

Значение каждой составляющей силы  $R_c$  определяется по известным формулам [1...3].

На рис. 5 приведены результаты экспериментальных исследований изменения амплитуды давления в гидросистеме в зависимости от частоты колебания ведущего элемента муфты. Испытания проводились при двух значениях давления в питающей линии: 0,5 и 0,7 МПа и изменении частоты колебания от 1 до  $7 \text{ с}^{-1}$ . Графики 1...4 показывают, что изменение максимального давления в гидросистеме при амплитуде угла поворота ведущего элемента 0,5...0,65 рад достигают 60...70%. С увеличением частоты колебания ведущего элемента муфты выше  $5 \text{ с}^{-1}$  амплитуда давлений в гидросистеме уменьшается и в зависимости от входных параметров устанавливается в пределах 2...4. Это показывает, что выходные параметры привода с гидроруляемой фрикционной муфтой существенно зависят от входных воздействий, что является основным его отличием от существующих конструкций.

#### Л и т е р а т у р а

1. Хаймович Е.М. Гидропривод и гидроавтоматика станков. М., 1959. 2. Лещенко В.А. Гидравлические следящие приводы станков с программным управлением. М., 1975. 3. Колпакова Н.П. Пневматический механизм как элемент системы автоматического управления. – В сб.: Автоматическое регулирование авиадвигателей, № 2. М., 1960.

УДК 629.114.2

Ю.Е.Атаманов, канд.техн.наук,  
В.В.Теленченко, Г.А.Гаяновский

#### ВЛИЯНИЕ АВТОМАТИЧЕСКОГО ПОДКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДНЕГО ВЕДУЩЕГО МОСТА НА НАГРУЖЕННОСТЬ ТРАНСМИССИИ ТРАКТОРА 4x4

В настоящей работе исследовалась нагруженность трансмиссии при трогании и разгоне трактора МТЗ-82А с прицепом 2ПТС-4 по грунтовой дороге на различных передачах в зависимости от режимов работы переднего моста (ведомый, автоматический, принудительное включение) и величины кинематического несоответствия, что необходимо для более обоснованного расчета автомата включения переднего моста и трансмиссии трактора.

Для исследования поставленной задачи была составлена динамическая модель машинно-тракторного агрегата (рис. 1), состоящая из восьми инерционных масс  $J_i$ , связанных между собой условными безынерционными валами с жесткостью  $c_{i+1}$ . Кроме того, на схеме обозначены углы закручивания  $\varphi_i$  и угловые скорости  $\omega_i$ . Динамическая система составлена на основании известных методик [1] и состоит из следующих масс, характеризующих приведенными моментами инерции:  $J_1$  - движущихся масс двигателя;  $J_2$  - ведомых частей муфты сцепления;  $J_3$  - ведущих элементов фрикциона коробки передач (КП);  $J_4$  - ведомых элементов трансмиссии;  $J_5, J_8$  - соответственно задних и передних ведущих колес;  $J_6, J_7$  - поступательно движущихся масс трактора и прицепа.

На модель машинно-тракторного агрегата (МТА) действуют, с одной стороны, крутящий момент двигателя  $M$ , а с другой - приведенные моменты сопротивления качению колес трактора  $M_{f1}, M_{f2}$  и прицепа  $M_c$ . Главная муфта сцепления трактора, фрикцион КП и предохранительная муфта в приводе переднего моста моделируются муфтами  $\Phi_1, \Phi_2$  и  $\Phi_3$ .

Механизм сцепки с зазором  $\psi_2$ , а также обгонная муфта в приводе переднего моста с зазором  $\psi_1$  заменены в динамической модели люфтовой связью  $k_1$  и  $k_2$ . Математическое описание крутящих моментов  $M_{k1}$  и  $M_{k2}$ , передаваемых этими муфтами, представляется уравнениями.

$$M_{k_1} = \begin{cases} c_{48} (\varphi_4 - \varphi_8 - \frac{\psi_1}{2}) & \text{для } (\varphi_4 - \varphi_8) > \frac{\psi_1}{2}; \\ 0 & \text{для } (\varphi_4 - \varphi_8) \leq \frac{\psi_1}{2}; \end{cases} \quad (1)$$

$$M_{k_2} = \begin{cases} c_{67} (\varphi_6 - \varphi_7 \pm \frac{\psi_2}{2}) & \text{для } (\varphi_6 - \varphi_7) > \frac{\psi_2}{2}; \\ 0 & \text{для } (\varphi_6 - \varphi_7) \leq \frac{\psi_2}{2}. \end{cases} \quad (2)$$

Для имитации буксования ведущих колес трактора в динамическую модель МТА включены фрикционные муфты  $S_1$  и  $S_2$ . При этом буксование передних  $\delta_1$  и задних  $\delta_2$  колес трактора определяется зависимостью

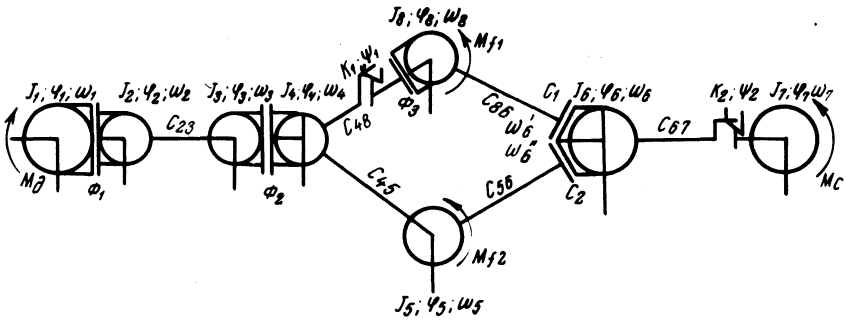


Рис. 1. Расчетная динамическая система тракторного агрегата.

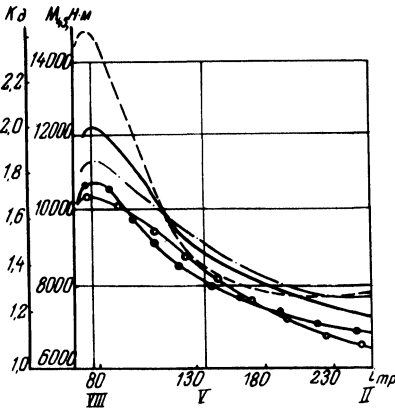


Рис. 2. Зависимость максимальных динамических нагрузок в трансмиссии трактора МТЗ-82А от передаточного числа трансмиссии. Режимы работы переднего моста: — ведомый; - - - - (+ $k_H$ ) } автоматический; - ○ - (- $k_H$ ) } принудительное включение; - ● - (+ $k_H$ ) } принудительное включение; - ● - (- $k_H$ ) } принудительное включение.

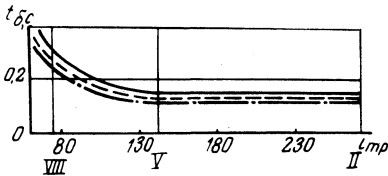


Рис. 3. Зависимость времени буксования главной муфты сцепления от передаточного числа трансмиссии. Режимы работы переднего моста: — ведомый; - - - - автоматический; - - - - принудительное включение; - ● - (+ $k_H$ ) } принудительное включение; - ● - (- $k_H$ ) } принудительное включение.

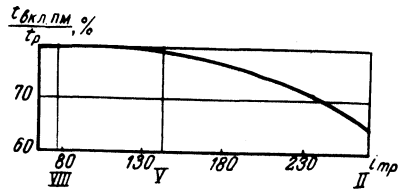


Рис. 4. Изменение активности переднего моста в зависимости от передаточного числа трансмиссии.

$$\delta_1 = \frac{\omega_6' - \omega_6}{\omega_6'} ; \quad \delta_2 = \frac{\omega_6'' - \omega_6}{\omega_6''} , \quad (3)$$

где  $\omega_6'$  и  $\omega_6''$  - угловые скорости заднего конца "вала приведенной массы передних и задних колес", а  $\omega_6$  - угловая скорость "вала приведенной массы трактора".

В процессе принудительного включения переднего моста буксование передних колес определяется по формуле [2]

$$\delta_1 = \delta_2 - k_n , \quad (4)$$

где  $k_n$  - коэффициент конструктивного кинематического несоответствия.

Кроме уравнений (1) - (4) для описания динамической системы МТА используются следующие уравнения: трогание с места (при  $\omega_2 < \omega_1$ )

$$\begin{aligned} J_1 \dot{\omega}_1 &= M_d - M_{\phi_1} ; \\ J_2 \dot{\omega}_2 &= M_{\phi_1} - M_{23} \end{aligned} \quad (5)$$

разгон (при  $\omega_2 = \omega_1$ )

$$(J_1 + J_2) \dot{\omega}_2 = M_d - M_{23} , \quad (6)$$

общие для обоих процессов

$$\begin{aligned} \dot{M}_{23} &= c_{23} (\omega_2 - \omega_3) ; & J_8 \dot{\omega}_8 &= M_{k_1} - M_{86} - M_{f_1} ; \\ (J_3 + J_4) \dot{\omega}_4 &= M_{23} - M_{45} - M_{k_1} ; & \dot{M}_{86} &= c_{86} (\omega_8 - \omega_6') ; \\ \dot{M}_{45} &= c_{45} (\omega_4 - \omega_5) ; & J_6 \dot{\omega}_6 &= M_{56} - M_{86} - M_{k_2} ; \\ \dot{M}_{48} &= c_{48} (\omega_4 - \omega_8) ; & \dot{M}_{67} &= c_{67} (\omega_6 - \omega_7) ; \\ J_5 \dot{\omega}_5 &= M_{45} - M_{56} - M_{f_2} ; & J_7 \dot{\omega}_7 &= M_{k_2} - M_c . \\ \dot{M}_{56} &= c_{56} (\omega_5 - \omega_6') ; \end{aligned} \quad (7)$$

Уравнения движения масс  $I_3$  и  $I_4$  при наличии буксования фрикциона КП  $\Phi_2$  будут иметь вид:

$$I_3 \dot{\omega}_3 = M_{23} - M_{\Phi_2}; \quad I_4 \dot{\omega}_4 = M_{\Phi_2} - M_{45} - M_{k_1}, \quad (8)$$

Нарастание момента трения  $M_{\Phi_1}$  главной муфты сцепления при ее включении принято по экспоненциальному закону [3], а время полного включения муфты во всех исследуемых случаях разгона МТА равно 0,2 с.

Так как приведенные уравнения содержат существенные нелинейности, а структура задачи разгона МТА переменная из-за наличия элементов, расчленяющих динамическую систему (рис. 1), то для решения была выбрана аналоговая вычислительная машина МН-18, которая позволяет достаточно простыми средствами реализовать это решение.

Результаты решения представлены в виде графических зависимостей показателей нагруженности трансмиссии для разных режимов работы переднего моста от величины передаточного числа трансмиссии (рис. 2, 3 и 4). В качестве показателей нагруженности приняты: максимальный динамический момент на задней полуоси  $M_{45}$  и коэффициент динамической нагрузки  $k_d = M_{45} / M_{\varphi}$  (рис. 2), время буксования главной муфты сцепления  $t_{\text{max}}$  (рис. 3) и активность переднего моста при разгоне (рис. 4). Показатель активности переднего моста с автоматическим подключением определялся как отношение времени работы моста в ведущем режиме  $t_{\text{вкл. пм}}$  к общему времени разгона МТА  $t_{\text{.}}$ .

Как видно из рис. 2, при трогании с места и разгоне трактора МТЗ-82А нагруженность трансмиссии возрастает в процессе перехода от низших передач к высшим и достигает максимального значения на VIII передаче. При этом коэффициент динамичности  $k_d$  изменяется в зависимости от режимов работы переднего моста и величины кинематического несоответствия в пределах от 1,65 (автоматическое включение переднего моста,  $k_n = -7,2\%$ ) до 2,42 (принудительное включение,  $k_n = +7,2\%$ ).

Из рис. 3 следует, что время буксования муфты сцепления на низших передачах практически одинаково и составляет 0,15с, а на передачах выше VI значительно увеличивается, достигая на VIII передаче 0,32 с. Причем автоматическое включение пе-

реднего моста уменьшает удельную работу и время буксования муфты на 15–20% по сравнению с принудительным включением и на 30–35% по сравнению с ведомым режимом работы переднего моста.

Активность переднего моста (рис. 4) с увеличением номера передачи возрастает с 65% на второй передаче до 80% на У передаче и в дальнейшем остается практически постоянной.

Результаты теоретического исследования удовлетворительно совпадают с результатами полевых испытаний. Следовательно, автоматическое подключение переднего моста снижает максимальные динамические нагрузки в трансмиссии трактора 4x4 и улучшает характеристики разгона МТА.

#### Л и т е р а т у р а

1. Ривин Е.И. Динамика привода станков. М., 1966.
2. Чудаков Д.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля. М., 1972.
3. Тарасик В.П. Фрикционные муфты автомобильных гидромеханических передач. Минск, 1973.

УДК 629.113.075.001

Н.В.Богдан, А.М.Расолько, канд-ты техн. наук, Е.А.Романчик

#### МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТОРМОЗНЫХ СИЛ ПО ОСЯМ ПОЛНОПРИВОДНОГО ТРАКТОРА

Динамическое регулирование тормозных сил для полноприводных тракторов можно осуществить за счет перераспределения тормозных моментов через межосевой привод. В этом случае при правильно выбранных параметрах межосевого привода можно достичь оптимального распределения тормозных сил между осями трактора при любом его замедлении.

Полноприводный колесный трактор может тормозиться как с разблокированным приводом, когда вращение колес осей не зависит друг от друга, так и с заблокированным, когда действительные поступательные скорости ( $v_{D1}$ ;  $v_{D2}$ ) передней и задней осей равны между собой. Условие равенства поступательных скоростей в этом случае имеет следующий вид:

$$\frac{v_{T1}}{1 - S_1} = \frac{v_{T2}}{1 - S_2}, \quad (1)$$