

Кальченко Б. И.,
Сергиенко Н.Е.
Национальный технический университет
«ХПИ», Харьков

НАГРУЖЕННОСТЬ ТРАНСМИССИИ
ТРАКТОРА ТИПА Т-150 ПРИ
УПРАВЛЯЕМОМ ДВИЖЕНИИ НА ПАХОТЕ

УДК 629.114.2

Исследована нагруженность фрикционных муфт силовой передачи трансмиссии трактора типа Т-150 при управляемом способе передачи момента и движении на пахоте.

Введение. Повышение энергонасыщенности, рабочих скоростей трактора, расширение состава МТА увеличивает нагруженность силовой передачи в период разгона и особенно при поворотах с тягой на крюке, например, при выходе из борозды на пахоте. При этом возрастают динамические нагрузки в трансмиссии и работа буксования фрикционных муфт главного сцепления и коробки передач. Динамические нагрузки силовой передачи, работа буксования в значительной мере определяет долговечность фрикционных муфт силового привода и ходовой системы.

Анализ публикаций. Вопросы, связанные с разгоном и поворотом тракторного агрегата в различных условиях движения исследовались и освещены в трудах Аниловича В. Я., Барского И. Б., Гуськова В. В., Коденко М. Н. [1], Кутькова Г. М. и других авторов [2, 3]. Однако, в зависимости от задач исследований, принятой расчетной схемы модели и применяемого математического аппарата, в этих работах принимался ряд допущений, требующих уточнения, а методы исследований – дальнейшего развития и анализа.

Цель работы – исследование динамики и нагруженности фрикционных муфт силовой передачи в процессе управляемого движения тракторного агрегата и способа передачи крутящего момента.

Решение поставленной задачи. Расчетная схема силовой передачи трактора представлена шестимассовой разветвленной системой с упругими и фрикционными связями в силовой передаче (рис. 1). В коробке передач допускается переключение передач на ходу с помощью многодисковых фрикционных муфт.

Известная методика учета буксования [1] основана на предположении, что связь между массами (моментами инерции вращающихся масс правого и левого бортов и поступательно движущихся масс МТА) $I_{вр.п.}$, $I_{а.п.}$ и $I_{вр.л.}$, $I_{а.л.}$ идентична фрикционной. Такое предположение не полно отражает сущность процесса, происходящего в фрикционных муфтах. Не учитывается закон управляющего воздействия.

В работе сделано предположение, что связь этих масс идентична кинематической паре с силовым передаточным отношением равным 1 и кинематическим отношением η_6 , изменяющимся от 1 до 0 в зависимости от величины касательного усилия, развиваемого двигателем трактора. При таком предположении углы поворота масс связаны между собой уравнениями:

$$\varphi_{а.п.} = \varphi_{вр.п.} \eta_6 = \varphi_п;$$

$$\varphi_{а.л.} = \varphi_{вр.л.} \eta_6 = \varphi_л.$$

Участки валов между зубчатыми парами абсолютно жесткие; коэффициент трения пар фрикционных муфт является величиной постоянной, буксование двигателя определяется по квазистатической модели.

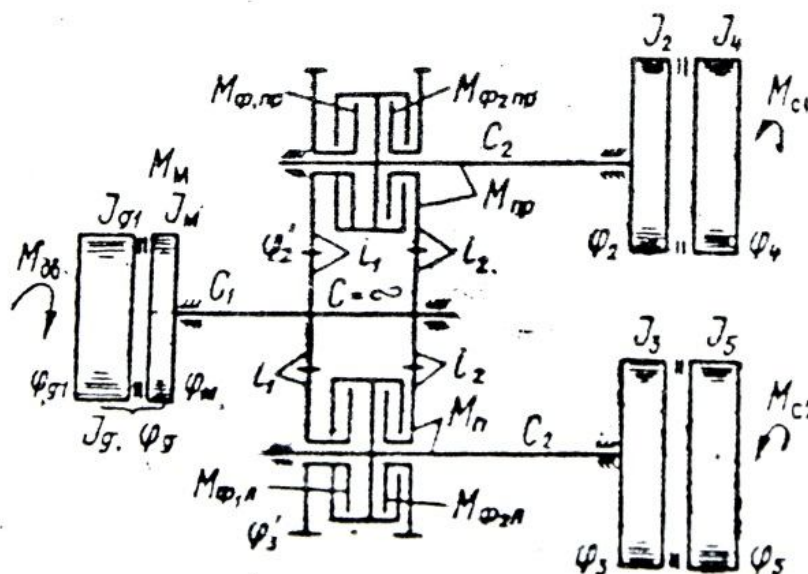


Рис. 1. Расчетная эквивалентная схема силовой передачи трактора типа Т-150:

$M_{\text{дв}}$ – крутящий момент двигателя; M_M – момент, передаваемый главной муфтой сцепления; $\Phi_{1\text{пр}}, \Phi_{2\text{пр}}, \Phi_{1\text{л}}, \Phi_{2\text{л}}$ – фрикционные муфты коробки передач; $M_{\text{с.п.}}, M_{\text{с.л.}}$ – моменты от сил внешней нагрузки; $I_{\text{д1}}$ – момент инерции вращающихся масс двигателя, маховика и ведущих элементов муфты сцепления; $I_{\text{вр.л.}}, I_{\text{вр.п.}}$ – моменты инерции вращающихся масс левого и правого бортов трактора; $I_{\text{а.п.}}, I_{\text{а.л.}}$ – моменты инерции половин поступательно движущихся масс агрегата; φ_i – угловые перемещения масс; C_1, C_2 – коэффициенты жесткости валопроводов; i_1, i_2 – передаточные отношения зубчатых передач

Тогда движение вращающихся масс представленной динамической системы с учетом буксования движителя трактора, как в переходном, так и в установившемся режимах движения, описывается уравнениями:

$$I_{\text{д1}} \ddot{\varphi}_{\text{д}} + M_M = M_{\text{д}}(h_{\text{д}}, \varphi_{\text{д}}); \quad (1)$$

$$I_M \ddot{\varphi}_M + \frac{M_{\text{п}}}{i_1} + \frac{M_{\text{л}}}{i_2} = M_M; \quad (2)$$

$$I_{\text{п}} \ddot{\varphi}_{\text{п}} - M_{\text{п}} = -M_{\text{с.п}}(t); \quad (3)$$

$$I_{\text{л}} \ddot{\varphi}_{\text{л}} - M_{\text{л}} = -M_{\text{с.л}}(t); \quad (4)$$

где $M_M, M_{\text{п}}, M_{\text{л}}$ – моменты, передаваемые главной муфтой сцепления и муфтами поворота правого и левого бортов трансмиссии; $h_{\text{д}}$ – положение рейки топливного насоса; $I_{\text{п}}, I_{\text{л}}$ – суммарные приведенные моменты инерции.

Последние определяются с помощью уравнений:

$$I_{\text{п}} = I_{\text{вр.п}} + I_{\text{а.п}} \cdot \eta_{\text{б.п}}; \quad (5)$$

$$I_{\text{л}} = I_{\text{вр.л}} + I_{\text{а.л}} \cdot \eta_{\text{б.л}}; \quad (6)$$

Приведенная модель динамической системы позволяет исследовать разгон агрегата на главной муфте сцепления, на фрикционных муфтах коробки передач, повороты силовым и кинематическим способами, переключение передач на ходу и переходные процессы при внешних возмущениях.

Крутящий момент двигателя зависит от частоты вращения вала двигателя и положения рейки топливного насоса и описывается нелинейной функциональной зависимостью:

$$M_{\text{дв}} = f(\varphi_{\text{д}}, h_{\text{д}}).$$

Многочисленные исследования по управляемости трактора типа Т-150 [4 и др.] с участием человека показывают, что в основном при входе агрегата в кривую поворота операторы воздействуют на рулевое колесо по закону близкому к экспоненциальному, а при выходе – к линейному. Конструкция системы управления трактора типа Т-150 такова, что пропорционально углу поворота рулевого колеса изменяется давление в гидроподжимной муфте, а следовательно, и передаваемый ею момент трения.

Исходя из этого, моменты, передаваемые гидроподжимными муфтами, описываются уравнениями:

при входе в поворот

$$M_{\varphi} = M_{\varphi n} \cdot e^{-\frac{t}{T}}; \quad (7)$$

при выходе из поворота:

$$M_{\varphi} = M_{\varphi n} \cdot \frac{t_{\text{в}} - t}{T}; \quad (8)$$

где $M_{\varphi n}$ – номинальный момент, передаваемый гидроподжимной муфтой (ограничивается коэффициентом запаса); t и T – время и темп включения гидроподжимной муфты; $t_{\text{в}}$ – время выхода машины из поворота.

Моменты сил сопротивления движению на правом и левом ведущих бортах описаны из условий общего случая неравномерного движения трактора по криволинейной траектории. Изменения тягового сопротивления и сопротивления передвижению трактора при этом описаны в функции скорости его движения и радиуса поворота.

Момент сопротивления повороту трактора определяется уравнением [3]:

$$M_{\text{с.п}} = C_{\omega} \cdot \varphi, \quad (9)$$

где C_{ω} – угловое сопротивление деформируемого грунта при повороте трактора на месте кг·см/градус; φ – суммарный угол поворота относительно опорных поверхностей, градус,

$$\varphi = \frac{57,3 \cdot L}{4} \left(\frac{1}{R_3} + \frac{1}{R_{\text{ом}}} \right), \quad (10)$$

здесь $R_3, R_{\text{ом}}$ – радиусы поворота соответственно забегающей и отстающей гусениц,

$$M_{\text{с.п}} = \frac{57,3 \cdot C_{\omega} \cdot L}{4} \left(\frac{1}{R_3} + \frac{1}{R_{\text{ом}}} \right). \quad (11)$$

Изменения момента сопротивления на различных почвенных фонах представлены на рис. 2.

Динамические нагрузки, возникающие в силовой передаче трактора, оценивались коэффициентом динамической нагруженности, а нагруженность фрикционных муфт – работой буксования. При проведении теоретических и экспериментальных исследований эти показатели определялись при изменении давления в системе управления (рис. 3) и схем передачи момента (рис. 4) от времени замыкания.

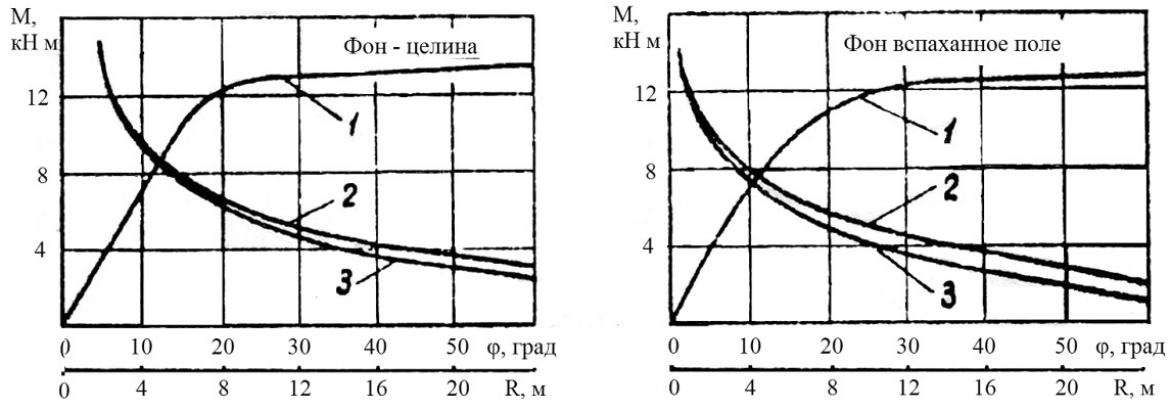


Рис. 2. Изменение момента сопротивления от угла относительного поворота и радиуса траектории: 1 – зависимость момента сопротивления от угла относительного поворота на месте; 2 – зависимость момента сопротивления повороту от радиуса траектории – экспериментальная кривая; 3 – зависимость момента сопротивления повороту от радиуса траектории – расчетная кривая

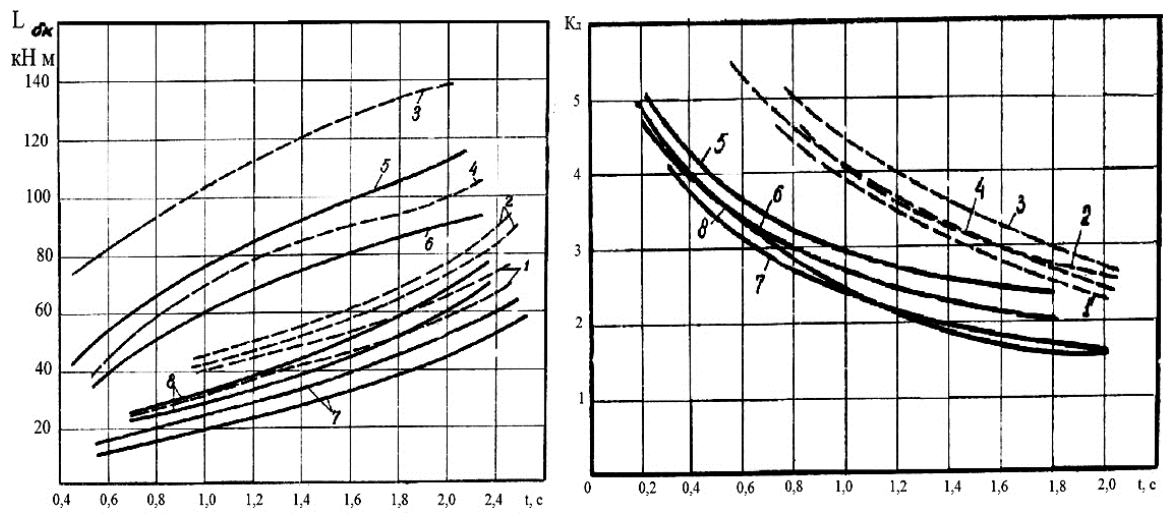


Рис. 3 – Экспериментальные зависимости работы буксования $L_{\delta k}$ фрикционных муфт и коэффициента динамической нагруженности силовой передачи K_d от времени замыкания фрикционных муфт при различных схемах их включения (кривые – включаемые фрикционы:

1, 6 – $\Phi_{1л} + \Phi_{1п}$; 2, 8 – $\Gamma_{л} + \Phi_{1л} + \Phi_{1п}$; 3, 5 – $\Gamma_{л}$;
 4, 7 – $(\Phi_{1л} + \Phi_{2л}) + (\Phi_{1п} + \Phi_{2п})$)

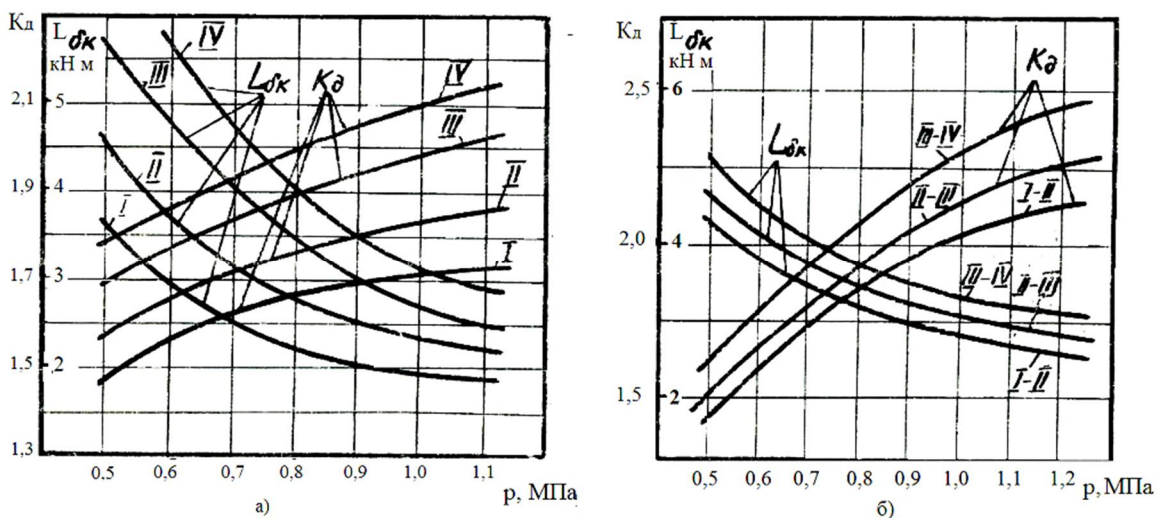


Рис. 4. Зависимости коэффициента динамических нагрузок K_d в силовой передаче и работы буксования $L_{\delta k}$ от давления p в гидросистеме управления фрикционными муфтами при поворотах на I – IV передачах: а – силовым способом; б – кинематическим способом

Критерием достоверности теоретических исследований может служить совпадение результатов моделирования и записи реального процесса в лабораторных или полевых условиях.

Выводы

Анализ результатов исследований процесса разгона показывает:

а) разгон на фрикционных муфтах передач правого и левого потоков мощности коробки передач при прочих равных условиях характеризуется снижением в среднем на 25% суммарной работы буксования и до 12% коэффициента динамических нагрузок по сравнению с разгоном на главной муфте сцепления. Работа буксования каждой из двух фрикционных муфт почти в 2 раза меньше работы буксования главной муфты. Разгон по такой схеме включения фрикционных муфт гусеничного трактора является наиболее перспективным (см. рис. 3);

б) разгон на одновременно включенных двух фрикционных муфтах смежных передач правого и левого потоков коробки передач при прочих равных условиях характеризуется снижением почти в 4 раза работы буксования каждой из муфт, в сравнении с разгоном на главной муфте сцепления. Разгон по такой схеме также является перспективным для гусеничных тракторов, оборудованных коробками передач, переключаемыми на ходу с помощью фрикционных муфт, расположенных на двух выходных валах.

в) разгон при одновременно включаемых главной муфте и фрикционных муфтах передач правого и левого потоков коробки передач при прочих равных условиях характеризуется примерно равной суммарной работой их буксования в сравнении с разгоном на главной муфте сцепления. Работа буксования главной муфты сцепления в этом случае на 34%, а коэффициент нагрузок на 16% ниже, чем при разгоне только на главной муфте сцепления. Вместе с тем разгон по этой схеме является наименее перспективным из-за сложности синхронизации включения муфт с механическим и гидравлическим приводами управления.

1. Исследования процессов разгона трактора на фрикционных муфтах передач левого и правого потока коробки передач, а также процессов его поворота силовым способом показали, что наиболее рациональные показатели динамических нагрузок в силовой передаче и работы буксования муфт обеспечиваются за время их выключения в пределах 0,4...0,6 с и время их включения – 0,5...0,7 с.

2. При повороте пахотного агрегата кинематическим способом переключением передач на ходу с низшей на высшую, в сравнении с переключением передач с высшей на низшую, при прочих равных условиях коэффициент динамических нагрузок растет на 42%, а работа буксования – на 23%. Следовательно, при выполнении энергоемких работ поворот тракторного агрегата кинематическим способом необходимо производить переключением передач с высшей на низшую.

3. Рациональные показатели динамических нагрузок в силовой передаче и работы буксования муфт обеспечиваются при давлении масла в гидросистеме управления фрикционными муфтами равном 0,8...0,9 МПа (см. рис. 4);

4. Динамические нагрузки в силовой передаче при повороте трактора кинематическим способом выше, чем при повороте трактора силовым способом (при прочих равных условиях).

5. При работе на тракторе типа Т-150 необходимо использовать поэтапный способ его разгона на фрикционных муфтах коробки передач. Это обеспечивает снижение динамических нагрузок в силовой передаче до 20%, уменьшение времени разгона на 30-45%.

6. Оценка показателей нагруженности трансмиссии трактора на рабочих скоростях движения производилась при номинальных мощностях двигателя порядка 110...120 кВт. При увеличении мощности двигателя от 160...180 кВт и более будет наблюдаться изменение динамики переходных процессов в силовой передаче трактора, поэтому следует определить рациональные параметры системы управления.

Литература

1. Коденко М.Н. Динамика управления движением гусеничных тракторов – Харьков: Выща школа, 1983.
2. Кальченко Б.И., Редчиц В.В., Любашин Г.Я. Определение момента сопротивления повороту трактора Т-150//Труды КубНИИТИМ.–1975. – Вып. XV.
3. Кальченко Б.И. Исследования управляемого движения сельскохозяйственного агрегата // Труды ВИСХОМ, 1974. – Вып. XI.
4. Кальченко Б.И. Исследование динамики силовой передачи скоростного гусеничного трактора при неустановившихся режимах движения: автор. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / Б.И. Кальченко – Харьков, 1976. – 23 с.

Summary

Kalchenko B.I., Sergienko N.Ye. Transmission laden tractor T-150 at controls the movement of plowing

Researches tractor transmission powertrain loading of the clutches of the T-150 with a controlled torque transfer method and the motion for plowing.

1. Kodenko M.N. Dinamika upravleniya dvizheniem gusenichnyih traktorov – Harkov: Vyischa shkola, 1983.
2. Kalchenko B.I., Redchits V.V., Lyubashin G.Ya. Opredelenie momenta soprotivleniya povorotu traktora T-150//Trudyi KubNIITIM.–1975. – Vyip. HV.
3. Kalchenko B.I. Issledovaniya upravlyaemogo dvizheniya selskohozyaystvennogo ag-regata // Trudyi VISHOM, 1974. – Vyip. HI.
4. Kalchenko B.I. Issledovanie dinamiki silovoy peredachi skorostnogo gusenichno-go traktora pri neustanovivshihsy rezhimah dvizheniya: avtor. ... kand. tehn. nauk: 05.05.03 / B.I. Kalchenko – Harkov, 1976. – 23 s.