

пятиступенчатой ГМП БелАЗ, например, для I передачи превышение температуры  $\nu_{\text{ст max}}$  (рис. 2) будет не более  $10^{\circ}\text{C}$ , а  $\nu_{\text{мк max}}$  - всего до  $3^{\circ}\text{C}$ . Динамические нагрузки в трансмиссии (рис. 3) на низко- и среднескоростных режимах, являющихся самыми эксплуатационными, уменьшатся в 1,3-2,3 раза, а на высокоскоростных режимах не будут значительно превышать нагрузки, возникающие при включении серийной муфты.

Таким образом, рекомендуемый закон включения муфты в зависимости от скорости вращения турбины гидротрансформатора при минимальных нагрузках в трансмиссии обеспечивает нормальный тепловой режим фрикционных дисков.

### Л и т е р а т у р а

1. Корейво В.Я., Митяев А.Ф. Конструкция и характеристики фрикционных муфт пятиступенчатой гидромеханической передачи БелАЗ. - Экспресс-информ. Конструкции автомобилей. - М., 1979, № 6, с. 9-19. 2. Тарасик В.П. Фрикционные муфты автомобильных гидромеханических передач. - Минск, 1973. - 320 с.

УДК 629.114.2 - 587

Ю.Е.Атаманов, канд. техн. наук,  
И.С.Сазонов (БПИ)

### ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ АВТОМАТИЧЕСКОЙ БЛОКИРОВКИ ДИФФЕРЕНЦИАЛА САМОХОДНОГО ШАССИ

Для улучшения устойчивости прямолинейного движения уборочного агрегата на базе самоходного шасси с широкозахватной жаткой предлагается устанавливать в ведущем мосту автоматическую блокировку межколесного дифференциала. Блокировка выключается, когда разность касательных усилий на ведущих колесах достигнет заданной величины. Эту разность необходимо выбрать так, чтобы автоматическая блокировка, улучшая устойчивость прямолинейного движения агрегата, не ухудшала параметров его управляемости и поворотливости. То есть дифференциал должен быть заблокирован при рабочем ходе агрегата с допустимыми отклонениями от заданного направления движения и разблокироваться при совершении маневра.

Определим допустимые отклонения от заданного направления движения уборочного агрегата с широкозахватной жаткой, а за-

тем и величину разности касательных усилий на ведущих колесах, при которой должна выключаться автоматическая блокировка дифференциала.

При раздельном способе уборки зерновых хлебную массу скашивают на полную ширину захвата жатки, допустимое уменьшение ширины захвата не более 6% [1]. Тогда для жатки с захватом, равным 12 м, допустимое уменьшение ширины захвата составит 0,7 м. Следовательно, для уборочного агрегата на базе самоходного шасси с широкозахватной жаткой допустимое отклонение от заданного направления движения не должно превышать  $y_{\text{доп}} = \pm 0,35$  м.

Зная допустимое отклонение и продольные координаты центра масс уборочного агрегата, определим допустимый угол отклонения продольной оси агрегата от заданного направления движения

$$\beta = \arctg \frac{y_{\text{доп}}}{l_{\text{ж}} + a_{\text{а}}},$$

где  $l_{\text{ж}}$  и  $a_{\text{а}}$  – расстояния соответственно от оси передних колес до режущего аппарата жатки и центра масс агрегата.

Для исследуемого агрегата  $l_{\text{ж}} = 2,5$  м и  $a_{\text{а}} = 0,746$  м. Тогда допустимый угол отклонения продольной оси агрегата от заданного направления не должен превышать  $\beta_{\text{доп}} = \pm 6^\circ$ . В процессе работы уборочного агрегата жатка совершает колебания относительно заданного направления движения с амплитудой, равной  $y_{\text{доп}}$ . Наибольшее угловое отклонение продольной оси агрегата от заданного направления возникает в точке перегиба действительной траектории движения. Откуда находим частоту отклонения

$$\omega = \frac{\dot{x} \operatorname{tg} \beta_{\text{доп}}}{y_{\text{доп}}}.$$

Из приведенного выражения видно, что частота отклонений от заданного направления увеличивается с увеличением скорости движения  $\dot{x}$ , угла поворота продольной оси агрегата  $\beta_{\text{доп}}$  и уменьшением допустимого отклонения жатки от прямолинейного движения  $y_{\text{доп}}$ . Уборочный агрегат на базе самоходного шасси движется по полю со скоростью до 2,8 м/с. В этом случае  $\omega = 0,84 \text{ с}^{-1}$ .

Теперь можно определить радиус траектории крайней точки жатки А (рис. 1) по формуле [2]

$$R_A = \frac{\sqrt{(\dot{x}^2 + \dot{y}^2)^3}}{\dot{x}\ddot{y} - \dot{y}\ddot{x}}. \quad (1)$$

Подставив в формулу (1) соответствующие производные и принимая скорость движения агрегата постоянной, получим

$$R_A = \frac{\sqrt{[\dot{x}^2 + (y_{\text{доп}} \omega \sin \omega t)]^3}}{\dot{x} y_{\text{доп}} \omega^2 \cos \omega t},$$

где  $R_A$  - текущее значение радиуса траектории точки А.

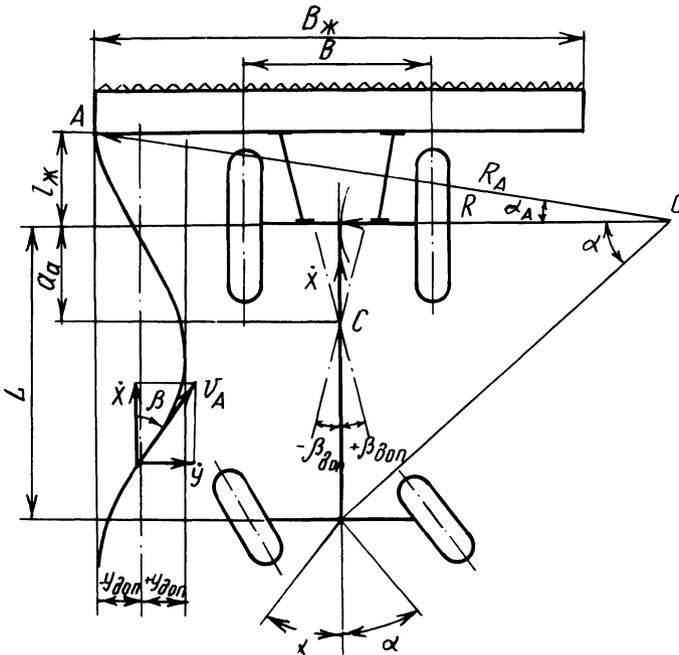


Рис. 1. Расчетная схема движения уборочного агрегата.

Минимальный радиус траектории точки А при скорости движения агрегата 2,8 м/с равен 32 м. С другой стороны, из рис. 1 видно, что радиус кривизны траектории точки А

$$R_A = \frac{0,5B_{\text{ж}} + R}{\cos \alpha_{\text{ж}}}; \quad (2)$$

$$\alpha_{\text{ж}} = \arcsin \frac{l_{\text{ж}}}{R_A},$$

где  $B_{\text{ж}}$  - ширина захвата жатки;  $R$  - радиус поворота агрегата.

Зная  $R_A$ , из выражения (2) определяем минимальный радиус поворота агрегата  $R_{\text{мин}}$ , а следовательно, и максимальный средний угол поворота управляемых колес  $\alpha_{\text{макс}}$  при работе с жаткой. Для выбранных эксплуатационных условий эти параметры равны  $R_{\text{мин}} = 26$  м,  $\alpha_{\text{макс}} = 5^{\circ}40'$ .

Примем, что блокировка должна включаться не при угле отклонения управляемых колес на  $5^{\circ}40'$ , а при несколько большем -  $6^{\circ}30'$ . Минимальный радиус поворота агрегата  $K_{\text{мин}}$  при этом станет равным примерно 23 м.

Определим разность касательных усилий на ведущих колесах, при которой должна выключаться блокировка дифференциала ведущего моста. Касательные усилия на отстающем  $P_{\text{к}}^I$  и забегающем  $P_{\text{к}}^{II}$  колесах определяются по выражениям

$$P_{\text{к}}^I = 0,5P_{\text{к}} \left(1 - \frac{B}{2R}\right) + \frac{r_{\text{к}}^0}{\lambda} \frac{B}{2R};$$

$$P_{\text{к}}^{II} = 0,5P_{\text{к}} \left(1 + \frac{B}{2R}\right) - \frac{r_{\text{к}}^0}{\lambda} \frac{B}{2R},$$

где  $P_{\text{к}}$  - суммарная касательная сила тяги, развиваемая ведущей осью;  $B$  - ширина колеи ведущей оси;  $r_{\text{к}}^0$  - радиус качения ведущих колес, определенный в ведомом режиме на твердой опорной поверхности;  $\lambda$  - приведенная к ведущему колесу тангенциальная податливость шины, грунта и силового привода.

Вычитанием второго равенства из первого находим выражение для определения разности касательных усилий на ведущих колесах трактора при криволинейном движении:

$$\Delta P_{\text{к}} = \left(\frac{r_{\text{к}}^0}{\lambda} - 0,5P_{\text{к}}\right) \frac{B}{R}.$$

При движении уборочного агрегата на базе самоходного шасси с широкозахватной жаткой по стерне с радиусом поворота, равным 23 м, ( $P_{\text{к}} = 19640$  Н,  $B = 2,99$  м,  $r_{\text{к}}^0 = 0,73$  м,  $\lambda = 2,3 \times 10^{-5}$  м/Н) разность касательных сил тяги на ведущих колесах  $\Delta P_{\text{к}} = 2800$  Н.

Учитывая передаточное число от ведущих колес до вала блокировки  $i = 0,154$ , определяем момент, при котором должна выключаться муфта автоматической блокировки дифференциала (блокируется полуось с полуосью)  $M_{\text{б}} = \Delta P_{\text{к}} i r_{\text{к}}^0 = 314$  Н·м. По значению этого момента определяются все конструктивные параметры автоматической блокировки дифференциала ведущего моста.

Таким образом, автоматическая блокировка межколесного дифференциала самоходного шасси должна оставаться включенной, если агрегат движется с радиусами поворота больше 20 м, и выключаться при достижении разности касательных усилий на ведущих колесах, равной 2,8 кН. Автоматическая блокировка ведущего моста с такими параметрами, улучшая устойчивость прямолинейного движения, не будет ухудшать управляемость и поворотливость агрегата.

## Л и т е р а т у р а

1. Веденяпин Г.В., Киртбая Ю.К., Сергеев М.П. Эксплуатация машинно-тракторного парка. - М., 1963. - 431 с. 2. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров. - М., 1968. - 720 с.

УДК 629.113.2 - 587

В.С.Баев, В.В.Ванцевич, канд. техн. наук,  
А.Х.Лефаров, д-р техн. наук (БПИ)

### ПОВОРАЧИВАЕМОСТЬ КОЛЕСНЫХ МАШИН С САМОБЛОКИРУЮЩИМИСЯ ДИФФЕРЕНЦИАЛАМИ В ВЕДУЩИХ МОСТАХ

Проблема поворачиваемости колесных внедорожных машин, хотя и рассмотрена в ряде работ [1, 2], актуальна и в настоящее время. Сложность заключается в том, что в этих машинах с целью повышения проходимости приходится отказываться от обычных дифференциальных приводов и применять блокируемые дифференциалы, самоблокирующиеся дифференциалы и т. д.

В данной работе приведена методика определения сил и моментов, препятствующих повороту и возникающих в пределах одного ведущего моста с самоблокирующимся дифференциалом. Располагая такой методикой, можно определить влияние межколесного привода на поворачиваемость машины при любом числе ве-

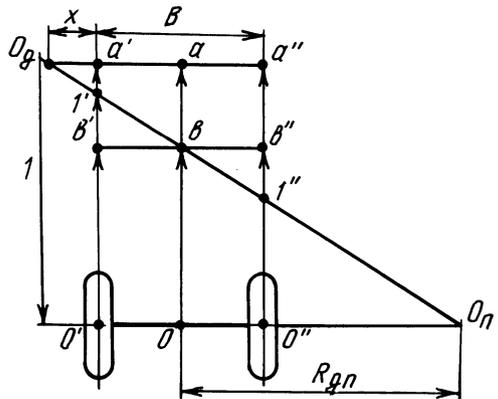


Рис. 1. План скоростей ведущего моста на повороте.

дущих мостов. На рис. 1 показан план скоростей трех характерных точек ведущего моста  $O'$ ,  $O$  и  $O''$  для случая, когда самоблокирующийся дифференциал еще не сработал. Точки  $a'$ ,  $a$  и  $a''$  отражают векторы теоретических скоростей  $v_T$ , а точки  $b'$ ,  $b$  и  $b''$  - векторы действительных скоростей при прямом движении с