

Деформацию ϵ_z можно определить из условия, что сумма сил на торце вала равна нулю. Для сплошного вала

$$P_z = \int_0^{2\pi} \int_0^b \sigma_z \cdot r \cdot dr \cdot d\theta = 0 \quad (18)$$

Подставив формулу (7) в выражение (8) получим

$$\int_0^{2\pi} d\theta \int_0^b \mu (\sigma_z - \sigma_z) \cdot r \cdot dr - \int_0^{2\pi} d\theta \int_0^b \epsilon_z \cdot E \cdot r \cdot dr = 0 \quad (19)$$

Рассматривая совместно выражение (19) и уравнения (7) получим:

$$\int_0^{2\pi} d\theta \int_0^b \left[\frac{1}{3} \frac{\rho \omega^2}{1-\mu} [(3-2\mu)(b^2-r^2) - (3-2\mu)b^2 - (1-2\mu)r^2] r \cdot dr - \int_0^{2\pi} d\theta \int_0^b \epsilon_z E r \cdot dr = 0 \right]$$

Принтегрировав последнее уравнение, получим

$$\mu \rho \omega^2 \frac{b^2}{2} - \epsilon_z E = 0$$

Откуда

$$\epsilon_z = -\mu \frac{\rho \omega^2 b^2}{2E} \quad (20)$$

Подставив значения σ_z и σ_r из уравнений (7) и полученное значение ϵ_z в выражение (2.18) окончательно имеем

$$\sigma_z = \mu \frac{\rho \omega^2}{4(1-\mu)} (b^2 - 2r^2) \quad (21)$$

Аналогичным образом определяются напряжения для трубчатого вала и эти напряжения можно представить в виде формулы

$$\sigma_z = \mu \frac{\rho \omega^2}{4(1-\mu)} (b^2 - a^2 - 2r^2) \quad (22)$$

Список литературы

1. Шляхин П.Н. Паровые и газовые турбины М.: «Энергия», 1966, 264 стр. с черт.
2. Бауман Н.Я., Яковлев М.И. Свечков И.Н. Технология производства паровых и газовых турбин, М.: «Машиностроение», 1973, 464 с.
3. Пономарёв С. Д., Расчёты на прочность в машиностроении, том №2, 1958.

УДК 629.114

ОБ УМЕНЬШЕНИИ РАДИУСА ПОВОРОТА СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА

Зеленый П.В., Щербакова О.К., Яцкевич В.В.

Белорусский национальный технический университет, г.Минск

Многочисленная часть полей в Республике Беларусь характеризуется мелкоконтурностью и в этой связи 40% от общего пути трактора затрачивается на развороты и заезды [1]. Поэтому наиболее распространёнными особенностями сельскохозяйственного производства являются геометрические ограничения на движения мобильных средств механизации – машинно-тракторные агрегаты – на загонах в полевых условиях (разворотных полосах), в тесненных условиях хоздворов и ферм, парниках. Эти ограничения касаются всех сельскохозяйственных тракторов большой и малой мощности, и вопрос минимизации радиуса их поворота не теряет актуальности, особенно в куле с уменьшением непроизводительных затрат времени на

его осуществление (без сложного маневрирования, уплотнения почвы на загонах, её истирания, появления неровностей рельефа) [2]. Учитывая тот факт, что повороты и заезды в среднем составляют (10-12)% от общего пути агрегата, а на коротких участках этот показатель достигает 40 и более процентов, вопросы, связанные с поворачиваемостью тракторного агрегата являются в настоящее время актуальными [3].

Для улучшения поворотливости трактора и сокращения непроизводительных затрат времени на загонах при переориентации сельскохозяйственного агрегата на выполнение рабочего хода в обратном направлении предлагается несложное устройство. Оно может быть установлено на переднюю навесную систему и обеспечит быстрый его поворот практически на одном месте, позволяя снизить непроизводительные затраты времени, составляющие до 20-30% времени смены, в несколько раз [4].

Опорное колесо может быть установлено на дополнительном механизме навешивания с возможностью свободного вращения в вертикальной и поворота в горизонтальной плоскостях, причем оси вращения и поворота колеса скрещиваются под прямым углом (рис.1).

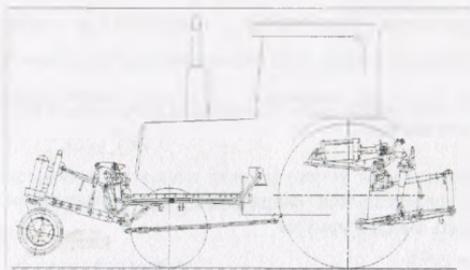


Рис.1 – Схема трактора с опорным колесом

Минимизировать радиус поворота трактора позволяет опирание его передней части на опорное колесо, имеющее возможность самоустанавливаться в направлении движения, а поворачивающий момент создавать за счет раздельного притормаживания или привода задних колесных движителей в противоположных направлениях.

Для углубленных исследований свойств поворота трактора с опорным колесом был создан опытный образец опорного колеса роляльного типа (рис.2), на котором можно было оценить реальные возможности поворота.

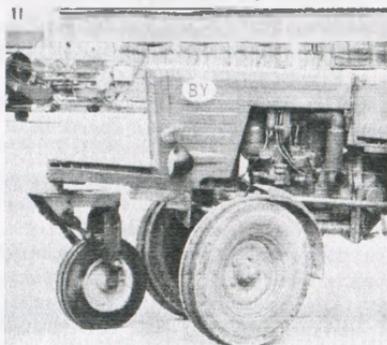


Рис.2 Опытный образец опорного колеса роляльного типа

Исследования показали, что радиус поворота трактора Т28 «Владимирец» на грунте без опорного колеса составил 6,7м, а с опорным колесом в тех же условиях 2,4м.

Эффективность применения данного устройства очевидна при гладкой пахоте. При осуществлении гладкой пахоты оборотным плугом трактор вынужден совершать обратный рабочий ход в только что проложенной борозде, оставленной при прямом рабочем ходе. Это требует совершения на загоне не простых поворотов, а грушевидных разворотов и большой ширины загона, а то и сложного маневрирования. Следовательно, при гладкой пахоте применение данного устройства для разворота позволит сократить время и место на разворот (рис.3).

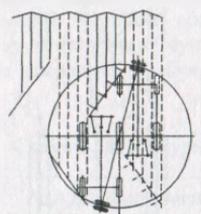
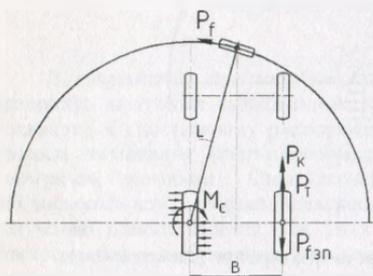


Рис.3 – Схема осуществление поворота при гладкой пахоте с опорным колесом

На рис. 4 схематически проиллюстрирован поворот трактора с использованием передней пары колесных движителей и обозначены силы, действующие 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 упирается на поверхность поля и приподнимает на ней переднюю пару колесных движителей. Такой поворот наиболее уместен при гладкой пахоте, когда трактор должен совершать рабочий ход в обратном направлении вплотную рядом с только что выполненным рабочим ходом и с оборотом пласта почвы в том же направлении.

$$P_{\Sigma} = P_{f\alpha} + \left(\frac{M_{\Sigma} + P_{f\alpha} \cdot L}{B} \right) < 0,7\varphi \cdot G_T$$



P_f - сила сопротивления качения опорного колеса;

P_T - сила тяги заднего правого колеса;

P_{f3n} - сила сопротивления качению заднего правого колеса;

P_K - касательная сила тяги заднего правого колеса;

M_{Σ} - момент сопротивления повороту заторможенного заднего левого колеса

Рис.4 – Кинематическая схема поворота трактора с опорным колесом вокруг заторможенного левого колеса

Второй вариант поворота приведен на рис.5. Данный поворот вокруг середины задней оси осуществляется за счет вращения задних колес в противоположных направлениях. Уравнение движения в этом случае имеет вид:

$$P_{f5} \cdot L = (P_{fn} - P_{кзп}) \cdot \frac{B}{2} - (P_{fn} - P_{кхл}) \cdot \frac{B}{2}.$$

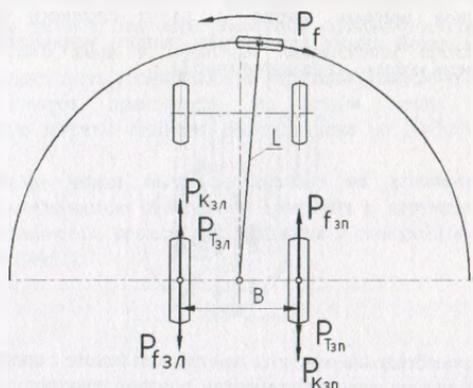


Рис.5 – Кинематическая схема поворота трактора вокруг середины задней оси при вращении колес в противоположных направлениях

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.6).

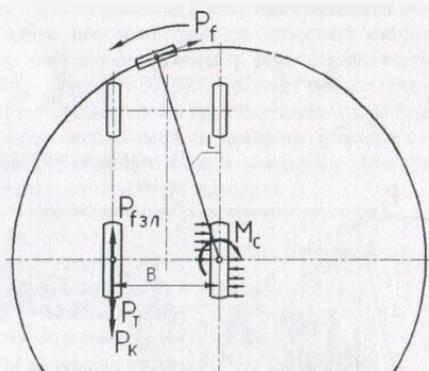


Рис.6 – Кинематическая схема поворота трактора при движении назад

$$M_c + P_{f5} \cdot L = (P_k - P_n) \cdot B, \quad P_k = P_{fn} - \left(\frac{M_c + P_{f5} \cdot L}{B} \right) < 0,7 \varphi \cdot G_T$$

Таким образом, устройство можно применять преимущественно при выполнении

такой сельскохозяйственной энергоёмкой технологической операции, как пахота отвальным плугом, характеризующейся небольшой шириной захвата, а следовательно, частыми поворотами на загонах с необходимым минимальным радиусом поворота и отсутствием сельхозорудия на переднем навесном механизме. Ширина захвата плуга, как правило, для трактора среднего класса может составлять 1,4 м или чуть больше. Обычный трактор совершить такой крутой поворот при выполнении гладкой пахоты не в состоянии. При выполнении рабочего хода в обратном направлении он должен вернуться практически в ту же борозду, которую только что проложил последним корпусом плуга. Для этого ему требуется дополнительное маневрирование на ограниченной малыми пределами ширине загона. Это сопровождается дополнительными непроизводительными затратами времени, а также увеличенной шириной загонов. Представленная конструкция существенно минимизирует все вышеперечисленные недостатки на операциях, требующих сокращения времени на повороты.

Список литературы

- [1] Иофинов С.А., Лышко Г.П. Эксплуатация машинно-тракторного парка. – 2-е изд. Пераб. И доп. – М.: Колос, 1984г. – 351с.
- [2] Анилович В.А., Водолаженко Ю.Т. Конструирование и расчет сельскохозяйственного трактора. – М. «Машиностроиздат», 1976. – 456с.
- [3] Барский И.Б., Анилович В.Я., Кутьков Г.М. Динамика трактора. – М.: «Машиностроение», 1973. – 280с.
- [4] Зелёный, П.В. Комбинированный поворот сельскохозяйственного трактора на гладкой пахоте. / Зелёный П.В., В.В.Яцкевич, О.К.Щербакова Доклады международной научно-практической конференции «Тракторы, автомобили, мобильные энергетические средства: проблемы и перспективы развития», посвященная 80-летию со дня рождения д.т.н., профессора Скотникова В.А. Мн.: БГАТУ, 2009. - С.475-479

УДК 621.791.3.052

НОВЫЕ КОНСТРУКЦИИ ПАЯНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Игнатова Е.В.

Научный руководитель доцент Цумарев Ю.А.

Белорусско-Российский университет, г. Могилев

В современной промышленности пайка является важным технологическим процессом получения неразъемных соединений, применение которого имеет тенденцию к постоянному расширению. Поэтому особую важность приобретают вопросы повышения работоспособности паяных соединений, в том числе их статической прочности. Столь серьезная проблема, связанная с повышением работоспособности, может быть решена только при системном подходе, как к получению паяных изделий, так и к анализу их свойств. Пайка относится к ответственным, подлежащим систематическому контролю и эффективному управлению, технологическим процессам, качество которых нельзя определить только методами контроля. Поэтому проектирование паяной конструкции является важнейшим этапом создания паяной конструкции, в основе которого лежит конструкторская и технологическая информация.

Проведенный С.В. Лашко и Н.Ф. Лашко еще в 1974 г. анализ патентной информации, которая является характеристикой инновационного развития в любой