

$$A_B = A - 0,5B_M \sin(\alpha \pm \beta); \quad (5)$$

$$A_H = A + 0,5B_M \sin(\alpha \pm \beta), \quad (6)$$

а одним бортом

$$A_B = A + 0,5 \left( \frac{B}{\cos(\alpha \pm \beta)} - B_M \right) \sin(\alpha \pm \beta); \quad (7)$$

$$A_H = A + 0,5 \left( \frac{B}{\cos(\alpha \pm \beta)} + B_M \right) \sin(\alpha \pm \beta), \quad (8)$$

где  $\beta$  — угол отклонения остова и ходовой части от вертикали ("плюс" — к вершине склона, "минус" — к подножию).

В соответствии с приведенными выражениями предложенный способ стабилизации остова и ходовой части крутосклонного трактора не только не ухудшает агротехническую проходимость последнего в междурядьях пропашных культур, но даже улучшает ее благодаря увеличению обоих агротехнических просветов в функции крутизны склона. Это особенно важно при возделывании высокостебельных культур.

### Литература

1. Колесные тракторы для работы на склонах/П.А.Амельченко, И.П.Ксенович, В.В.Гуськов, А.И.Якубович. — М., 1978, с. 154–157. 2. Яцкевич В.В., Зеленый П.В. Автоматическая система повышения курсовой устойчивости крутосклонного трактора. — В сб.: Автотракторостроение: Автоматизированные системы управления автомобилей, тракторов и их двигателей. Минск, 1978, вып. 10, с.15–18.

УДК 629.114.2

С.И.Стригунов, инж.,  
А.Х.Лефаров, д-р техн.наук  
(БПИ)

### ПОТЕРИ НА БУКСОВАНИЕ МАШИНЫ ТИПА 4x4 С ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫМ ПРИВОДОМ

В последнее время с целью улучшения тягово-цепных свойств и проходимости все более широко применяются полноприводные машины. Эти машины имеют различные типы приводов ведущих колес и мостов, что затрудняет сравнение их эксплуатационных показателей, к которым относятся потери на буксование.

Потери мощности на буксование принято оценивать КПД, который для машины типа 4x4 определяется по формуле

$$\eta_{\delta} = \frac{N_v}{N_v + N_{\delta_1} + N_{\delta_2}}, \quad (1)$$

где  $N_v$  — мощность, подведенная к ведущим колесам за вычетом мощности, теряемой на буксование;  $N_{\delta_1}$  и  $N_{\delta_2}$  — потери мощности на буксование переднего и заднего мостов.

Величины, входящие в выражение (1), можно представить следующим образом:

$$N_v = P_{kc} v; \quad N_{\delta_1} = P_{k1} v_{T1} \delta_1; \quad N_{\delta_2} = P_{k2} v_{T2} \delta_2,$$

где  $P_{k1}$ ;  $P_{k2}$  и  $P_{kc}$  — касательные силы тяги переднего, заднего мостов и машины в целом;  $\delta_1$  и  $\delta_2$  — буксования переднего и заднего мостов;

$v_{T1} = \frac{v}{1 - \delta_1}$ ;  $v_{T2} = \frac{v}{1 - \delta_2}$  и  $v$  — теоретические скорости переднего и

заднего мостов и действительная скорость машины.

Известно [1], что при применении в межмостовом приводе несимметричного дифференциала с передаточным числом  $i_d$  (наиболее общий случай) отношение тяговых нагрузок мостов постоянно и равно

$$P_{k2}/P_{k1} = i_d.$$

Используя рассмотренные зависимости, формулу (1) можно привести к виду

$$\eta_{\delta} = \frac{(1 - \delta_1)(1 - \delta_2)}{1 - \frac{\delta_1 + i_d \delta_2}{1 + i_d}}. \quad (2)$$

Тангенциальная деформация шины и горизонтальная деформация почвы изменяют скорость движения машины. Потери скорости можно оценить коэффициентом  $\eta_v$ :

$$\eta_v = v / v_T, \quad (3)$$

где  $v_T$  — теоретическая скорость машины, соответствующая качению колес машины без скольжения и буксования.

Известна связь между угловыми скоростями корпуса  $\omega_0$ , переднего  $\omega_1$  и заднего  $\omega_2$  приводных валов несимметричного межмостового дифференциала [1]:

$$\frac{\omega_1 + i_d \omega_2}{1 + i_d} = \omega_0. \quad (4)$$

Так как при отсутствии дифференциального эффекта  $\omega_1 = \omega_2 = \omega_0$ , то выражение для теоретической скорости машины имеет вид

$$v_T = \omega_0 \frac{r_{к2}^c}{i_2} = \omega_0 \frac{r_{к1}^c}{i_1},$$

где  $i_1, i_2$  — передаточные числа шестерен трансмиссии, соединяющих приводные валы дифференциала соответственно с передними и задними колесами трактора;  $r_{к1}^c, r_{к2}^c$  — радиусы качения передних и задних колес в свободном режиме.

Действительная скорость движения машины определяется зависимостью

$$v = \frac{\omega_1 r_{к1}^c}{i_1} (1 - \delta_1) = \frac{\omega_2 r_{к2}^c}{i_2} (1 - \delta_2). \quad (5)$$

Решая совместно формулы (4) и (5), получим выражение для определения действительной скорости движения машины:

$$v = \frac{\omega_0 (1 - \delta_1) (1 - \delta_2) r_{к2}^c}{\left(1 - \frac{\delta_2 + i_D \delta_1}{1 + i_D}\right) i_2}.$$

Подставив значения  $v_T$  и  $v$  в уравнение (3), определим коэффициент  $\eta_v$ :

$$\eta_v = \frac{(1 - \delta_1) (1 - \delta_2)}{1 - \frac{\delta_1 + i_D \delta_2}{1 + i_D}}. \quad (6)$$

Сравнение формул (2) и (6) показывает, что при дифференциальном межмостовом приводе значение КПД  $\eta_\delta$ , полученное по силовым зависимостям, совпадает со значением  $\eta_v$ , полученным по кинематическим зависимостям. Таким образом, потери мощности и скорости на буксование совпадают и зависят от величины буксований мостов и распределения тяговой нагрузки между мостами (величины  $i_D$ ).

Формулы (2) и (6) применимы также для расчета потерь мощности и скорости на буксование машины 4 x 2 с симметричной дифференциальной межколесной связью ( $i_D = 1$ ):

$$\eta_\delta = \eta_v = \frac{(1 - \delta') (1 - \delta'')}{1 - \frac{\delta' + \delta''}{2}}, \quad (7)$$

где  $\delta'$  и  $\delta''$  — буксования забегающего и отстающего колес ведущего моста.

Практический интерес представляет зависимость потерь на буксование от тяговой нагрузки. Известно, что для данной машины и конкретных почвенных условий буксование зависит от касательной силы тяги, причем во многих случаях эта зависимость может быть принята линейной. В других случаях она нелинейна и наилучшим образом аппроксимируется экспоненциаль-

ным законом [2]. Последнее относится к работе универсально-пропашных тракторов на мягких грунтах:

$$\begin{aligned}\varphi_p^I &= \varphi^I (1 - e^{-k^I \delta^I}); \\ \varphi_p^{II} &= \varphi^{II} (1 - e^{-k^{II} \delta^{II}}),\end{aligned}\quad (8)$$

где  $\varphi_p^I, \varphi_p^{II}$  — реализуемые коэффициенты сцепления забегающего и отстающего колес;  $\varphi^I, k^I, \varphi^{II}, k^{II}$  — постоянные эмпирические коэффициенты, зависящие от характеристик шин и грунта.

Касательная силы тяги машины 4x2 с учетом перераспределения веса от тяговой нагрузки

$$P_k = \varphi_p \left( G + P_k \frac{h_{кр}}{L} - P_f \frac{h_{кр}}{L} \right), \quad (9)$$

где  $P_f, G$  — сила сопротивления движению машины и весовая нагрузка ведущего моста;  $h_{кр}, L$  — высота приложения крюковой нагрузки и база машины.

Из формул (8) и (9) получим

$$\begin{aligned}\delta^I &= -\frac{1}{k^I} \ln \left[ 1 - \frac{P_k}{\varphi^I \left( G + P_k \frac{h_{кр}}{L} - P_f \frac{h_{кр}}{L} \right)} \right]; \\ \delta^{II} &= -\frac{1}{k^{II}} \ln \left[ 1 - \frac{P_k}{\varphi^{II} \left( G + P_k \frac{h_{кр}}{L} - P_f \frac{h_{кр}}{L} \right)} \right].\end{aligned}$$

Необходимо отметить, что блокирование привода обеспечивает равенство буксований колес моста  $\delta^I = \delta^{II} = \delta$ . В этом случае

$$\eta_\delta = \eta_v = 1 - \delta.$$

Но при наличии кинематического несоответствия в заблокированном приводе не существует понятия теоретической скорости машины, при которой отсутствуют скольжения и буксования колес. Поэтому КПД  $\eta_\delta$  характеризует только потери мощности на буксование, но не потери скорости. Действительную скорость движения машины можно определить через теоретическую скорость одного из ведущих мостов [3].

На рис. 1 приведены экспериментально полученные кривые буксования забегающего  $\delta^I$  и отстающего  $\delta^{II}$  задних колес при разблокированном дифференциале, а также кривая буксования  $\delta$  заблокированного моста трактора МТЗ-142 (схема 4x2) при движении его правым бортом в борозде глубиной 0,26–0,28 м, а левым — по стерне колосовых. Показаны также расчетные значения потерь на буксование для разблокированного (кривая 1) и забло-

кированного (кривая 2) дифференциала. Расчет проведен при следующих исходных данных:  $\varphi' = 0,71$ ;  $k' = 9,4$ ;  $\varphi'' = 0,81$ ;  $k'' = 14,4$ ;  $G = 30,8$  кН;  $P_f = 5,6$  кН;  $h_{кр} = 0,75$  м;  $L = 2,61$  м.

Из рис. 1 следует, что в обоих случаях потери на буксование увеличиваются с ростом тяговой нагрузки, причем зависимость эта нелинейная. Потери на

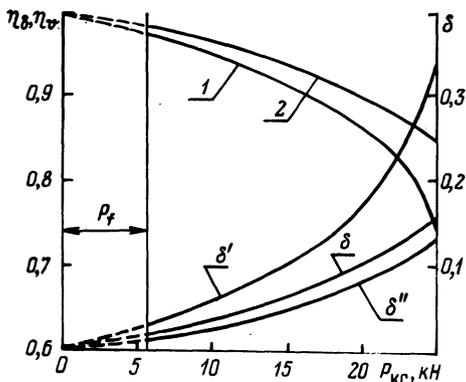


Рис. 1. Зависимость буксований и потерь на буксование трактора МТЗ-142 (схема 4 x 2) от тяговой нагрузки при работе в борозде.

буксование меньше при заблокированном приводе, поэтому в случае разных сцепных условий колес с целью снижения потерь мощности на буксование и увеличения скорости движения необходимо применять заблокированный привод. Полученные зависимости могут быть использованы при тяговом расчете тракторов.

### Литература

1. Ч у д а к о в Д.А. Тяговая динамика и мощностной баланс тракторов со всеми ведущими колесами. — В кн.: Сб.науч. трудов БИМСХ. Минск, 1960, вып. 2. с. 77.
2. G u s k o v V.V. Making the 4 w.d. more competitive... — j. farm Machine Engineering, England, Dec. 1968.
3. Л е ф а р о в А.Х., Ка б а н о в В.И., С т р и г у н о в С.И. К вопросу о потерях мощности на буксование колесного трактора типа 4x4. — Тракторы и с.-х. машины, 1979, № 7, с. 9–11.

УДК 629.114.2.004.15.001.24

Т.М.Талалова, мл. науч.сотр.  
(БПИ)

### ИССЛЕДОВАНИЕ ЗНАЧЕНИЯ ФАКТОРА ВРЕМЕНИ СМЕНЫ ПРИ ПРОГНОЗИРОВАНИИ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ТРАКТОРОВ

Прогнозирование машинно-тракторных агрегатов (МТА) и на их основе оптимальных параметров сельскохозяйственных тракторов с помощью математического моделирования и ЭВМ обуславливает необходимость исследовать