

сколькx по ширине захвата рабочих органов они опираются не на собственную ходовую часть, а только на остов трактора.

Проанализированные условия, оговаривающие расположение центра масс трактора в агрегате с навесным орудием и расположение осей поворота задних колес при стабилизации трактора, не являются единственными при обосновании применения стабилизируемой ходовой части на универсально-пропашных тракторах повышенной устойчивости, но необходимы для достижения требуемой устойчивости трактора и его агрегатируемости в принципе. Дальнейшие исследования позволят установить влияние стабилизации ходовой части на другие характеристики трактора и агрегата в целом с учетом не только этих условий, но и особенностей взаимодействия пневматических шин колес с деформируемой поверхностью склона. Очевидно, однако, что для ряда характеристик (траекторной и курсовой устойчивости, управляемости, тягового и мощностного балансов) это влияние такое же, как и для тракторов МТЗ-82К и МТЗ-82ГР, оборудованных системой стабилизации ходовой части и остова. Вопросы обеспечения требуемых условий труда водителей тракторов, у которых стабилизируемой будет только ходовая часть, а остов и навешенная на него машина сохраняют параллельное поверхности склона положение, могут быть решены так же, как у низкоклинренного трактора МТЗ-82Н, т.е. вертикальной стабилизацией сиденья водителя.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Колесные тракторы для работы на склонах / П.А.Амельченко, И.П.Ксенович, В.В.Гуськов, А.И.Якубович. — М., 1978. 2. Яцкевич В.В., Зеленый П.В., Зарецкий В.П. Совершенствование крутосклонной модификации трактора "Беларусь" // Тракторы и сельхозмашины. — 1986. — № 8. — С. 14—18. 3. Фортуна В.И., Миронюк С.К. Технология механизированных сельскохозяйственных работ. — М., 1986.

УДК 631.372:629.114 -18

В.И.МИРКИТАНОВ, Г.А.ТАЯНОВСКИЙ,  
В.В.ТЕЛЕНЧЕНКО

### РАСПРЕДЕЛЕНИЕ КРУТЯЩИХ МОМЕНТОВ В БЛОКИРОВАННЫХ МЕЖОСЕВЫХ ПРИВОДАХ АКТИВНОГО ТРАКТОРНОГО ПОЕЗДА

Дальнейшее развитие внутрихозяйственного тракторного транспорта связано с реализацией возросших удельных мощностей (до 21...23 кВт/т) универсально-пропашных тракторов, а также с увеличением грузоподъемности тракторных поездов за счет снижения материалоемкости грузонесущей части, увеличения сцепной нагрузки и опорной площади колес движителя, комплектации многозвенных агрегатов, за счет синтеза новых конструктивных схем тракторных поездов. При этом наибольшее распространение на колесных тракторах и активных тракторных поездах на их основе находят блокированные межосевые приводы или межосевые приводы, одним из состояний которых является блокированное.

Практический интерес представляет распределение крутящих моментов на колесах движителя тракторного поезда при наличии ведущих мостов на при-

цепе. Для определения крутящих моментов на колесах агрегата необходимы выражения, в которых будет учтено различие размеров, упругих и других характеристик ведущих колес, передаточных отношений и КПД приводов к колесам двигателя тракторного поезда. С помощью этих выражений устанавливаются рациональные параметры межосевых приводов, исключающих возможность возникновения или уменьшающих степень проявления циркуляции мощности [1]. Уменьшение циркуляции мощности благоприятно сказывается на показателях рабочего процесса транспортного агрегата: снижается нагруженность трансмиссии, изнашивание шин, расход топлива; повышается скорость движения; в некоторых случаях улучшается плавность хода тракторного поезда.

Рассмотрим активный тракторный поезд с числом  $m$  ведущих колес двигателя. Пусть размеры колес и передаточные отношения трансмиссии от двигателя трактора к ним будут различными.

При заблокированных межосевых приводах алгебраическая сумма крутящих моментов на колесах ( $M_i$ ) двигателя с учетом передаточных отношений ( $u_i$ ) ветвей трансмиссии равна моменту ( $M_0$ ) на входном валу раздаточного устройства:

$$\frac{M_1}{u_1} + \dots + \frac{M_i}{u_i} + \dots + \frac{M_m}{u_m} = M_0. \quad (1)$$

Исследования многих авторов показывают, что целесообразными режимами работы ведущих колес на деформируемых опорных поверхностях с точки зрения энергетических потерь и повреждающего воздействия на почву являются такие, при которых работа колес описывается линейными участками базовых характеристик шин [1–3]. В этом случае изменение радиуса качения колеса ( $r_i$ ) от крутящего момента подчиняется зависимости, установленной Е.А.Чудаковым,

$$r_i = r_i^0 - \lambda_i M_i, \quad (2)$$

где  $r_i^0$  — радиус качения колеса в ведомом режиме;  $\lambda_i$  — коэффициент, учитывающий изменение радиуса качения от приложения крутящего момента колеса. С учетом изложенного в случае прямолинейного движения исследуемого активного тракторного поезда для колес  $i$  и  $j$  двигателя получим

$$(r_i^0 - \lambda_i M_i)/u_i = (r_j^0 - \lambda_j M_j)/u_j. \quad (3)$$

Из соотношения (3) выразим  $M_i$  через  $M_j$ :

$$M_i = \left( \frac{r_i^0}{u_i} - \frac{r_j^0}{u_j} \right) + \frac{\lambda_j M_j}{\lambda_i} \frac{u_i}{\lambda_j}. \quad (4)$$

Подставив выражение (4) в (1), решим уравнение (1) относительно  $M_j$ :

$$M_j = \frac{u_j M_0 + \sum_{i=1, i \neq j}^m (r_j^0 u_i - r_i^0 u_j) / (u_i \lambda_i)}{1 + \sum_{i=1, i \neq j}^m \frac{1}{\lambda_i}}. \quad (5)$$

Циркулирующая в замкнутом контуре трансмиссия – ведущие колеса – дорога мощность

$$N = \sum_{i=1}^q |M_i \omega_i|, \quad (6)$$

где  $q$  – число  $i$ -х колес движителя, нагруженных отрицательным крутящим моментом  $M_i$ ;  $\omega_i$  – угловая скорость  $i$ -го колеса движителя.

Из формулы (5) следует, что крутящий момент на  $j$ -м колесе движителя в конкретных дорожных условиях линейно зависит от реализуемого момента двигателя транспортного агрегата.

Для определения характера распределения крутящих моментов по колесам тракторного поезда, состоящего из универсально-пропашного трактора класса 2 и полунавесного двухосного прицепа Орского завода тракторных прицепов, который был оборудован ведущим мостом поворотной тележки с механическим приводом от синхронного ВОМ трактора, были проведены расчеты и натурные испытания на грунтовой дороге при различной схеме движителя.

При испытаниях тракторного поезда методом тензометрирования определялись крутящие моменты на промежуточном валу коробки передач (КП), на полуосях трактора и на карданном валу привода ведущего моста прицепа, по которым были построены характеристики  $M_j(M_d)$ , где  $M_d$  – момент двигателя.

На рис. 1 представлены результаты экспериментального и аналитического определения крутящих моментов в трансмиссии активного тракторного поезда при схеме движителя 4К4 + 4К2 (1110) и 4К4 + 4К0 (1100) с блокированными межосевыми связями в зависимости от крутящего момента двигателя (цифра 1 в скобках соответствует ведущему мосту агрегата, нуль – неведущему, а место цифры – порядковому номеру моста, считая от переднего моста против направления движения агрегата). Как видно из рисунка, полученное выражение (5) хорошо отражает распределение крутящих моментов в блокированной трансмиссии активного тракторного поезда.

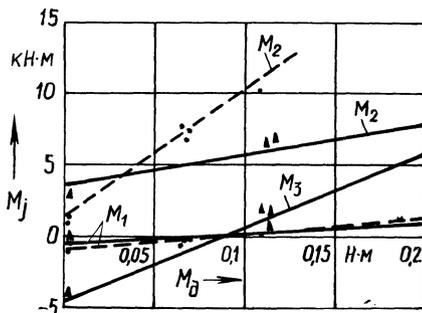
Возникновение отрицательных крутящих моментов хотя бы на одном из колес движителя, например  $j$ -м, свидетельствует о начале циркуляции мощности. В соответствии с формулой (5) это возможно при

$$-M_0 > \sum_{i=1, i \neq j}^m \frac{1}{\lambda_i} \left( \frac{r_j^0}{u_j} - \frac{r_i^0}{u_i} \right) < 0. \quad (7)$$

Таким образом, наименьшее значение момента  $M_0$  на промежуточном валу КП, при котором исчезает явление циркуляции мощности в любом из возможных контуров циркуляции, равно наибольшему из значений  $M_{0j}$ , подсчитанных по выражению (7) для каждого  $j$ -го колеса. Значение  $j$ , соответст-

Рис. 1. Влияние момента двигателя ( $M_D$ ) и схемы привода колес движителя активного тракторного поезда на распределение крутящих моментов в трансмиссии:

— двигатель по схеме 4К4+4К2 (1110); - - - - движитель по схеме 4К4+4К0 (1100);  
 • ▲ — экспериментальные точки зависимости  $M_j(M_D)$



вующее наименьшему значению  $M_{0j}'$  определяет колесо движителя, через которое раньше всего прекратится циркуляция мощности при возрастании момента  $M_0$ . Из выражения (7) также следует, что чем больше кинематическое несоответствие окружных скоростей колес и жесткость контакта шина—опорная поверхность, тем больше вероятность появления циркуляции мощности.

Наибольшие значения циркулирующей мощности на одной и той же передаче КП наблюдаются на холостом ходу, например при движении накатом или в случае буксирования тракторного поезда, т.е. при  $M_0 = 0$  (см. выражение (5)). При определении значений циркулирующей мощности в выражении (6) сумма вычисляется для тех колес движителя, для которых величина

$$\sum_{i=1, i \neq j}^m (r_i^0 u_j - r_j^0 u_i) / \lambda_i \text{ положительна.}$$

Из рисунка видно, что для повышения тяговых свойств тракторного поезда при конструкции, обеспечивающей только блокированное и ведомое состояния межосевых связей, целесообразно подключать дополнительные ведущие мосты не сразу и не одновременно, а только тогда, когда моменты  $M_j$  останутся положительными и после подключения дополнительного моста. Практически обеспечить такое подключение дополнительного ведущего моста в реальных конструкциях движителей можно подключением последнего при превышении буксования колес основного ведущего моста какой-то пороговой величины либо изменением в процессе движения передаточного отношения трансмиссии к колесам дополнительного ведущего моста. Наибольшее распространение получил первый путь.

Таким образом, полученные выражения позволяют расчетным путем с достаточной точностью определить распределение крутящих моментов по ветвям блокированного межосевого привода активного тракторного поезда и выбрать наиболее целесообразный закон подключения дополнительного ведущего моста.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. — М., 1981.
2. Ксеневич И.П., Скотников В.А., Ляско Н.И. Ходовая система—почва—урожай. — М., 1983.
3. Тяговые характеристики шин универсально-пропашных тракторов кл. 1,4—2 / В.П.Бойков, А.М.Кривицкий, С.И.Стригунов и др. // Тракторы и сельхозмашины. — 1988. — № 1. — С. 10—14.