

## О ПОВОРОТЕ КОЛЕСНЫХ МАШИН С МИНИМАЛЬНЫМ РАДИУСОМ

*Яцкевич В.В., д-р техн. наук, профессор,  
Зелёный П.В., канд. техн. наук, доцент,  
Щербакова О.К.*

### **Белорусский национальный технический университет (г. Минск, Республика Беларусь)**

Универсальные колесные тракторы широко используются в качестве энергетического средства при создании мобильных строительных машин. Одной из распространённых особенностей строительного производства являются геометрические ограничения на движения мобильных машин – машинно-тракторные агрегаты – на загонах в стесненных условиях строительных площадок.

Кинематика обычных машин с рулевой трапецией и базовых колесных тракторов не обеспечивает такой минимальный радиус поворота по двум основным причинам:

- компоновка трактора и рулевая трапеция не позволяет осуществить поворот передних колес на углы более 45 ... 50 град;
- учитывая особенности привода универсальных колесных тракторов, на повороте передний мост работает в ведомом забегающем режиме, а большой угол поворота его колес в таком случае является причиной значительного бульдозерного эффекта, в то время как реакции грунта на них, обеспечивающие поворот трактора, с увеличением угла поворота колес уменьшаются. Также имеет место значительное боковое скольжение, наряду с уводом, и увеличение действительного радиуса поворота по сравнению с теоретическим, особенно в неблагоприятных условиях по сцеплению колес с грунтом.

Для уменьшения радиуса поворота до минимальных значений используется прием затормаживания внутреннего колеса с учетом свойств дифференциального привода ведущих задних колес. Однако эти свойства не реализуются в полной мере из-за несоответствия одновременной комбинации кинематического и силового способов поворотов из-за указанных выше ограничений. Поэтому для поворота

с минимальным радиусом необходим переход только на силовой способ за счет дифференциального механизма с обеспечением кинематики поворота посредством дополнительного колеса ролярного типа.

Характеристика дифференциального механизма поворота приведена в таблице 1.

Таблица 1

Характеристика дифференциального механизма поворота [1]

Механизм поворота	Показатели	
	кинематические	динамические
<i>Дифференциальные механизмы [<math>v' = v</math>]</i>		
<p>Простой дифференциал</p>	$u_D = \frac{A}{C} \frac{C}{A} = -1$ $\rho = 0,5B \frac{v_2 - v_1}{v_2 + v_1} \geq 0,5B$ $v_2 = \frac{\rho + 0,5B}{\rho} v$	$M_1 = 0,5M_{\Pi} - M_T$ $M_2 = 0,5M_{\Pi}$ $M_{\Pi} = \frac{BM_T}{2r_K} u_G = BP_2$ $M_T = 2P_2 \frac{r_K}{u_G} \leq \varphi G \frac{r_K}{u_G}$ $k_3/k_2 = 1 + 2v$

Преимущества дифференциального механизма поворота заключается в простоте и компактности конструкции, в малом времени срабатывания. Недостатки сводятся к большому тормозному моменту, снижению касательной силы тяги, перегрузке двигателя, резкому повороту и неустойчивости прямолинейного движения.

Дифференциальный механизм поворота обеспечивает минимальный радиус  $R=B/2$ , где  $B$  – колея трактора.

Таким образом, при обеспечении движения трактора серийной массовой компоновки с минимальным радиусом (необходимость, обусловленная технологическими условиями строительного производства), его поворотливость надо признать недостаточной. В связи с этим предлагается конструкция с 5-ым навесным колесом, которая улучшает поворачиваемость трактора во время выполнения технологических операций с использованием навесного орудия и сокращает непроизводительные затраты времени.

Указанная задача решается тем, что универсальный колесный трактор, содержащий остов, несущую его ходовую систему, состоящую из расположенных попарно спереди и сзади трактора четырех колесных движителей, причём передняя пара движителей

установлена с возможностью поворота в горизонтальной плоскости для направления движения трактора, а задняя – снабжена дифференциальным приводом вращения и отдельными тормозами, два установленных на остова механизма навешивания технологических машин и орудий с управляемыми гидравлическими приводами их подъёма и опускания, один из которых – основной – расположен сзади, а второй – дополнительный – спереди, снабжён опорным колесом, установленным на дополнительном механизме навешивания (рис.1).

Опорное колесо установлено на дополнительном механизме навешивания с возможностью свободного вращения в вертикальной и поворота в горизонтальной плоскостях, причём оси вращения и поворота колеса скрещиваются под прямым углом.

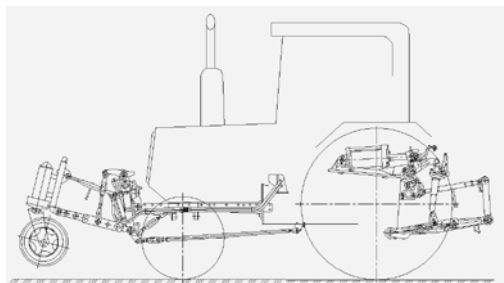


Рис. 1. Схема трактора с дополнительным опорным колесом

На рис. 2 схематически проиллюстрирован поворот трактора с использованием дополнительного колеса и обозначением сил, действующих на трактор при повороте. Поворот трактора осуществляется вокруг точки в центре давления (пятно контакта с поверхностью поля), т.е. вокруг заторможенного левого колеса. При перемещении вниз опорного колеса, оно приподнимет над опорной поверхностью переднюю пару управляемых колес.

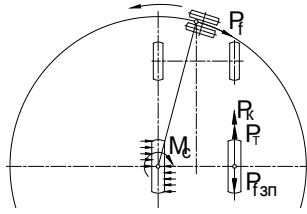


Рис. 2. Кинематическая схема поворота трактора с опорным колесом  
 $P_f$  – сила сопротивления качения опорного колеса;  $P_T$  – сила тяги заднего правого колеса;  $P_{Зп}$  – сила сопротивления качению заднего правого колеса;  $P_K$  – касательная сила тяги заднего правого колеса;  $M_c$  – момент сопротивления повороту заторможенного заднего левого колеса

Для универсально-пропашного трактора обычной конструкции массой 3000кг (распределение этой массы по передним и задним колесам как 1/3 и 2/3), движущегося по грунтовой поверхности коэффициент сцепления обоих колес с почвой  $\varphi=0,4$ . В этом случае правое заднее колесо при повороте способно развивать силу тяги:

$$P = \frac{G_{cy}}{2} \cdot \varphi; H,$$

где  $G_{cy}$  – сцепная сила, численно равная силе тяжести, приходящейся на задние ведущие колеса, Н.

$$G_{cy} = \frac{2G}{3} = \frac{2mg}{3}; H,$$

где  $G$  – сила тяжести трактора, Н;

$m$  – масса трактора, кг;

$g$  – ускорение свободного падения 9,81 м/с<sup>2</sup>.

Так как заднее левое колесо заторможено, то сила тяги его  $P=0$ .  $P_f = G_{Tn} \cdot f_n$ ,  $P_K = G_{Tn3} \cdot \varphi$ ;  $\dot{I}_{\tilde{N}} = G_T \cdot \varphi_{\tilde{n}} = 2746,8 \dot{I} \cdot i$   
 $\varphi = 0,4$  для рыхлой почвы [3].

Таким образом, уравнение движения трактора с опорным колесом при заторможенном левом колесе следующее:

$$M_C + P_{f5} \cdot L = (P_K - P_{33}) \cdot B, P_K = P_{f33} + \left( \frac{M_C + P_{f5} \cdot L}{B} \right) 0,7\varphi \cdot G_T.$$

Соблюдение этого условия обязательно, так как в противном случае трактор развернуться не сможет. Второй вариант поворота приведен на рис. 3. Данный поворот вокруг середины задней оси осуществляется за счет вращения задних колес в противоположенных направлениях. В этом случае радиус поворота  $R=0$ .

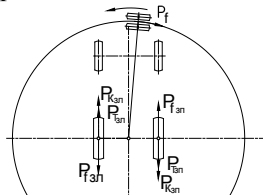


Рис. 3. Схема поворота трактора при вращении колес в противоположных направлениях

$$P_{f5} \cdot L = \left( P_{f\zeta\dot{\zeta}} - D\hat{E}\zeta\dot{\zeta} \right) \cdot \frac{\hat{A}}{2} - \left( D_{f\zeta\ddot{\zeta}} - D\hat{E}\zeta\ddot{\zeta} \right) \cdot \frac{\hat{A}}{2}.$$

Ещё меньшим радиус поворота будет, если остановить движитель задней пары, расположенный с противоположенной направлению поворота стороне трактора, а другой движитель этой пары привести во вращение в обратном направлении, характерном движению назад (рис. 4).

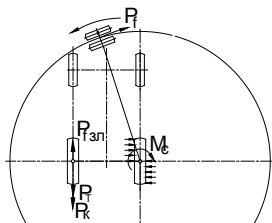


Рис. 4. Схема поворота трактора при движении задним ходом с заторможенным колесом

$$M_C + P_{f5} \cdot L = (P_K - P_{33}) \cdot B, \quad P_K = P_{f33} - \left( \frac{M_C + P_{f5} \cdot L}{B} \right) < 0,7\varphi \cdot G_T$$

Данные зависимости позволяют проанализировать значения плеча  $L$  (радиуса поворота), из которого видно, что при увеличении его длины  $M_C$  увеличивается, тем самым на изменение направления движения прикладываются меньшие усилия. Для того чтобы

определить, какая же длина будет оптимальной для установки опорного колеса, помимо теоретических расчетов необходимо провести испытания. Устройство можно использовать при выполнении такой энергоемкой технологической операции как перемешивание строительных материалов, характеризующей частыми поворотами на захватках с необходимым минимальным радиусом поворота и отсутствием орудий на переднем навесном механизме. Обычный трактор совершит такой круговой поворот с минимальным радиусом не может, так как для выполнения рабочего хода в обратном направлении он должен лечь на тот же курс по только что проложенном последнем следе рыхлителя, без дополнительного маневрирования. И на это необходимы дополнительные непроизводительные затраты времени. Представленная конструкция существенно минимизирует все вышеперечисленные недостатки на операциях, требующих сокращения времени на повороты.

### **Литература**

1. Анилович, В.А. Конструирование и расчет сельскохозяйственного трактора / В.А. Анилович, Ю.Т. Водолажченко. – М.: Машиностроиздат, 1976. – 456 с.
2. Барский, И.Б. Динамика трактора / И.Б. Барский, В.Я. Анилович, Г.М. Кутьков. – М.: Машиностроение, 1973. – 280 с.
3. Гуськов, В.В. Тракторы. Теория: в 8 ч. / В.В. Гуськов. – Минск: Вышэйш. школа, 1977. – Ч. II. – 384 с.