].

Рис. 4. Физико-механические свойства грунтов: а – сопротивление сжатию в зависимости от категории грунта C ; б – категории грунта в зависимости от влажности ω , % [3]; 1 – супесь пылеватая легкая; 2 – супесь пылеватая; 3 – супесь пылеватая тяжелая; 4 – тяжелый суглинок; 5 – глина

$$K_{сж} = aC,$$

где a – коэффициент пропорциональности; C – категория грунта.

На основных агротехнических почвенных фонах (поле под посев, стерня, а также эталонный глинистый трек) на поверхности почвы и в слое до 0,25–0,30 м (глубина пахоты) между категорией грунта C , определенной динамическим твердомером ДорНИИ, и плотностью, определенной статическим твердомером Ревякина, существует линейная зависимость $C = (1,25–2,00)T$, где T – твердость почвы, МПа [4].

Для поля, подготовленного под посев при влажности 8–22 %, число $C = 0,5–1,5$, для стерни при той же влажности $C = 1–3$ и для глини-

стого трека $C = 4-6$ [4]. В связи с этим для практических расчетов требуется корректировка по категории грунтов C для различных их типов в зависимости от влажности (рис. 4).

Процесс перемещения стружки грунта по пневматической шине колеса при почти сформированной призме волочения представлен на рис. 5.

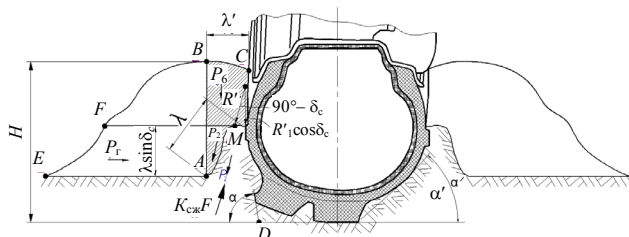


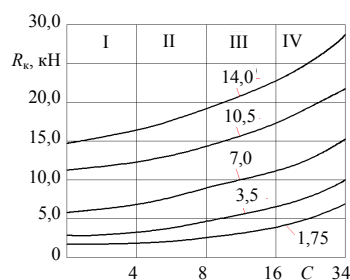
Рис. 5. Схема сил резания почвы колесом при его повороте на 180°

Стружка находится под пригрузкой и преодолевает лобовое сопротивление разрыхлению грунта. Горизонтальная составляющая согласно [3] (рис. 5)

$$R_1 = R'_1 \cos \delta = K_{сж} l h \cos \delta_c.$$

Слой грунта, давящий на стружку, определяется площадью фигуры $ABCD$. Высоту H можно принять равной высоте профиля шины. Угол δ_c учитывает изменение направления движения стружки по поверхности шины. Усредненное значение угла δ_c в зоне стружки равно $\alpha + (5-10)^\circ$ в зависимости от конструкции шины. При движении вверх по шине стружка, прежде чем разрушиться, преодолевает трение R'_2 по двум плоскостям: по нижней – грунт по резине (угол δ), по внутренней же – грунт по грунту (угол ρ); силы R'_1 и R'_2 преодолеваются активной силой стружки $K_{сж}F$ в условиях всестороннего сжатия. Стружка длиной l преодолевает силу трения R'_1 от действия двух сил – горизонтальной P_r и вертикальной P_v . Сила P_r создается давлением части призмы грунта ($EFMA$) высотой $l \sin \delta_c$. Лежащий выше слой грунта оказывает давление на шину, а не на стружку, и поэтому в расчете не учитывается.

Суммарное усилие копания грунта колесом при его повороте на месте на 180° (рис. 6).



$$R_k = 10Ch^{1,35} (1 + 2,6l)(1 + 0,01\alpha) +$$

$$+ K_{II} K_{сж} F \cos \delta_c + 2glH \cos \delta_c \gamma \text{tg} \frac{\rho + \delta}{2} + gq\gamma \text{tg} \rho.$$

Рис. 6. Зависимость сопротивления копания грунта пневматической шиной при повороте на 180° для различных категорий грунтов C . Цифрами обозначена глубина колеи, см, относительно стандартной высоты почвозацепа шины 35 мм (3,5 см); I – пески, супеси; II – суглинок легкий; III – суглинок средний; IV – глина

Момент сопротивления повороту колеса на месте на 180° вследствие нагребания (копания) грунта боковой поверхностью шины с учетом суммарных сил резания и волочения призмы

$$M_k = R_k l_k,$$

где l_k – плечо приложения силы R_k .

Для определения составляющей момента сопротивления повороту колеса на месте на 180° от сил трения воспользуемся данными о распределении давлений в пятне контакта пневматической шины с почвозацепами по длине и ширине [4].

Тогда момент трения

$$M_{тр} = \frac{D_{эКВ}}{2} P_0 \mu_{пр} = P_0 \mu_{пр} \sqrt{ab},$$

где P_0 – нагрузка на колесо, Н; $\mu_{пр}$ – приведенный коэффициент трения резины по грунту (под почвозацепами и грунта по грунту между ними с учетом фактора анизотропии для тел сложной формы), a, b – полуоси эллипса; $D_{эКВ}$ – эквивалентный диаметр отпечатка.

Так, момент сопротивления от сил трения при нагрузке на колесо 8 кН, $f = 0,6$ и $D_{эКВ} = 0,48$ м составляет 1,15 кН/м.

Момент сопротивления резанию грунта зависит от глубины колеи. При ее малых значениях, соизмеримых с высотой почвозацепа, его доля в общей сумме невелика, а поверхность

трения по форме близка к окружности, когда длина отпечатка соизмерима с шириной профиля $L \approx B \approx D_{\text{экв}}$, что особенно характерно для твердой опорной поверхности как частного случая видов сопротивлений (функция физико-механических свойств грунта).

По другой гипотезе момент сопротивления трению элементарного кольца произвольного радиуса

$$\partial M_{\text{тр}} = 2\pi r r q f_{\text{тр}} \partial r;$$

$$M_{\text{тр}} = 2\pi \int_0^R q f_{\text{тр}} r^2 \partial r = \frac{\pi}{12} q f_{\text{тр}} D^3,$$

где q – удельное давление при гипотезе о его равномерном распределении по площади контакта; $f_{\text{тр}}$ – коэффициент трения; r – радиус кольца.

Выражая площадь отпечатка шины через эквивалентный диаметр с учетом нормальной нагрузки на колесо G , имеем

$$M_{\text{тр}} = \frac{G}{3} f D_{\text{экв}}.$$

Применительно к опытным данным при $G = 8$ кН; $D_{\text{экв}} = 0,48$ м и $M_{\text{тр}} = 0,89$ Нм.

По опытным данным, при разрушении грунтов вращательным действием соотношение основных видов сопротивлений зависит от физико-механических свойств грунта. Так, для глинистых грунтов момент сопротивления резанию может составлять 20–25% от общего, а для песка 5–7%. Основная доля общего момента сопротивления приходится на $M_{\text{тр}}$.

По отдельным составляющим находим суммарный момент сопротивления повороту колеса

$$M_{\text{с}} = M_{\text{к}} + M_{\text{тр}}.$$

Экспериментальная проверка проведена в лабораторно-полевых условиях на специальном макете колеса с пневматической шиной 8.00-32 и макетном образце пахотного агрегата с опорно-маневровым устройством на базе трактора Т-25А. В зависимости от нагрузки момент сопротивления повороту заторможенного колеса на подзолистой почве с категорией $C = 2$ имеет характер, близкий к линейному (рис. 7).

Момент сопротивления повороту агрегата определяется потерями на качение самоустанавливающегося колеса по круговой траектории с минимальным радиусом $R = f(L, B, l)$. С уменьшением радиуса поворота сопротивление качению ведомого колеса существенно возрастает в 2,2–3,4 раза в зависимости от состояния опорной поверхности. Это вызвано деформацией почвы и образованием колеи, ростом боковой радиальной и окружной деформации шины, внутренних сил трения и сил трения в области контакта шины с почвой вследствие проскальзывания элементов протектора [5]. Увеличение вертикальной нагрузки вызывает возрастание коэффициента сопротивления качению пневматического колеса.

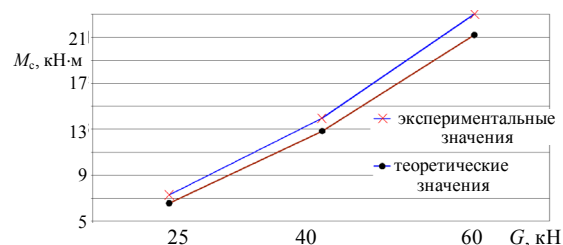


Рис. 7. Зависимость момента сопротивления повороту колеса на 180° от нормальной нагрузки

Движение ведущих колес по криволинейной траектории с уменьшением радиуса поворота до минимальных значений сопровождается существенным изменением их тяговых показателей: увеличением коэффициента буксования и соответствующим снижением действительной поступательной скорости, уменьшением тяговой мощности и тягового КПД, а также увеличением удельного и часового расхода топлива. Так, тяговая мощность ориентировочно снижается на 10 %, КПД – до 20 %, удельный расход топлива возрастает на 33 %, а часовой – на 20 %.

Экспериментально-расчетные результаты исследований макетного образца пахотного агрегата (рис. 1) проведены для случая движения на почвенном фоне – стерня по горизонтальной поверхности. Продольная база агрегата составила 1780 мм, колея – 1400 мм, нагрузка на ведущее и заторможенное колесо – по 8 кН, а на опорно-маневровое – 7,3 кН. Почвенные условия характеризуются категорией грунта $C = 2$, коэффициент сопротивления движения $f = 0,07$,

а коэффициент сцепления $\varphi = 0,6$. Для указанных условий момент сопротивления повороту составил $0,91$ кН·м, заторможенного колеса при глубине колеи 7 см равен $4,16$ кН·м и от сопротивления движению ведущего колеса – $0,784$ кН. В итоге суммарный момент сопротивления повороту агрегата составил $5,85$ кН. Поворачивающий момент от тягового усилия колеса по сцеплению на плече, равном ширине колеи, составил $6,72$ кН, что свидетельствует о возможности реверсирования курса колесного тракторного пахотного агрегата для заданных условий. Теоретическое время поворота определяется из соотношения:

$$t_{\text{пов}} = \frac{Bi_{\text{общ}}}{2rn_{\text{дв}}(1-\delta_{\text{к}})} \quad \text{или} \quad t_{\text{пов}} = \frac{S_{\text{пов}}}{v_{\text{пов}}},$$

где B – колея трактора; $n_{\text{дв}}$ – номинальная частота вращения; $i_{\text{общ}}$ – общее передаточное число трансмиссии; r – радиус качения ведущего колеса без тяговой нагрузки; $\delta_{\text{к}}$ – буксование колеса; $S_{\text{пов}}$ – путь ведущего колеса при повороте вокруг заторможенного на 180° ; $v_{\text{пов}}$ – действительная скорость ведущего колеса при движении по кругу с радиусом $R = B$. Например, на 1-й пониженной передаче при средней скорости $0,1$ м/с с учетом свойств дифференциала при буксовании ведущего колеса 20% ; $n_{\text{дв}} = 30 \text{ с}^{-1}$; $i_{\text{общ}} = 62,6$ теоретическое время поворота без подготовительных операций составляет $3,04$ с.

ВЫВОДЫ

1. Реверсирование курса колесного тракторного агрегата на гладкой пахоте возможно путем применения дополнительного опорно-маневрового устройства в сочетании с дифференциальным приводом задних ведущих колес и отдельного торможения до полной остановки одного из них. Предложенное конструктивное решение обладает патентной новизной и не требует изменения конструкции серийных тракторов. Макетный образец пахотного агрегата реализован на базе колесного трактора Т-25А.

2. Реверсирование курса пахотного агрегата для движения в обратном направлении предполагает его поворот на 180° вокруг центра, расположенного под заторможенным колесом с минимальным радиусом, равным половине колеи трактора. Технологический процесс организуется в конце гона на разворотной полосе с минимальными габаритами, что особенно актуально на мелкоконтурных полях и в других стесненных условиях.

3. Основными составляющими момента сопротивления повороту являются: момент на поворот заторможенного колеса в условиях образования колеи, на передвижение опорно-маневрового устройства в ведомом режиме и сопротивление движению заднего ведущего колеса, которые могут быть определены расчетным путем по предложенным формулам с учетом физико-механических свойств почвы и распределения нагрузок по колесам агрегата, а также экспериментально на макетном образце пахотного агрегата. Движение колес по круговым траекториям с уменьшением радиуса сопровождается повышенным буксованием, снижением тягового КПД, повышением удельного расхода топлива, которые необходимо учитывать в практических расчетах.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Трактор** для гладкой пахоты отвальным плугом: решение о выдаче патента на изобретение от 23.03.2011 по заявке № а 20090463 от 30.03.09 (МПК6 А 01В 49/04, В 62В 49/06) / П. В. Зеленый, О. К. Щербакова, В. П. Бойков, В. В. Яцкевич.
2. **Бронштейн, И. Н.** Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов / И. Н. Бронштейн, К. А. Семендяев. – М.: Наука, 1981. – 720 с.
3. **Зеленин, А. Н.** Резание грунтов / А. Н. Зеленин. – М., 1959. – 271 с.
4. **Ксенович, И. П.** Ходовая система – почва – урожай / И. П. Ксенович, В. А. Скотников, М. И. Ляско. – М.: Агропромиздат, 1985. – 304 с.
5. **Никулин, П. И.** Основы теории криволинейного движения колесного движителя землеройно-транспортных машин: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.04 / П. И. Никулин; Инженерно-строит. институт имени В. В. Куйбышева. – М., 1987. – 48 с.

Поступила 19.07.2011