

## ВЫВОД

Использование работы трения как интегрального показателя при определении степени износа тормозных накладок позволяет оперативно, в любой период эксплуатации автомобиля, определить остаточный ресурс накладок каждого колеса, а также прогнозировать время их замены. Указанный метод может быть использован также для обеспечения равномерности износа тормозных накладок автомобиля или автопоезда при разработке электронного привода тормозов. Внедрение микропроцессорной системы бортового диагностирования

стенки износа тормозных накладок является высокоэффективным мероприятием.

## ЛИТЕРАТУРА

1. **Грузовые** автомобили / М. С. Высоцкий [и др.]. – М.: Машиностроение, 1979. – 384 с.
2. **Способ** прогнозирования износа тормозных накладок каждого колеса транспортных или тяговых машин и устройство для его осуществления / О. А. Маханьков [и др.]. // Положительное решение на выдачу патента Российской Федерации по заявке № 5015522/11 (062183) от 06.04.1993.

Поступила 6.12.2006

УДК 629.114.2

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА ПРИ КРИВОЛИНЕЙНОМ ДВИЖЕНИИ

*Кандидаты техн. наук ЖДАНОВИЧ Ч. И., РАВИНО В. В.*

*Белорусский национальный технический университет*

В процессе эксплуатации гусеничный трактор движется по траектории сложной конфигурации, состоящей из прямо- и криволинейных участков. Проходимость тракторов при криволинейном движении характеризуется теми же показателями, что и при прямолинейном, и дополнительно – статической поворачиваемостью.

Критерий статической поворачиваемости (способности совершать равномерные повороты с малыми радиусами кривизны при невысоких скоростях) и одновременно обобщенный показатель проходимости при повороте – относительный минимальный кинематический радиус поворота [1, с. 291]. Кинематические параметры статической поворачиваемости – относительный радиус поворота и скорость движения трактора без учета юза и буксования гу-

сениц при повороте – являются теоретическими величинами [2, с. 25], а юз и буксование гусениц могут увеличить действительный радиус поворота по сравнению с теоретическим в 1,4–1,8 раза [1, с. 228]. В качестве критерия поворачиваемости гусеничного трактора используют также коэффициент запаса сцепления [1, с. 293; 2, с. 19].

Для расчета приведенных выше критериев поворачиваемости трактора необходимо определить следующие силовые и кинематические параметры:

- действительный радиус поворота  $R_d$ ;
- момент сопротивления повороту  $M_s$ ;
- силы тяги на гусеницах  $F_{k1}$  и  $F_{k2}$ ;
- буксование движителей  $\delta_1$  и  $\delta_2$ ;
- действительную скорость движения при повороте  $v_d$ .

На стадии проектирования для выбора основных конструктивных параметров трактора используют математическое моделирование. Для проверки адекватности разработанной математической модели реальному процессу и оценки поворачиваемости уже созданного трактора важно провести экспериментальные исследования.

Для экспериментального определения перечисленных параметров используют как прямые, так и косвенные методы. Прямым методом можно измерить действительную скорость трактора на повороте, используя радарный датчик [3], а также радиус поворота – с помощью метки и рулетки [4, 5]. Однако не все параметры можно измерить прямыми методами, поэтому гораздо чаще их определяют, используя косвенные способы.

Буксование движителей  $\delta_1$  и  $\delta_2$  определяется по относительной разности скоростей путеизмерительных колес и ведущих колес трактора

$$\delta_i = 1 - \frac{n_i r_{zvi}}{n_{wi} r_{ki}}, \quad (1)$$

здесь и далее индексы  $i = 1$  – отстающий,  $i = 2$  – забегающий борт трактора;  $n_i$  – число оборотов ведущих колес;  $r_{zvi}$  – радиусы ведущих колес;  $n_{wi}$  – число оборотов путеизмерительных колес;  $r_{ki}$  – радиусы путеизмерительных колес.

Действительная скорость движения при повороте  $v_d$  определяется по формуле

$$v_d = \omega_d R_d, \quad (2)$$

где  $\omega_d$  – действительная угловая скорость поворота трактора;  $R_d$  – действительный радиус поворота трактора.

Угловая скорость поворота находится по формуле

$$\omega_d = \frac{\pi(r_{k2} n_{w2} \cos \varphi_2 - n_{w1} r_{k1} \cos \varphi_1)}{30(B + b + 2a_x)}, \quad (3)$$

где  $r_{k1}$ ,  $r_{k2}$  – радиусы измерительных колес трактора соответственно отстающего и забегающего бортов;  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$  – углы отклонения путеизмерительных колес от прямолинейного

движения;  $b$  – ширина гусеницы;  $a_x$  – плечо выноса путеизмерительного колеса от корпуса трактора;  $B$  – колея трактора.

Действительный радиус поворота  $R_d$  можно определить по зависимости

$$R_d = \sqrt{x_0^2 + y_0^2}, \quad (4)$$

где  $x_0$  и  $y_0$  – поперечная и продольная координаты расположения центра поворота трактора относительно его центра масс, которые находятся по формулам:

$$x_0 = \frac{n_{w2} \cos \varphi_2 + n_{w1} \cos \varphi_1}{n_{w2} \cos \varphi_2 - n_{w1} \cos \varphi_1} \left( \frac{B}{2} - \frac{b}{2} + a_x \right); \quad (5)$$

$$y_0 = a_y - \frac{x_0 + 0,5B + a_x}{\operatorname{tg}(90 - \varphi_2)}. \quad (6)$$

Силы тяги на гусеницах  $F_{k1}$  и  $F_{k2}$  рассчитываются по общеизвестной формуле

$$F_{ki} = \frac{M_i}{r_{zvi}}, \quad (7)$$

где  $M_i$  – крутящий момент на ведущем колесе.

Момент сопротивления повороту  $M_s$  находится из зависимости

$$M_s = 0,5B(F_{k2} - F_{k1}) - F_{kr} \sin(\gamma) l_{kr}, \quad (8)$$

где  $\gamma$  – угол отклонения крюковой нагрузки от продольной оси трактора;  $l_{kr}$  – координата расположения точки сцепки относительно центра масс трактора.

Таким образом, для определения показателей и расчета критериев поворачиваемости гусеничного трактора необходимо знать следующие десять величин:

- число оборотов каждого из путеизмерительных колес  $n_{w1}$  и  $n_{w2}$ ;
- число оборотов ведущих колес трактора  $n_1$  и  $n_2$ ;
- углы отклонения путеизмерительных колес от прямолинейного движения  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$ ;
- крутящий момент, передаваемый ведущими колесами  $M_1$  и  $M_2$ ;
- значение крюковой нагрузки  $F_{kr}$ ;

- угол отклонения крюковой нагрузки от продольной оси трактора  $\gamma$ .

Для экспериментального определения указанных выше силовых и кинематических параметров поворота гусеничного трактора многими исследователями используются «пятое» колесо [5, 6] и тензометрические узлы. Возможно применение гироскопических устройств для исследования кинематики поворота [7]. Однако предлагаемые устройства не позволяют одновременно фиксировать измеряемые параметры для отстающего и забегающего бортов трактора.

В [5] описано устройство, позволяющее замерять кинематические характеристики одновременно для обоих бортов, но силовые параметры при этом не замеряются.

Цель работы – создание измерительного комплекса, разработка методики и проведение экспериментальных исследований криволинейного движения гусеничного трактора «Беларус 1802».

При разработке измерительного комплекса для оптимизации его стоимости стремились максимально уменьшить число измеряемых величин. С этой целью было разработано измерительное устройство (рис. 1), что позволило одновременно фиксировались восемь параметров, а остальные величины получать расчетным путем.

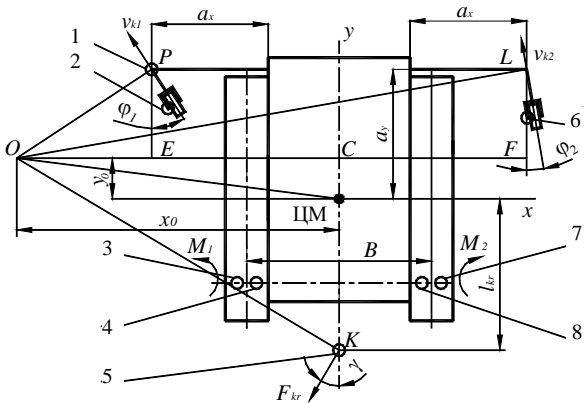


Рис. 1. Расчетная схема для определения силовых и кинематических параметров поворота гусеничного трактора

Устройство для определения кинематических и силовых параметров состоит из двух свободно катящихся путеизмерительных колес, которые могут поворачиваться относительно

шарниров  $P$  и  $L$ . В шарнире  $P$  (со стороны отстающего борта) установлен датчик для измерения угла  $\varphi_1$  между продольной осью трактора и направлением линейной скорости путеизмерительного колеса.

Взаимосвязь между углами  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$  определяется из геометрических отношений (рис. 1).

Из  $\triangle OLF$  имеем

$$\frac{LF}{R_2} = \sin \varphi_2. \quad (9)$$

Аналогично из  $\triangle OPE$  имеем

$$\frac{EP}{R_1} = \sin \varphi_1. \quad (10)$$

За время  $t$  каждое из колес повернется с радиусами  $R_1$  и  $R_2$  на угол  $\alpha$ . Тогда справедливы равенства:

$$R_1 = \frac{\pi n_{w1} t}{30 \alpha_1}; \quad (11)$$

$$R_2 = \frac{\pi n_{w2} t}{30 \alpha_2}. \quad (12)$$

Так как за время  $t$  углы  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  равны и  $LF = EP$ , после преобразований получим

$$n_{w1} \sin \varphi_1 = n_{w2} \sin \varphi_2. \quad (13)$$

Угол отклонения крюковой нагрузки определяется из  $\triangle OCK$

$$\gamma = \arctg \frac{x_0}{l_{kr} + y_0}. \quad (14)$$

Таким образом, сигналы, полученные датчиками, усиливаются и преобразуются на аналогово-цифровом преобразователе Spider 8, который имеет восемь измерительных каналов и позволяет фиксировать время опыта. Далее сигналы в цифровом виде поступают на компьютер Notebook (рис. 2).

Как видно из рис. 2, производится одновременное измерение восьми сигналов (в скобках указаны номера датчиков):

- число оборотов каждого из путеизмерительных колес  $n_{w1}$  (2) и  $n_{w2}$  (6);
- количество оборотов ведущих колес трактора  $n_1$  (3) и  $n_2$  (7);

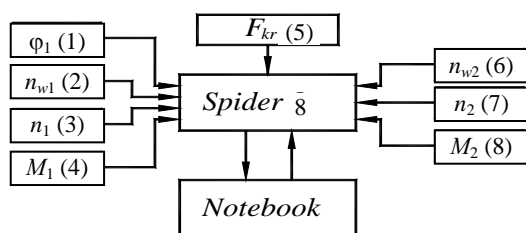


Рис. 2. Измерительный комплекс при проведении испытаний

- угол отклонения оси отстающего путеизмерительного колеса от прямолинейного движения  $\varphi_1$  (1);
- крутящий момент, передаваемый ведущими колесами  $M_1$  (4) и  $M_2$  (8);
- значение крюковой нагрузки  $F_{kr}$  (5);
- время опыта.

Обработка результатов экспериментальных исследований проводилась с помощью регрессионного анализа, при этом регрессионные зависимости оценивались рядом критериев [8].

Проверка воспроизводимости результатов опытов осуществлялась с использованием критерия Кохрена. Для этого требовалось получить расчетное  $G_p$  и табличное  $G$  значения названного выше критерия. Если выполнялось условие

$$G_p \leq G, \quad (15)$$

то опыты считались воспроизводимыми, а оценки дисперсий – однородными.

Для оценки адекватности регрессионной модели использовался критерий Фишера. Уравнение регрессии считалось адекватным, если расчетное значение критерия Фишера  $F_p$  не превосходило табличное значение  $F$ :

$$F_p \leq F. \quad (16)$$

Проверка значимости коэффициентов регрессии выполнялась по следующему условию:

$$|b| \geq \sigma_b t, \quad (17)$$

где  $b$  – абсолютное значение коэффициента регрессии;  $\sigma_b$  – среднеквадратичная ошибка оценки коэффициентов регрессии;  $t$  – критерий Стьюдента.

Если условие (17) не выполнялось, то коэффициент регрессии считался незначимым и исключался из уравнения регрессии.

В качестве примера с учетом того, что на тракторе «Беларус 1802» используется разност-

но-скоростной механизм поворота, на рис. 3–5 показаны результаты обработки экспериментальных данных. Также на рисунках приведены теоретические зависимости, построенные с использованием математической модели [9]. Как видно из представленных результатов, расчетные кривые находятся в границах доверительного интервала.

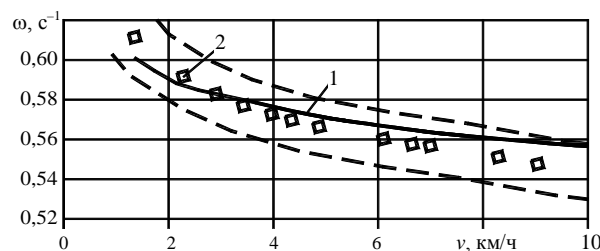


Рис. 3. Зависимости угловой скорости от скорости движения трактора «Беларус 1802»: 1 – теоретическая; 2 – экспериментальная

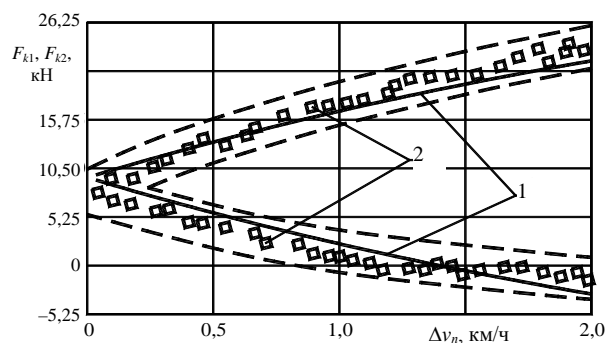


Рис. 4. Зависимости касательных сил тяги от разности скоростей гусениц трактора «Беларус 1802» при движении без крюковой нагрузки: 1 – теоретическая; 2 – экспериментальная

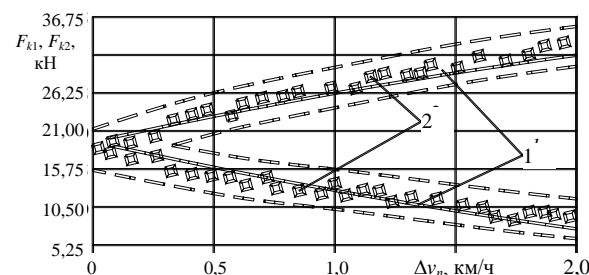


Рис. 5. Зависимости касательных сил тяги от разности скоростей гусениц трактора «Беларус 1802» при движении с крюковой нагрузкой 20 кН: 1 – теоретическая; 2 – экспериментальная

Характер представленных зависимостей подтверждает реальные процессы протекающие при криволинейном движении гусениц трактора. С ростом скорости движения дейст-

вительная угловая скорость снижается в связи с увеличением радиуса поворота гусеничного трактора.

При повышении разности скоростей гусениц крутящий момент на забегающей гусенице увеличивается, а на отстающей уменьшается и даже принимает отрицательное значение. При наличии крюковой нагрузки 20 кН сила тяги на отстающей гусенице также снижается, но в область отрицательных значений не переходит, т. е. обе гусеницы работают в тяговом режиме.

Минимальный радиус поворота трактора при движении на первой передаче 1,42 м. Относительный минимальный кинематический радиус поворота – 0,89.

### ВЫВОДЫ

1. Создан измерительный комплекс и разработана методика определения кинематических и силовых параметров поворачиваемости гусеничного трактора.

2. Проведены экспериментальные исследования криволинейного движения трактора, которые показали, что с ростом скорости его движения действительная угловая скорость снижается. Это объясняется увеличением радиуса поворота трактора.

При увеличении разности скоростей гусениц крутящий момент на забегающей гусенице увеличивается, а на отстающей уменьшается и даже принимает отрицательное значение. При наличии крюковой нагрузки сила тяги на отстающей гусенице также снижается, но в область отрицательных значений не переходит, т. е. обе гусеницы работают в тяговом режиме.

Минимальный радиус поворота трактора – 1,42 м. Относительный минимальный кинематический радиус поворота – 0,89.

Созданный измерительный комплекс и разработанная методика исследований переданы ОКБ РУП «Минский тракторный завод» и используются при экспериментальных исследованиях гусеничных тракторов.

### ЛИТЕРАТУРА

1. **Скотников, В. А.** Основы теории и расчета трактора и автомобиля / В. А. Скотников, А. А. Мащенко, А. С. Солонский. – М.: Агропромиздат, 1986. – 383 с.
2. **Фаробин, Я. Е.** Теория поворота транспортных машин / Я. Е. Фаробин. – М.: Машиностроение, 1970. – 176 с.
3. **Гуськов, В. В.** Теория поворота гусеничных машин / В. В. Гуськов, А. Ф. Опейко. – М.: Машиностроение, 1984. – 168 с.
4. **Антонов, В. М.** Экспериментальные исследования кинематики равномерного поворота гусеничной машины с гидравлической объемной трансмиссией / В. М. Антонов // Изв. вузов. Машиностроение. – 1969. – № 4. – С. 108–111.
5. **Давыдик, И. И.** Устройство для измерения кинематических параметров неустановившегося поворота гусеничного самохода / И. И. Давыдик, А. Ф. Опейко // Машины и технология торфяного производства: сб. ст. – Минск, 1974. – Вып. 4. – С. 101–108.
6. **Гуськов, В. В.** Оптимальные параметры сельскохозяйственных тракторов / В. В. Гуськов. – М.: Машиностроение, 1966. – 295 с.
7. **Коденко, М. Н.** Устройство для определения траектории движения гусеничных тракторов и сельскохозяйственных машин / М. Н. Коденко, А. В. Рославцев // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1969. – № 10. – С. 13–15.
8. **Автомобили.** Испытания / под общ. ред. А. И. Гришкевича, М. С. Высоцкого. – Минск: Вышэйш. шк., 1991. – 187 с.
9. **Жданович, Ч. И.** Математическая модель поворачиваемости гусеничного трактора с резиноармированной гусеницей на деформируемом основании при кинематическом способе управления / Ч. И. Жданович, В. В. Равино // Вестник БНТУ. – 2004. – № 6. – С. 53–57.

Поступила 2.12.2006