

## РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ТЯГОВОГО УСИЛИЯ ПО ВЕДУЩИМ ОСЯМ ТРАКТОРА ПРИ КРИВОЛИНЕЙНОМ ДВИЖЕНИИ

На большинстве отечественных и зарубежных полноприводных колесных машин 4x4 применяется блокированный межосевой привод с принудительным (Т-150К, К-700, ГАЗ-66 и др.) или автоматическим отключением передней ведущей оси (МТЗ-52, МТЗ-82, Т-40А). Для автоматического отключения передней оси обычно применяются муфты свободного хода. В этом случае передаточные числа в приводе к ведущим осям подбираются так, чтобы окружная скорость колес задней оси  $v_{T_2}$  была несколько выше, чем окружная скорость колес передней оси  $v_{T_1}$ . Это достигается введением в межосевой

привод конструктивного кинематического несоответствия, которое может быть определено по формуле  $m = (v_{T_2} - v_{T_1}) : v_{T_2}$  [1], [2]. Обычно величина кинематического несоответствия выбирается в пределах  $m = 0,04 - 0,07$  [3].

В результате взаимодействия ведущих колес с опорной поверхностью имеет место тангенциальная деформация шин или совместная деформация шин и грунта. Это приводит к некоторому уменьшению скорости движения трактора, величина потери которой характеризуется коэффициентом буксования.

При расчетах величиной буксования  $\delta$  удобно характеризовать распределение тягового усилия по ведущим осям трактора. Как показывают эксперименты, зависимость между касательной силой тяги колеса  $P_k$  и его буксованием графически представляется в виде кривой. Для учета изменения веса, приходящегося на ведущую ось, кривую буксования целесообразнее перестроить в зависимости от безразмерного параметра  $\frac{P_k}{G_k}$ ,

где  $G_k$  - вес, приходящийся на ведущую ось.

Применяя кусочно-линейную аппроксимацию зависимости между безразмерным параметром и буксованием (рис. 1), для каждого участка аппроксимации можно записать

$$P_k = (a + k\delta) G_k \quad (1)$$

Обычно для расчетов вполне достаточно 3 - 4 участков: на каждом участке коэффициенты  $a$  и  $k$  имеют постоянное зна-

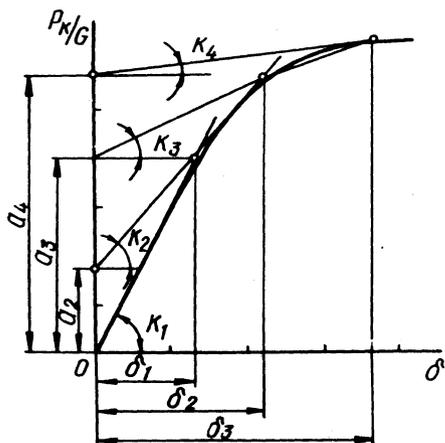


Рис. 1. Пример аппроксимации кривой буксования.

чение, но меняются от участка к участку аппроксимации. Для первого участка  $a = 0$ .

При прямолинейном движении трактора с заблокированным межосевым приводом связь между буксованием передней  $\delta_1$  и задней  $\delta_2$  осей выражается формулой [1]:

$$\delta_1 = \frac{\delta_2 - m}{1 - m} \quad (2)$$

На рис. 2,а эта зависимость представлена графически. Сплошные линии соответствуют межосевому приводу без кинематического несоответствия в приводе ведущих осей, пунктирные – с кинематическим несоответствием. Из формулы (2) и графика видно, что если колеса задней оси будут иметь буксование меньше величины коэффициента кинематического несоответствия, то величина буксования колес передней оси будет иметь отрицательное значение. При величине буксования задней оси больше кинематического несоответствия передняя ось становится ведущей.

Найдем зависимость между буксованием колес передней и задней осей при криволинейном движении трактора с заблокированным межосевым приводом при наличии в приводе ведущих осей конструктивного кинематического несоответствия. В этом случае линейная скорость движения передней оси  $v_1$  больше линейной скорости задней  $v_2$ , но их проекции на продольную ось трактора должны быть равны

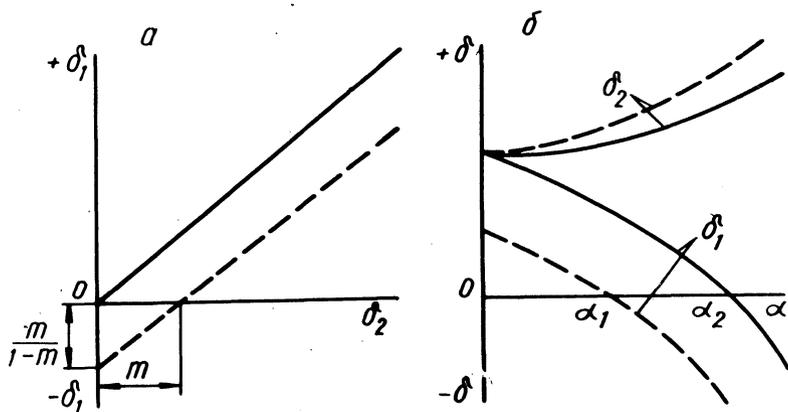


Рис. 2. Зависимость между буксованиями ведущих осей трактора с заблокированным межосевым приводом:  
 а—прямолинейное движение; б—криволинейное движение.

$$v_1 \cos(\alpha - \psi_1) = v_2 \cos \psi_2, \quad (3)$$

где  $\alpha$  — средний угол поворота управляемых колес;  $\psi_1, \psi_2$  — углы бокового увода передней и задней осей трактора.

Так как действительная скорость поступательного движения оси равна  $v = v_T(1 - \delta)$ , то, подставив значение действительных скоростей движения осей в уравнении (3), получим после преобразования следующую зависимость:

$$\delta_1 = 1 - \frac{\cos \psi_2}{\cos(\alpha - \psi_1)(1 - m)}(1 - \delta_2). \quad (4)$$

В выражении (4) дробь перед скобками есть изменение кинематического несоответствия, вызванное как криволинейным движением, так и наличием конструктивного кинематического несоответствия.

При прямолинейном движении ( $\alpha = 0, \psi_1 = 0, \psi_2 = 0$ ) формула (4) принимает вид формулы (2). Графическая зависимость буксования осей от среднего угла поворота управляемых колес показана на рис. 2, б. Сплошные линии соответствуют межосевому заблокированному приводу при отсутствии кинематического конструктивного несоответствия, Пунктирные кривые — при на-

личии его. Поворот осуществляется в обоих случаях в одинаковых эксплуатационных условиях.

Из графика следует, что с увеличением угла поворота управляемых колес буксование передней ведущей оси в обоих случаях уменьшается и, начиная с некоторого значения угла поворота управляемых колес  $\alpha_1$  или  $\alpha_2$ , колеса передней оси будут двигаться с отрицательным буксованием (т.е. со скольжением). Аналитически угол, при котором буксование передних колес остановится равным нулю, можно определить, воспользовавшись формулой (4), приравнивая ее правую часть к нулю.

Из формулы (4) следует, что наличие конструктивного кинематического несоответствия в приводе ведущих осей вызывает возникновение отрицательного усилия на колесах передней оси при повороте управляемых колес на меньший угол, чем при отсутствии кинематического несоответствия, т.е.  $\alpha_1 < \alpha_2$  (рис.2,б). Межосевая обгонная муфта отключает переднюю ось при повороте управляемых колес на угол  $\alpha_1$  или  $\alpha_2$ . После отключения передней оси трактор поворачивается как трактор 4x2 с задней ведущей осью.

Составляя общепринятыми методами уравнения движения трактора и подставляя в них полученное значение касательной силы тяги трактора из уравнения (2) для прямолинейного случая движения ( $\alpha = 0$ ), можно получить

$$\delta_1 = \frac{P_f + P_{кр} + P_j - a_1 G_1 - a_2 G_2 - k_2 m G_2}{k_1 G_1 + k_2 G_2 (1-m)}; \quad (5)$$

$$\delta_2 = \frac{(1-m)(P_f + P_{кр} + P_j - a_1 G_1 - a_2 G_2) + k_1 G_1}{k_1 G_1 + k_2 G_2 (1-m)},$$

где  $P_f$  - сила сопротивления перекачиванию трактора;  $P_{кр}$  - нагрузка на крюке трактора;  $P_j$  - сила инерции поступательно движущихся масс;  $G_1, G_2$  - вес, приходящийся на переднюю и заднюю оси соответственно;  $a_1, a_2, k_1, k_2$  - коэффициенты аппроксимации кривых буксования колес передней и задней осей соответственно (см. рис.1).

Проведенные по формулам (1), (4), (5) расчеты распределения тягового усилия по ведущим осям трактора 4x4 показали вполне удовлетворительное совпадение с результатами эксперимента.

## Л и т е р а т у р а

1. Чудаков Д.А. Основы теории трактора и автомобиля. М., 1962. 2. Ярмашевич Ю.И. О применении на тракторе типа 4x4 межосевой муфты свободного хода. - "Тракторы и сельхозмашины", 1962, №11. 3. Барский И.Б. Конструирование и расчет тракторов. М., 1968.

В.В. Будько, В.Т. Васильев, В.И. Кабанов

### ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ НАГРУЗОЧНЫХ РЕЖИМОВ НА ПОЛУОСЯХ ТРАКТОРА МТЗ-82

Конструкторов всегда интересует, как при том или ином приводе изменяются крутящие моменты на полуосях машины в разных условиях эксплуатации. Для определения величин крутящих моментов на полуосях ведущих колес были проведены лабораторно-полевые испытания трактора МТЗ-82 с дизелем Д-240Л мощностью 75 л.с. На тракторе установлена 12-скоростная коробка передач с переключением на ходу.

Наблюдения велись при работе трактора на пахоте, транспортировании навесной машины и транспортировании двухосного прицепа. Режим пахоты был выбран как самый энергоемкий вид работ, а транспортный - из соображений наибольшего использования трактора в хозяйствах (50 - 60%) именно в этом режиме [1].

Трактор испытывался на пахоте в агрегате с трехкорпусным плугом ПН-3-35. Плотность почвы (залежь) составляла 12 - 13 кгс/см<sup>2</sup> при относительной влажности 8 - 9%. Длина контрольных гонов равнялась 150 м. На длине этих гонов записывались на ленту осциллографа величины крутящих моментов на всех четырех полуосях трактора. Полученные при обработке осциллограмм статистическими методами средние показатели процессов (математическое ожидание  $m_x$ , среднее квадратичное отклонение  $\sigma_x$  и коэффициент вариаций  $v_x$ ) приведены в табл. 1.

Данные таблицы приведены для трех случаев пахоты: 1 - глубина пахоты 20 - 25 см, передний мост догружен дополнительными грузами общим весом 200 кгс; 2 - глубина пахоты 18 - 20 см, догрузка трактора отсутствует; 3 - глубина пахоты 15 - 18 см, догрузка трактора отсутствует.