

С.И.СТРИГУНОВ, канд.техн.наук,  
А.Х.ЛЕФАРОВ, д-р техн.наук,  
А.К.ГЕРАСИМОВИЧ (БПИ)

## К ОПРЕДЕЛЕНИЮ УПРУГОГО МОМЕНТА В БЛОКИРОВАННОМ МЕЖОСЕВОМ ПРИВОДЕ ТРАКТОРА

Блокированный межосевой привод получил преимущественное распространение на отечественных и зарубежных тракторах 4 X 4. Применение такого привода связано с наличием в трансмиссии трактора конструктивного или эксплуатационного кинематического несоответствия  $m$  :

$$m = \frac{i_1 r_{k2}^0 - i_2 r_{k1}^0}{i_1 r_{k2}^0}, \quad (1)$$

где  $i_1, i_2$  — передаточные числа приводов;  $r_{k1}^0, r_{k2}^0$  — радиусы качения в ведомом режиме переднего и заднего ведущих мостов.

Кинематическое несоответствие ведет к перераспределению крутящих моментов по ведущим мостам. Это в свою очередь вызывает возникновение упругого момента, который обусловлен наличием кинематического несоответствия и является исходным условием для проведения силового анализа идеального силового потока полноприводной машины [1]. Упругий момент всегда дополнительно нагружает детали трансмиссии и двигателя, а в определенных условиях он может привести к явлению галопирования полноприводных машин [2]. Поэтому определение фактических значений упругого момента и выявление способов его снижения являются актуальными задачами. Особое значение эти вопросы имеют для полноприводных тракторов МТЗ, в трансмиссии которых наблюдается значительное конструктивное кинематическое несоответствие.

Для рассматриваемого трактора с различными размерами ведущих колес запишем следующее определение упругого момента, который приводится к выходным валам раздаточного устройства:

$$M_y = \frac{M_2}{i_2} - \frac{M_1}{i_1}, \quad (2)$$

где  $M_1$  и  $M_2$  — крутящие моменты, подведенные к переднему и заднему ведущим мостам.

Установим взаимосвязь между упругим моментом и параметрами трансмиссии и двигателя при работе трактора на твердой опорной поверхности. Для этого воспользуемся двумя известными уравнениями Е.А.Чудакова [3]:

$$\frac{M_2}{i_2} + \frac{M_1}{i_1} = M_{\Pi};$$

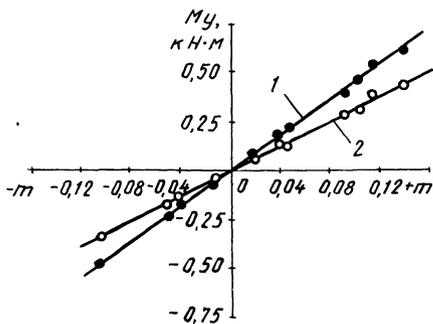


Рис. 1. Зависимость упругого момента  $M_y$  в заблокированном межосевом приводе трактора МТЗ-82 на асфальте от кинематического несоответствия:

1 — при движении холостым ходом; 2 — при остановленном тракторе. (Точками отмечены результаты экспериментального исследования; сплошными линиями — результаты расчета по выражению (4).)

$$\left(r_{k1}^0 - \frac{M_1}{K_1}\right) i_2 = \left(r_{k2}^0 - \frac{M_2}{K_2}\right) i_1, \quad (3)$$

где  $M_{\Pi}$  — крутящий момент, подведенный к корпусу раздаточного устройства;  $K_1$  и  $K_2$  — коэффициенты тангенциальной жесткости шин и грунта переднего и заднего ведущих мостов (значения, обратные тангенциальной податливости шин и грунта  $\lambda$ ).

Решив совместно уравнения (1)–(3) относительно  $M_y$ , получим

$$M_y = 2m \frac{K_1 K_2}{K_1 + K_2} \frac{r_{k2}^0}{i_2} + \frac{K_2 - K_1}{K_1 + K_2} M_{\Pi}. \quad (4)$$

Для экспериментального определения фактических значений  $M_y$ , возникающих в трансмиссии трактора, были проведены его дорожные испытания. Трактор МТЗ-82 оснащался контрольно-регистрирующей аппаратурой, которая позволяет определять текущие крутящие моменты ведущих колес и ступенчато изменять межосевое конструктивное кинематическое несоответствие. Испытания проводились при движении трактора на третьей передаче повышающего диапазона по ровной сухой асфальтированной дороге. Упругий момент возникает в начале движения трактора и сохраняется в трансмиссии даже на время его остановки. Поэтому текущие значения крутящих моментов ведущих колес замерялись как при движении трактора холостым ходом, так и при остановленном тракторе.

На рис. 1 приведены результаты экспериментального и аналитического определения упругого момента в трансмиссии трактора МТЗ-82 в зависимости от кинематического несоответствия. Из рис. 1 и выражения (4) следует, что  $M_y$  зависит от трех основных параметров: кинематического несоответствия, подведенного момента и коэффициентов тангенциальной жесткости шин и грунта. С ростом кинематического несоответствия упругий момент линейно увеличивается. При изменении знака кинематического несоответствия упругий момент также изменяет свой знак.

При отсутствии в трансмиссии кинематического несоответствия ( $m = 0$ ) из выражения (4) получим

$$M_y = \frac{K_2 - K_1}{K_1 + K_2} M_{\Pi}. \quad (5)$$

Из выражения (5) следует, что упругий момент может дополнительно нагружать трансмиссию полноприводного трактора, если тангенциальные жесткости шин и грунта переднего и заднего ведущих мостов различны. Однако для трактора МТЗ-82 упругий момент, обусловленный разными тангенциальными жесткостями шин и грунта, невелик и для рассмотренных значений  $M_{\Pi}$  не превышает 0,02 кНм.

Снижение упругого момента в заблокированном межосевом приводе трактора происходит при минимально возможном кинематическом несоответствии. Упругий момент можно также уменьшить путем подбора и установки более мягких в тангенциальном направлении шин. Это позволит снизить нагрузки на детали трансмиссии трактора, увеличить срок их эксплуатации и уменьшить износ шин.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. А к с е н о в П.В. Многоосные автомобили. — М., 1980. — 207 с.
2. М а к а р о в С.Г. Особенности работы автомобиля 4 × 4 с заблокированным приводом: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. — М., 1973. — 19 с.
3. Ч у д а к о в Е.А. Теория автомобиля. — М., 1950. — 463 с.

УДК 629.114.2.585.9–52

С.М. БЕЛОВ, канд. техн. наук (БПИ),  
С.Д. ГАЛЮЖИН, канд. техн. наук (ММИ)

### ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ АНАЛОГО-ДИСКРЕТНЫЙ МОДУЛЬ УПРАВЛЕНИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИМИ РЕЖИМАМИ ДВИГАТЕЛЯ ТРАКТОРА

Для реализации оптимальных характеристик системы переключения передач трактора в качестве информационных переменных целесообразно использовать отклонение рейки  $h_{рд}$  топливного насоса (ТН) и отклонение  $\gamma_{рд}$  угла поворота рычага управления регулятором [1]. Таким образом, всережимный регулятор двигателя (ВРД) является источником информации, которая необходима для автоматического управления коробкой передач. При этом осуществляется ступенчатое (дискретное) управление нагрузкой двигателя. В промежутках между дискретным управлением ВРД осуществляется аналоговое управление подачей топлива.

В работе [2] предложен вариант единого аналого-дискретного модуля управления энергетическими режимами двигателя трактора. Наиболее простым исполнением модуля является гидравлическое. С рейкой ТН был соединен золотник аналого-дискретного преобразователя (АДП), а рычагом управления ВРД — программные кулачки, изменяющие пороги срабатывания АДП в зависимости от настройки ВРД на скоростной режим. В качестве рабочей жидкости АДП использовано дизельное топливо из системы низкого давления ТН.

Некоторые исследователи [3] считают, что присоединение к рейке дополнительных масс отрицательно сказывается на динамических характеристиках ВРД, однако не приводят качественных и количественных оценок.

Такая оценка может быть дана с помощью разработанных динамической