

УДК 629.114.2.032.001.1

## НАГРУЖЕННОСТЬ ЭЛЕМЕНТОВ СИЛОВОЙ ПЕРЕДАЧИ ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА ПРИ ПОВОРОТАХ

А.Г. Хворост, аспирант, ХНТУСХ

*Аннотация.* Оценены перегрузки силовой передачи гусеничного трактора с тяговой нагрузкой при поворотах, отмечены отрицательные крутящие моменты в элементах силовой передачи отстающего борта.

*Ключевые слова:* нагрузка при поворотах, крутящий момент, силовая передача, трактор.

## НАВАНТАЖЕНІСТЬ ЕЛЕМЕНТІВ СИЛОВОЇ ПЕРЕДАЧІ ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА ПРИ ПОВОРОТАХ

О.Г. Хворост, аспірант, ХНТУСГ

*Анотація.* Оцінено перевантаження силовій передачі гусеничного трактора з тяговим навантаженням при поворотах, відмічено від'ємні крутні моменти в елементах силовій передачі борту, що запізнюється.

*Ключові слова:* навантаження при поворотах, крутний момент, силова передача, трактор.

## LOADING OF CATERPILLAR TRACTORS POWER ISSUE ELEMENTS AT TUMBLING

A. Khvorost, Post-graduate student, KhNTUA

*Abstract.* The overloadings of caterpillar tractor power issue with tractive load at tumbling are evaluated, the negative torques in power issue elements lagging behind the board are noted.

*Key words:* overloading at tumbling, torque, power issue, tractor.

### Введение

Силовая передача трактора, обеспечивающая передачу энергии от двигателя внутреннего сгорания (ДВС) к движителям и потребителям энергии, является основной составной частью трактора, определяющей его ресурс. Из опыта эксплуатации известно, что для силовых передач трактора характерным является резкопеременный режим нагружения, особенно на подворотах на гоне и поворотах, обусловленный как сложными условиями эксплуатации, так и внутренними динамическими процессами, связанными с переменной жесткостью, деформациями и недостаточной точностью изготовления деталей. В этой связи

актуальными являются исследования, направленные на более глубокое изучение факторов, влияющих на нагруженность элементов силовых передач тракторов и разработка на этой базе рекомендаций по их снижению.

### Анализ публикаций

Обобщение эксплуатационных данных о нагруженности силовой передачи гусеничного трактора позволило установить [1, 2], что среднее число циклов действия динамических нагрузок при наработке трактора до 6000 моточасов составляет при плавном повороте  $1,5 \cdot 10^5$ , повороте на месте  $1,0 \cdot 10^5$  и

коррекции направления движения (поворот)  $-1,5 \cdot 10^7$ . При этом количество циклов поворота трактора определяется технологическим процессом, а подворотов – силовым и кинематическими уводами, к которым отнесено, например, на пахотных работах [3]:

- смещение относительно продольной оси симметрии гусениц точки приложения крутящей нагрузки в сторону борозды;
- разность сил сопротивления качению гусениц левой по хорошо связанной почве, оказывающей меньшее сопротивление качению, а правой – по малосвязанной (вблизи кромки борозды) с большим сопротивлением качению;
- различие сцепных свойств гусениц, приводящее к неравенству сил тяги на них;
- различная длина гусениц вследствие неравномерного их износа;
- неточность изготовления и монтажа ходовой системы.

Известные исследования [2, 3, 4] по динамике гусеничных машин решают задачи кинематики и динамики их поворота при разностно-тяговом механизме поворота, хотя в работе [5] отмечена необходимость выполнения исследований по динамике гусеничных тракторов с разностно-скоростным механизмом поворота, поворот которых осуществляется путем установки различных передаточных отношений по бортам. Особенности динамики данного трактора определяют необходимость исследования нагрузок силовой передачи, особенно при его подворотах и поворотах.

#### Цель и постановка задачи

Целью исследования является определение необходимости оценки нагруженности эле-

ментов силовой передачи гусеничного трактора с разностно-скоростным механизмом поворота при подворотах и поворотах.

Для достижения поставленной цели поставлены следующие задачи:

- составить динамическую модель гусеничного трактора с разностно-скоростным механизмом поворота;
- составить систему уравнений переходных процессов в силовой передаче при повороте;
- провести экспериментальные исследования на тракторе Т-150-09 с плугом ПЛН-5-35 при подворотах на гоне на отстающем борту.

#### Определение перегрузок силовой передачи гусеничного трактора с тяговой нагрузкой при поворотах

Поворот гусеничного трактора с переключением передач без разрыва потока мощности с разностно-скоростным механизмом поворота (рис. 1), обеспечивающим разделение потока мощности по бортам, выполняется при включенном фрикционе 2 переключения диапазонов включением фрикционов переключения передач 3 с различным передаточным отношением по бортам.

Динамическая модель гусеничного трактора с разностно-скоростным механизмом поворота отражает неравенство моментов инерции  $I_4 \dots I_7$  и жесткостей  $C_{342}, C_{342}, C_{45}, C_{56}$  и  $C_{67}$  вследствие неравенства упруго-массовых параметров элементов силовой передачи при включенных 1-й и 2-й передачах соответственно правого и левого бортов (рис. 2).

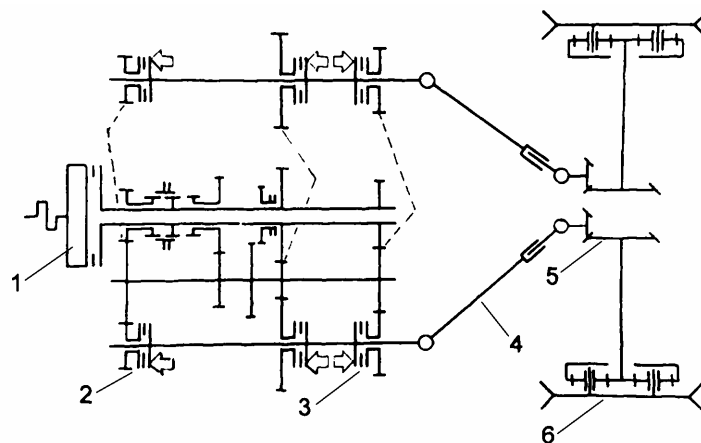


Рис. 1. Кинематическая схема силовой передачи гусеничного трактора с разностно-скоростным механизмом поворота: 1 – муфта сцепления ДВС; 2, 3 – фрикционы переключения диапазонов и передач; 4, 5, 6 – карданная, главная, конечная передачи

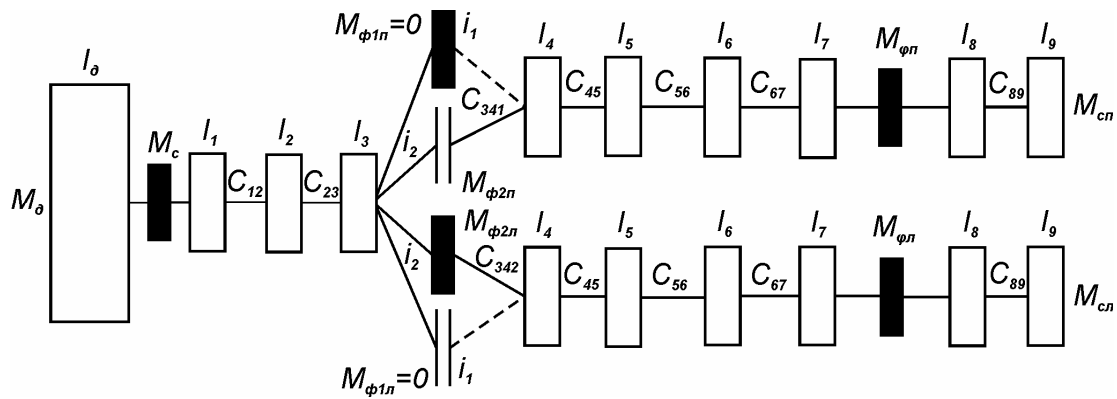


Рис. 2. Динамическая модель гусеничного трактора с разностно-скоростным механизмом поворота (поворот вправо, включены передачи  $i_1$  правого и  $i_2$  левого бортов)

На рис. 2 обозначены: моменты инерции:  $I_\delta$  – кривошипно-шатунного механизма и маховика ДВС;  $I_1$  – муфты сцепления;  $I_2$  и  $I_3$  – ведущего и ведомого валов коробки передач и расположенных на них элементов;  $I_4$  и  $I_5$  – ведущего и ведомого частей карданной передачи;  $I_6$  – главной передачи;  $I_7$  – бортового редуктора и половина масс ходовой части;  $I_8$  – половина движущихся масс трактора на повороте;  $I_9$  – половина движущихся масс агрегируемой сельхозмашины на повороте; жесткости:  $C_{12}$  – вала муфты сцепления;  $C_{23}$  – ведущего вала коробки передач;  $C_{342}$  – ведомого вала коробки передач на включаемой второй передаче;  $C_{45}$  – карданной передачи;  $C_{56}$  – ведущего вала главной передачи;  $C_{67}$  – полуоси и гусеницы с подвеской;  $C_{89}$  – навески сельхозмашины; моменты:  $M_\delta$  – ДВС;  $M_c$  – муфта сцепления;  $M_{\phi 1n}, M_{\phi 2n}$  – трения фрикционных муфт включенных 1<sup>й</sup> передачи правого борта и 2<sup>й</sup> передачи левого борта;  $M_{\phi n}, M_{\phi l}$  – сцепление с почвой правой и левой гусениц;  $M_{cn}, M_{cl}$  – сил сопротивления правого и левого бортов;  $i_1, i_2$  – передаточные отношения первой и второй передач.

Полагая, что конструктивные параметры элементов правого и левого бортов одинаковы и поворот трактора выполняется при включенных муфте сцепления и фрикционе переключения диапазонов (рис. 1), переходные процессы в силовой передаче при повороте при  $\varphi_i$  – углом перемещении  $i$ -ой

массы и  $\xi_i$  – коэффициенте затухания  $i$ -го участка можно описать системой уравнений

$$\begin{aligned} I_1 \ddot{\varphi}_1 + \xi_1 \dot{\varphi}_1 + C_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) &= M_\delta \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 + \xi_2 \dot{\varphi}_2 + C_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) - C_{23}(\varphi_1 - \varphi_2) &= 0 \\ I_3 \ddot{\varphi}_3 + \xi_3 \dot{\varphi}_3 + M_{\phi 1n} + M_{\phi 2n} + C_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) &= 0 \\ M_{\phi 1n} + C_{341}(\varphi_{\phi 1} - \varphi_4) & \\ M_{\phi 2n} + C_{342}(\varphi_{\phi 2} - \varphi_4) & \\ I_4 \ddot{\varphi}_4 + \xi_4 \dot{\varphi}_4 + C_{45}(\varphi_4 - \varphi_5) - C_{341}(\varphi_{\phi 1} - \varphi_4) &= 0 \\ I_4 \ddot{\varphi}_4 + \xi_4 \dot{\varphi}_4 + C_{45}(\varphi_4 - \varphi_5) - C_{342}(\varphi_{\phi 2} - \varphi_4) &= 0 \\ I_5 \ddot{\varphi}_5 + \xi_5 \dot{\varphi}_5 + C_{56}(\varphi_5 - \varphi_6) - C_{45}(\varphi_4 - \varphi_5) &= 0 \\ I_6 \ddot{\varphi}_6 + \xi_6 \dot{\varphi}_6 + C_{67}(\varphi_6 - \varphi_7) - C_{56}(\varphi_5 - \varphi_6) &= 0 \\ I_7 \ddot{\varphi}_7 + \xi_7 \dot{\varphi}_7 - C_{67}(\varphi_6 - \varphi_7) &= -M_{\phi n} \\ I_8 \ddot{\varphi}_8 + \xi_8 \dot{\varphi}_8 - C_{89}(\varphi_8 - \varphi_9) &= M_\phi = M_{\phi l} \\ I_9 \ddot{\varphi}_9 + \xi_9 \dot{\varphi}_9 - C_{89}(\varphi_8 - \varphi_9) &= -M_{cn} \end{aligned}$$

Решение данной системы уравнений проведено на ПЭВМ в среде MATHCAD ver. 7 [6] для гусеничного трактора Т-150-09 при агрегатировании с плугом ПЛН-5-35. В табл. 1 приведены моменты инерции и жесткости связей элементов силовой передачи трактора Т-150-09 при повороте вправо.

При расчетах был принят номинальный момент дизеля ЯМЗ-236Д, установленный на тракторе Т-150-09,  $M_\delta = 610$  Н·м. Моменты трения фрикционных муфт включенных первой  $M_{\phi 1n}$  и второй  $M_{\phi 2n}$  передач принимаются равными и определяются по зависимости

$$M_{\phi 1n} = M_{\phi 2n} = P_n R_{cp} i \mu_T,$$

где  $P_n = 10$  МПа – номинальное давление на диски гидроджимной муфты;  $R_{cp}$  – средний

Таблица 1 Упруго-инерционные параметры динамической модели трактора Т-150-09 по рис. 2

Моменты инерции		Жесткость	
обозначение	значение параметра, кг.м <sup>2</sup>	обозначение	значение параметра, кН·м/рад
$I_0$	1250,4	$C_{12}$	2530
$I_1$	46,3	$C_{23}$	3020
$I_2$	39,6	$C_{341}$	32114
$I_{31}$	74,8	$C_{342}$	34120
$I_{32}$	72,4	$C_{45}$	2560
$I_4$	3,4	$C_{56}$	45161
$I_5$	4,6	$C_{67}$	16620
$I_6$	50,4	$C_{89}$	20635
$I_7$	64,7		
$I_8$	645,0		
$I_9$	112,0		

Примечание. Моменты инерции  $I_{31}$ ,  $I_{32}$  и жесткости  $C_{341}$ ,  $C_{342}$  на первой и второй передачах.

радиус трения;  $i = 8$  – количество поверхностей трения;  $\mu_t = 0,1$  – коэффициент трения металлокерамики МК-5 по стали 60Г при работе в масле (такое сочетание трущихся пар применено в гидродожимных муфтах переключения передач).

Приведенный момент сцепления  $M_\phi$  гусеницы с почвой определен для стерни озимой пшеницы по зависимости [2]

$$M_\phi = G_t R_{вк} \phi_{сц\max} \frac{1}{\eta_r} (1 - e^{-\delta/\delta_0}),$$

где  $G_t = 8150$  кг – эксплуатационная масса трактора;  $R_{вк}$  – радиус ведущего колеса гусеничного зацепления;  $\phi_{сц\max} = 0,85$  – максимальный коэффициент сцепления;  $\eta_r = 0,9$  – коэффициент полезного действия гусеничного движителя;  $\delta_0 = 0,04$  – показатель, характеризующий нарастание сцепления гусеницы с почвой;  $\delta$  – буксование гусеничного движителя ( $\delta_3 = 0,05$ ;  $\delta_0 = 0,04$  – соответственно забегающий и отстающие борта).

Приведенные моменты сил сопротивления движению забегающей  $M_{сл}$  и отстающей  $M_{от}$  гусениц при повороте трактора вправо определяют момент его поворота [5]

$$M_\Pi = \frac{R_{вк} \omega_d v_{пр} (1 - \delta)}{B} \cdot \frac{i_1 - i_2}{i_1 i_2} \cdot (T_p + 1),$$

где  $\omega_d$  – частота вращения коленчатого вала ДВС;  $B$  – колея трактора по средним линиям гусениц;  $v_{пр}$  – приведенный коэффициент, зависящий от вида эпюры вертикальных нагрузок, свойств почвы, тягового сопротивления орудия и податливости его соединения с трактором;  $T_p = I_t / v_{пр}$  – постоянная времени;  $I_t = I_8 + I_9$  – момент инерции движущихся масс трактора на повороте.

Из данного выражения следует, что при  $i_1 \neq i_2$  величина  $M_\Pi$  пропорциональна первой производной управляющего воздействия. При касательных силах тяги забегающего  $P_{л}$  и отстающего  $P_{п}$  бортов при повороте трактора вправо справедливо равенство  $M_\Pi = M_{сл} + M_{от} = R_{вк} (P_{л} + P_{п})$ .

Расчет переходных процессов изменения параметров силовой передачи трактора Т-150-09 с плугом ПЛН-5-35 при подворотах на гоне показал (рис.3), что в промежутке времени 0...0,5 с отмечено в 4 раза повышение касательной силы тяги забегающего борта  $P_{л}$  относительно установившегося значения. При этом касательная сила тяги отстающего борта  $P_{п}$  в промежутке времени 0...1,0 с имеет отрицательные значения.

При экспериментальных исследованиях трактора Т-150-09 с плугом ПЛН-5-35 при подворотах на гоне на отстающем борту отмечены отрицательные значения крутящего момента (табл. 2).

Таблица 2 Нагрузки в элементах силовой передачи трактора Т-150-09 при агрегатировании с плугом ПЛН-5-35 при подворотах на гоне (глубина пахоты 25...27 см, фон – стерня озимой пшеницы)

Элемент	v, км/ч	Установившееся движение		Подворот влево			Подворот вправо		
		M <sub>л</sub> , Н·м	M <sub>п</sub> , Н·м	левый	правый		левый		правый
				M <sub>min</sub> , Н·м	M̄, Н·м	M <sub>max</sub> , Н·м	M̄, Н·м	M <sub>max</sub> , Н·м	M <sub>min</sub> , Н·м
Карданы	8,32	300	350	(-120)	530	685	510	630	(-115)
	9,28	350	500	(-107)	780	980	758	1196	(-102)
Полуоси	8,32	1700	1850	(-525)	1920	2450	1840	2348	(-515)
	9,28	1940	2180	(-510)	2360	2965	2210	2776	(-500)

Примечание. Обозначены крутящие моменты M<sub>л</sub>, M<sub>п</sub> – левого и правого бортов; M<sub>min</sub>, M<sub>max</sub>, M̄ – минимальное, максимальное и среднее значение.

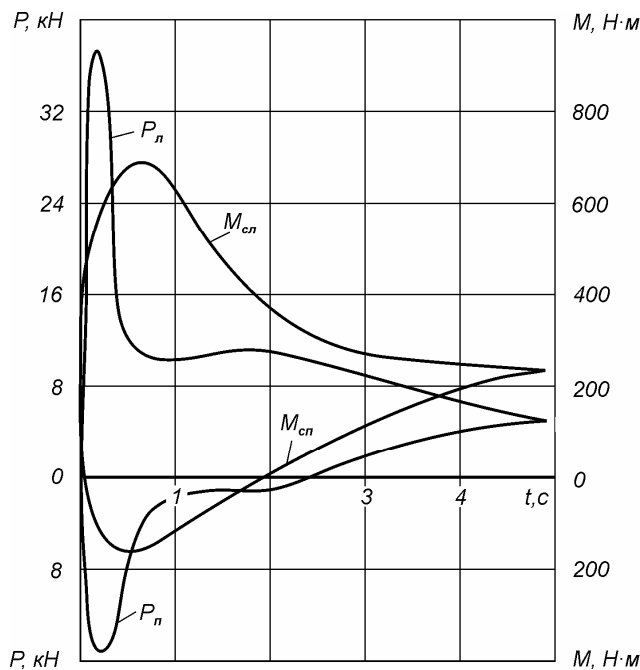


Рис. 3. Переходной процесс изменения моментов сопротивления движению M<sub>сн</sub> и M<sub>лн</sub>, касательных сил тяги P<sub>л</sub> и P<sub>п</sub> забегающего и отстающего бортов при подворотах на гоне трактора Т-150-09 с плугом ПЛН-5-35 (v = 8,32 км/ч; T = 0,2 с; v<sub>пр</sub> = 105 м·с)

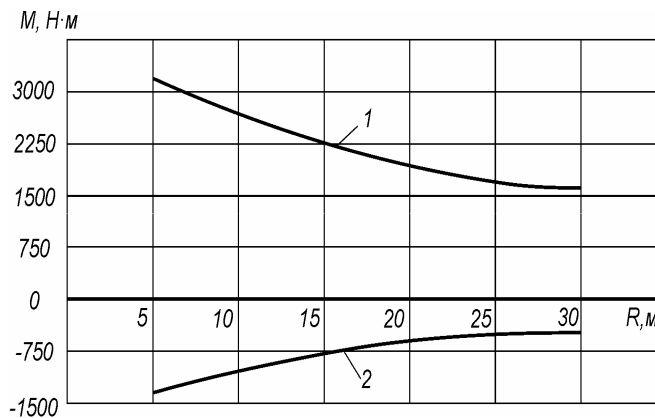


Рис. 4. Зависимость крутящего момента (M) от радиуса поворота (R) трактора Т-150-09 с нагрузкой на крюке 1500 Н со скоростью 5,9 км/ч

Анализ табл. 2 показывает, что при подворотах на гоне трактора Т-150-09 при агрегатировании с плугом ПЛН-5-35 элементы силовой передачи забегающего борта перегружены в среднем в 1,25...1,3 раза в сравнении со средним значением крутящего момента и в 2,2...2,3 раза – карданы, в 1,5...1,7 раза – полуоси в сравнении со значениями крутящего момента при установившемся движении трактора без подворотов. На отстающем борту отмечены отрицательные значения крутящих моментов элементов силовой передачи, составляющие 20...25 % от средних значений.

При поворотах трактора в конце гона, который может выполняться с тяговой нагрузкой на крюке, нагруженность элементов силовой передачи существенно зависит от радиуса поворота (рис. 4).

С уменьшением радиуса поворота нагруженность элементов силовой передачи увеличивается, например, при повороте трактора Т-150-09 с радиусом  $R = 5$  м крутящий момент на полуоси забегающего борта равен  $M_3 = 3100$  Н·м, а отстающего  $M_0 = -1350$  Н·м.

При увеличении радиуса поворота до  $R = 30$  м имеем соответственно  $M_3 = 1600$  Н·м и  $M_0 = -500$  Н·м, т.е. с увеличением радиуса поворота на 1 м нагрузка на забегающей полуоси трактора уменьшается на 60 Н·м.

### Выводы

1. При подворотах гусеничного трактора с тяговой нагрузкой элементы силовой передачи забегающего борта в промежутке времени 0...2,5 с перегружены в 1,5...2,3 раза в сравнении со значениями крутящего момента при установившемся движении. На отстающем борту отмечены кратковременные отрицательные крутящие моменты, не превышаю-

щие по своей величине среднего момента при установившемся движении трактора.

2. При поворотах гусеничного трактора с тяговой нагрузкой с увеличением радиуса поворота на 1 м нагрузка полуоси забегающего борта уменьшается на 60 Н·м.

### Литература

1. Анилович В.Я. Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов / В.Я. Анилович, Ю.Т. Водолаженко. – М. : Машиностроение, 1976. – 456 с.
2. Коденко М.Н. Динамика управления движением гусеничных тракторов / М.Н. Коденко. – Харьков : Вища школа, 1983. – 128 с.
3. Иванцов В.Д. Резервы повышения эффективности гусеничного пахотного МТА / В.Д. Иванцов, И.А. Долгов // Тракторы и сельхозмашины. – 2005. – № 4. – С. 15–17.
4. Гуськов В.В. Теория поворота гусеничных машин / В.В. Гуськов, А.Ф. Опейко. – М. : Машиностроение, 1984. – 168 с.
5. Шипилевский Б.Б. Особенности динамики неустановившегося поворота гусеничного трактора с разностно-скоростным механизмом / Б.Б. Шипилевский // Тракторы и сельхозмашины. – 1985. – № 5. – С. 10–12.
6. ОСТ ВЗ-5971-85. Метод расчета динамических процессов в МТУ в переходных режимах работы. Введ. 01.01.85. – М., 1985. – 12 с.

Рецензент: В.Д. Мигаль, профессор, д.т.н., ХНАДУ.

Статья поступила в редакцию 12 апреля 2010 г.