

## ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА ПРИ ВЫПОЛНЕНИИ ЛЕСОЗАГОТОВИТЕЛЬНЫХ РАБОТ

In article questions of a choice of parameters of the mechanism of turn of a catarpillar are considered at performance forest harvesting operations works proceeding from estimated parameters of curvilinear movement.

При выполнении лесозаготовительных работ гусеничный трактор большую часть времени движется в режиме поворота. Поэтому правильное обоснование параметров механизма поворота является важным условием повышения эффективности выполняемых работ.

В последнее время имеет место тенденция использования на гусеничных тракторах разно-отно-скоросных механизмов поворота [1]. Такой механизм позволяет осуществлять поворот гусеничного трактора по траектории любого радиуса от минимального до радиуса, равного бесконечности, а также обеспечивает разворот гусеничного трактора вокруг центра масс.

Трансмиссия гусеничного трактора с разно-отно-скоросным механизмом поворота (рис. 1) включает коробку перемены передач (КПП), механизм поворота (МП), бортовые передачи (БП1 и БП2).

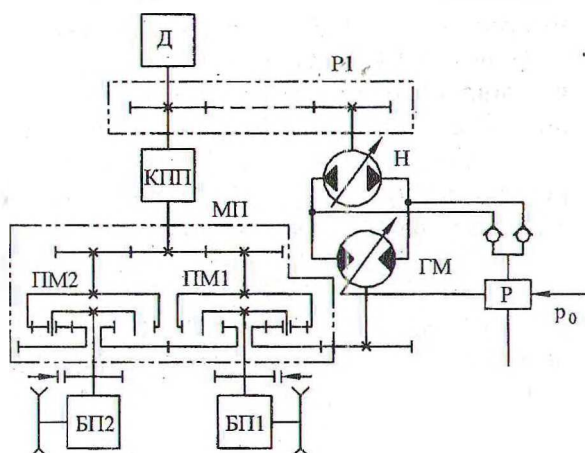


Рис. 1. Структурная схема трансмиссии трактора с разноотно-скоросным механизмом поворота

Механизм поворота состоит из: редуктора, разделяющего поток мощности по гусеницам трактора; планетарных рядов МП1 и МП2; редуктора привода солнечных шестерен от вала гидромотора Р2; редуктора привода вала насоса Р3, объемной гидропередачи, включающей насос Н, гидромотор ГМ, регулятор Р.

Поворот гусеничного трактора осуществляется изменением частоты вращения вала гидромотора, при этом изменяются скорости движения гусениц. В конструкции механизма поворота (рис. 1) увеличение скорости движения

забегающей гусеницы приводит к соответствующему уменьшению скорости движения отстающей гусеницы. Теоретические скорости движения гусениц определяются по формулам:

$$v_1 = v_t - \Delta v_n;$$

$$v_2 = v_t + \Delta v_n,$$

где  $v_1$  — теоретическая скорость движения отстающей гусеницы;  $v_t$  — теоретическая скорость движения трактора при прямолинейном движении;  $\Delta v_n$  — приращение скорости гусеницы;  $v_2$  — теоретическая скорость движения забегающей гусеницы.

Действительная скорость движения ниже теоретической, т. к. происходит пробуксовка (проскальзывание) гусениц. Чем выше тяговое усилие, развиваемое трактором, и чем меньше сцепные качества гусениц с почвой, тем выше величина буксования. При прямолинейном движении величина буксований гусениц одинакова. При повороте трактора касательная сила тяги на забегающей возрастает, а на отстающей уменьшается, при этом возрастает буксование забегающей гусеницы и уменьшается буксование отстающей гусеницы. Действительная скорость движения гусениц определяется по формулам [2]:

$$v_{1d} = v_1 (1 - \delta_1);$$

$$v_{2d} = v_2 (1 - \delta_2),$$

где  $v_{1d}$ ,  $v_{2d}$  — действительные скорости движения гусениц;  $\delta_1$ ,  $\delta_2$  — буксования гусениц.

Для поворота трактора необходимо преодолеть момент сопротивления повороту поперечных составляющих сил трения, возникающих при скольжении опорной поверхности гусеницы по почве.

Как отмечается в работе [3], сопротивление повороту от сил трения должно появиться до поворота, пока поворачивающий момент меньше момента сопротивления повороту, т. е. разность касательных сил тяги на гусеницах возникает до начала поворота трактора, однако с изменением касательных сил тяги меняется и буксование гусениц. При этом пока поворачивающий момент от разности касательных сил тяги не достиг величины момента сопротивления повороту, сохраняется прямоли-

нейное движение трактора. Следовательно, до начала поворота трактора для компенсации разности буксовых гусениц механизм поворота обеспечивает изменение теоретической скорости движения за счет увеличения  $\Delta v_n$ . Создается эффект неповорачиваемости трактора под нагрузкой.

Минимальное значение  $\Delta v_{n\min}$ , при котором не происходит поворот трактора, определяется по формуле

$$\Delta v_{n\min} = \frac{v_t (\delta_2 - \delta_1)}{2 - (\delta_2 + \delta_1)}$$

С увеличением разности буксовых гусениц и повышением теоретической скорости движения возрастает  $\Delta v_{n\min}$ .

Величина разности буксовых гусениц ( $\delta_2 - \delta_1$ ) увеличивается с увеличением момента сопротивления повороту и зависит от тягового усилия, развиваемого трактором и сцепных качеств почвы. Буксования гусениц определяются по кривой. Значения касательной силы тяги на забегающей  $F_{k2}$  и отстающей  $F_{k1}$  определяются по формулам:

$$F_{k2} = 0,5F_k + \frac{M_s}{2B}$$

$$F_{k1} = 0,5F_k - \frac{M_s}{2B}$$

где  $F_k$  – касательная сила тяги, развиваемая на гусеницах трактора, при прямолинейном движении;  $M_s$  – момент сопротивления повороту;  $B$  – колея трактора.

Касательная сила тяги, развиваемая на гусеницах трактора при прямолинейном движении, определяется по формуле

$$F_k = \varphi_{\max} G (1 - e^{-k\delta}),$$

где  $\varphi_{\max}$  – максимальное значение коэффициента сцепления гусениц с почвой;  $G$  – вес трактора;  $k$  – коэффициент кривой буксования;  $\delta$  – буксование трактора.

Момент сопротивления повороту можно определить по приближенной формуле

$$M_s = \mu \frac{GL}{4},$$

где  $G$  – вес трактора;  $L$  – база трактора;  $\mu$  – момент сопротивления повороту.

Значение коэффициента сопротивления повороту, согласно данным [3], находится в пределах 0,4...0,8.

Величина  $\Delta v_{n\min}$  оказывает существенное влияние на поворачиваемость трактора при движении под нагрузкой. С увеличением  $\Delta v_{n\min}$

уменьшается фактическое значение  $\Delta v_n$ , задаваемое механизмом поворота, и, соответственно, увеличивается радиус поворота трактора.

Теоретический радиус поворота трактора определяется зависимостью

$$R = \frac{v_t}{\Delta v_n} 0,5B.$$

Действительный радиус поворота трактора находится по формуле

$$R = \frac{v_t (2 - \delta_1 - \delta_2) - \Delta v_n (\delta_2 - \delta_1)}{\Delta v_n (2 - \delta_1 - \delta_2) - v_t (\delta_2 - \delta_1)} 0,5B.$$

Выбор  $\Delta v_n$  осуществляется в зависимости от величины минимального радиуса поворота трактора, требуемого для обеспечения маневренности и управляемости на рабочих и транспортных скоростях движения.

Чем выше значение  $\Delta v_n$ , тем меньше радиус поворота трактора. Но с уменьшением радиуса поворота при движении на высоких скоростях возрастает опасность заноса, увеличиваются инерционные силы, что сказывается на состоянии водителя, снижается устойчивость движения трактора, увеличиваются затраты мощности на поворот.

Минимальное значение радиуса поворота трактора, при котором исключается опрокидывание и занос, определяется по формуле

$$R_{\min} = \frac{v_t^2}{\mu g},$$

где  $g$  – ускорение свободного падения.

Приравнивая значения  $R_{\min}$  и  $R$  и решая относительно  $\Delta v_n$ , получим предельное значение  $\Delta v_{n(z)}$  по заносу:

$$\Delta v_{n(z)} = \frac{0,5\mu g B}{v_t}$$

Для исключения явления заноса максимальное значение  $\Delta v_n$  не должно превышать  $\Delta v_{n(z)}$  при выбранном значении  $\mu$ .

С увеличением скорости движения трактора и уменьшением радиуса поворота возрастает центростремительное ускорение, негативно воздействующее на водителя, увеличивающее динамическую нагруженность тракторного агрегата.

Предельное значение  $\Delta v_n$  по центростремительному ускорению определяется по формуле

$$\Delta v_{n(z)} = \frac{0,5a_y B}{v_t},$$

где  $a_y$  – центростремительное ускорение.

Для исключения заноса величина центростремительного ускорения не должна превышать  $0,4g \dots 0,8g$ . Для обеспечения комфортных условий водителя центростремительное ускорение не должно превышать  $0,1g \dots 0,2g$  [4, с. 297].

Для осуществления поворота необходимо создать разность касательных сил тяги, момент от которых должен быть равен моменту сопротивления повороту, т. е. для совершения поворота необходимо затратить мощность.

Мощность на гусеницах трактора определяется по формулам:

$$N_{g1} = F_{k1} (v_t - \Delta v_n);$$

$$N_{g2} = F_{k2} (v_t + \Delta v_n),$$

где  $N_{g1}$  – мощность на отстающей гусенице;  $N_{g2}$  – мощность на забегающей гусенице.

Уравнение мощностного баланса в общем виде можно записать следующим образом:

$$N_{g1} + N_{g2} + N_w = N_d \eta_T,$$

где  $N_d$  – мощность двигателя;  $N_w$  – мощность потребляемая ВОМ;  $\eta_T$  – КПД трансмиссии и гусеничного движителя.

Принимая  $N_w = 0$  и пренебрегая выражения, получим формулу для определения предельного значения  $\Delta v_{n(d)}$  по мощности двигателя:

$$\Delta v_{n(d)} = \frac{(N_d \eta_T - v_t F_k) B}{M_s}$$

Как видно из представленной зависимости, с увеличением касательной силы тяги и скорости движения предельное значение  $\Delta v_{n(d)}$  уменьшается. Предельное значение  $\Delta v_{n(d)}$  выбирается при номинальном тяговом усилии на рабочей скорости движения трактора. Максимальное значение  $\Delta v_{n(d)}$  определяется при  $v_t = 0$ , т. е. при развороте на месте.

Рассмотрим предельные значения  $\Delta v_n$  для трактора массой 9700 кг, мощностью двигателя 180 л. с. Результаты расчета представлены на рис. 2.

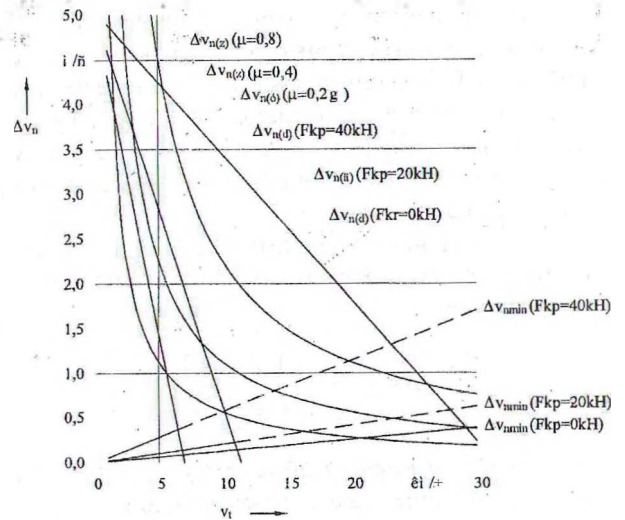


Рис. 2. Зависимость предельных значений приращений скорости гусениц от скорости движения

Таким образом, выбирается требуемое значение  $\Delta v_n$ , которое должно обеспечиваться механизмом поворота. По выбранному значению  $\Delta v_n$  определяют все оставшиеся параметры механизма поворота.

#### Литература

1. Шипилевский Г. Б. Особенности динамики неустановившегося поворота гусеничного трактора с разностно-скоростным механизмом // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1995. – № 5 – С. 10–12.
2. Исаев Е. Г. Особенности кинематики и сопротивления движению гусеничной машины при повороте с радиусом, равным нулю трактора // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1976. – № 1. – С. 8–10.
3. Саяпин В. И., Позин Б. М. Сопротивление повороту гусеничных тракторов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1961. – № 8. – С. 10–12.
4. Барский И. Б. Конструирование и расчет тракторов: Учебник для вузов по спец. «Автомобили и тракторы». – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1980. – 335 с.