

В. Б. САМОРОДОВ, В. П. МАНДРЫКА

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРЯМОЛИНЕЙНОГО НЕУСТАНОВИВШЕГОСЯ ДВИЖЕНИЯ ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА С ОБЪЕМНЫМ ГИДРОПРИВОДОМ**

Экспериментально проведены сравнительные испытания динамической нагруженности при разгоне гусеничных тракторов с механической трансмиссией и с объемным гидроприводом. Установлено, что снижение динамической нагруженности в зависимости от пахоты или транспортных работ для трактора с объемным гидроприводом в процессе разгона уменьшается от 1,6 до 2,1 раза соответственно по сравнению с аналогичным трактором с механической трансмиссией.

**Ключевые слова:** динамическая нагруженность, разгон, объемный гидропривод, скорость вращения вала двигателя, скорость перемещения сервоустройств.

Експериментально проведено порівняльні випробування динамічної навантаженості при розгоні гусеничних тракторів з механічною трансмісією і з об'ємним гідроприводом. Встановлено, що зниження динамічної навантаженості в залежності від оранки або транспортних робіт для трактора з об'ємним гідроприводом в процесі розгону зменшується від 1,6 до 2,1 рази відповідно в порівнянні з аналогічним трактором з механічною трансмісією.

**Ключові слова:** динамічна навантаженість, розгін, об'ємний гідропривід, швидкість обертання валу двигуна, швидкість переміщення сервоустройств.

To determine the dynamic loading of the transmission during the acceleration, experimental studies of caterpillar tractors with a pulling force of 30 KN were carried out. The serial T-150 tractor with a mechanical transmission and the T-150E tractor were investigated, in which the serial gearbox and cardan gears were replaced by two full-flow volume hydraulic drives (GVP) with adjustable pumps and unregulated hydraulic motors providing independent torque transmission to the driving wheels of the left and starboard sides. It was found that the decrease in dynamic loading during the acceleration for the tractor with UGP decreases from 1.6 to 2.1 times, depending on the plowing or transport operations, respectively, compared with a similar tractor with a mechanical transmission.

**Key words:** dynamic loading, acceleration, volumetric hydraulic drive, engine shaft rotation speed, speed of moving servo devices.

**Введение.** Первые результаты исследований тракторов и самоходных уборочных машин с полнопоточным объемным гидроприводом (ОГП) появились во второй половине 20 века. Уборочные машины с ОГП на ход стали выпускаться серийно в середине 80 годов 20 века, выпуск колесных тракторов с двухпоточной гидрообъемно-механической трансмиссией (ГОМТ) начался в конце 90 годов прошлого века.

Кафедра «Автомобиле- и тракторостроения» НТУ «ХПИ» постоянно проводит работы по разработке, внедрению и совершенствованию двухпоточных ГОМТ. Кафедрой впервые на Украине разработана и изготовлена на Харьковском тракторном заводе двухпоточная ГОМТ 1С. Испытания двух тракторов ХТЗ-21021 и ХТЗ-242К, которые проводились на полях Харьковской области в объеме около 1000 моточасов, показали высокую эффективность и экономичность машино - тракторных агрегатов (МТА), оснащенных двухпоточными ГОМТ 1С при выполнении основных сельскохозяйственных операций.

Анализ публикаций [1...7] показывает, что в связи с увеличением мощности двигателя и расширением универсализации тракторных агрегатов наблюдается изменение процессов их разгона и неустановившегося прямолинейного движения. С позиции надежности важным является оценка динамической нагруженности трансмиссии трактора при разгоне.

**Цели и задачи работы.** Проведение анализа динамической нагруженности МТА с полнопоточным ОГП в процессе полевых испытаний.

**Методика проведения испытаний.** Объектом исследования являлся трактор Т-150Э, в котором серийная коробка передач и карданные передачи была заменена двумя полнопоточными ОГП фирмы «Дауги» с регулируемыми насосами и нерегулируемыми гидромоторами, обеспечивающими независимую передачу крутящего момента на ведущие колеса левого и правого бортов. Трактор при выполнении пахоты агрегатировался плугом ПЛН-5-35. Почвенный фон – пары, укатанные катком. Влажность почвы в пахотном горизонте составляла 17... 19 %. Разгон МТА выполнялся с плугом в борозде. Глубина пахоты устанавливалась в пределах 25... 30 см и обеспечивала номинальную загрузку двигателя для данных условий движения. Варьируемые параметры: скорость вращения вала двигателя, темп изменения передаточного числа ОГП. Замеряемые показатели: крутящие моменты на первичном валу раздаточного редуктора  $M_n$  и на эписциклической шестерне правой бортовой передачи  $M_s$ , пропорциональный моменту на ведущем колесе; скорость вращения правого ведущего колеса  $\omega_{вк}$  и его частота вращения  $n_{вк}$ ; скорость движения  $V_m$  тракторного агрегата; давление  $P_{огп}$  в напорной магистрали правой гидропередачи; перемещение  $S_{шт}$  штока сервоустройства правой гидропередачи; перемещение рычага настройки  $X_p$  регулятора топливного насоса.

Общий вид агрегата, оснащенного исследовательской аппаратурой, представлен на рисунке 1.

**Результаты испытаний.** На рисунке 2 приведена осциллограмма процесса разгона тракторного агрегата при постоянной настройке регулятора топливного насоса. В момент времени, предшествующий разгону, изучаемые показатели имели следующие значения:

$$M_n = 30 \text{ НМ}, \omega_o = 195 \text{ рад/с}, \\ M_3 = 0, M_3 = 0, P_{огп} = 0, \omega_{вк} = 0.$$



Рис. 1 – Объект исследования

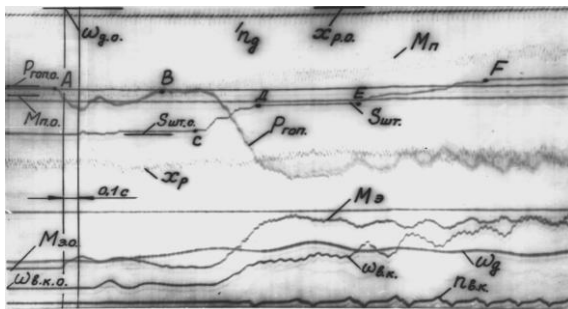


Рис. 2 – Осциллограмма процесса разгона агрегата при постоянной настройке регулятора топливного насоса

В точке А оператор переводит клапан «нагрузка-разгрузка» в положение «нагрузка». При этом в магистрали высокого давления возникает переходной процесс в течение времени 0,7с, имеющий колебательный характер. Давление  $P_{огп}$  вначале увеличивается до  $P_{огп} = 4 \text{ МПа}$ , а затем, в точке В принимает значение, равное  $P_{огп} = 0,5 \text{ МПа}$ . Это объясняется тем, что шток сервоустройства изменения расхода насоса ОГП занимает ненулевое положение, обеспечивающее некоторую подачу масла в трубопровод высокого давления. Крутящие моменты  $M_n$  и  $M_3$ , а также скорость вращения  $\omega_{вк}$  при переводе клапана в положение «нагрузка» также увеличивают свои значения. Однако, если в точке В величины  $M_3$  и  $\omega_{вк}$  занимают значения близкие к нулевым, то крутящий момент  $M_n$  продолжает оставаться равным  $M_n = 100 \text{ НМ}$ . Таким образом, при неподвижном агрегате в этот момент времени затрачивается на нагрев масла до 3% номинальной мощности двигателя.

Оператор в точке С начинает изменять положение

штоков сервоустройства со скоростью 25мм/с уменьшая передаточное число ОГП. Давление в напорной магистрали увеличивается и достигает значения  $P_{огп} = 17 \text{ МПа}$ . Одновременно с давлением увеличивается величина момента  $M_3$ , максимальное значение которого составляет  $M_3 = 3 \text{ КНМ}$ . Ведущие колеса трактора начинают вращаться. Скорость вращения  $\omega_{вк}$  на отрезке СД увеличивается от  $\omega_{вк} = 0$  до  $\omega_{вк} = 2,1 \text{ рад/с}$  и агрегат начинает разгоняться.

Следует отметить, что при разгоне агрегата с ОГП оператор не имеет возможности установить истинное передаточное число, при котором обеспечивается движение с полной загрузкой двигателя. Этим и объясняется период ДЕ, длящийся 0,7 с, в течение которого оператор принимает решение продолжить уменьшение передаточного числа ОГП. Однако скорость перемещения штока сервоустройства существенно уменьшилась и составляет 9 мм/с.

В точке F штоки сервоустройства останавливаются, и агрегат продолжает движение со скоростью  $V_m = 1,82 \text{ м/с}$ , определяемой выбранным передаточным числом, настройкой регулятора топливного насоса и загрузкой.

Общее время разгона от момента отпущения клапана и до достижения скорости  $V_m = 1,82 \text{ м/с}$  равно 3,3с. Коэффициент динамичности, представляющий отношение максимального значения момента  $M_n$  к его номинальному значению составляет  $\delta_o = 1,33$ .

При данном способе разгона динамические нагрузки, возникающие в трансмиссии трактора, не превышают  $\delta_o = 1,6$ . Однако время, в течение которого скорость агрегата достигает установившегося значения, находится в пределах 3...5 с.

Для уменьшения времени разгона агрегата этот процесс выполнялся при скачкообразном увеличении давления в ОГП и представлен на рисунке 3. Предварительно органы управления – штоки сервоустройств и рычаг настройки регулятора топливного насоса – устанавливались в некоторое фиксированное положение.

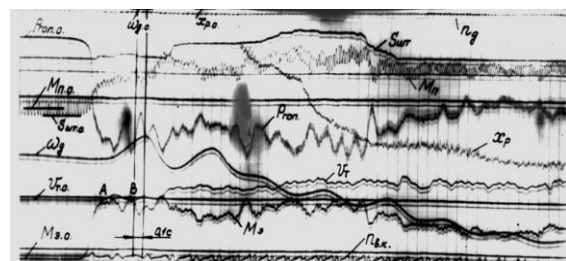


Рис. 3 – Разгон агрегата при скачкообразном увеличении давления в ОГП.

Процесс разгона начинается при переводе клапана из положения «разгрузка» (точка А) в положение

«нагрузка» (точка В). Время перевода клапана из одного положения в другое составляет 0,2 с и определяется параметрами его привода управления. Давление в напорной магистрали начинает увеличиваться и достигает величины  $P_{ОГП} = 29\text{МПа}$ . Темп увеличения давления составляет 2120 МПа/с. Одновременно с давлением увеличиваются значения моментов  $M_n$  и  $M_3$ . Через 0,4 с от начала разгона скорость вращения ведущих колес увеличивается от нуля до  $\omega_{вк} = 6\text{рад/с}$ , а ускорение на этом участке достигает  $60\text{рад/с}^2$ . Через 0,1с от начала вращения ведущих колес скорость движения агрегата также начинает увеличиваться.

Изучение кривых  $S_{умт}$  и  $x_p$  при разгоне показывают, что они не сохраняют первоначально установленные положения и совершают колебания с частотой изменения давления в ОГП. Одной из причин неустойчивости положения величин  $S_{умт}$  и  $x_p$  в переходном процессе является наличие податливости в приводах управления, которую образуют зазоры в шарнирах и сочленениях.

Общее время разгона от момента отпущения клапана из положения «разгрузка» и до окончания переходного процесса в ОГП составляет 1,7с. Средняя скорость движения агрегата  $V_{мр} = 2,24\text{м/с}$ . Динамическая нагруженность в процессе разгона составляет  $\delta_o = 2,85$ .

В зависимости от величин предварительно установленных передаточных чисел значения коэффициентов динамичности находятся в диапазоне 2,4...3,7. Однако нагрузки, возникающие в трансмиссии при данном способе разгона, могут быть ограничены за счет увеличения значения предварительно установленного передаточного числа в ОГП и изменения положения рычага настройки регулятора топливного насоса. Другим фактором, способствующим снижению нагруженности агрегата, является буксование движителей трактора.

На рисунке 4 приведена осциллограмма процесса разгона агрегата при скачкообразном изменении давления и положения рычага настройки регулятора топливного насоса.

Скорость вращения вала двигателя, которая в начальный момент времени составляла  $\omega_o = 135\text{рад/с}$  увеличивается в процессе разгона до  $\omega_o = 205\text{рад/с}$  за счет изменения положения рычага настройки регулятора топливного насоса. При переводе клапана в положение «нагрузка» давление  $P_{ОГП}$  и величины крутящих моментов  $M_n$  и  $M_3$  увеличиваются.

В точке А скорость агрегата  $V_m$  увеличивается, но затем, в точке В принимает нулевое решение. При этом ведущие колеса трактора продолжают вращаться с прежней скоростью, что свидетельствует о

буксовании движителей трактора. Время буксования составляет 0,3с, коэффициент динамичности в процессе разгона -  $\delta_o = 1,45$ .

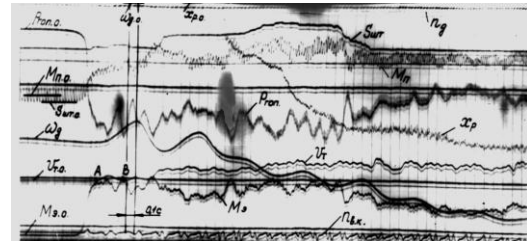


Рис. 4 – Осциллограмма процесса разгона агрегата при скачкообразном изменении давления и положения рычага настройки регулятора топливного насоса

Исследование трансмиссии при разгоне в зависимости от скорости перемещения штока сервоустройства проводилось следующим образом. Рычаг настройки регулятора топливного насоса устанавливался в положение, обеспечивающее одну из заданных скоростей вращения вала двигателя в диапазоне 168...210рад/с. Затем штоки сервоустройств перемещались на одинаковую величину с различной скоростью  $V_{умт}$ , обеспечивая разгон агрегата с одинаковой средней скоростью в установившемся движении. Результаты обработки осциллограмм представлены на рисунке 5.

Из анализа приведенных зависимостей следует, что с увеличением скорости перемещения штоков сервоустройств нагруженность трансмиссии увеличивается. Так при постоянной скорости вращения вала двигателя и увеличении скорости перемещения штоков сервоустройств с 8мм/с до 16мм/с коэффициент динамичности увеличился в среднем на 11 %.

С уменьшением скорости вращения вала двигателя от  $\omega_o = 210\text{рад/с}$  до  $\omega_o = 168\text{рад/с}$  для некоторой средней скорости перемещения штоков сервоустройств равной 12мм/с динамическая нагруженность трансмиссии уменьшается в среднем на 12%.

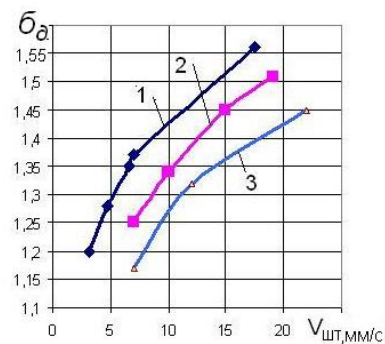


Рис. 5 – Зависимость коэффициента динамичности  $\delta_o$  при разгоне от скорости перемещения штоков сервоустройств  $V_{умт}$  для

различных угловых скоростей вала двигателя: 1 -  $\omega_o = 210\text{рад/с}$ ; 2 -

$\omega_o = 188\text{рад/с}$ ; 3 -  $\omega_o = 168\text{рад/с}$

При данном способе разгона динамические нагрузки, возникающие в трансмиссии трактора, не превышают  $\delta_0 = 1,56$ . Длительность разгона трактора до установившегося движения составляет 3,5 с.

Для сравнительной оценки проводились исследования динамической нагруженности механической трансмиссии трактора Т-150 в процессе разгона на пахоте. Темп отпускания муфты сцепления определяется физиологическими особенностями оператора. При сравнительном анализе нагрузок исследуемых трансмиссий, рассматривались только те осциллограммы, у которых время разгона и средние скорости установившегося движения отличались не более, чем на 10%. Изучение результатов разгона показало, что коэффициент динамичности для трактора с гидрообъемной передачей меньше, чем для трактора Т-150 в 1,6 раза на пахоте и в 2,1 раза при разгоне с плугом в транспортном положении.

#### Выводы.

При разгоне агрегата на пахоте путем изменения передаточного числа гидрообъемной передачи при постоянной настройке регулятора топливного насоса динамическая нагруженность в зависимости от скорости вращения вала двигателя и скорости перемещения штоков сервоустройств изменяется от  $\delta_0 = 1,2$  до  $\delta_0 = 1,56$ .

Уменьшение общего времени разгона за счет скачкообразного изменения передаточного числа в зависимости от его величины, приводит к увеличению динамической нагруженности  $\delta_0$  и находится в диапазоне 2,4...3,0.

В зависимости от вида работы динамические нагрузки в трансмиссии трактора с ОГП при разгоне уменьшаются по сравнению с трактором, оснащенный механической трансмиссией в 1,6...2,1 раза.

#### Список литературы

1. Мандрыка В.Р. Исследование процесса управления режимами работы сельскохозяйственного гусеничного трактора с гидрообъемной трансмиссией: дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.03 "Автомобили и тракторы" / Мандрыка Владимир Ростиславович – Харьков, 1983. – 235 с.
2. Система автоматического управления режимами работы сельскохозяйственных тракторов / Коденко М.Н., Артюшенко А.Д., Мандрыка В.Р., Мироненко В.И.: Монография. Под ред. М.Н. Коденко. - Харьков, 1988. – 152с
3. Бондаренко А.И. Методика экспериментального дослідження процесу розгону трактора Fendt 936 Vario при використанні польових та транспортних робіт / А.І. Бондаренко, А.П. Кожушко, М.О. Мітцель, В.Б. Самородов // Вісник Житомирського державного технологічного університету, Серія: Технічні науки. – 2014. – №2 (69). – С. 48 – 56.

4. Кожушко А.П. Технично-економічні показателі колесного трактора Fendt 936 Vario при виконанні технологічної операції «пахота» / Приволзький науковий вестник: Научно-практичний журнал. – 2015. - №10 (50). – С. 20 – 25
5. Самородов В.Б. Комплексний підхід к автоматизованому аналізу, синтезу і проектуванню гідрооб'ємно-механічних трансмісій / В.Б. Самородов, А.В. Рогов, А.В. Науменко, В.А. Постній // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: «Автомобіле- та тракторобудування». – 2002. – №10. – С. 3 – 16.
6. Самородов В.Б. Оригінальна безступінчатая гідрооб'ємно-механічна трансмісія для гусеничних тракторів / В.Б. Самородов, О.І. Деркач, С.А. Шуба, І.В. Яловол // Вісник національного технічного університету "ХПІ": зб. наук. праць. Серія: "Автомобіле- та тракторобудування". – 2014. – № 8 (1051). – С. 26 – 32.
7. Самородов В.Б. Харківський трактор с безступінчатой трансмісією. / В.Б. Самородов // AgroToday-ХТЗ. – 2015. – № 2. – С. 14 – 15.

#### References (transliterated)

1. Mandryka V.R. Issledovanie protsessa upravleniya rezhimami raboty sel'skohozyaystvennogo gusenichnogo traktora s gidroob'emnoy transmissiyey: dis. na soiskanie uch. stepeni kand. tehn. nauk: spets. 05.05.03 "Avtomobili i traktoryi" / Mandryka Vladimir Rostislavovich – Kharkov, 1983.–235p.
2. Sistema avtomaticheskogo upravleniya rezhimami raboty sel'skohozyaystvennykh traktorov / Kodenko M.N., Artyushenko A.D., Mandryka V.R., Mironenko V.I.: Monografiya. Pod red. M.N. Kodenko. - Kharkov, 1988.–152 p.
3. Bondarenko A.I., Metodika eksperimental'nogo doslidzhennya protsesu rozgonu traktora Fendt 936 Vario pri vikoristanni polovih ta transportnih robit / A.I. Bondarenko, A.P. Kozhushko, M.O. Mitsel, V.B. Samorodov / Visnik Zhitomirskogo derzhavnogo tehnologichnogo univrsitetu, Seriya: TehnIchn.nauki.–2014.–№ 2(69).–P. 48–56.
4. Kozhushko A. P. Tehnico-ekonomicheskie pokazateli kolesnogo traktora Fendt 936 Vario pri vyipolnenii tehnologicheskoy operatsii «pahota» / Privolzhskiy nauchnyiy vestnik: Nauchno-prakticheskiy zhurnal. – 2015. – No 10 (50). – P. 20 – 25
5. Samorodov V.B. Kompleksniy podhod k avtomatizirovannomu analizu, sintezu i proektirovaniyu gidroob'emno-mehaniicheskikh transmissiy / V.B. Samorodov, A.V. Rogov, A.V. Naumenko, V.A. Postniy // Visnik NTU «HPI». SerIya: «Avtomobil'e- ta traktorobuduvannya». – 2002. – No 10. – P. 3 – 16.
6. Samorodov V.B. Originalnaya besstupenchataya gidroob'emno-mehaniicheskaya transmissiya dlya gusenichnih traktorov / V.B. Samorodov, O.I. Derkach, S.A. Shuba, I.V. Yalovol // Visnik natsional'nogo tehnichnogo univrsitetu "HPI": zb. nauk. prats. SerIya: "Avtomobil'e- ta traktorobuduvannya". – 2014.– No 8 (1051).– P. 26 – 32.
7. Samorodov V.B. Harkovskiy traktor s besstupenchatoy transmissiyey. / V.B. Samorodov // AgroToday-HTZ. – 2015. – No 2. – P. 14 – 15.

Поступила (received) 27.03.2017

#### Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Експериментальні дослідження прямолінійного несталого руху гусеничного трактора з об'ємним гідроприводом / В. Б. Самородов, В. Р. Мандрыка // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне Машинобудування. - Х.: НТУ «ХПІ», 2017. - № 14 (1236). - С. 80-84. - Бібліогр. : 7 Назв. – ISSN 2079-0066

Экспериментальные исследования прямолинейного неустановившегося движения гусеничного трактора с объемным гидроприводом / В. Б. Самородов, В. Р. Мандрыка // Вестник НТУ «ХПИ». Серия:

Транспортное Машиностроение. – X. : НТУ «ХПИ», 2017. – № 14 (1236). – С. 80-84. – Библиогр.: 7 Назв. – ISSN 2079-0066.

**Experimental studies of rectilinear unsteady movement of a caterpillar tractor with a volume hydraulic drive / V. B. Samorodov, V. R. Mandryka // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkov: NTU "KhPI", 2017. – No. 14 (1236). – P. 80-84. – Bibliogr.: 7. – ISSN 2079-0066.**

*Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors*

**Самородов Вадим Борисович** – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри «Автомобіле- і тракторобудування» НТУ «ХПИ», Харків, Україна, тел.+38(067)-577-71-26, e-mail:vadimsamorodov@mail.ru

**Самородов Вадим Борисович** - доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Автомобиле- и тракторостроение» НТУ «ХПИ», Харьков, Украина, тел. + 38 (067) -577-71-26, e-mail: vadimsamorodov@mail.ru

**Samorodov Vadim B.** - Doctor of Science, Professor, Head of Department "Automobile and tractor" NTU "KPI", Kharkiv, Ukraine, tel. + 38 (067) -577-71-26, e-mail: vadimsamorodov@mail.ru

**Мандрыка Володимир Ростиславович** – кандидат технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри автомобіле- і тракторобудування; тел.: (097) 165-69-34; e-mail: vladmandryka46@gmail.com

**Мандрыка Владимир Ростиславович** – кандидат технических наук, профессор, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», профессор кафедры автомобиле- и тракторостроения; тел.: (097) 165-69-34; e-mail: vladmandryka46@gmail.com

**Mandryka Vladimir Rostislavovich** - Candidate of Technical Sciences, Professor, National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Professor at the Department of Automobile and Tractor Building; Tel. : (097) 165 69 34; E mail: vladmandryka46@gmail.com