

**В.Б. САМОРОДОВ, Є.С. ПЕЛИПЕНКО****ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ГАЛЬМУВАННЯ ТРАКТОРА ХТЗ-21021 З БЕЗСТУПІНЧАСТОЮ ТРАНСМІСІЄЮ**

В роботі наведено загальну математичну модель колісного трактора ХТЗ-21021 з безступінчастою трансмісією ГОМТ-1С, яка дозволяє досліджувати процес гальмування при використанні окремо штатної гальмівної системи та параметром регулювання гідромашини гідрооб'ємної передачі, а також комбіновано. Приведена основна її відмінність в порівнянні зі вже існуючими математичними моделями. Представлено вимірювальний комплекс, за допомогою якого відбувається фіксування експериментальних даних. Наведено фіксуючі прилади, які входять у вимірювальний комплекс. Описано принцип обробки експериментальних результатів дослідження. Наведено графічні результати зіставлення теоретичних з експериментальними даними в ході процесу гальмування колісного трактора з безступінчастою трансмісією.

**Ключові слова:** колісний трактор, гідрооб'ємно-механічна трансмісія, гальмування, математична модель, експеримент.

**В.Б. САМОРОДОВ, Е.С. ПЕЛИПЕНКО****ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ТОРМОЖЕНИЯ ТРАКТОРА ХТЗ-21021 С БЕССТУПЕНЧАТОЙ ТРАНСМИССИЕЙ**

В работе приведена общая математическая модель колесного трактора ХТЗ-21021 с бесступенчатой трансмиссией ГОМТ-1С, которая позволяет исследовать процесс торможения при использовании отдельно штатной тормозной системы и параметром регулирования гидромашини гидрообъемной передачи, а также комбинированно. Приведена основная ее отличие по сравнению с уже существующими математическими моделями. Представлены измерительный комплекс, с помощью которого происходит фиксирование экспериментальных данных. Приведены фиксирующие приборы, входящих в измерительный комплекс. Описаны принцип обработки экспериментальных результатов исследования. Приведены графические результаты сопоставления теоретических экспериментальным данным в ходе процесса торможения колесного трактора с бесступенчатой трансмиссией.

**Ключевые слова:** колесный трактор, гидрообъемно-механическая трансмиссия, торможение, математическая модель, эксперимент.

**V.B. SAMORODOV, E.S. PELYPENKO****EXPERIMENTAL STUDY OF THE BRAKING PROCESS OF THE KhTZ-21021 TRACTOR WITH UNCLAR TRANSMISSION**

The paper presents a general mathematical model of the wheeled tractor KhTZ-21021 with continuous transmission of HVMT-1C, which allows us to investigate the braking process with the use of a standardized brake system and a parameter for adjusting the hydrostatic transmission of the hydraulic transmission, and also in combination. The main difference is compared with existing mathematical models. The measuring complex, by means of which the recording of experimental data is recorded, is presented. The fixing devices included in the measuring complex are given. The principle of processing experimental results of research is described. Graphical results of comparison of theoretical and experimental data during the braking process of a wheeled tractor with a continuous transmission are given.

**Key words:** wheel tractor, hydrostatic transmission, braking, mathematical model, experiment.

**Введення.** Сьогодні колісний трактор набуває великого значення в сільському господарстві, адже перед ним ставляться кожного разу максимальні задачі. Так він повинен не тільки виконувати тягові роботи, а й транспортні. При виконанні різного роду робіт колісний трактор виконує три основні етапи – це розгін, сталий рух та гальмування. З точки зору безпеки руху, основним та найбільш вимогливим є процес гальмування, тому дослідження в даному напрямку є актуальним.

З кожним роком світові виробники ведуть непосильну роботу в напрямку модернізації та підвищенні технічного рівня сучасних машинно-тракторних агрегатів. Одним з пріоритетних завдань є підвищення характеристик силового агрегату. Великої популярності набувають безступінчасті трансмісії за рахунок ряду переваг [1].

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Розкриття питання дослідження безступінчастих трансмісій присвячено ряд наукових праць [2 – 13], зокрема гідрооб'ємно-механічним трансмісіям (ГОМТ), які по ряду факторів переважають інші (електомеханічні, варіатори та інші).

Виділяючи основні напрямки досліджень,

відмітимо, що розкриття питань пов'язаних з підвищенням техніко-економічних показників машинно-тракторного агрегату з ГОМТ за рахунок раціональної зміни параметрів регулювання – присвячені роботи [6 – 9]. В роботі [10 – 11] автор досліджує вплив особливих зони гідрооб'ємної передачі (ГОП) на техніко-економічні показники колісного трактора з безступінчастою ГОМТ.

При розкритті питань пов'язаних з процесом гальмування колісного трактора присвячені роботи [12 – 13], але в даних роботах автор досліджує процес гальмування лише за рахунок зміни параметру регулювання гідромашин гідрооб'ємної передачі. Проте жодним чином не проведено дослідження при комбінованій роботі штатної гальмівної системи та ГОМТ.

**Мета дослідження, постановка задачі.** Метою роботи є встановлення доцільності використання загальної математичної моделі колісного трактора ХТЗ-21021 з ГОМТ-1С при гальмуванні різними способами при прямолінійному русі.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

– навести основні принципи та відмінності

математичної моделі, яка використовується для дослідження процесу гальмування колісного трактора ХТЗ-21021 з ГОМТ-1С;

– описати об’єкт експериментального дослідження та вимірювального комплексу, що використовується;

– провести аналіз результатів отриманих в ході теоретичних та експериментальних досліджень.

**Основні відмінності використовуваної математичної моделі.** Оскільки процес гальмування вимагає комплексного вирішення питання, то математична модель повинна складатися з моделі двигуна внутрішнього згоряння, трансмісії, взаємодії колеса з дорожньою поверхнею та роботи гальмівного приводу.

Оскільки при дослідженні перехідних процесів в колісному тракторі з ГОМТ в ході гальмування – цілком доцільно, для визначення характеристик роботи двигуна внутрішнього згоряння, використовувати зовнішню швидкісну характеристику, яка розраховується на основі рівняння (1), що наведено в роботах [14 – 15]

$$J_{dvs} \cdot \frac{\pi}{30} \cdot \frac{dn_{dvs}}{dt} = M_e - M_{0A}, \quad (1)$$

де  $J_{dvs}$  – приведений до валу момент інерції махових мас двигуна внутрішнього згоряння;

$\frac{\pi}{30} \cdot \frac{dn_{dvs}}{dt}$  – кутове прискорення колінчастого валу двигуна внутрішнього згоряння;

$M_e$  – ефективний крутний момент двигуна внутрішнього згоряння;

$M_{0A}$  – момент опору руху.

При складанні математичної моделі, що описує кінематичні та силові показники роботи ГОМТ-1С (2), (3) в складі трактора ХТЗ-21021 врахована стискаємість робочої рідини гідروпередачі, якою було знехтувано в відомих раніше наукових працях Самородова В.Б., Бондаренка А.І., Кожушка А.П., Мітцель М.О. [5, 9, 11, 13].

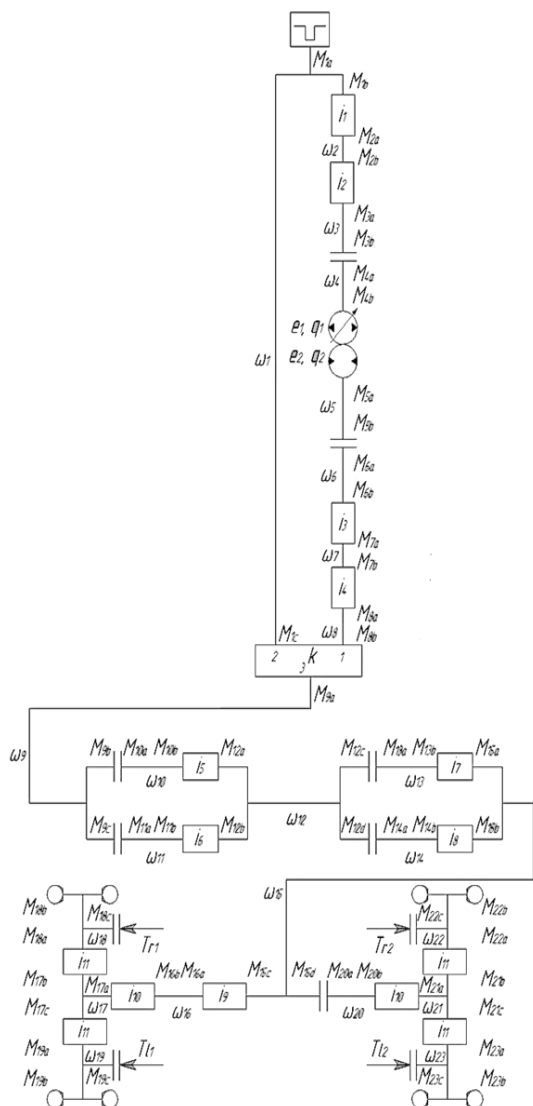


Рис. 1. Структурна схема ГОМТ-1С колісного трактора ХТЗ-21021

$$\begin{cases} \frac{d\omega_1}{dt} \cdot i_1 - \frac{d\omega_2}{dt} = 0; \frac{d\omega_2}{dt} \cdot i_2 - \frac{d\omega_3}{dt} = 0; \frac{d\omega_3}{dt} - \frac{d\omega_4}{dt} = 0; \\ e_1 \cdot q_1 \cdot \frac{d\omega_4}{dt} + q_1 \cdot \omega_4 \cdot \frac{de_1}{dt} - e_2 \cdot q_2 \cdot \frac{d\omega_5}{dt} - q_2 \cdot \omega_5 \cdot \frac{de_2}{dt} = \\ = \left( \frac{K_{1y}}{\mu} \cdot (1 + C_{1y} \cdot |\omega_4|) + \frac{K_{2y}}{\mu} \cdot (1 + C_{2y} \cdot |\omega_5|) \right) \cdot \frac{d(\Delta P)}{dt} + \\ + \left( \frac{K_{1y}}{\mu} \cdot C_{1y} \cdot \frac{d|\omega_4|}{dt} + \frac{K_{2y}}{\mu} \cdot C_{2y} \cdot \frac{d|\omega_5|}{dt} \right) \cdot \Delta P + \\ + \frac{V_{0*}}{2 \cdot \pi \cdot E(g^*)} \cdot (|\omega_4| + |\omega_5|) \cdot \frac{d(\Delta P)}{dt} + \frac{V_{0*}}{2 \cdot \pi \cdot E(g^*)} \cdot \left( \frac{d|\omega_4|}{dt} + \frac{d|\omega_5|}{dt} \right) \cdot \Delta P; \\ \frac{d\omega_5}{dt} - \frac{d\omega_6}{dt} = 0; \frac{d\omega_6}{dt} \cdot i_3 - \frac{d\omega_7}{dt} = 0; \frac{d\omega_7}{dt} \cdot i_4 - \frac{d\omega_8}{dt} = 0; \\ \frac{d\omega_8}{dt} - k \cdot \frac{d\omega_1}{dt} + (k-1) \cdot \frac{d\omega_9}{dt} = 0; \frac{d\omega_{10}}{dt} \cdot i_5 - \frac{d\omega_{12}}{dt} = 0; \\ \frac{d\omega_{11}}{dt} \cdot i_6 - \frac{d\omega_{12}}{dt} = 0; \frac{d\omega_{13}}{dt} \cdot i_7 - \frac{d\omega_{15}}{dt} = 0; \frac{d\omega_{14}}{dt} \cdot i_8 - \frac{d\omega_{15}}{dt} = 0; \\ \frac{d\omega_9}{dt} - \frac{d\omega_{10}}{dt} = 0, \frac{d\omega_{12}}{dt} - \frac{d\omega_{14}}{dt} = 0 \text{ (I - діап.)}; \\ \frac{d\omega_9}{dt} - \frac{d\omega_{11}}{dt} = 0, \frac{d\omega_{12}}{dt} - \frac{d\omega_{14}}{dt} = 0 \text{ (II - діап.)}; \\ \frac{d\omega_9}{dt} - \frac{d\omega_{10}}{dt} = 0, \frac{d\omega_{12}}{dt} - \frac{d\omega_{13}}{dt} = 0 \text{ (III - діап.)}; \\ \frac{d\omega_9}{dt} - \frac{d\omega_{11}}{dt} = 0, \frac{d\omega_{12}}{dt} - \frac{d\omega_{13}}{dt} = 0 \text{ (IV - діап.)}; \\ \frac{d\omega_{15}}{dt} \cdot i_9 - \frac{d\omega_{16}}{dt} = 0; \frac{d\omega_{16}}{dt} \cdot i_{10} - \frac{d\omega_{17}}{dt} = 0; \frac{d\omega_{17}}{dt} \cdot i_{11} - \frac{d\omega_{18}}{dt} = 0; \\ \frac{d\omega_{17}}{dt} \cdot i_{11} - \frac{d\omega_{19}}{dt} = 0; \frac{d\omega_{15}}{dt} - \frac{d\omega_{20}}{dt} = 0; \frac{d\omega_{20}}{dt} \cdot i_{10} - \frac{d\omega_{21}}{dt} = 0; \\ \frac{d\omega_{21}}{dt} \cdot i_{11} - \frac{d\omega_{22}}{dt} = 0; \frac{d\omega_{21}}{dt} \cdot i_{11} - \frac{d\omega_{23}}{dt} = 0; \end{cases} \quad (2)$$

$$\left. \begin{aligned}
 & J_{dvs} \cdot \frac{d\omega_{dvs}}{dt} = M_e - M_{1A}; M_{1b} \cdot \eta_1^{\ominus \text{sign}(N_{1b})} + i_1 \cdot M_{2a} = 0; M_{2b} \cdot \eta_2^{\ominus \text{sign}(N_{2b})} + i_2 \cdot M_{3a} = 0; M_{3b} + M_{4a} = 0; \\
 & M_{4b} - e_1 \cdot q_1 \cdot \Delta P = -\Delta M_1 \cdot \text{sign}(\omega_4); M_{5a} + e_2 \cdot q_2 \cdot \Delta P = -\Delta M_2 \cdot \text{sign}(\omega_5); M_{6b} \cdot \eta_3^{\ominus \text{sign}(N_{6b})} + \\
 & + i_3 \cdot M_{7a} = 0; M_{7b} \cdot \eta_4^{\ominus \text{sign}(N_{7b})} + i_4 \cdot M_{8a} = 0; M_{5b} + M_{6a} = 0; M_{8b} \cdot \eta_{13}^{\ominus \text{sign}(N_{8b})} + M_{1c} \cdot \eta_{23}^{\ominus \text{sign}(N_{1c})} + M_{9a} = 0; \\
 & M_{8b} \cdot k \cdot \eta_{13}^{\ominus \text{sign}(N_{8b})} + M_{1c} \cdot \eta_{23}^{\ominus \text{sign}(N_{1c})} = 0; M_{10b} \cdot \eta_5^{\ominus \text{sign}(N_{10b})} + i_5 \cdot M_{12a} = 0; M_{11b} \cdot \eta_6^{\ominus \text{sign}(N_{11b})} + i_6 \cdot M_{12b} = 0; \\
 & M_{13b} \cdot \eta_7^{\ominus \text{sign}(N_{13b})} + i_7 \cdot M_{15a} = 0; M_{14b} \cdot \eta_8^{\ominus \text{sign}(N_{14b})} + i_8 \cdot M_{15b} = 0; \\
 & M_{9b} + M_{10a} = 0, M_{12d} + M_{14a} = 0, M_{9c} = M_{11a} = M_{12c} = M_{13a} \text{ (I – діапазон);} \\
 & M_{9c} + M_{11a} = 0, M_{12d} + M_{14a} = 0, M_{9b} = M_{10a} = M_{12c} = M_{13a} \text{ (II – діапазон);} \\
 & M_{9b} + M_{10a} = 0, M_{12c} + M_{13a} = 0; M_{9c} = M_{11a} = M_{12d} = M_{14a} \text{ (III – діапазон);} \\
 & M_{9c} + M_{11a} = 0, M_{12c} + M_{13a} = 0, M_{9b} = M_{10a} = M_{12d} = M_{14a} \text{ (IV – діапазон);} \\
 & M_{15c} \cdot \eta_9^{\ominus \text{sign}(N_{15c})} + i_9 \cdot M_{16a} = 0; M_{17b} \cdot \eta_{11}^{\ominus \text{sign}(N_{17b})} + i_{11} \cdot M_{18a} = 0; M_{17c} \cdot \eta_{11}^{\ominus \text{sign}(N_{17c})} + i_{11} \cdot M_{19a} = 0; \\
 & (M_{15d} + M_{20a}) \cdot Y = 0; M_{15d} = 0, Y = 0; M_{20a} = 0, Y = 0; M_{20b} \cdot \eta_{10}^{\ominus \text{sign}(N_{20b})} + i_{10} \cdot M_{21a} = 0; \\
 & M_{21b} \cdot \eta_{11}^{\ominus \text{sign}(N_{21b})} + i_{11} \cdot M_{22a} = 0; M_{21c} \cdot \eta_{11}^{\ominus \text{sign}(N_{21c})} + i_{11} \cdot M_{23a} = 0; M_{1a} + M_{1b} + M_{1c} = 0; \\
 & M_{2a} + M_{2b} = 0; M_{3a} + M_{3b} = 0; M_{4a} + M_{4b} = 0; M_{5a} + M_{5b} = 0; \\
 & M_{6a} + M_{6b} = 0; M_{7a} + M_{7b} = 0; M_{8a} + M_{8b} = 0; M_{9a} + M_{9b} + M_{9c} = 0; \\
 & M_{10a} + M_{10b} = 0; M_{11a} + M_{11b} = 0; M_{12a} + M_{12b} + M_{12c} + M_{12d} = 0; \\
 & M_{13a} + M_{13b} = 0; M_{14a} + M_{14b} = 0; M_{15a} + M_{15b} + M_{15c} + M_{15d} = 0; \\
 & M_{16a} + M_{16b} = 0; M_{17a} + M_{17b} + M_{17c} = 0; M_{18a} + M_{18b} + M_{18c} \cdot T_{r1} = 0; \\
 & M_{19a} + M_{19b} + M_{19c} \cdot T_{r1} = 0; M_{20a} + M_{20b} = 0; M_{21a} + M_{21b} + M_{21c} = 0; \\
 & M_{22a} + M_{22b} + M_{22c} \cdot T_{r2} = 0; M_{23a} + M_{23b} + M_{23c} \cdot T_{r2} = 0; T_{r1} = T_{r2} = T_{r1} = T_{r2} = 1,
 \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

де  $d\omega_i / dt$  – кутові прискорення ланки;  
 $i_j$  – передавальне відношення редуктора;  
 $e_1, e_2$  – параметри регулювання гідромашин  
 ГОП (1 – гідронасос; 2 – гідромотор);  
 $q_1, q_2$  – максимальна продуктивність  
 гідромашин;  
 $K_{iy}, C_{iy}$  – коефіцієнти втрат для гідронасоса ( $i = 1$ ) і для гідромотора ( $i = 2$ );  
 $\mu$  – коефіцієнт динамічної в'язкості;  
 $\omega_4, \omega_5$  – кутова швидкість валу гідромашин;  
 $\Delta P$  – перепад робочого тиску в ГОП;  
 $V_{0*}$  – об'єм рідини, що стискається;  
 $E(g^*)$  – модуль пружності робочої рідини, що  
 залежить від відсотка  $g^*$  газозмісту;  
 $k$  – внутрішнє передавальне відношення  
 планетарного ряду;  
 $J_{dvs}$  – приведений до валу момент інерції  
 махових мас двигуна внутрішнього згорання;  
 $M_e$  – ефективний крутний момент двигуна  
 внутрішнього згорання;  
 $M_{1A}$  – момент опору руху;  
 $M_{nm}$  – моменти на ланках ГОМТ;  
 $m$  – індекс-число співпадає з номером кутової  
 швидкості ланки;  
 $n$  – індекси-букви відповідають моментам на  
 кінцях ланок;  
 $\eta_j$  – ККД редуктора;  
 $\Theta$  – коефіцієнт урахування втрат в зубчастих  
 зачепленнях ( $\Theta = 0$  – без урахування втрат,  $\Theta = -1$  з  
 урахуванням втрат в зубчастих зачепленнях);  
 $N_{nm}$  – потужність, що передається ланками  
 ГОМТ (добуток кутових швидкостей на відповідні  
 моменти з урахуванням знаку дають величину і  
 напрям потоків потужності на конкретних ланках і  
 елементах ГОМТ);

$\eta_{13}, \eta_{23}$  – ККД в зубчастих зачепленнях сонце-  
 сателіт та епіцикл-сателіт при зупиненому водило,  
 що визначають втрати моментів;

$\Delta M_1, \Delta M_2$  – втрати моменту в гідромашинах,  
 що обчислюються, як функції параметрів  
 регулювання, кутової швидкості валів гідромашин,  
 робочих об'ємів  $q_1, q_2$  і перепаду тиску  $\Delta P$ ;

$J_i$  – момент інерції, що приведено до ланок  
 елементів ГОМТ;

$T_{ij}$  – параметр включення гальма;

$J_{Tij}$  – момент інерції гальмівної ланки, до якої з  
 одного боку прикладається приводний момент від  
 трансмісії, а з іншого боку – гальмівний момент  $M_{Tij}$   
 від гальмівного елемента;

$M_{Tij}$  – момент, що створюється гальмівним  
 елементом (гальмівний момент).

Для математичного опису взаємодії коліс з  
 опорною поверхнею колісного трактора ХТЗ-21021  
 використано рівняння, що відтворює динаміку руху  
 одиночного колеса в процесі гальмування.

$$J_{\Sigma ij} \cdot d\omega_{ij} / dt = M_{xij} - M_{fij} - M_{ij}, \quad (4)$$

де  $J_{\Sigma ij}$  – момент інерції пов'язаних з колесом мас,  
 що обертаються;

$M_{xij}$  – момент, що створюється реакцією в  
 подовжній площині колеса;

$M_{fij}$  – момент опору коченню колеса;

$M_{ij}$  – момент на колесі (гальмівний момент  
 $M_{Tij}$  є складовою  $M_{ij}$ ).

При описі гальмівного приводу, використано  
 математичну модель, яка сформована за методом  
 М.Ф. Метлюка.

Таким чином, наведено основні принципи та  
 відмінності математичної моделі, яка  
 використовується для дослідження процесу  
 гальмування колісного трактора ХТЗ-21021 з

ГОМТ-1С, а саме, головна відмінність стосується врахуванням газозмісту, що стискається в ГОП.

**Об'єкт експериментального дослідження та вимірювального комплексу.** об'єктом експериментальних досліджень є колісний трактор ХТЗ-21021 з безступінчастою двопотоковою ГОМТ-1С.

Даний трактор має двигун внутрішнього згоряння Д-260.4S2 моделі ПРУП «ММЗ» виробництва Білорусь, який має номінальну потужність 154,4 кВт (або 210 к.с.).

Роздавальна коробка має наступні передавальні числа: перша передача – 42/27; друга – 19/39.

Шини представлені моделлю 23,1R26 виробництва «Россава». Загальна експлуатаційна вага колісного трактора 8370 кг.

Вибір реєструючої та вимірювальної апаратури проводився з урахуванням вимог по точності вимірювання, швидкості протікання досліджуваних процесів, числу реєстрованих величин, способу збереження отриманої інформації.

Вимірювальний комплекс (рис. 2) складено для фіксування таких показників, як: швидкості колінчастого валу двигуна внутрішнього згоряння та частоти обертання вихідного валу з роздавальної коробки передач; тиску в високій та низькій магістралях ГОП; положення параметру регулювання гідромашини ГОП; температури масла. Складений комплекс складається з зовнішнього модуля, індуктивного датчика частоти обертів, датчика Холла, датчиків тиску та температури, а також датчика, що визначає положення параметру регулювання гідромашини ГОП.

Реєстрація даних відбувалась за допомогою зовнішнього модуля Е14-140М. Використана модель зовнішнього модуля також може використовуватись, як АЦП, так і ЦАП. За для зручності підводу дротів від датчиків до зовнішнього модуля використовується клемник DB-37F.

Необхідно відзначити, що при гальмуванні штатною гальмівною системою на зовнішній модуль приходив сигнал в момент натискання на педаль

«гальмо» за рахунок приєднання до клемника дротового з'єднання зі стоп-сигналів трактора.

Для визначення тиску в високій та низькій магістралях ГОП застосовується гідравлічний перетворювач тиску первинний ПД, який призначено для безперервного перетворення надлишкового тиску рідини в електричний сигнал. Виробником, фірмою «ГІДРО-АЛЬФА», вказується відповідність до технічних умов ТУ У 29.1-22637063-028:2005, та додається паспорт – ПД-29.1-22637063-028 ПС.

З технічної характеристики відомо, що максимальний тиск складає 600 бар (або 60 МПа); межі допустимої основної похибки складають  $\pm 0,25\%$ ; додаткова похибка, що виникає при зміні температури навколишнього середовища на кожні  $10^{\circ}\text{C}$  складає  $\pm 0,25\%$ ; діапазон граничних температур навколишнього середовища складає від  $-25^{\circ}\text{C}$  до  $+70^{\circ}\text{C}$ .

При вимірюванні швидкості колінчастого валу двигуна внутрішнього згоряння і вихідного валу з роздавальної коробки передач застосовуються датчик Холла 2SS52M та індуктивний датчик частоти обертів.

З технічних характеристик датчиків з'ясовано, що зазор між торцем датчика Холла та магнітом повинен не перевищувати 5 мм, а зазор між торцем індуктивного датчика частоти обертів та магнітом –  $1,75 \pm 0,75$  мм.

За для вимірювання частоти обертання коліс (при знаходженні швидкості руху) використовується індуктивний датчик частоти обертання, який розташовується на вихідному валу в роздавальній коробці передач. Даний датчик відповідає умовам ГОСТ 15150-69, а також задовольняє технічні вимоги ТУУЗ.58-14310589-117-2001.

В якості датчика, що визначає положення параметру регулювання гідромашини ГОП використовується багатооборотний прецензійний дротовий потенціометр 3590S-2-101 500R. З технічної характеристики якого з'ясовано, що похибка складає  $\pm 0,25\%$ .

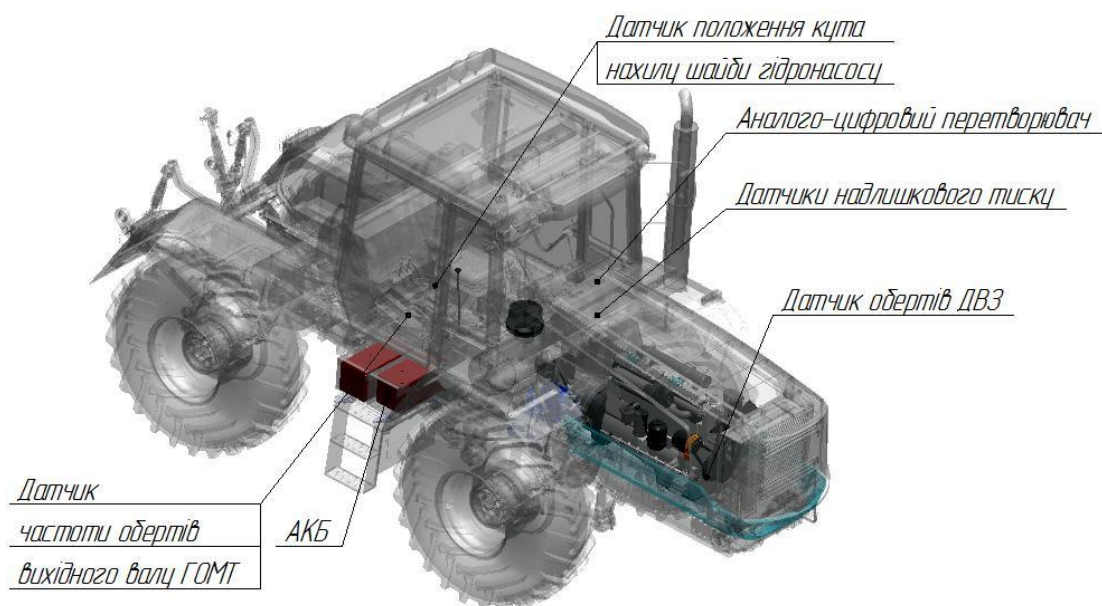


Рис. 2. 3-D зображення трактора ХТЗ-21021 з вимірювальним комплексом

**Обробка експериментальних даних.** Отримані в процесі експериментального дослідження вольтові сигнали оброблюються за допомогою використання математичного апарату. При обчисленні швидкості валу роздавальної коробки передач та колінчастого валу двигуна внутрішнього згоряння використовується наступний підхід

$$\omega_i^x = \frac{60}{(t_i^\phi - t_i^H) \cdot z_x} \cdot \frac{\pi}{30}, \quad (5)$$

де  $t_i^\phi$  – кінець періоду «зуб-западина»;  
 $t_i^H$  – початок періоду «зуб-западина»;  
 $i$  – номер періоду, ;  
 $z_x$  – число зубців (для колінчастого валу двигуна внутрішнього згоряння  $z_{ДВС} = 1$ , а для роздавальної коробки передач  $z_{ПК} = 16$ ).

При визначенні надлишкового тиску на вході в насос  $P_1$ , надлишкового тиску на виході з насосу  $P_2$  та параметру регулювання гідромашини  $e_1$  застосовуються наступні рівняння

$$P_{1i} = x_i \cdot 4,02; \quad (6)$$

$$P_{2i} = x_i \cdot 4,04; \quad (7)$$

$$e_{1i} = \frac{x_i - 7,46}{0,789}, \quad (8)$$

де  $x_i$  – поточне значення вольтового сигналу.

Отримані в процесі експериментального дослідження показники тиску в ГОП, швидкостей на валу роздавальної коробки передач та на колінчастому валу двигуна внутрішнього згоряння, параметру регулювання гідромашини необхідно опрацьовувати за допомогою використання одного з фільтрів. В роботі [16] автор при обробці сигналів

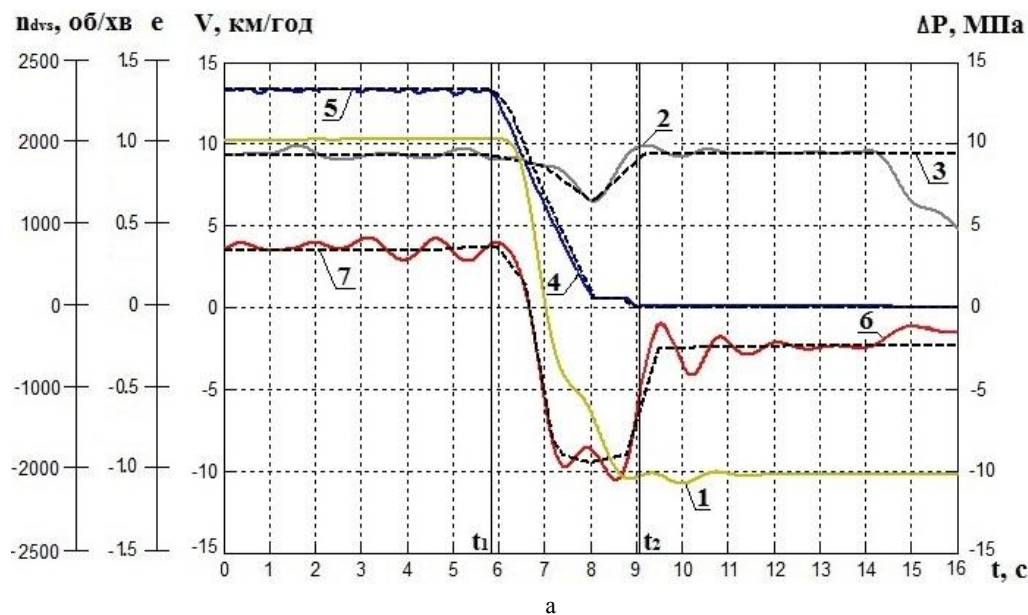
застосовує фільтр нижніх частот, а саме, фільтр Баттерворта.

**Аналіз результатів отриманих в ході теоретичних та експериментальних досліджень.** При експериментальному дослідженні використовувались варіанти гальмування:

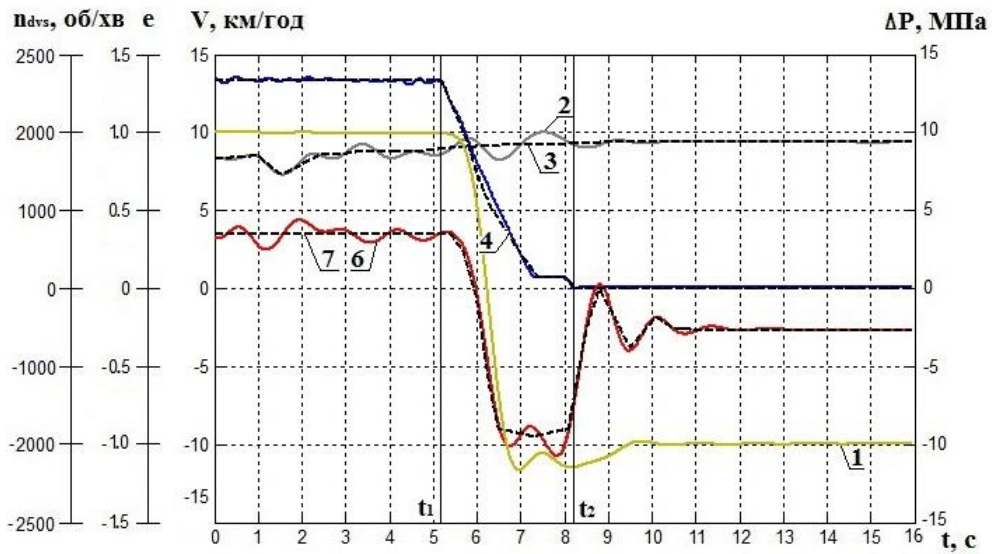
- натискання педалей «гальмо» та «зчеплення»;
- натискання педалей «гальмо» та «зчеплення» при одночасній зміні параметру регулювання гідромашини;
- зміни параметру регулювання гідромашини;
- натискання педалі «гальмо» та зміни параметру регулювання гідромашини ГОП;
- зменшення обертів колінчастого валу двигуна внутрішнього згоряння (до обертів холостого ходу) та натисненні педалей «гальмо» та «зчеплення».

Процес дослідження варіантів гальмування в колісному тракторі ХТЗ-21021 проводився на II діапазоні при досяганні трактором швидкості 12,8 км/год.

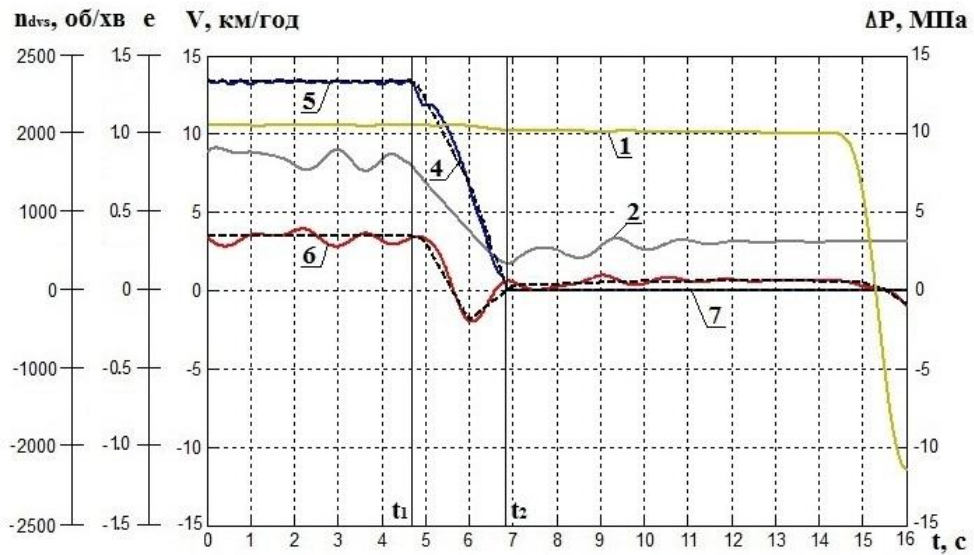
В ході моделювання процесу гальмування колісного трактора ХТЗ-21021 з безступінчастою ГОМТ-1С показник зміни параметру регулювання підставлявся в математичну модель з метою адекватної зміни інших параметрів. Необхідно відзначити, що показник частоти обертів колінчастого валу двигуна внутрішнього згоряння ( $n_{dvs} = 30 \cdot \omega_{DVS} / \pi$ ) підставлявся в математичну модель лише при моделюванні способу гальмування шляхом зменшення обертів колінчастого валу двигуна внутрішнього згоряння (до обертів холостого ходу) та натисненні педалей «гальмо» та «зчеплення». На рис. 3 наведено графічні результати при теоретичному та експериментальному дослідженні колісного трактора ХТЗ-21021 з ГОМТ-1С при різних способах гальмування, де  $t_1$  та  $t_2$  – це час на початку та в кінці гальмування.



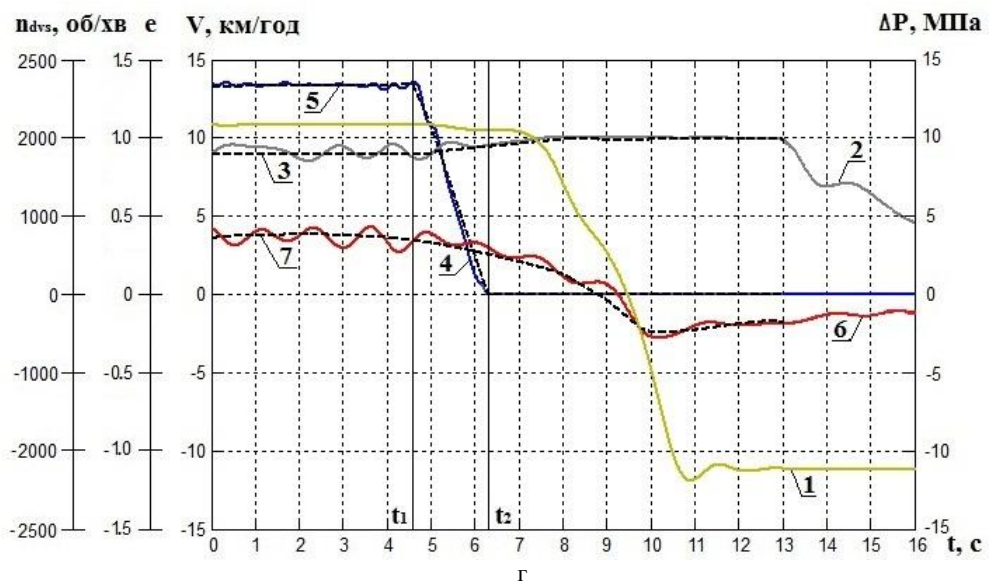




6



B



Г

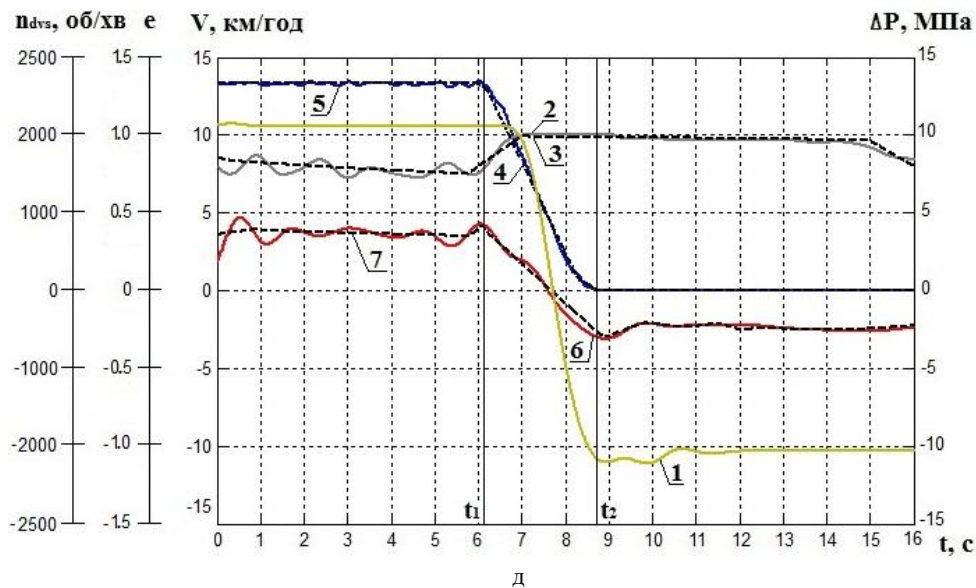


Рис. 3. Графік результатів при теоретичному та експериментальному дослідженні процесу гальмування колісного трактора ХТЗ-21021 з ГОМТ-1С на ІІ діапазоні:

а – при зміні параметру регулювання гідромашини; б – при натисканні педалі «гальмо» та зміні параметру регулювання гідромашини; в – при зменшенні обертів колінчастого валу двигуна внутрішнього згорання та натисненні педалей «гальмо» та «зчеплення»; г – при натисненні педалей «гальмо» та «зчеплення»; д – при натисканні педалей «гальмо» та «зчеплення» при одночасній зміні параметру регулювання гідромашини; 1 – зміна параметру регулювання гідромашини; 2 – експериментальна зміна обертів колінчастого валу двигуна внутрішнього згорання; 3 – теоретична зміна обертів колінчастого валу двигуна внутрішнього згорання; 4 – експериментальна зміна швидкості трактора; 5 – теоретична зміна швидкості трактора; 6 – експериментальна зміна перепаду робочого тиску в ГОП; 7 – теоретична зміна перепаду робочого тиску в ГОП

Таким чином, виконано аналіз теоретичних та експериментальних даних в процесі гальмування колісного трактора ХТЗ-21021 з ГОМТ-1С. Як показали результати зіставлення теоретичних з експериментальними даними, то автор вважає достатнім кількість вимірювальної апаратури, яка використовується при експериментальному дослідженні.

**Висновки.** В роботі наведена загальна математична модель колісного трактора з ГОМТ (що працює за схемою диференціал на виході), яка дозволяє досліджувати процес гальмування різними способами за рахунок врахування особливостей процесу гальмування при допомозі штатної гальмівної системи та ГОП.

Представлено вимірювальний комплекс, який використовується при фіксуванні перехідних процесів в ході гальмування колісного трактора ХТЗ-21021 з ГОМТ-1С.

В процесі зіставлення параметрів, які отримано в ході теоретичного та експериментального дослідження процесу гальмування трактора ХТЗ-21021 з ГОМТ-1С різними способами встановлено максимальна похибка не перевищує 9%, що дає змогу стверджувати про доцільність використання загальної математичної моделі.

#### Список літератури

1. Самородов В.Б. Перспективні трансмісії колісних тракторів / В.Б. Самородов, А.І. Бондаренко, А.П. Кожушко, Є.С. Пелипенко, М.О. Мітцель // *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. – Харків: НТУ «ХПІ», 2014. – № 10 (1053). – С. 3 – 10.
2. Samorodov, V. Experimental confirmation of the rational change parameter of the hydraulic transmission during acceleration and braking of the hydrostatic transmissions / V. Samorodov,

A. Kozhushko, N. Mittsel, E. Pelipenko, M. Burlyga // *International Collection of scientific proceedings*. – 2017. – Vol. 7 (25). – P. 9 – 24.

3. Samorodov V. Analysis of the development modern transmission wheeled tractors / V. Samorodov, E. Pelipenko // *International Collection of scientific proceedings*. – 2016. – Vol. 6(13). – P. 49 – 57.
4. Samorodov V. Temperature operation of hydrostatic transmission as part hydrostatic – mechanical transmissions of wheeled tractors of general purpose / V. Samorodov, V. Shevtsov // *International Collection of scientific proceedings*. – 2016. – Vol. 6 (13). – P. 58 – 66.
5. Самородов В.Б. Дорожні випробування колісного трактора з двопотоковою гідрооб'ємно-механічною трансмісією / В.Б. Самородов, А.П. Кожушко, М.О. Мітцель // *Первый независимый научный вестник*. – Киев, 2015. – №1. – С. 54 – 61.
6. Кожушко А.П. Визначення оптимального закону зміни параметрів регулювання гідромашин гідрооб'ємної передачі в процесі розгону колісних тракторів з гідрооб'ємно-механічною трансмісією / А.П. Кожушко // *Вісник Сумського національного аграрного університету*. – Суми: СНАУ, 2014. – №11 (26). – С. 108 – 114.
7. Samorodov V. Formation of a rational change in controlling continuously variable transmission at the stages of a tractor's acceleration and braking / V. Samorodov, A. Kozhushko, E. Pelipenko // *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2016. – № 4/7 (82). – P. 37 – 44. DOI: 10.15587/1729-4061.2016.75402.
8. Taran I.O. Substantiating of Rational Law of Hydrostatic Drive Control Parameters While Accelerating of Wheeled Tractors with Hydrostatic and Mechanical Transmission / I.O. Taran, A.P. Kozhushko // *Mechanics, Materials Science and Engineering, September 2016* – ISSN 2412 – 5954. – Vol. 6, Part II: Mechanical Engineering and Physics. – P. 70 – 76. DOI: 10.13140/RG.2.1.3590.9362.
9. Кожушко А.П. Техніко-економічні показателі колісного трактора Fendt 936 Vario при виконанні технологічної операції «пахота» / А.П. Кожушко // *Приволжский научный вестник: Научно-практический журнал*. – 2015. – №10 (50). – С. 20 – 25
10. Мітцель М.О. Експериментальне дослідження особливості зони роботи двопотокової гідрооб'ємно-механічної трансмісії /

- М.О. Мітцель // Матеріали Міжнародної науково-практичної конференції «Інноваційні засади сталого розвитку національного господарства», 21 – 22 листопада 2014 р., м. Кам'янець-Подільський / Міністерство аграрної політики та продовольства України, Подільський державний аграрно-технічний університет. – Кам'янець-Подільський: Подільський державний аграрно-технічний університет, 2014. – С. 185 – 188.
11. Мітцель М.О. Дослідження явища неодноразової зміни роботи об'ємних гідромашин / М.О. Мітцель // *Сільськогосподарські машини. Збірник наукових статей*. – Луцьк: РВВ Луцького НТУ. – 2015. – № 32. – С. 119 – 125.
  12. Бондаренко А.И. Сравнительный анализ результатов экспериментальных и теоретических исследований рабочих процессов в гидрообъемно-механических трансмиссиях / А.И. Бондаренко // *Наукові нотатки*. – 2015. – №. 48. – С. 29 – 36.
  13. Бондаренко А.И. Динамика процесса гальмування колісних тракторів з безступінчастими гідрооб'ємно-механічними трансмісіями: Монографія / А.И. Бондаренко. – Харків: «Федорко», 2015. – 220 с.
  14. Ребров А.Ю. Математическая модель дизельного двигателя в безразмерных величинах с учетом его загрузки и подачи топлива / А.Ю. Ребров, Т.А. Коробка, С.В. Лакман // *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. – Харків: НТУ «ХПІ», 2012. – № 19. – С. 31 – 36.
  15. Самородов В.Б. Робота безступінчастої трансмісії, що розроблена НТУ «ХПІ» та АТ «ХТЗ», в економічному режимі / В.Б. Самородов, Б.І. Кальченко, О.Ю. Ребров, А.П. Кожушко, Д.О. Чернишев // *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. – Харків: НТУ «ХПІ», 2017. – № 14 (1236). – С. 73 – 79.
  16. Пелипенко Є.С. Підвищення ефективності гальмування колісних тракторів з безступінчастими трансмісіями шляхом вибору раціонального способу гальмування: дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.02 «Автомобілі та трактори» / Пелипенко Євген Сергійович. – Харків, 2017. – 183 с.

## References (transliterated)

1. Samorodov V.B., Bondarenko A.I., Kozhushko A.P., Pelipenko E.S., Mittsel M.O. Perspektivni transmisii kolisnykh traktoriv [Perspective transmissions of the wheeled tractors]. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI»* [The bulletin of the National Technical University "KhPI"], 2014, vol. 10, pp. 3 – 10.
2. Samorodov V., Kozhushko A., Mittsel N., Pelipenko E., Burluga M. Experimental confirmation of the rational change parameter of the hydraulic transmission during acceleration and braking of the hydrostatic transmissions. *International Collection of scientific proceedings*, 2017, vol. 7 (25). – pp. 9 – 24.
3. Samorodov V., Pelipenko E. Analysis of the development modern transmission wheeled tractors. *International Collection of scientific proceedings*, 2016, vol. 6, issue 13, pp. 49 – 57.
4. Samorodov V., Shevtsov V. Temperature operation of hydrostatic transmission as part hydrostatic – mechanical transmissions of wheeled tractors of general purpose. *International Collection of scientific proceedings*, 2016, vol. 6 (13), pp. 58 – 66.
5. Samorodov V.B., Kozhushko A.P., Mittsel M.O. Dorozhni vyprovuvannya kolisnoho traktora z dvopotokovoyu hidroob'yemno-mekhanichnoyu transmisiyeyu [Road testing of wheeled tractor with input-coupled power-split transmission]. *Pervyy nezavisimyy nauchnyy vestnik* [First independent scientific journal], 2015, vol. 1, pp. 54 – 61.
6. Kozhushko A.P. Vyznachennia optimalnogo zakonu zminy parametru rehulivannia hidromashyn hidroob'iemnoi peredachi v protsesi rozghonu kolisnykh traktoriv z hidroob'iemno-mekhanichnoyu transmisiyeyu. [Determining the optimal parameters for controlling law change of hydraulic fluid transfer during acceleration wheeled tractors hydrostatic mechanical transmissions] *Visnyk Sumskoho natsionalnoho ahrarnoho universytetu*, 2014, vol. 11, pp. 108 – 114.
7. 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, vol. 4/7, issue 82, pp. 37 – 44. DOI: 10.15587/1729-4061.2016.75402.
8. 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, September 2016 – ISSN 2412 – 5954*. – Vol. 6, Part II: Mechanical Engineering and Physics. – pp. 70 – 76. DOI: 10.13140/RG.2.1.3590.9362.
9. Kozhushko A.P. Tekhnyko-ekonomycheskye pokazately kolesnoho traktora Fendt 936 Vario pry vypolneny tekhnolohycheskoy operatsiyi «pakhota» [Determination of technical and economic parameters wheel tractor Fendt 936 Vario in the performance of technological operations "plowing"]. *Privolzhskiy nauchnyy vestnik* [Volga Scientific Bulletin], 2015, vol. 10, issue 50, pp. 20 – 25.
10. Mittsel M.O. Eksperymental'ne doslidzhennya osoblyvyi zony roboty dvokhpotochnoyi hidroob'yemno-mekhanichnoyi transmisiyi [Experimental study osoblyvyi area of hydrovolumetric mechanical transmission]. *Podil's'kyi derzhavnyy ahrarno-tekhnichnyy universytet* [Podolsky State Agricultural and Technical University], 2014, pp. 185 – 188.
11. Mittsel M.O. Doslidzhennia yavyscha neodnochasnoi zminy roboty obiemnykh hidromashyn [Investigation of the phenomenon does not simultaneously change the work of bulkhead motors]. *Silskohospodarski mashyny* [Agricultural machinery], 2015, vol. 32, pp. 119 – 125.
12. Bondarenko A.I. Sravnitelnyy analiz rezultatov eksperimentalnykh i teoreticheskikh issledovaniy rabochih protsessov v gidroob'emno-mekhanicheskikh transmisiyakh [Comparative analysis of the results of experimental and theoretical studies of working processes in hydrovolume-mechanical transmissions]. *Naukovi notatky* [Scientific notes], 2015, vol. 48, pp. 29 – 36.
13. Bondarenko A.I. Dynamika protsesu halmuвання kolisnykh traktoriv z bezstupinchastymy hidroob'yemno-mekhanichnymy transmisiyami: Monografiya [Dynamics of braking process of wheeled tractors with stepless hydraulic-mechanical transmissions: Monograph]. Kharkiv: «Fedorko» [Kharkiv: «Fedorko»], 2015, 220 p.
14. Rebrov A.Y., Korobka T.A., Lakhman S.V. Matematicheskaya model' dizel'nogo dvigatelya v bezrazmernih velichinakh s uchedom yego zagruzki i podachi topliva [Mathematical model of the diesel engine in terms of dimensionless quantities in view of its load and fuel supply]. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI»* [The bulletin of the National Technical University "KhPI"], 2012, vol. 19, pp. 31 – 36.
15. Samorodov V.B., Kalchenko B.I., Rebrov A.Y., Kozhushko A.P., Chernyshev D.A. Robota bezstupinchastoi transmisiyi, shcho rozrobлена NTU «KhPI» ta AT «KhTZ», v ekonomichnomu rehymy [Research continuously variable transmission developed by NTU "KPI" and JSC "KHTZ" in economy mode].
16. Pelipenko E.S. (2017). *Pidvyshchennia efektyvnosti halmuвання kolisnykh traktoriv z bezstupinchastymy transmisiyami shliakhom vyboru ratsionalnoho sposobu halmuвання* [Increase the efficiency of braking of wheeled tractors with continuously variable transmissions by choosing a rational braking method] (Candidate dissertation, Kharkiv).

Надійшла (received) 7.11.18

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

**Самородов Вадим Борисович (Самородов Вадим Борисович, Samorodov Vadym Borysovych)** – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедрою автомобіле- та тракторобудування; м.Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/orcid/0000-0002-2965-5460>; e-mail: samorodovvadimat@gmail.com.

**Пелипенко Євген Сергійович (Пелипенко Евгений Сергеевич, Pelypenko Evheniy Serheevych)** – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедрою автомобіле- та тракторобудування; м.Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8988-791X>; e-mail: Pelipenkoevgen@gmail.com.