

## Л и т е р а т у р а

1. Сельковский В.В., Шафронский В.Н. Комплексная механизация строительства. - М., 1975.
2. Коротыношко Н.И. Автомобили высокой проходимости. - М., 1957.
3. Лефаров А.Х. Дифференциалы автомобилей и тягачей. - М., 1972.
4. Степанова Е.А., Лефаров А.Х. Блокирующиеся дифференциалы грузовых автомобилей. - М., 1960.

УДК 629.114.2

А.Х.Лефаров, А.Ф.Андреев, С.И.Стригунов

### МЕТОДИКА РАСЧЕТА КПД БУКСОВАНИЯ ТРАКТОРА 4Х4 С БЛОКИРОВАННЫМ ПРИВОДОМ ВЕДУЩИХ МОСТОВ

Как известно, затраты мощности на тангенциальную деформацию шин и грунта зависят от тяговой нагрузки машины и распределения этой нагрузки по мостам [1]. Последнее определяется схемой силового привода. При заблокированном межосевом приводе задача распределения тяговой нагрузки между мостами может быть решена графоаналитическим методом Д.А.Чудакова [2]. Однако решение задач тяговой динамики требует создания современных машинных методов расчета. В качестве исходного условия необходимо установить аналитическую зависимость между тяговой нагрузкой  $P_k$  и буксованием  $\delta$  на основании имеющихся опытных данных.

Для твердых дорог и плотных грунтов с достаточной для практических расчетов точностью эту зависимость можно принять линейной в диапазоне эксплуатационных тяговых нагрузок. Это относится к тракторам большой мощности со всеми одинаковыми ведущими колесами и одинаковой развесовкой по мостам (например, Т-150К, К-700). Но при работе трактора на мягких грунтах со значительными крюковыми нагрузками эта зависимость заметно отклоняется от линейной. Последнее особенно характерно для тракторов с различными размерами ведущих колес и разной развесовкой по мостам (например, МТЗ-82). Применение в расчетах линейной зависимости между касательной силой тяги и буксованием в этих случаях приводит к ощутимым неточностям.

Поскольку сцепной вес передних и задних колес трактора меняется при различных условиях работы, то удобнее исполь-

зывать зависимость буксования колес не от абсолютного значения развиваемой ими касательной силы тяги, а от отношения этой силы к сцепному весу колес, т.е. от коэффициента использования сцепного веса  $\varphi_p$ . В качестве аппроксимирующего воспользуемся выражением [3]:

$$\varphi_p = \varphi_{\max} (1 - e^{-k\delta}), \quad (1)$$

где  $\varphi_{\max}$  - максимальное значение коэффициента использования сцепного веса;  $k$  - постоянный коэффициент.

Это выражение отличается наличием всего двух констант  $\varphi_{\max}$  и  $K$ , которые зависят от почвенного фона, развесовки трактора, давления воздуха в шинах. В полулогарифмических координатах его можно представить в виде уравнения прямой

$$\ln(\varphi_{\max} - \varphi_p) = \ln \varphi_{\max} - k\delta.$$

Тогда можно применить метод средних для определения  $\varphi_{\max}$  и  $K$ . Находим из опытной зависимости  $\varphi_p = \varphi_p(\delta)$  три точки

$$(\delta_1, \varphi_{p1}), (\delta_2, \varphi_{p2}), (\delta_3 = \frac{\delta_1 + \delta_2}{2}, \varphi_{p3}).$$

Задаваясь предварительно, что

$$\varphi_{\max} = \frac{\varphi_{p1} \varphi_{p2} - \varphi_{p3}}{\varphi_{p1} + \varphi_{p2} - 2\varphi_{p3}},$$

по методу средних определяем  $K$ .

Рассмотрим движение трактора типа 4x4. В этом случае КПД движителя

$$\eta_{\delta} = \frac{N_V}{N_V + N_{\delta_1} + N_{\delta_2}}, \quad (2)$$

где  $N_V$  - мощность, передаваемая остоу трактора;  $N_{\delta_1}$  и  $N_{\delta_2}$  - потери мощности на буксование переднего и заднего ведущих мостов.

После подстановки значений величин, входящих в выражение (2), и выполнения необходимых преобразований получим уравнение

$$\eta_{\delta} = \frac{(1 - \delta_2) P_{\text{кс}}}{(1 - \delta_2) P_{\text{кс}} + (1 - m) \delta_1 P_{\text{к1}} + \delta_2 P_{\text{к2}}}. \quad (3)$$

В уравнение (3) касательные силы тяги переднего и заднего мостов  $P_{к1}$  и  $P_{к2}$  необходимо подставлять с учетом перераспределения сцепного веса от тяговой нагрузки

$$P_{к1} = \varphi_{p1} G_{1ст} - \varphi_{p1} P_{кc} \frac{h_{кр}}{L}; \quad (4)$$

$$P_{к2} = \varphi_{p2} G_{2ст} + \varphi_{p2} P_{кc} \frac{h_{кр}}{L}, \quad (5)$$

где  $L$  - база трактора;  $h_{кр}$  - высота приложения крюковой нагрузки;  $G_{1ст}$  и  $G_{2ст}$  - веса, приходящиеся на передние и задние колеса трактора в статическом положении.

Из формул (4) и (5) можно найти выражение для суммарной касательной силы тяги:

$$P_{кc} = \frac{\varphi_{p1} G_{1ст} + \varphi_{p2} G_{2ст}}{1 - (\varphi_{p2} - \varphi_{p1}) \frac{h_{кр}}{L}}.$$

Реализуемые коэффициенты использования сцепного веса определяются следующим образом:

$$\varphi_{p1} = \varphi_{1max} (1 - e^{-k_1 \delta_1});$$

$$\varphi_{p2} = \varphi_{2max} (1 - e^{-k_2 \delta_2}).$$

Известна зависимость между величинами  $\delta_1$ ,  $\delta_2$ ,  $m$  при блокированном приводе и забегающих колесах заднего моста [2]:

$$\delta_1 = \frac{\delta_2 - m}{1 - m}.$$

Задаваясь величиной  $\delta_2$ , можно последовательно рассчитать величины  $\delta_1$ ,  $\varphi_{p1}$ ,  $\varphi_{p2}$ ,  $P_{кc}$ ,  $P_{к1}$ ,  $P_{к2}$  и  $\eta_{\delta}$  при различных значениях коэффициента кинематического несоответствия  $m$ .

На рис. 1 приведен расчетный график КПД  $\eta_{\delta}$  для трактора МТЗ-82 при работе на слежавшейся пахоте легкого суглинка. На графике сплошными линиями построены кривые КПД при нелинейной зависимости между касательной силой тяги и буксованием, а пунктиром - при линейной. Касательные силы тяги в этом случае определялись по формулам:

$$P_{к1} = a_1 \delta_1;$$

$$P_{к2} = a_2 \delta_2.$$

Величины КПД даны в зависимости от тяговой нагрузки при различных значениях  $m$ .

Расчеты выполнены на ЭВМ "Наири-К" при следующих исходных данных:

$$h_{кр} = 0,48 \text{ м}, \quad L = 2,45 \text{ м}, \quad G_{1ст} = 12,9 \text{ кН}, \quad G_{2ст} = 24,0 \text{ кН},$$

$$k_1 = 6,3, \quad k_2 = 9,3, \quad \varphi_{1max} = 0,65, \quad \varphi_{2max} = 0,71, \quad a_1 = 50 \text{ кН},$$

$$a_2 = 150 \text{ кН}.$$

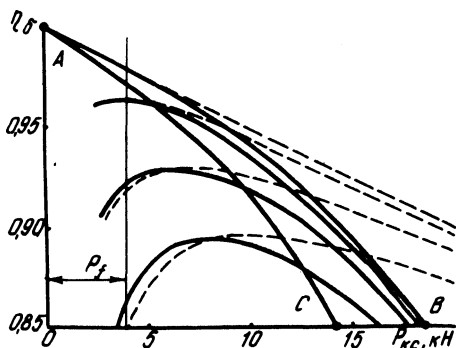


Рис. 1. Расчетный КПД буксового трактора МТЗ-82 при заблокированном межмостовом приводе.

На графике кривая АВ соответствует движению с двумя ведущими мостами при  $m = 0$ . Точки пересечения кривой АС с кривыми КПД соответствуют моменту, когда тяговое усилие переднего ведущего моста становится равным нулю. Правые ветви кривых КПД от кривой АС соответствуют такому движению, когда буксования и тяговые усилия обоих мостов положительны. Левые ветви кривых КПД соответствуют такому движению, когда буксование и тяговое усилие переднего моста отрицательны, а заднего — положительны.

Таким образом, при нелинейной зависимости между силой тяги и буксованием предложенная методика дает более высокую точность результатов расчета.

#### Л и т е р а т у р а

1. Лефаров А.Х. Исследование тяговых свойств автомобилей и колесных тракторов типа 4х4 в зависимости от схемы силового привода: Докт. дис. — М., 1974. 2. Чудаков Д.А.

Тяговая динамика и мощностной баланс тракторов с четырьмя ведущими колесами. - Сб. науч. трудов БИМСХ. Минск, 1960, вып. 2, 3. G u s k o v V.V. Making the 4 w. d. more competetive. - J. Farm machine design Engineering, 1968, December.

УДК 629.113.5

Е.А.Романчик

## К ВОПРОСУ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТОРМОЖЕНИЯ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА 4X4

Если торможение тракторов 4x4 типа Т-150К (К-700) производится при заблокированном межосевом приводе, то тормозные моменты, развиваемые тормозными механизмами одних колес, будут распределяться и на другие колеса. Распределение тормозных моментов в этом случае обуславливает нагруженность элементов силового привода и в некоторой степени тормозные качества трактора. Характер распределения тормозных моментов определяется состоянием дорожного покрытия, соотношением радиусов качения колес, которые в свою очередь зависят от вертикальных нагрузок и давления в шине.

Вертикальные нагрузки на колеса при работе трактора в разнообразных эксплуатационных условиях изменяются в широких пределах и зависят от интенсивности торможения. Наличие же на тракторах одинаковых тормозных механизмов приводит либо к неполному использованию сцепного веса, приходящегося на колеса, либо к блокировке колес задней оси, что в конечном счете сказывается на величине тормозного пути и устойчивости движения.

Экспериментальные исследования показали, что при торможении с включенным межосевым приводом исключается преждевременное блокирование одной из осей, уменьшаются неравномерность тормозных сил на колесах, тормозной путь и повышается устойчивость движения.

Влияние кинематического несоответствия и разности радиусов колес переднего и заднего мостов трактора на статическое распределение моментов между мостами показано в работе [1]. Для теоретического исследования распределения тормозных моментов по мостам и колесам трактора при тормо-