

А. П. Ляхов¹, Т. А. Непарко¹, Н. Н. Быков¹, Э. В. Дыба²

¹УО «Белорусский государственный аграрный технический университет»
г. Минск, Республика Беларусь

²РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства»
г. Минск, Республика Беларусь
E-mail: dibua-18@mail.ru

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ КРУТЯЩИХ МОМЕНТОВ В ТРАНСМИССИИ ТРАКТОРА 4×4 И ИХ ВЛИЯНИЕ НА КИНЕМАТИКУ КАЧЕНИЯ ВЕДУЩИХ КОЛЕС ПРИ БЛОКИРОВАННОЙ СХЕМЕ СВЯЗИ

Аннотация. В статье приведен метод расчета распределения крутящих моментов по ветвям заблокированного межосевого привода 4×4 машинно-тракторного агрегата.

Ключевые слова: крутящий момент, колесо, движитель, буксование, ведущий мост.

A. P. Lyakhov¹, T. A. Neparco¹, N. N. Bykov¹, E. V. Dyba²

¹UO "Belarusian State Agrarian Technical University"
Minsk, Republic of Belarus

²RUE "SPC NAS of Belarus for Agricultural Mechanization"
Minsk, Republic of Belarus
E-mail: dibua-18@mail.ru

TORQUE DISTRIBUTION IN TRANSMISSION TRACTORS 4×4 AND THEIR INFLUENCE ON ROLLING KINEMATICS OF DRIVE WHEELS WITH BLOCKED COMMUNICATION CIRCUIT

Abstract. The article provides a method for calculating the distribution of torques along the branches of a blocked 4×4 center-to-center drive of a machine-tractor unit.

Keywords: torque, wheel, propulsor, skidding, driving bridge.

Введение

Нынешний этап развития тракторных средств механизации для различных отраслей хозяйственной деятельности характеризуется возросшими удельными мощностями универсально-пропашных тракторов, на базе которых комплектуется большая часть технологических машинно-тракторных агрегатов. Реализация новых концепций таких агрегатов и технологий путем совмещения технологических операций обеспечивается многофункциональными высокоуниверсальными технологическими прицепными машинами блочно-модульного построения. В результате повышаются требования к оптимальному распределению мощностных и силовых параметров. Причем, если перечень возможных состояний структуры моторно-трансмиссионной системы известен заведомо, то динамика этих состояний при работе машинно-тракторного агрегата в конкретных условиях движения заведомо неизвестна, так как это определяется состоянием различных муфт, расчленяющих систему и входящих в конструкцию трансмиссии энергосредства машинно-тракторного агрегата, которые могут быть не только замкнутыми или разомкнутыми, но и находиться в переходном режиме.

Поэтому задача по определению крутящих моментов на конкретных элементах такой трансмиссии представляет достаточно сложную проблему, требующую для решения составления дифференциальных уравнений движения и моделирования с применением ЭВМ динамики трансмиссии в составе всего агрегата. Однако для решения практических проектных и эксплуатационных

задач необходимы также удобные аналитические выражения, позволяющие определять распределение крутящих моментов на валах трансмиссии и усилий в шарнирах связей при установившихся скоростях движения агрегата и конечных состояниях трансмиссионных муфт. Цель данной работы и состоит в получении подобных выражений.

Основная часть

На кафедре эксплуатации машинно-тракторного парка учреждения образования «Белорусский государственный аграрный технический университет» ведется исследовательская работа по разработке научно-практических рекомендаций по операционному использованию технических средств, в рамках которой производится определение крутящих моментов в трансмиссии энергосредств агрегатов.

Одним из эффективных направлений совершенствования мобильных сельскохозяйственных агрегатов является повышение тягово-сцепных свойств колесных тракторов путем эффективного использования мощности и веса трактора с распределением его по всем ведущим колесам ходовой системы.

Поиск различных способов повышения тяговых качеств колесных тракторов привел к использованию наиболее эффективного при компоновке по схеме 4×4, при которой все колеса равных радиусов являются ведущими при практически равномерном распределении веса всего трактора в качестве сцепного. Однако результаты выполненных экспериментальных исследований [1–9] позволили сделать выводы, что коэффициенты сцепления таких колес несколько ниже, чем таких же колес трактора по схеме 4×2 в аналогичных условиях эксплуатации. Эти расхождения связаны со схемой привода ведущих колес, и в настоящее время применяются две схемы – блокированная и дифференциальная.

При этом следует отметить, что с целью улучшения проходимости полноприводных тракторов в трудных условиях применяют блокировку трансмиссии. При заблокированном приводе имеет место различие в радиусах качения эластичных движителей, что вызывает перераспределение крутящих моментов по ведущим мостам и упругое закручивание валов в результате отклонения величин крутящих моментов от заданных кинематической схемой привода.

Это связано с тем, что во всем диапазоне эксплуатации трактора невозможно обеспечить кинематическое согласование в приводе передних и задних колес. Экспериментально также установлено, что зависимости крутящих моментов колес от их буксования, силы сопротивления перекачиванию от тяговой нагрузки меняются с изменением кинематического несоответствия скоростей колес:

$$K_v = \frac{\omega_{к1} r_{к1}^0}{\omega_{к2} r_{к2}^0} = K_n K_r, \quad (1)$$

где $\omega_{к1}$, $\omega_{к2}$ – угловые скорости вращения колес передней и задней осей, c^{-1} ; $r_{к1}^0$, $r_{к2}^0$ – радиусы качения колес передней и задней осей, м; K_n , K_r – коэффициенты кинематического несоответствия угловых скоростей и радиусов качения колес.

Значение кинематического несоответствия K_v (радиусов качения ведущих колес) зависит от выбора типа шин и внутреннего давления воздуха в них, технологических допусков на изготовление, нормальных нагрузок на шины и их перераспределения в процессе эксплуатации. Практически величину кинематического несоответствия в межосевом приводе у тракторов с заблокированным приводом выбирают в зависимости от соотношения радиусов качения колес.

Особенности заблокированного силового привода и распределение крутящих моментов заключаются в том, что крутящие моменты $M'_{к1}$ передних колес и $M'_{к2}$ задних отличаются от соответствующих моментов $M_{к1}$ и $M_{к2}$ при отсутствии кинематической и силовой связи мостов на величину момента внутренних сил упругости $M_{упр}$, нагружающих силовую передачу. Исследованиями установлено, что знак $M_{упр}$ зависит от радиуса колеса. Отрицательный момент приложен к колесу с меньшим радиусом (отстающему), а положительный – к колесу с большим радиусом (забегающему). В процессе движения на жестком несминаемом основании выравнивание кинематического

несоответствия и поступательных скоростей колес происходит за счет деформации почвы при буксовании. На рис. 1 приведена зависимость касательной силы тяги трактора от величины буксования колес при различном значении кинематического несоответствия K_v .

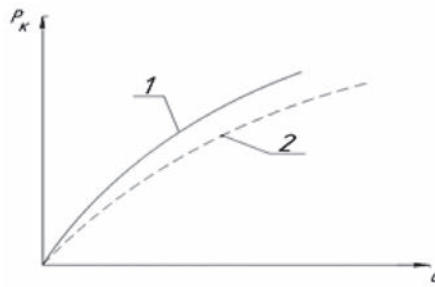


Рис. 1. Зависимость касательной силы тяги трактора от величины буксования колес при различном значении кинематического несоответствия: 1 – при $K_v = 1$; 2 – при $K_v \neq 1$

Оценку упругих свойств шин в тангенциальном направлении на несминаемом основании согласно ГОСТ 17697-72 «Автомобили. Качение колеса. Термины и определения» осуществляют коэффициентом тангенциальной эластичности $\lambda_r = \frac{\partial r_k}{\partial M_k}$. В практическом значении коэффициент λ_r является отношением:

$$\lambda_r = \frac{(r_{ki}^0 - r_{ki})}{M_{ki}}, \quad (2)$$

где r_{ki}^0 – радиус качения i -го колеса в ведомом режиме, м; r_{ki} – радиус качения i -го колеса при приложении крутящего момента M_{ki} , м.

Радиусы качения r_{ki} и r_{ki}^0 ведущих колес взаимосвязаны:

$$r_{ki} = r_{ki}^0 (1 - \delta_i), \quad (3)$$

где δ_i – буксование i -го колеса.

При движении трактора с заблокированной трансмиссией и кинематическим рассогласованием ведущих колес имеют место три случая неравномерного распределения крутящих моментов по мостам: моменты имеют положительные значения; один момент имеет положительное значение, другой – отрицательное, причем за время выравнивания радиусов r_{k1} и r_{k2} колеса не скользят; моменты имеют разные знаки, причем из-за значительного различия r_{k1} и r_{k2} их выравнивание происходит при скольжении колес одной или обеих осей, при этом наличие отрицательного крутящего момента на колесах одной из осей наблюдается явление циркуляции мощности в заблокированной трансмиссии.

Для упрощения процесса выравнивания радиусов качения колес трактора с формулой 4×4 рассмотрим движение в ведомом режиме, принимая следующие допущения: коэффициенты тангенциальной эластичности шин правого и левого бортов равны $\lambda_1 = \lambda_2 = \lambda$; передаточные числа главных передач одинаковы, зазоры в приводе отсутствуют, скорость движения трактора постоянная.

В этом случае уравнение движения трактора имеет вид

$$d\alpha = ds \left(\frac{1}{r_{BK2} + \lambda_2 c_T \alpha} - \frac{1}{r_{BK1} + \lambda_1 c_T \alpha} \right), \quad (4)$$

где α – относительное угловое перемещение колес, град.; c_T – приведенный коэффициент жесткости привода от первой оси до второй; r_{BKi} – радиус качения i -го колеса в ведомом режиме, м.

Обозначив $r_{BK1} - r_{BK2} = \Delta r$ и выполнив преобразование, получим:

$$ds = \frac{r_{BK1} r_{BK2} + \Delta r \lambda c_T \alpha - (\lambda c_T \alpha)^2}{\Delta r - 2 \lambda c_T \alpha} d\alpha. \quad (5)$$

Интегрирование этого выражения дает зависимость пути, проходимого трактором для выравнивания радиусов качения колес

$$s = - \left(\frac{4r_{\text{BK1}}r_{\text{BK2}} + \Delta r^2}{8\lambda c_T} \right)^2 \ln(\Delta r - 2\lambda c_T \alpha) - \frac{\Delta r \alpha}{4} + \frac{\lambda c_T \alpha^2}{2} + c. \quad (6)$$

Для определения постоянной интегрирования примем начальные условия $\alpha = 0$ при $s = 0$

$$c = \left(\frac{4r_{\text{BK1}}r_{\text{BK2}} + \Delta r^2}{8\lambda c_T} \right) \ln(\Delta r). \quad (7)$$

Подставив выражение (7) в (6), получим формулу для пути, на котором произойдет выравнивание радиусов качения:

$$s = \frac{\lambda c_T \alpha^2}{4} - \frac{\Delta r \alpha}{4} + \frac{(r_{\text{BK1}} + r_{\text{BK2}})^2}{8\lambda c_T} \ln \left(\frac{\Delta r}{\Delta r - 2\lambda c_T \alpha} \right). \quad (8)$$

Условия, при которых произойдет выравнивание текущих радиусов качения, представляются в виде

$$\left. \begin{aligned} r_{\text{K1}} &= r_{\text{BK1}} - \lambda c_T \alpha \\ r_{\text{K2}} &= r_{\text{BK2}} + \lambda c_T \alpha \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

где r_{K1} , r_{K2} – текущие значения радиусов качения колес переднего и заднего мостов, м.

Условие выравнивания радиусов качения $r_{\text{K1}} = r_{\text{K2}}$ или, как следует из выражения (9),

$$r_{\text{BK1}} - \lambda c_T \alpha = r_{\text{BK2}} - \lambda c_T \alpha,$$

или

$$\Delta r - 2\lambda c_T \alpha = 0. \quad (10)$$

Анализируя выражение (8) с учетом зависимости (10), приходим к выводу, что последний член выражения (8) равен бесконечности, а первые два – имеют конечные значения, что позволяет произвести упрощение (8) и сделать вывод, что путь выравнивания радиусов качения равен бесконечности

$$s = \frac{(r_{\text{BK1}} + r_{\text{BK2}})^2}{8\lambda c_T} \ln \left(\frac{\Delta r}{\Delta r - 2\lambda c_T \alpha} \right). \quad (11)$$

Из выражения (11) угол α равен

$$\alpha = \frac{\Delta r (e^n - 1)}{2e^n \lambda c_T}, \quad (12)$$

а значение показателя степени равно:

$$n = \frac{8\lambda c_T s}{(r_{\text{BK1}} + r_{\text{BK2}})^2}. \quad (13)$$

Принимая во внимание, что при большом значении n можно принять $\frac{e^n - 1}{e^n} \approx 1$, выражение (12) принимает вид

$$\alpha = \frac{\Delta r}{2\lambda c_T}. \quad (14)$$

Используя выражение (9) с учетом (12), получим зависимости выравнивания радиусов качения колес r_{K1} и r_{K2} от пути s :

$$\left. \begin{aligned} r_{k1} &= r_{BK1} + \lambda C_T \alpha = r_{BK1} + \frac{\Delta r (e^n - 1)}{2e^n} \\ r_{k2} &= r_{BK2} - \lambda C_T \alpha = r_{BK2} - \frac{\Delta r (e^n - 1)}{2e^n} \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

Зависимость радиуса качения колес от пути s передней и задней осей энергосредства с колесной формулой 4×4 по данным эксперимента приведена на рис. 2 [3], из которого следует, что радиусы качения r_{k1} и r_{k2} в зависимости от пройденного пути изменяются нелинейно, и уже после 1,0–1,5 метров можно с некоторым приближением считать их выровненными.

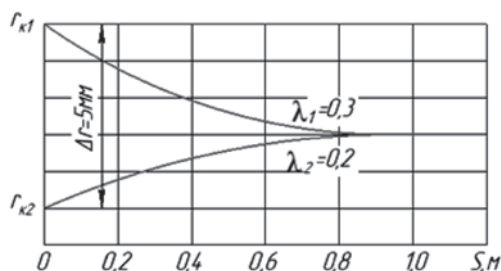


Рис. 2. Зависимость радиусов качения от пути при движении энергосредства с колесной формулой 4×4

Рассмотрим факторы, влияющие на упругое скручивание валов трансмиссии.

Первая группа факторов связана с особенностями конструкции движителей, точностью их изготовления, а также изменением их состояния в процессе эксплуатации. Результаты исследований показывают: наименьший упругий момент скручивания валов привода, а следовательно, и путь выравнивания радиусов качения имеют движители с шинами высокого давления и регулируемым давлением воздуха. Наибольший путь выравнивания радиусов качения и склонность к возникновению циркуляции мощности имеют место у энергосредств с арочными шинами, шинами типа «Р», за счет меньших значений коэффициентов тангенциальной эластичности λ . Значительно влияет на значение λ и число слоев корда каркаса шины, а также отклонения величин свободных радиусов от номинальных при изготовлении шин, достигающие до 3–4 %. При разбросе размеров свободных радиусов в пределах 3–4 % радиусы качения этих шин отличаются друг от друга на такую же величину. Существенное влияние на радиусы качения колес многоприводных движителей оказывает различие в величине внутреннего давления в шинах. Неравномерный износ протектора шин влияет на значение коэффициента λ и при полном износе протектора уменьшается до 25 % по сравнению с неизношенным протектором.

Вторая группа факторов связана с конструктивными особенностями энергетического средства (тип трансмиссии, компоновка и т. д.). Значительное влияние на возникновение внутренних сил упругости оказывает перераспределение нагрузки на движители при движении, особенно это проявляется при действии силы тяги на крюке трактора.

Третья группа факторов связана с особенностями условий эксплуатации. Неодинаковые окружные зазоры в приводе к ведущим мостам и в трансмиссии приводят при трогании к неодновременному нагружению ведущих колес и перераспределению крутящих моментов по ведущим мостам.

Продольные угловые колебания корпуса машины при движении приводят к динамическому перераспределению крутящих моментов и появлению динамической циркуляции мощности. При движении на поворотах колеса того или иного борта проходят разные расстояния, что приводит к перераспределению крутящих моментов.

Заключение

1. Улучшение эксплуатационных и тягово-сцепных свойств энергетических средств машинно-тракторных агрегатов связано с использованием всех колес в качестве ведущих. В этом слу-

чае практически весь вес трактора используется в качестве сцепного и способствует реализации силы тяги.

2. Тяговая динамика энергосредств со всеми ведущими колесами зависит от типа привода, влияющего на распределение крутящих моментов по осям движителя, и в большинстве конструкций применяются два их типа – блокированный и дифференциальный. При блокированном приводе две и более ведущих оси энергетического средства жестко связаны между собой, и вследствие этого между угловыми скоростями колес существует неизменное соотношение. При дифференциальном приводе связь между осями происходит через включенный межосевой дифференциал, что влияет на соотношение скоростей и крутящих моментов.

3. Наиболее сложным режимом при движении энергосредств является работа движителя с блокированным приводом, основной фактор которого – кинематическое несоответствие передних и задних ведущих колес, что приводит к разнице окружных скоростей, упругому закручиванию валов и возможности возникновения и циркуляции паразитной мощности, ухудшающей тяговые свойства трактора. Снижение величины коэффициента кинематического несоответствия может быть достигнуто при определенных значениях буксования передних и задних колес и практически устранено при прямолинейном движении на рыхлых почвах с достаточной величиной силы тяги на крюке.

4. При применении дифференциального привода вследствие наличия сил внутреннего трения в дифференциале имеет место зона нечувствительности, и дифференциальный привод превращается в блокированный и вступает в работу лишь тогда, когда на его осях создается разность моментов, достаточная для преодоления сил трения. Кроме этого сила тяги трактора зависит от силы тяги колес, находящихся в худших условиях по сцеплению, что является явным недостатком дифференциального привода.

Список использованных источников

1. Перспективные мобильные энергетические средства (МЭС) для сельскохозяйственного производства / В. В. Кацыгин [и др.]. – Минск: Наука и техника, 1982. – 272 с.
2. Чудаков, Д. А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля / Д. А. Чудаков. – М.: Колос, 1972. – 384 с.
3. Транспортные средства на высокоэластичных движителях / Н. Ф. Бочаров [и др.]. – М.: Машиностроение, 1974. – 208 с.
4. Бочаров, Н. Ф. Распределение крутящих моментов в трансмиссии многоприводных колесных машин на твердых дорогах / Н. Ф. Бочаров // Известия ВУЗов. Серия «Машиностроение». – 1964. – № 12. – С. 111–131.
5. К вопросу неравномерного распределения крутящих моментов по мостам трехосного автомобиля / Н. Ф. Бочаров [и др.] // Автомобильная промышленность. – 1968. – № 7. – С. 20–24.
6. Агейкин, Я. С. Вездеходные колесные и комбинированные движители / Я. С. Агейкин. – М.: Машиностроение, 1972. – 184 с.
7. Сопротивление качению автомобилей и автопоездов / В. А. Петрушов [и др.]. – М.: Машиностроение, 1975. – 225 с.
8. Ечеистов, Ю. А. Распределение крутящего момента по ведущим осям автомобиля с блокируемым приводом / Ю. А. Ечеистов // Автомобильная промышленность. – 1964. – № 2. – С. 19–23.
9. Работа автомобильной шины / В. И. Кноров [и др.]. – М.: Транспорт, 1976. – 238 с.