

воздуха в стойловых помещениях и теплоснабжение производственных помещений.

Выводы

1. В настоящее время тепловые насосы являются более экономичными, чем котлы на дизельном топливе, а в ближайшем будущем, когда цены на энергоносители сравняются с европейскими, они станут бесспорными лидерами, и будут превосходить даже газовые котлы.

2. Кроме прямого экономического эффекта, тепловой насос абсолютно экологически безвредный источник теплоснабжения, пожаро- и взрывобезопасен.

3. Поскольку тепловые насосы не используют в своей работе топливо, то соответственно стоимость их эксплуатации не будет зависеть от изменения цен на энергоносители.

4. В Республике Беларусь целесообразно применять ТНУ двойного назначения, в которых в отопительный период теплоснабжение зданий осуществляется преимущественно от теплового насоса (80-90% годового теплотребления), а пиковые нагрузки (при низких температурах) покрываются котлами на органическом топливе.

ЛИТЕРАТУРА

1. Волов, Г.Я. Использование тепловых насосов в теплоснабжении и горячем водоснабжении/ Г.Я. Волов, К.Л. Кочепасов//Энергия и менеджмент, 2002. – № 2-3.
2. Фокин, В. М. Основы энергосбережения и энергоаудита/ В.М. Фокин. –М.:Машиностроение, 2006. – С.256.
3. Калнинь, И. М. Перспективы развития тепловых насосов / И.М. Калнинь //Холодильная техника, 1994. – №1.
4. Везиришвили, О.Ш. Энергосберегающие теплонасосные системы тепло- и хладоснабжения/ О.Ш. Везиришвили, Н.В. Меладзе. – М.: МЭИ, 1994. – 160 с.
5. Эксергетический метод и его приложения/ В.М. Бродянский [и др.]; под общ. ред. В.М. Бродянского. – М.: Энергоиздат, 1986. – 75 с.
6. Попель, О.С. Тепловые насосы. – эффективный путь энергосбережения/ О.С. Попель// Проблемы энергосбережения, 1999. –№1.
7. Материал из «Ваш дом TUT» [Электрон. ресурс]. – Режим доступа: www.vashdom.tut.by/. – Дата доступа: 1.09.2009
8. Амерханов, Р.А. Тепловые насосы/ Р.А. Амерханов. – М.: Энергоатомиздат, 2005. – С.160.

УДК 631.333

ПОСТУПИЛА В РЕДАКЦИЮ 15.01.2009

ОСОБЕННОСТЬ ПОВОРОТА ТРАКТОРА С ШАРНИРНО-СОЧЛЕНЕННОЙ РАМОЙ

И.Н. Ботян, председатель (СПК «Вировлянский», Витебская обл.)

Аннотация

Предлагается методика расчета для определения минимального радиуса поворота трактора. Рассмотрена линейная теория деформации шин. Приведены зависимости между величиной угловой и поперечной деформациями в процессе движения. Даны рекомендации механизаторам, работающим на тракторах Т-150К и К-700.

Введение

В повышении эффективности сельскохозяйственного производства, ускорении научно-технического прогресса значительная роль отводится новой сельскохозяйственной технике, которая должна повысить производительность труда на основной обработке почвы в 1,5 – 1,8 раза и снизить удельный расход топлива на 10 – 12 %.

В наиболее общем случае колесная машина совершает весьма сложные движения. Вместе с тем, от сил, действующих в контакте колесного движителя с дорогой, зависят такие основные эксплуатационные свойства колесных машин, как тягово-скоростные характеристики, поворачиваемость, устойчивость, проходимость и некоторые другие.

В развитии теории движения колесных машин велика заслуга ученых Г.В. Зимелева, Б.С. Фалькеви-

ча, А.С. Литвинова, Я.М. Певзера, Р.В. Ротенберга, В.Ф. Бабкова, главных конструкторов заводов и многих других ученых и инженеров [1].

Поворачиваемость – свойство колесной машины совершать повороты с заданной кривизной на дороге и местности.

Теория поворота колесного трактора с шарнирно-сочлененной рамой давно интересует исследователей. Подобная постановка вопроса в литературе пока не получила решения. Нет исследований поворота трактора с шарнирно-сочлененной рамой типа Т-150К, К-700 и других при наличии у трактора переднего и заднего ведущих мостов.

Для уяснения всей картины взаимодействия, как колес с почвой, так и частей трактора было решено расчленив задачу на ряд отдельных задач.

Основная часть

В данной статье автором рассматривается установившийся поворот трактора без рабочих машин. Будем считать включенным только передний мост, к задним колесам в этом случае приложены силы сопротивления перекачиванию.

Принятые допущения: вторая пара колес свободно вращается вокруг общей оси и шарнирно связана с первой. Так как все пары имеют дифференциалы, то можно считать движение колес происходит без скольжения и скорости центров масс и образует постоянный угол с общей осью. Значит, мгновенная ось вращения будет находиться на пересечении перпендикуляров, проведенных к скоростям точек K и K' . Изобразим схему трактора с шарнирно-сочлененной рамой на повороте (рис.1).

Обозначим через α – угол поворота передней полурамы относительно задней (угол считаем постоянным и малым); V – скорость движения центра масс ($V = \text{const}$ – движение равномерное).

В число внешних сил, приложенных к трактору, входят сила F_1 тяги передних колес и сила S_2 сопротивления перекачиванию задних колес. Внешними для трактора силами являются также опорные реакции \dot{O}_1 и \dot{O}_2 ; \dot{I}_1 и \dot{I}_2 – опорные моменты; δ_1 – угол увода передних колес; δ_2 – угол увода задних колес. Так как $\omega = \text{const}$, то главный момент силы инерции в данном случае равен нулю.

Φ_1 и Φ_2 силы инерции соответственны передней и задней секций трактора, приложенные в точках S_1 и S_2 – центрах масс этих секций.

Применяя метод кинестатики, присоединяем к трактору систему сил инерции. Она сводится к одной силе – главному вектору $\bar{\Phi}$. Поскольку трактор состоит из двух секций, главный вектор сил инерции удобнее представить в виде суммы двух сил: $\bar{\Phi} = \bar{\Phi}_1 + \bar{\Phi}_2$; $m = m_1 + m_2$, где m – масса трактора, m_1, m_2 – массы передней и задней полурам.

Из теоретической механики известно:

$$\phi_1 = m_1 \frac{g_{s_1}^2}{\rho_1}; \phi_2 = m_2 \frac{g_{s_2}^2}{\rho_2},$$

где g_{s_1} и g_{s_2} – скорости центров масс S_1 и S_2 ; ρ_1 и ρ_2 – радиусы кривизны траекторий точек S_1 и S_2 , V_1 и V_2 , т.е. радиусы, описываемые точками S_1 и S_2 ; β_1 и β_2 – углы, образуемые силами ϕ_1 и ϕ_2 с осью x .

Обозначим расстояние от шарнира Д до осей I и

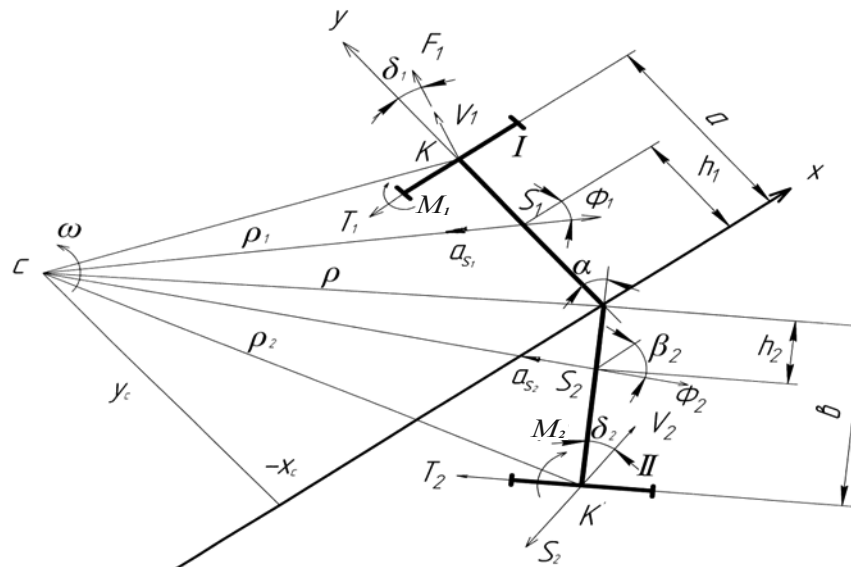


Рисунок 1. Схема трактора на повороте

2 колес через $DI = a$, $DII = b$, $DS_1 = h_1$, $DS_2 = h_2$ (все величины известны).

Уравнение кинестатики в проекциях на оси x и y и уравнение моментов получат следующий вид:

$$\Sigma Xi = -T_1 - T_2 \cos \alpha + F_1 \sin \delta_1 - S_2 \sin(\alpha + \delta_2) + \phi_1 \cos \beta_1 + \phi_2 \cos \beta_2 = 0 \quad (1)$$

$$\Sigma Yi = F_1 \cos \delta_1 - S_2 \cos(\alpha + \delta_2) + T_2 \sin \alpha - \phi_1 \sin \beta_1 - \phi_2 \sin \beta_2 = 0 \quad (2)$$

$$\Sigma M_{D_i} = -M_1 - M_2 + T_1 a + T_2 b - F_1 a \sin \delta_1 - S_2 b \sin \delta_2 - \Phi_1 \cos \beta_1 h_1 + \Phi_2 h_2 \cos \alpha = 0 \quad (3)$$

Принимая угол поворота передней полурамы относительно задней малым, малыми являются и углы увода δ_1 и δ_2 , а также углы β_1 и β_2 .

Уравнение кинестатики можно записать в виде:

$$\Sigma Xi = -T_1 - T_2 + F_1 \delta_1 - S_2(\alpha + \delta_2) + \Phi_1 + \Phi_2 = 0. \quad (4)$$

$$\Sigma Yi = F_1 - S_2 + T_2 \alpha - \Phi_1 \beta_1 - \Phi_2 \beta_2 = 0. \quad (5)$$

$$\Sigma M_{D_i} = -M_1 - M_2 + T_1 a - T_2 b - F_1 a \delta_1 - S_2 b \delta_2 - \Phi_1 h_1 + \Phi_2 h_2 = 0 \quad (6)$$

Переходим к нахождению центра и радиуса поворота трактора, модулей центробежных сил инерции и Φ_2 и углов β_1 и β_2 .

Центр поворота C найдем как точку пересечения перпендикуляров к скоростям \mathcal{G}_1 и \mathcal{G}_2 .

Уравнения прямых CK и CK' в осях x, y можно записать в виде:

$$Y = -tg\delta_1 x + a = \delta_1 x + a; (CK). \quad (7)$$

$$Y = -(\alpha + \delta_1)x - \epsilon; (CK'). \quad (8)$$

Решив уравнения совместно, найдем координаты центра поворота – точки C :

$$X_c = -\frac{a + \epsilon}{\alpha + \delta_2 - \delta_1}; Y_c = a + \frac{(a + \epsilon)\delta_1}{\alpha + \delta_2 - \delta_1}. \quad (9)$$

Найдем радиус поворота ρ . Так как радиус поворота значительно больше h_1 и h_2 , то можно принять, что при повороте $\rho_1 \approx \rho_2$.

Ориентировочные расчеты показывают, что относительная ошибка от замены радиусов ρ_1 и ρ_2 величиной ρ не превышает 2% [2].

$$\rho = \frac{X_c}{\cos \alpha} = (a + \epsilon) \frac{1}{\alpha + \delta_2 - \delta_1}. \quad (10)$$

Скорости точек S_1 и S_2 равны $V_{s_1} = \omega_{\rho_1}$, $V_{s_2} = \omega_{\rho_2}$ также могут быть приблизительно равными друг другу: $S_1 \approx S_2 = \mathcal{G}$, где \mathcal{G} – скорость трактора, т.е. центра масс.

Подставляя ρ и \mathcal{G} в формулу $\Phi = \frac{m\mathcal{G}^2}{\rho}$, найдем величины модулей центробежных сил инерции:

$$\begin{aligned} \Phi_1 &= \frac{m_1 \mathcal{G}^2}{a + \epsilon} (\alpha + \delta_2 - \delta_1), \\ \Phi_2 &= \frac{m_2 \mathcal{G}^2}{a + \epsilon} (\alpha + \delta_2 - \delta_1). \end{aligned} \quad (11)$$

Определим углы β_1 и β_2 , составленные векторами $\overline{\Phi}_1$ и $\overline{\Phi}_2$ с осью X . Для этого найдем угловые коэффициенты прямых CS_1 и CS_2 :

$$\beta_1 = \frac{Y_{s_1} - Y_c}{X_{s_1} - X_c} = \frac{h_1 - a}{a + \epsilon} (\alpha + \delta_2) - \frac{h_1 + \epsilon}{a + \epsilon} \delta_1, \quad (12)$$

$$\beta_2 = \frac{Y_{s_2} - Y_c}{X_{s_2} - X_c} = \frac{h_2 - a}{a + \epsilon} (\alpha + \delta_2) - \frac{h_2 + \epsilon}{a + \epsilon} \delta_1. \quad (13)$$

Таким образом, углы β_1 и β_2 являются линейными комбинациями малых углов и поэтому являются малыми углами. Так как $\alpha, \delta_1, \delta_2$ – величины малые, то это позволяет пренебречь слагаемыми, содержащими эти углы в качестве множителей в уравнениях (4), (5), (6). Тогда из второго уравнения системы получим:

$$F_1 = S_2, \quad (14)$$

т.е. сила тяги передних колес при равномерном движении трактора уравновешивает заданную силу сопротивления перекачиванию задних колес.

На динамику поворота существенно будут влиять деформации пневматических колес (рис.2).

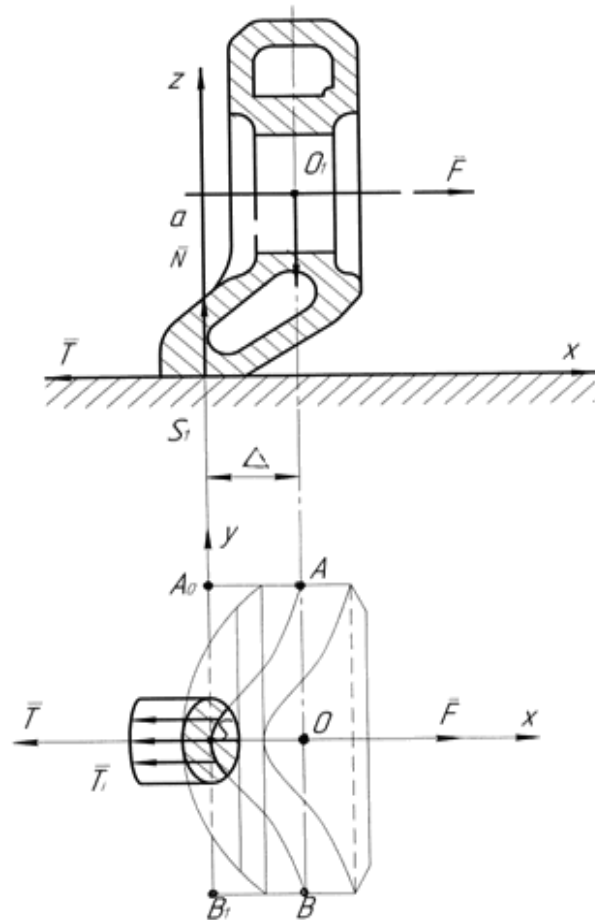


Рисунок 2. Схема деформации шины колеса при качении с уводом

Вертикально расположенное колесо испытывает две деформации шины – угловую и поперечную. Принимается линейная теория деформаций шин, т.е. считаются силы пропорциональными деформациям:

$$T = c\Delta; M = f\psi; \psi = K\Delta. \quad (15)$$

Силы, действующие на неподвижное колесо при поступательном смещении обода в поперечном на-

правлении, где T и M – поперечная сила и стабилизирующий опорный момент, возникающие при уводе колеса. Δ и ψ – поперечная и угловая деформация шины. K – коэффициент пропорциональности между деформациями (поперечной и угловой). C и f – коэффициенты поперечной и угловой жесткости. Пусть неподвижное колесо, нагруженное вертикальной силой Q , опирается на горизонтальную плоскость XSY . При этом возникает сила $\bar{N} = -\bar{Q}$ – нормальная реакция плоскости. Точки S_1 и S (рис.2) изображают центр контактной площади, точка O_1 и O – соответственно центр колеса и его проекцию на плоскость XSY . Если к центру неподвижного колеса приложить силу \bar{F} , направленную вдоль его оси, то плоскость обода сместится из начального положения A_0B_0 в новое положение AB на расстояние $SO = \Delta$. Шина при этом испытывает сложную деформацию. Средняя линия шины, имевшая до деформации (в проекции) вид прямолинейного отрезка A_0B_0 , становится отрезком кривой ASB . Это обусловлено, очевидно, возникновением на контактной площадке при смещении обода горизонтальных сил T_i (касательных составляющих реакций поверхности), стремящихся удержать шину от проскальзывания в направлении силы \bar{F} . Если при установившемся уводе угловая деформация шины равна углу увода $\Psi = \delta$, то выражение (15) можно записать:

$$T = C \Delta, M = f K \Delta, \delta = K \Delta. \quad (16)$$

Подставив в выражения (4) и (6) из уравнений кинестатики значение сил, моментов и углов значения (16), (14), (11) и пренебрегая слагаемыми, содержащими произведения малых углов, после ряда преобразований получили систему двух уравнений для определения поперечной деформации передних и задних колес:

$$A_1 \Delta_1 + B_1 \Delta_2 = C_1; A_1 B_1 + B_1 \Delta_2 = C_2, \quad (17)$$

$$\text{где } A_1 = C_1 + K_1 \left[\frac{(m_1 + m_2) \mathcal{G}_2}{a + \epsilon} - S \right],$$

$$A_2 = a c_1 - K_1 \left[\frac{(m_2 h_2 - m_1 h_1) \mathcal{G}_2}{a + \epsilon} + f_1 + a S_2 \right],$$

$$B_1 = -\epsilon C_2 + K_2 \left[\frac{m_2 h_2 - m_1 h_1}{a + \epsilon} - f_2 - \epsilon S_2 \right],$$

$$C_1 = \left[\frac{(m_1 + m_2) \mathcal{G}_2}{a + \epsilon} - S_2 \right] \alpha,$$

$$C_2 = - \frac{m_2 h_2 - m_1 h_1}{a + \epsilon} \alpha,$$

где A, B, C – определители, составленные из коэффициентов системы.

Решая систему уравнений (17), найдем Δ_1 и Δ_2 (поперечную деформацию).

Таким образом, зная механические характеристики шин, размеры всех звеньев, скорость движения трактора \mathcal{G} и угол излома рамы α , можно найти деформации шин Δ_1 и Δ_2 , по которым затем по формуле (16) находим $T_1, T_2, \delta_1, \delta_2, M_1$ и M_2 .

Когда оба моста трактора ведущие на схеме (рис.1) вместо силы S_2 будет действовать сила тяги задних колес, направленная вдоль скорости \mathcal{G}_2 . Практически характер уравнений сохранится.

Исследования по определению минимального радиуса поворота проводились при работе трактора Т-150К с комбинированным агрегатом по внесению известкового мелиоранта в трехкратном измерении. Минимальный радиус поворота составил 7,65 м.

Выводы

В системе почва-полурама трактора появляется циркуляция мощности, которая ведет к ускоренному износу шин, появлению больших напряжений в трансмиссии, вызывающих ее износ. Механизаторам, работающим на тракторах Т-150К, К-700, рекомендовано на поворотах, а также при малых нагрузках включать только передний мост. Избежать циркуляции мощности можно только путем автоматической стабилизации скорости мостов.

В сочлененной машине ограничение поворачиваемости вследствие недостаточности силы тяги еще менее вероятно, чем в машине с управляемыми колесами. Ограничение радиусов поворота наступает вследствие возрастания реакций, особенно боковых, доходящих при больших углах складывания до предельных величин, ограничиваемых сцеплением колес с опорной поверхностью.

ЛИТЕРАТУРА

1. Смирнов, Г.А. Теория движения колесных машин/ Г.А. Смирнов. – М.: Машиностроение, 1981. – С. 267.
2. Гячев, Л.В. Устойчивость движения сельскохозяйственных машин и агрегатов/ Л.В. Гячев. – М.: Машиностроение, 1981. – С. 206.