

ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

УДК 629.1.02

DOI: 10.30977/BUL.2219-5548.2019.85.0.14

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ РОЗГОНУ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ З ГІДРОКЕРОВАНОЮ ТРАНСМІСІЄЮ У ПРОЦЕСІ ВИКОНАННЯ ТРАНСПОРТНОЇ РОБОТИ

Кальченко Б. І.¹, Кожушко А. П.¹, Пелипенко Є. С.¹, Ярита О. О.²¹Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»²Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Анотація. Наведено математичну модель процесу розгону машинно-тракторного агрегату під час виконання транспортної роботи, за допомогою якої можна оцінювати критерії розгінних якостей транспортного засобу з трансмісією, у якій перемикання передач здійснюється під навантаженням завдяки гідрокерованим фрикційним муфтам.

Ключові слова: колісний трактор, транспортна робота, фрикційна муфта, математична модель, розгін.

Вступ

Сучасний темп розвитку аграрної техніки призвів до підвищення енергонасиченості [1] і робочих швидкостей тракторів, що спричинило до збільшення навантаження силових передач у трансмісії транспортного засобу.

Сьогодні на колісних тракторах використовуються механічні ступінчасті та безступінчасті трансмісії. Особливий інтерес представляє дослідження динамічного навантаження на елементи ступінчастих трансмісій з перемиканням під навантаженням гідрокерованими фрикційними муфтами. Адже за рахунок різноманітного поєднання роботи у разі увімкнення фрикційних елементів спостерігається збільшення динамічного навантаження та буксування фрикційних муфт зчеплення, що впливає на довговічність конструкції.

Аналіз публікацій

Існує низка наукових робіт, присвячених розгляду новацій у побудові трансмісій машинно-тракторних робіт [2–9]. Так, на основі цих робіт доцільно окреслити види трансмісій, які використовуються для побудови сучасної тракторної техніки.

Аналізуючи тенденції розвитку сучасного тракторобудування, необхідно наголосити, що першими тракторними трансмісіями були ступінчасті механічні з вузьким діапазоном швидкісного регулювання. З плином часу в них збільшувалася кількість діапазонів ступінчастого регулювання, з'явилася можливість одночасної роботи приводів рушіїв та механізмів відбору потужності тощо. унаслідок з'явилися нові типи трансмісій, що кла-

сифікуються за способом регулювання (безступінчасті) (рис. 1) і виду носіїв енергії.

Аналізуючи типи безступінчастих трансмісій [8], відмітимо їх невід'ємні переваги порівняно зі ступінчастими механічними (це передусім стосується безступінчастого руху та підвищення ергономічних властивостей). Проте не можна нехтувати їх недоліками – це, передусім, надійність. І хоча в тракторах закордонного виробництва ця проблема вирішується за рахунок використання дорогих елементів трансмісії (гідромашин, електромашин тощо), то на вітчизняному просторі доцільно, з точки зору надійності, використовувати ступінчасті механічні трансмісії.

Сьогодні ступінчасті механічні типи трансмісії знаходяться на різних стадіях вживаності в сучасному тракторобудуванні. Механічні трансмісії з перемиканням передач рухомими шестірнями із зупинкою трактора завершили встановлювати і на нових моделях тракторів вже не застосовують. Більш поширеними є синхронізовані ступінчасті трансмісії та трансмісії з перемиканням передач під навантаженням гідрокерованими фрикційними муфтами. І якщо дослідження динамічного навантаження на елементи синхронізованої ступінчастої трансмісії знайшли відображення в роботах [9–12], то для гідрокерованих трансмісій їх не так і багато.

У роботі [13] наведена математична модель, що формує універсальний опис процесу розгону гусеничного трактора. Проте вона не враховує конструктивну особливість, яка закладена в колісному тракторі, тому математичний апарат, що наведений в цій роботі, є актуальним.

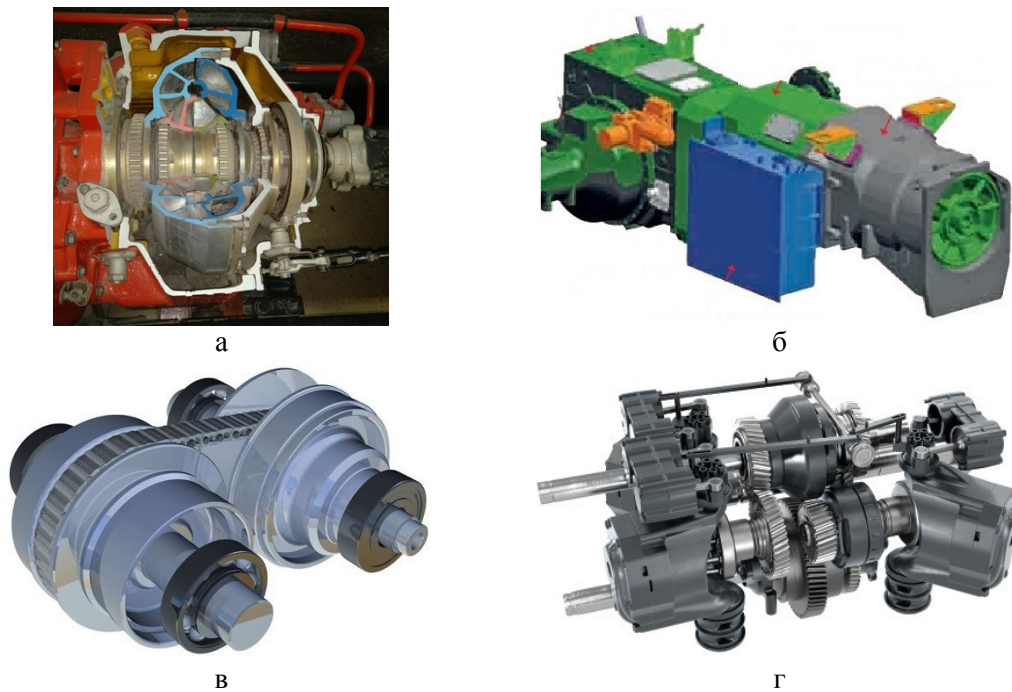


Рис. 1. Типи безступінчастих трансмісій: а – з гідродинамічним варіатором (ДТ-75С); б – електромеханічна (МТ3-3023); в – з ремінним варіатором (New Holland); г – гідрооб'ємно-механічна (Fendt Vario)

Мети і постановка завдання

Метою роботи є наведення математичного апарату для визначення динамічного навантаження в трансмісії, у якій перемикання передач здійснюється гідрокерованими фрикційними муфтами, за рахунок дослідження перехідного процесу виходу на робочу швидкість машинно-тракторного агрегату під час виконання транспортної роботи.

Для реалізації окресленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- навести математичну модель процесу розгону колісного машинно-тракторного агрегату в процесі виконання транспортної роботи;
- окреслити та математично сформулювати критерії оцінки розгінних якостей під час виходу на робочу швидкість транспортного засобу з гідрокерованою трансмісією.

Теоретичні дослідження процесу розгону машино-тракторного агрегату

Трансмісія з перемиканням під навантаженням є ступінчастою трансмісією, у якій перемикання передач здійснюється без попереднього зняття навантаження з двигуна внутрішнього згорання. Ця трансмісія характеризується тим, що в процесі перемикання передач відсутній розрив потоку потужності, який надходить від двигуна до ведучих коліс трактора, або скорочена тривалість розриву потоку потужності в кілька разів порівняно з

перемиканням на звичайній трансмісії. Перемикання з однієї передачі на іншу здійснюється за допомогою фрикційних елементів (рис. 2) без вимикання головної муфти зчеплення, тим самим усуваючи необхідність вирівнювання окружних швидкостей сполучених зубчастих коліс.

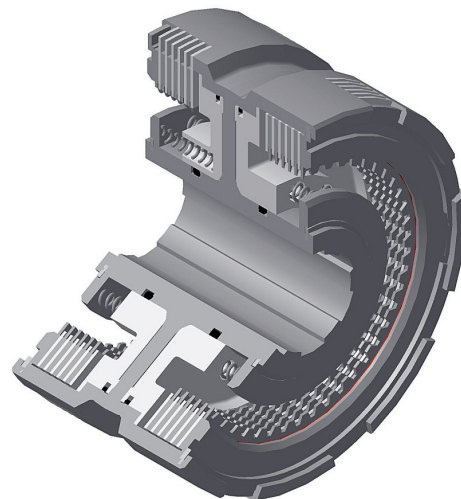


Рис. 2. 3D-зображення фрикційного елемента (гідропідтискної муфти)

У процесі дослідження динамічного навантаження на елементи механічної трансмісії, у якій перемикання передач здійснюється гідрокерованими фрикційними муфтами, актуально розглядати процес розгону колісного трактора під час виконання транспортної роботи.

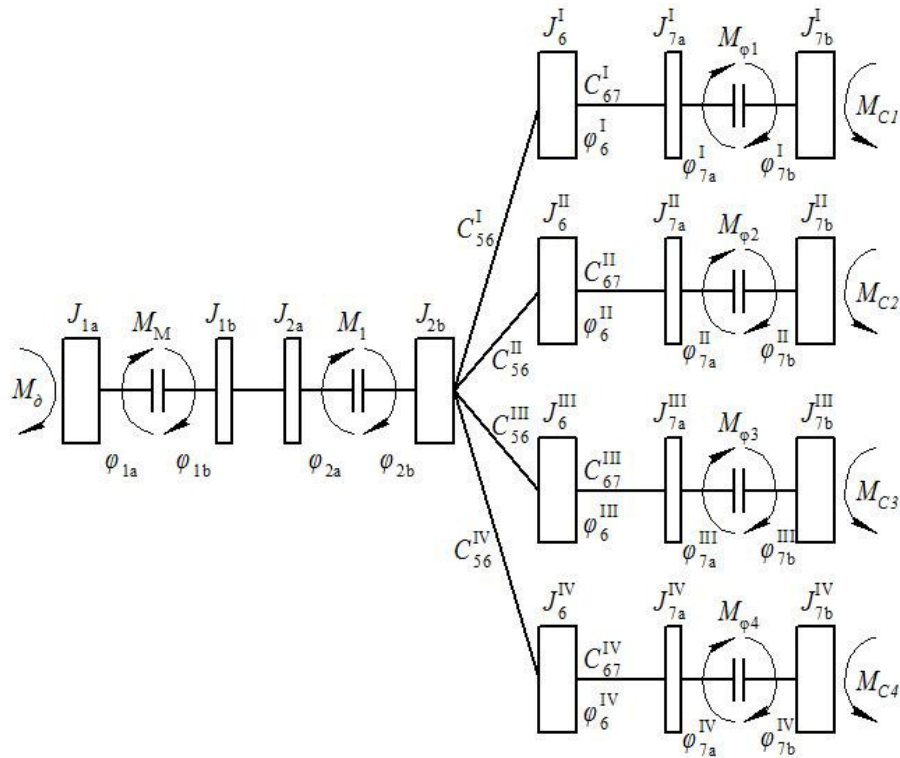


Рис. 3. Еквівалентна схема трансмісії колісного трактора

Критеріями оцінки розгінних якостей такого транспортного засобу у процесі силового перемикавання передач доцільно прийняти показники роботи буксування фрикційних елементів і динамічне навантаження.

Для формування математичної моделі досліджуваного об'єкта представлено у вигляді багатомасової динамічної системи (рис. 3) [12]. Зовнішнє збурення прийнято нелінійним [14–15], а опір руху – пропорційно квад-

рату швидкості руху транспортного засобу. Зміна форм вмикання фрикційних муфт визначено експонентами, а сталі часу задають темп увімкнення. У процесі розгону необхідно враховувати буксування колісного трактора, а також залежність зчеплення ведучих коліс від буксування.

Динамічний об'єкт описано такою системою диференціальних рівнянь

$$\begin{cases}
 J_{1a} \cdot \ddot{\varphi}_{1a} + b_{1a} \cdot \dot{\varphi}_{1a} = M_\delta - M_M; \\
 J_{1b} \cdot \ddot{\varphi}_{1b} + b_{1b} \cdot \dot{\varphi}_{1b} + C_{12} \cdot (\varphi_{1b} - \varphi_{2a}) = M_M; \\
 J_{2a} \cdot \ddot{\varphi}_{2a} + b_{2a} \cdot \dot{\varphi}_{2a} - C_{12} \cdot (\varphi_{1b} - \varphi_{2a}) = -M_{\varphi 1}; \\
 J_{2b} \cdot \ddot{\varphi}_{2b} + b_{1b} \cdot \dot{\varphi}_{1b} + \left\{ \begin{array}{l} C_{56}^I \cdot (\varphi_{2b} - \varphi_6^I) + \\ C_{56}^{II} \cdot (\varphi_{2b} - \varphi_6^{II}) + \\ C_{56}^{III} \cdot (\varphi_{2b} - \varphi_6^{III}) + \\ C_{56}^{IV} \cdot (\varphi_{2b} - \varphi_6^{IV}) \end{array} \right\} = M_1; \\
 J_6^I \cdot \ddot{\varphi}_6^I + b_6 \cdot \dot{\varphi}_6^I - C_{56}^I \cdot (\varphi_{2b} - \varphi_6^I) + C_{67}^I \cdot (\varphi_6^I - \varphi_{7a}^I) = 0; \\
 J_{7a}^I \cdot \ddot{\varphi}_{7a}^I + b_{7a} \cdot \dot{\varphi}_{7a}^I - C_{67}^I \cdot (\varphi_6^I - \varphi_{7a}^I) = -M_{\varphi 1}; \\
 J_{7b}^I \cdot \ddot{\varphi}_{7b}^I + b_{7b} \cdot \dot{\varphi}_{7b}^I = -M_{C1},
 \end{cases} \quad (1)$$

де J_{1a} – момент інерції елемента силової передачі; M_δ , M_M , M_1 , $M_{\varphi 1}$, M_{C1} – моменти відповідно двигуна, тертя головної муфти та

фрикційної муфти коробки передач, зчеплення рушія трактора з ґрунтом та сил опору руху; b_6 – коефіцієнт затухання у відповід-

ній масі j ; C_j – жорсткість пружного елемента силової передачі трактора; C_{67} – жорсткість шини; φ_j – кут закручування.

Для вирішення системи рівнянь (1) необхідно обчислити крутні моменти елементів силової передачі. Крутний момент двигуна розраховується таким рівнянням:

$$M_\delta = A - B \cdot \dot{\phi}_{1a}, \quad (2)$$

де A , B – сталі коефіцієнти, які залежать від параметрів двигуна та обраного швидкісного діапазону.

Крутний момент головної муфти зчеплення

$$M_M = M_{Mmax} \cdot \left(1 - e^{-\frac{t}{T_1}}\right). \quad (3)$$

У разі увімкнення однієї фрикційної муфти

$$M_1 = M_{1max} \cdot \left(1 - e^{-\frac{t}{T_2}}\right). \quad (4)$$

За умови увімкнення двох фрикційних муфт

$$M_1 = M_{1max} \cdot \left(1 - e^{-\frac{t}{T_1}}\right) \cdot \frac{i_2 \cdot i_1}{i_2 + i_1}. \quad (5)$$

Момент зчеплення рушія трактора з ґрунтом описується таким рівнянням:

$$M_{\phi 1} = GR \frac{\phi_{max}}{4i_{TP}} \left(1 - e^{-\frac{K(P_1 + K_1 \frac{R^2}{2} \dot{\phi}_{7a}^1 + R \frac{m}{i_{TP}} \dot{\phi}_{7a}^1)}{\delta_0}}\right), \quad (6)$$

де G – вага трактора; R – радіус ведучих коліс; ϕ_{max} – максимальний коефіцієнт зчеплення рушія трактора з ґрунтом; K , K_1 , P_1 – коефіцієнти апроксимації кривих буксування рушія та опору руху; δ_0 – показник, який характеризує нарощування зчеплення рушія з ґрунтом.

Момент сил опору руху знаходяться з такої залежності:

$$M_{Cl} = \frac{R}{4 \cdot i_{TP}} \cdot \left[P_f + P_1 + K_1 \cdot \frac{R^2}{i_{TP}^2} \cdot \dot{\phi}_{7b}^1 \right], \quad (7)$$

де P_f – сила опору руху колісного трактора.

Подальше дослідження динамічної завантаженості на елементи трансмісії проводилися під час моделювання процесу розгону колісного трактора з причепом 3-ПТС-12 на транспортному діапазоні роботи.

Моменти M_1 та M_2 , які передаються гідروпідтискними муфтами першого та другого ступеня, знаходяться з виразів

$$M_1 = M_\delta \cdot i_1 - M_2 \cdot \frac{i_1}{i_2}; \quad (8)$$

$$M_2 = \frac{i_1 \cdot i_2 \cdot p_2 \cdot M_\delta}{i_2 \cdot p_1 + i_1 \cdot p_2}, \quad (9)$$

де p_1 та p_2 – тиск у бустерах гідропідтискних муфт першого та другого ступеня.

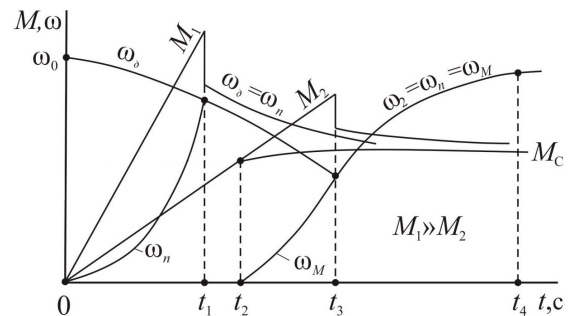


Рис. 3. Графік процесу перемикання передач у ході розгону: ω_n – кутова швидкість веденого вала муфти 1; ω_M – кутова швидкість веденого вала муфти 2

Роботу буксування, яку здійснює кожна муфта, визначаємо за залежністю

$$L_1 = K_1 \int_0^{t_1} M_1 \cdot \left(\frac{\omega_\delta}{i_1} - \omega_K\right) dt; \quad (10)$$

$$L_2 = K_2 \int_0^{t_2} M_2 \cdot \left(\frac{\omega_\delta}{i_2} - \omega_K\right) dt. \quad (11)$$

Інтервали обчислюємо приблизно з використанням виразу

$$L = \left[\begin{aligned} &0,5 \cdot M_a \cdot (\omega_i - \omega_K)_a + \\ &+ 0,5 \cdot M_b \cdot (\omega_i - \omega_K)_b + \dots \\ &+ 0,5 \cdot M_n \cdot (\omega_i - \omega_K)_n \end{aligned} \right] \Delta t, \quad (12)$$

де $(\omega_i - \omega_K)$ – відносна швидкість буксування дисків муфти; Δt – крок квантування (на ділянці $a - n$ буксування муфти).

На рис. 4 наведено залежності роботи буксування від часу вмикання муфт, які побудовано за розрахунковими даними. Як видно, під час розгону колісного трактора з причепом за схемами ГП-1 + ГП-2 та ГЛ + ГП-1 в діапазоні реально наявних значень $t = 0,7 \div 1,3$ с роботи буксування близькі за своїми значеннями. Розгін на головній або гідропідтискній муфтах характеризується приблизно однаковою роботою буксування, яка більш ніж удвічі перевищує роботу буксування кожної з двох спільно увімкнених муфт ГП-1 та ГП-2.

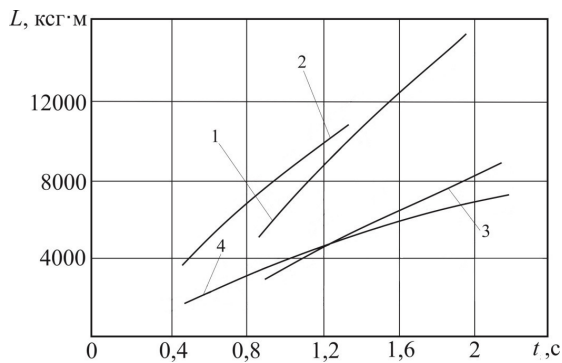


Рис. 4. Залежність роботи буксування від часу увімкнення в процесі розгону на муфтах: 1 – ГЛ; 2 – ГП-1; 3 – ГЛ + ГП-1; 4 – ГП-1 + ГП-2

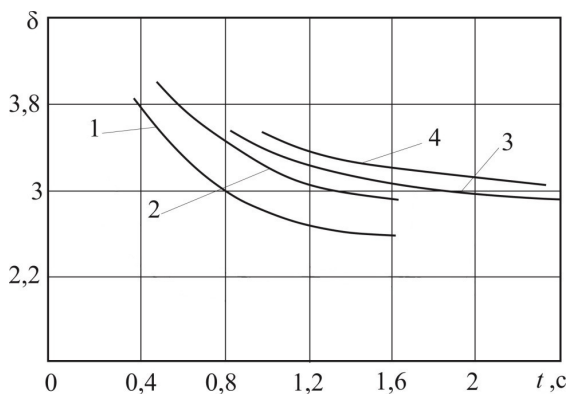


Рис. 5. Залежність коефіцієнта динамічності від часу в процесі розгону на муфтах: 1 – ГЛ; 2 – ГП-1; 3 – ГЛ + ГП-1; 4 – ГП-1 + ГП-2

У процесі розгону за схемою ГЛ + ГП-1 значну перешкоду представляє забезпечення необхідної синхронізації спрацювання пневматичного приводу управління головної муфти та гідравлічного приводу фрикційної муфти коробки перемикання передач. У цьому разі схема ГП-1 + ГП-2 забезпечує зручне управління розгоном машинно-тракторного

агрегату, не викликаючи перешкод у гідравлічній системі трансмісії.

На рис. 5 наведено залежність динамічних навантажень δ на вході в коробку перемикання передач від часу увімкнення фрикційних муфт. Динамічні навантаження визначаються за рівнянням

$$\delta = \frac{M_{\max}(t)}{M_{\text{ном}}}, \quad (13)$$

де $M_{\text{ном}}$ – номінальні оберти двигуна внутрішнього згоряння.

Оцінюючи залежності з рис. 5, видно, що за умови комбінації ГП-1 + ГП-2 спостерігається найменший діапазон зміни значень динамічних навантажень.

Висновки

Наведено математичну модель процесу розгону колісного машинно-тракторного агрегату під час виконання транспортної роботи, у якій запропоновано аналіз дослідження проводити за допомогою критерію розгінних якостей транспортного засобу з трансмісією, де перемикання передач здійснюється під навантаженням завдяки гідрокерованим фрикційним муфтам.

Дослідження показали, що:

- 1) розгін на головній або гідропідтискній муфтах характеризується приблизно однаковою роботою буксування;
- 2) розгін на головній та гідропідтискній муфтах, а також на двох гідропідтискних муфтах суміжних передач, характеризується майже подвійним зниженням роботи буксування кожної з муфт на відміну з розгоном тільки на головній або гідропідтискних муфтах;
- 3) розгін на головній та гідропідтискній муфтах потребує високого ступеня синхронізації їх управління;
- 4) найбільш перспективним є спосіб розгону на двох гідропідтискних муфтах першого та другого ступеня коробки перемикання передач з автоматичним відключенням муфти другого ступеня за заданим тиском гідравлічної системи управління, що дозволяє підвищити надійність елементів трансмісії та спростити її конструкцію.

Література

1. Кожушко А. П., Григор'єв О. Л. Моделювання пов'язаних коливань колісного трактора та цистерни з рідиною на прямому шляху зі складним рельєфом. *Вісник Національного*

- технічного університету «ХПІ». 2018. № 27 (1303). С. 34–61.
2. Щельцын Н. А., Фрумкин Л. А., Иванов И. В. Современные бесступенчатые трансмиссии сельскохозяйственных тракторов. *Тракторы и сельхозмашины*, 2011. № 11. С. 18–26.
 3. Rajagopal M. M., Kumar S., Rao N. Minimizing Tooth Mesh Misalignment in Heavy Duty Tractor Transmission. *SAE Technical Paper*, 2016. № 2016-01-8069. doi: 10.4271/2016-01-8069.
 4. Bukashkin A. Y., Dobretsov R. Y., Galyshev Y. V. Split Transmission of Tractor with Automatic Gearbox. *Procedia Engineering*, 2017. Т. 206. Р. 1728–1734.
 5. Rydberg K. Hydro-mechanical Transmissions. *Fluid and Mechatronic Systems*, 2010. № 2. Р. 51–60.
 6. Samorodov V., Kozhushko A., Pelipenko E. Formation of a rational change in controlling continuously variable transmission at the stages of a tractor's acceleration and braking. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2016. № 4/7 (82). Р. 37–44.
 7. Taran I. O., Kozhushko A. P. Substantiating of Rational Law of Hydrostatic Drive Control Parameters While Accelerating of Wheeled Tractors with Hydrostatic and Mechanical Transmission. *Mechanics, Materials Science and Engineering*, 2016. Vol. 6. Р. 70–76.
 8. Самородов В. Б., Бондаренко А. І., Кожушко А. П., Пелипенко Є. С., Мітцель М. О. Перспективні трансмісії колісних тракторів. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Харків, 2014. № 10 (1053). С. 3–10.
 9. Morita S., Tanner G., Hartmann T., Nakagawa S. Analysis of a high-frequency vibration transmission of an agricultural tractor using dynamical energy analysis. *Transactions of Society of Automotive Engineers of Japan*. 2017. Т. 48. № 2. Р. 371–376.
 10. Кальченко Б. І., Чернявський І. С., Кожушко А. П. Підхід до визначення завантаженості трансмісії колісного трактора при впливі нерівностей поверхні. *Науковий журнал технічний сервіс, агропромислового, лісового та транспортного комплексу*. Харків, 2017. № 8. С. 49–54.
 11. Скадорва А. Ф., Стасилевич А. Г., Карташев А. Н. Математическая модель динамики разгона гусеничного трактора с переключением передач без разрыва потока мощности. *Вестник Белорусско-Российского университета*, 2015. №1 (46). С. 30–37.
 12. Кальченко Б. І., Ребров О. Ю., Кожушко А. П., Мамонтов А. Г. Плавність руху як складова динаміки трактора: монографія. Харків, 2018. 164 с.
 13. Шарипов В. М., Городецкий К. И., Дмитриев М. И., Щетинин Ю. С., Маланин И. А., Зенин А. С. Математическая модель процесса переключения передач в коробке передач трактора с помощью фрикционных муфт. *Известия МГТУ*, Москва. 2012. № 1. С. 112–122.
 14. Белецкий А. В., Рекунов С. С. Математическое и имитационное моделирование профиля дорожного покрытия. *Интернет-журнал Науковедение*, 2014. №. 5 (24). С. 1–13.
 15. Фоминых А. Б., Жеглов Л. Ф. Математическая модель движения полноприводной колесной машины по дороге с твердой неровной поверхностью. *Машиностроение и компьютерные технологии*, 2013. № 11. С. 79–94.
- ### Reference
1. Kozhushko A. P., Grygoriev A. L. (2018) Modelivannia poviazanykh kolyvan kolisnoho traktora ta tsysterny z ridynoiu na priamomu shliakhu zi skladnym reliefom [Modeling of coupled oscillations of wheeled tractors and tanks with liquid on a straight road with difficult terrain]. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI»*, 27 (1303), 34–61 [in Ukrainian].
 2. Scheltsyn N. A., Frumkin L. A., Ivanov I. V. (2011) Sovremennyye besstupenchatyye transmisiy sel'skokozyaystvennykh traktorov [Modern continuously variable transmissions of agricultural tractors]. *Traktory i sel'hoz mashiny*, 11, 18–26 [in Russian].
 3. Rajagopal M. M., Kumar S., Rao N. (2016) Minimizing Tooth Mesh Misalignment in Heavy Duty Tractor Transmission. *SAE Technical Paper*, № 2016-01-8069, doi: 10.4271/2016-01-8069 [in English].
 4. Bukashkin A. Y., Dobretsov R. Y., Galyshev Y. V. (2017) Split Transmission of Tractor with Automatic Gearbox. *Procedia Engineering*, 206, 1728–1734 [in English].
 5. Rydberg K. (2010) Hydro-mechanical Transmissions. *Fluid and Mechatronic Systems*, 2, 51–60 [in English].
 6. Samorodov V., Kozhushko A., Pelipenko E. (2016) Formation of a rational change in controlling continuously variable transmission at the stages of a tractor's acceleration and braking. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 4/7 (82), 37–44, doi: 10.15587/1729-4061.2016.75402 [in English].
 7. Taran I. O., Kozhushko A. P. (2016) Substantiating of Rational Law of Hydrostatic Drive Control Parameters While Accelerating of Wheeled Tractors with Hydrostatic and Mechanical Transmission. *Mechanics, Materials Science and Engineering*, 6, 70–76, doi: 10.13140/RG.2.1.3590.9362 [in English].
 8. Samorodov V. B., Bondarenko A. I., Kozhushko A. P., Pelipenko E. S., Mittsel M. O. (2014) Perspektivni transmisiy kolisnykh traktoriv [Prospective transmission wheeled tractors]. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI»*, Kharkiv, 10 (1053), 3–10 [in Ukrainian].
 9. Morita S., Tanner G., Hartmann T., Nakagawa S. (2017) Analysis of a high-frequency vibration transmission of an agricultural tractor using dy-

- namical energy analysis. *Transactions of Society of Automotive Engineers of Japan*, 48 (2), 371–376 [in English].
10. Kalchenko B. I., Cherniavskiy I. S., Kozhushko A. P. (2017) Pidkhid do vyznachennya zavantazhenosti transmisiyi kolisnogo traktora pry vplyvi nerivnostey poverkhni [Approach to determination of load of transmission of a wheeled tractor under the influence of surface irregularities]. *Naukovyy zhurnal tekhnichnyy servis, ahropromyslovoho, lisovoho ta transportnoho kompleksu, Kharkiv*, 8, 49–54 [in Ukrainian].
 11. Skadorva A. F., Stasilevich A. G., Kartashevich A. N. (2015) Matematicheskaya model dinamiki razgona gusenichnogo traktora s pereklyucheniem peredach bez razryva potoka moschnosti [Mathematical model of the dynamics of the acceleration of a crawler tractor with gear shifting without breaking the flow of power]. *Vestnik Belorussko-Rossiyskogo universiteta*, 1 (46), 30–37 [in Russian].
 12. Kalchenko B. I., Rebrov A. Y., Kozhushko A. P., Mamontov A. G. (2018) Plavnist rukhu yak skladova dynamiky traktora [Smoothness of motion as a component of tractor dynamics]. *Monohrafia*, 164 p [in Ukrainian].
 13. Sharipov V. M., Gorodetskiy K. I., Dmitriev M. I., Schetin Yu. S., Malanin I. A., Zenin A. S. Matematicheskaya model protsessa pereklyucheniya peredach v korobke peredach traktora s pomoschyu friktsionnykh muft [Mathematical model of the gear shift process in the tractor gearbox using friction clutches]. *Izvestiya MGTU*, 1, 112–122 [in Russian].
 14. Beletskiy A. V., Rekunov S. S. (2014) Matematicheskoe i imitatsionnoe modelirovanie profilya dorozhnogo pokryitiya [Mathematical and simulation modeling of the pavement profile]. *Internet-zhurnal Naukovedenie*, 5 (24), 1–13 [in Russian].
 15. Fominykh A. B., Zheglov L. F. (2013) Matematicheskaya model dvizheniya polnoprivodnoy koleznoy mashiny po doroge s tverdoy nerovnoy poverhnostyu [Mathematical model of the movement of the all-wheel drive wheeled car on the road with a hard, uneven surface]. *Mashinostroenie i kompyuternyye tehnologii*, 11, 79–94 [in Russian].

Кальченко Борис Иванович¹, д.т.н., професор, кафедра автомобіле- та тракторобудування, тел. (057) 707–64–64, e-mail: Kabor7777777@gmail.com,

Кожушко Андрій Павлович¹, к.т.н., доцент, кафедра автомобіле- та тракторобудування, тел. (057) 707–64–64, e-mail: Andreykozhusko7@gmail.com,

Пелипенко Євген Сергійович¹, к.т.н., старший викладач, кафедра автомобіле- та тракторобудування, тел. (057) 707–64–64, e-mail: pelipenkoeugene@gmail.com.

Ярита Олександр Олександрович², к.т.н., доцент, кафедра автомобілів ім. А. Б. Гредескула, e-mail: aleks.yarita@gmail.com.

¹Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Україна, Харків, 61002, вул. Кирпичова, 2.

²Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Харків, Харківська область, 61002, Україна, вул. Ярослава Мудрого, 25.

Исследование процесса разгона машинно-тракторного агрегата с гидроуправляемой трансмиссией при выполнении транспортной работы

Аннотация. Приведена математическая модель процесса разгона машинно-тракторного агрегата при выполнении транспортной работы, с помощью которой можно оценивать критерии разгонных качеств транспортного средства с коробкой, в которой переключение передач осуществляется под нагрузкой благодаря гидроуправляемым фрикционным муфтам.

Ключевые слова: колесный трактор, транспортная работа, фрикционная муфта, математическая модель, разгон.

Кальченко Борис Иванович¹, д.т.н., профессор, кафедра автомобиле- и тракторостроения, тел.: (057) 707–64–64, e-mail: Kabor7777777@gmail.com,

Кожушко Андрей Павлович¹, к.т.н., доцент, кафедра автомобиле- и тракторостроения, тел.: (057) 707–64–64, e-mail: Andreykozhusko7@gmail.com,

Пелипенко Евгений Сергеевич¹, к.т.н., старший преподаватель, кафедра автомобиле- и тракторостроения, тел.: (057) 707–64–64, e-mail: pelipenkoeugene@gmail.com,

Ярита Александр Александрович², к.т.н., доцент, кафедра автомобилей им. А.Б. Гредескула, e-mail: aleks.yarita@gmail.com.

¹Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», Украина, Харьков, 61002, ул. Кирпичёва, 2.

²Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, Украина, Харьков, 61002, ул. Ярослава Мудрого, 25.

Research of acceleration machine-tractor unit with hydrocontrolled transmission when performing transport work

Abstract. Nowadays, in the process of selecting modern agricultural machinery, there is a problem to choose the necessary power-unit. An overview of different types of transmissions used in the designing of a modern wheeled tractor is presented. Stepped mechanical transmissions (with gear shifting by moving gears, stepped synchronized, with gear shifting under pressure of hydraulic friction clutches) and stepless mechanical transmissions (hydromechanical, hydraulic-mechanical, electromechanical and a transmission device comprising a variator) are pre-

sented. The advantages and disadvantages of using certain types of transmissions are emphasized. It has been established that the most rational type of transmission is mechanical with gear shifting with the help of hydraulic friction clutches. It is caused by the convenience of an operator-driver's work and construction safety demands are met. The **goal** of the work is tuning of the mathematical apparatus to determining the dynamic load in a transmission, in which gear shifting is carried out by the hydraulic friction clutches, due to study of the transition process of achieving working speed of the machine-tractor unit during performing the transport work.

In solving the set goal, a **methodology** that provided the creation of a mathematical apparatus based on theoretical study of a multivariate dynamic system was used. The developed mathematical model considers the external perturbation of the road surface, and also the exponential form of change is used in modeling of control systems with the help of hydraulic friction clutches. As a **result**, a mathematical model of the acceleration process of a wheeled machine-tractor unit during transport work is obtained, with the help of which it is possible to evaluate the criteria of acceleration qualities of a vehicle with a transmission, in which gear shifting is carried out under load due to the hydraulic friction clutch. The **originality** novelty is to obtain further development of the mathematical model of a machine-tractor unit with a transmission, in which gear shifting takes place with the help of hydraulic friction clutches in the process of achieving the working speed. The **practical value** of the work is in the recommenda-

tions on the use of one or another combination of engaging of friction clutches. The given recommendations are based on the analysis of acceleration characteristics, namely the work of hitching and the dynamic load index on the input elements of the gearbox.

Key words: wheeled tractor, transport operation, friction clutch, mathematical model, acceleration.

Kalchenko Boris¹, Doctor of Technical Sciences, Professor at the Department of Car and Tractor Industry, tel. (057) 707-64-64,

e-mail: Kabor777777@gmail.com,

Kozhushko Andriy¹, Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Associated Professor at the Department of Car and Tractor Industry,

tel. (057) 707-64-64,

e-mail: Andreykozhushko7@gmail.com,

Pelipenko Eugene¹, Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Senior Lecturer at the Department of Car and Tractor Industry, tel. (057) 707-64-64, e-mail: pelipenkoeugene@gmail.com,

Yarita Alexandr², Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Associated Professor at the Department of Cars named A.B. Gredescula, e-mail: aleks.yarita@gmail.com.

¹National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute», 2, Kyrpychova str., Kharkiv, 61002, Ukraine.

²Kharkiv National Automobile and Highway University, 25, Yaroslava Mudrogo str., Kharkiv, 61002, Ukraine.