

Литература

1. Бейдеман И.Н. Методика изучения фенологии растений и растительных сообществ. Методические указания. – Новосибирск, Сибирское отделение изд-во «Наука», 1985, - 155 с.
2. Доспехов Б.А. Методика полевого опыта/ Б.А. Доспехов. – М.: Россельхозиздат, 1985. – 351 с.
3. Зуева Г.А. Общая фенология. Елабуга: Изд-во ЕГПИ, 2008. – 54 с.
4. Никтенко Г.Ф. Опытное дело в полеводстве/ Под. ред. Проф. Г.Ф. Никитенко. – М.: Россельхозиздат, 1982. – 190 с.
5. Технологии возделывания лекарственных растений: методическое пособие / подгот. Л.В. Кухарева, Т.В. Гиль – Минск: Минсктиппроект, 2008. – 128 с.

УДК 629.114.2

**ОПТИМИЗАЦИЯ ПРОЦЕССА РАЗГОНА ТРАКТОРА ЗА СЧЕТ  
ВЫБОРА РЕЖИМА ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ**

**Бобрышов<sup>1</sup> А.В.**, к.т.н., доцент, **Капов<sup>1</sup> С.Н.**, д.т.н., профессор,  
**Петенев<sup>1</sup> А.Н.**, к.т.н., доцент, **Орлянская<sup>1</sup> И.А.**, к.т.н., доцент,  
**Гедроить<sup>2</sup> Г.И.**, к.т.н., доцент

<sup>1</sup>Ставропольский государственный аграрный университет, г. Ставрополь,

<sup>2</sup>Белорусский государственный аграрный технический университет, г. Минск

Исследования процесса разгона трактора проведены на двухмассовой динамической модели с одним упругим звеном (рис. 1). Рассматривались два варианта разгона: первый – разгон при включении одного фрикциона, второй - разгон при одновременном включении двух фрикционов с одинаковым моментом трения  $M_\phi(t)$  с последующим отключением одного из фрикционов через произвольно выбираемые промежутки времени.

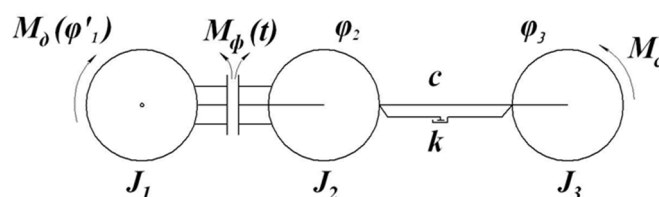


Рисунок 1 – Упрощенная схема динамической модели тракторного агрегата:

$J_1, J_2, J_3$  – приведенные к валу муфты моменты инерции соответственно двигателя с маховиком, ведомых частей фрикционной муфты и разгоняемых масс;  $c$  – жесткость системы;  $k$  – коэффициент демпфирования;  $\phi_1, \phi_2, \phi_3$  – углы поворота движущихся масс;  $M_\delta$  – крутящий момент двигателя;  $M_\phi$  – момент трения муфты;  $M_c$  – приведенный к валу муфты момент сопротивления движению агрегата.

Движение этой динамической модели (рис. 1) описывается следующими дифференциальными уравнениями :

$$\left. \begin{aligned} J_1 \cdot \ddot{\phi}_1 &= M_\delta(\phi_1) - M_\phi(t); \\ J_2 \cdot \ddot{\phi}_2 &= M_\phi(t) - k \cdot (\dot{\phi}_2 - \dot{\phi}_3) - c \cdot (\phi_2 - \phi_3); \\ J_3 \cdot \ddot{\phi}_3 &= k \cdot (\dot{\phi}_2 - \dot{\phi}_3) + c \cdot (\phi_2 - \phi_3) - M_c. \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Преобразуем систему уравнений (1) в систему четырех дифференциальных уравнений первого порядка, выразив  $\omega_1 = \dot{\phi}_1; \omega_2 = \dot{\phi}_2; \omega_3 = \dot{\phi}_3; \omega_4 = c \cdot (\phi_2 - \phi_3)$ . Получим

$$\left. \begin{aligned} \omega_1 &= \frac{1}{J_1} [M_\delta(\omega_1) - M_\phi(t)] \\ \omega_2 &= \frac{1}{J_2} [M_\phi(t) - k \cdot (\omega_2 - \omega_3) - \omega_4] \\ \omega_3 &= \frac{1}{J_3} [k \cdot (\omega_2 - \omega_3) + \omega_4 - M_c] \\ \omega_4 &= c \cdot (\omega_2 - \omega_3). \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Начальные условия движения масс модели принимались из условия:  $\omega_1 = \omega_x$ ,  $\omega_2 = \omega_3 = \omega_4$ , где  $\omega_x$  – максимальная угловая скорость холостых оборотов двигателя.

Крутящий момент двигателя  $M_\delta$  выбирался по формулам:

$$\left. \begin{aligned} M_\delta &= M_n \frac{(M_{\delta_{max}} - M_n) \cdot (\omega_n - \omega)}{\omega_n - \omega_o}; \omega_o \leq \omega \leq \omega_n; \\ M_\delta &= M_n \frac{(\omega_x - \omega)}{\omega_x - \omega_n}; \omega_n \leq \omega \leq \omega_x, \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Момент трения фрикционной муфты приняли изменяющегося по линейному закону:

$$M_\phi = M_{\phi_{max}} \frac{t}{t_\phi}; 0 \leq \omega \leq t_\phi.$$

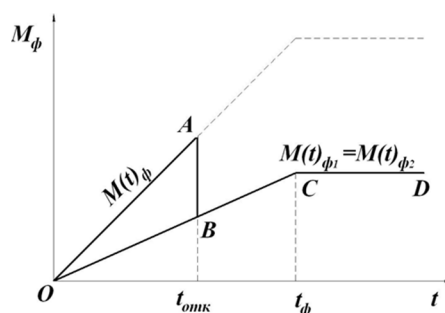


Рисунок 2 – Диаграмма изменения момента трения в коробке перемены передач трактора при одновременно включённых двух фрикционах

При включении фрикционов в период времени  $0 - t_{откл}$  момент трения нарастает по линии ОА (рис. 2), затем в момент времени  $t = t_{откл}$  фрикцион первой передачи отключается, а затрачиваемый на разгон момент уменьшится в два раза, т.е.  $M_{\phi 2}(t) = M_\phi(t) - M_{\phi 1}(t) = 0,5M_\phi(t)$ , так как принято, что моменты трения фрикционов первой  $M_{\phi 1}(t)$  и второй  $M_{\phi 2}(t)$  передач одинаковы

$$[M_{\phi 1}(t) = M_{\phi 2}(t)].$$

Мощность трения в любой момент времени  $t$  вычислялась по формуле:

$$N_{тр} = M_\phi(t) \cdot (\omega_1 - \omega_2).$$

Работа трения рассчитывалась по выражению:

$$A_{mp} = \int_0^t N_{mp} \cdot dt \approx \sum \frac{1}{2} \Delta t_i [N_{mp}(t_{i+1}) + N_{mp}(t_i)]$$

Параметры динамической модели приведены в табл. 1.

Таблица 1 – Исходные данные для расчета

Крутящий момент двигателя, Н·м		Угловые скорости, рад/с			Моменты трения и сопротивления, Н·м		Моменты инерции, кг·м <sup>2</sup>			Жесткость системы, Н·м/рад	Коэффициент демпфирования, Н·м·с
$M_n$	$M_{dmax}$	$\omega_x$	$\omega_n$	$\omega_o$	$M_{fmax}$	$M_c$	$J_1$	$J_2$	$J_3$	$c$	$k$
255,5	288,7	249,5	30	16	620	123,6	0,15	0,005	0,37	405,9	2,35

Результаты расчета процесса разгона трактора сведены в табл. 2.

Таблица 2 – Расчетные данные по нагруженности фрикционов при разгоне тракторного агрегата

Параметры нагруженности фрикционов	Разгон на одном фрикционе	Разгон на двух фрикционах		
		Время разгона $t_{откл}$ , с		
		0,1	0,2	0,3
Работа трения $A_{mp}$ , Дж·10 <sup>3</sup> :				
- фрикциона 1-ой передачи	68,6	1,49	5,68	11,8
- фрикциона 2-ой передачи	-	58,3	53,9	44,1
- суммарная 2-х фрикционов	-	59,8	59,6	55,9
Максимальная мощность трения $N_{mp,max}$ , Вт·10 <sup>3</sup>	84,2	103,4	106,8	131,4

По результатам полученных данных можно установить следующее. При разгоне на двух фрикционах работа трения каждого из фрикционов меньше, чем в случае разгона на одном фрикционе. При этом во всех случаях разгона фрикцион первой передачи нагружен меньше, чем второй передачи. При этом работа трения более нагруженного фрикциона второй передачи снижается по сравнению с работой трения при включении одного фрикциона на 13,5 % при  $t_{откл} = 0,1$  с, на 21,4 % при  $t_{откл} = 0,2$  с и на 35,5 % при  $t_{откл} = 0,3$  с. Из этого анализа видно, что при одновременном буксовании двух фрикционов в течение 0,2 и 0,3с уменьшение работы трения ощутимее. При этих условиях меньше также и значение максимальной мощности трения  $N_{mp,max}$  на каждый фрикцион при  $t_{откл} = 0,2$  с на 36,7 % и при  $t_{откл} = 0,3$  с на 22 %.

Из анализа следует, что разгон тракторного агрегата с одновременным включение двух фрикционов при их совместной работе в течение  $t_{откл} = 0,2 \dots 0,3$  с дает существенное снижение нагруженности фрикционов, т.е. уменьшение работы трения на 21,4...35,5 % и максимальной мощности трения на 22...36,7 %.

#### Литература

1. Бобрышов А.В. Исследование факторов влияющих на формирование нагрузок в приводе сельскохозяйственных агрегатов / А. В. Бобрышов, В.А. Лиханос // В сборнике: Актуальные проблемы научно-технического прогресса в АПК Сборник научных статей по материалам VIII Международной научно-практической конференции в рамках XX Международной агропромышленной выставки "Агроуниверсал - 2013" и научно-практической конференции "Ресурсо- и энергосбережение в АПК. Альтернативные виды топлива". 2013. С. 165-167.
2. Бобрышов А.В. Определение максимальных нагрузок в трансмиссиях машинно-тракторных агрегатов / А.В. Бобрышов, Ю.В. Прохорская, В.А. Лиханос//. НаукаПарк. 2011. №4(5).С. 15-19.

3. Бобрышов А.В. Средства снижения нагруженности трансмиссии сельскохозяйственных агрегата /Бобрышов А.В., Орлянский А.В., Лиханос В.А., Борщевский А.П., Безручко А.Ф. // В сборнике: АКТУАЛЬНЫЕ ПРОБЛЕМЫ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОГО ПРОГРЕССА В АПК. Сборник научных статей по материалам XV Международной научно-практической конференции, посвященной памяти профессора О. Г. Ангилеева в рамках XXI Международной агропромышленной выставки «Агроуниверсал-2019» . 2019. С. 231-235.

УДК 629.36

## **СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ХОДОВЫХ СИСТЕМ ТРАКТОРОВ**

**Варфоломеева Т.А., Занемонский С.В., Новик А.С., студент**

Белорусский государственный аграрный технический университет, г. Минск

Одним из основных требований, предъявляемых к мобильным средствам механизации сельскохозяйственных работ, является обеспечение щадящего воздействия их движителей на почву [1]. По стандартам развитых европейских стран давление колеса на почву не должно превышать  $0,6 \text{ кгс/см}^2$  (0,06 МПа). В переуплотненных от воздействия ходовых систем почвах возникает явление пространственной тесноты, возрастает сопротивление развитию корневых систем возделываемых растений, нарушается оптимальный водо- и воздухообмен. Исследованиями установлено, что структура влажной минеральной почвы не нарушается при предельном давлении на неё – 0,06–0,10 МПа, а сухой – при 0,2–0,3 МПа. Для торфяных почв соответствующие параметры существенно ниже.

Для решения актуальной проблемы уменьшения уплотнения почвы сельскохозяйственных угодий ходовыми системами колесных тракторов все более широко применяют сдваивание (рис. 1), а также страивание колес.



Рисунок 1 – След при криволинейном движении трактора «БЕЛАРУС 3022» со сдвоенными задними колесами

Сдваивание колес позволяет уменьшить давление на почву, однако приводит к увеличению радиусов поворота, а следовательно, к расширению поворотных колес. Кроме того, увеличиваются нагрузки на отдельные узлы трансмиссии, возникают дополнительные паразитные потери мощности, ограничивается движение тракторов по дорогам [2, 3].

С целью выполнения требований нормативных документов по повышению агроэкологических и тягово-сцепных качеств тракторов при работе с тяжелыми сельхозмашинами и орудиями на почвах с малой несущей способностью предусматривается снижение давления на почву путем увеличения площади пятна контакта движителей с опорной поверхностью [1].

ОАО «Мозырский машиностроительный завод» наладил серийный выпуск тракторов с резиноармированными гусеницами. Главное преимущество таких движителей – возможность эксплуатации на дорогах общего пользования, а также работа на переувлажнённых почвах