

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
"ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ"**

**ПЕЛИПЕНКО ЄВГЕН СЕРГІЙОВИЧ**



УДК 621.83.062.1

**ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ГАЛЬМУВАННЯ КОЛІСНИХ  
ТРАКТОРІВ З БЕЗСТУПІНЧАСТИМИ ТРАНСМІСІЯМИ ШЛЯХОМ  
ВИБОРУ РАЦІОНАЛЬНОГО СПОСОБУ ГАЛЬМУВАННЯ**

Спеціальність 05.22.02 – автомобілі та трактори

Автореферат  
дисертації на здобуття наукового ступеня кандидата  
технічних наук

Харків – 2018

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана на кафедрі автомобіле- і тракторобудування Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут" Міністерства освіти і науки України.

Науковий керівник

доктор технічних наук, професор  
**Самородов Вадим Борисович**,  
Національний технічний університет  
"Харківський політехнічний інститут", м. Харків,  
завідувач кафедри автомобіле- і тракторобудування.

Офіційні опоненти:

Заслужений діяч науки і техніки України  
доктор технічних наук, професор  
**Лебедєв Анатолій Тихонович**,  
Харківський національний технічний університет  
сільського господарства ім. П. Василенка, м. Харків,  
завідувач кафедри тракторів і автомобілів;

кандидат технічних наук, доцент  
**Тімков Олексій Миколайович**,  
Національний транспортний університет, м. Київ,  
доцент кафедри автомобілів.

Захист відбудеться "15" березня 2018 р. о 13-00 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.050.13 в Національному технічному університеті "Харківський політехнічний інститут" за адресою: 61002, Харків, вул. Кирпичова, 2.

З дисертацією можна ознайомитися у бібліотеці Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут" за адресою: 61002, Харків, вул. Кирпичова, 2.

Автореферат розісланий "12" лютого 2018 р.

Вчений секретар  
спеціалізованої вченої ради



Ребров О.Ю.

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність теми.** Ефективність використання безступінчастих двопотокових гідрооб'ємно-механічних трансмісій (ГОМТ) на колісних тракторах загального призначення вже давно доведена і доля тракторів з ГОМТ в модельній лінійці світових лідерів галузі тракторобудування таких як Fendt, John Deere, Case та інших зростає щороку. В Україні вперше на пострадянському просторі розроблено в НТУ "ХПІ" та налагоджено на АТ "ХТЗ" випуск безступінчастих ГОМТ-1С для колісних тракторів ХТЗ-21021 та ХТЗ-242К.

Оскільки трактор є джерелом підвищеної небезпеки, то важливим науково-практичним питанням є пошук технічних рішень для забезпечення ефективного гальмування. А враховуючи, що близько 50% роботи сільськогосподарських тракторів складають, саме, швидкісні транспортні операції, використання властивостей ГОП для гальмування суттєво розвантажує штатну гальмівну систему трактора.

Покращення гальмівної ефективності тракторів, оснащених ГОМТ, за рахунок вибору форми та тривалості зміни параметру регулювання гідрооб'ємної передачі (ГОП) є актуальною науково-практичною задачею.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Дисертаційну роботу виконано на кафедрі автомобіле- і тракторобудування НТУ "ХПІ" у рамках держбюджетної НДР МОН України "Розробка методів підвищення енергоефективності і ресурсозбереження підйомно-транспортних споруд, машинно-тракторних агрегатів та гібридних транспортних засобів" (ДР № 0113U000427), а також госпдоговорів "Розробка безступінчастої гідрооб'ємно-механічної трансмісії (ГОМТ) для тракторів виробництва АТ "ХТЗ" потужністю 220-240 к.с." (№26066) (АТ "ХТЗ", м. Харків), "Створення гібридної безступінчастої гідрооб'ємно-механічної коробки передач для трактора-мотовоза" (№ 26631) (ТОВ "СПЕЦКРАН", м. Харків), де здобувач був виконавцем етапів.

**Мета і задачі дослідження.** Метою дисертаційної роботи є підвищення ефективності гальмування колісних тракторів з безступінчастими гідрооб'ємно-механічними трансмісіями за рахунок вибору способу гальмування і форми та тривалості зміни параметру регулювання ГОМТ.

Для досягнення мети поставлені наступні задачі:

- обґрунтувати об'єктивні умови розвитку українського тракторобудування у напрямку використання безступінчастих гідрооб'ємно-механічних трансмісій;
- розвинути математичну модель колісного трактора з безступінчастою ГОМТ при гальмуванні різними способами з залученням та без залучення штатної гальмівної системи та ГОП;
- встановити закономірності розподілу кінематичних, силових та енергетичних параметрів при реалізації різних способів гальмування та визначити найбільш ефективний щодо гальмування для колісного трактора з ГОМТ;
- визначити шляхом математичного моделювання та на експериментальному стенді ГОМТ вплив форми (лінійна, вигнута чи випукла) та тривалості зміни параметру регулювання на гальмівну характеристику ГОМТ;

– визначити раціональну форму і тривалість зміни параметру регулювання ГОМТ при гальмуванні колісного трактора ХТЗ-21021 з ГОМТ-1С, що забезпечує йому найвищу гальмівну ефективність;

– визначити шляхом експериментальних досліджень достовірність загальної математичної моделі колісного трактора з безступінчастою ГОМТ при гальмуванні різними способами.

*Об'єкт дослідження* – процес гальмування колісного трактора з безступінчастою ГОМТ.

*Предмет дослідження* – оцінка взаємозв'язків кінематичних, силових та енергетичних показників та вплив ГОМТ на процес гальмування.

**Методи дослідження:** дисертаційне дослідження базується на методах математичного аналізу, що висвітлюють взаємозв'язки способів гальмування колісного трактора ХТЗ-21021 з кінематичними, силовими та енергетичними показниками безступінчастої ГОМТ-1С. Для інтегрування диференціальних рівнянь в процесі руху колісного трактора використовується метод Runge-Kutta. Статистичний метод застосовано для визначення похибки при аналізі теоретичних і експериментальних результатів, метод Хука-Дживса використовувався для знаходження раціональної зміни параметру регулювання гідромашин ГОП в процесі гальмування.

#### **Наукова новизна отриманих результатів:**

Наукова новизна отриманих результатів полягає в узагальненні і розвитку відомих теорій гальмування тракторів, що дозволило вирішити актуальну наукову задачу забезпечення високої ефективності гальмування колісних тракторів з гідрооб'ємно-механічними трансмісіями. При цьому вперше:

– обґрунтована методологія оцінки взаємозв'язку способів гальмування колісних тракторів з ГОМТ з їх кінематичними, силовими і енергетичними показниками, яка на відміну від відомих досліджень дозволяє оцінити процес гальмування для трансмісії з "диференціалом на виході";

– підтверджено гіпотезу о раціональній формі залежності параметра регулювання ГОМТ від часу, яка на відміну від відомих способів базується на вигнутій формі параметра регулювання, що забезпечує найбільш ефективне гальмування колісного трактора;

– отримала подальший розвиток теорія гальмування колісного трактора з ГОМТ, яка відрізняється від існуючих врахуванням: об'єму рідини, що стискається, модуля пружності робочої рідини, особливостей процесу гальмування сумісно штатною гальмівною системою та ГОП та різні способи гальмування.

**Практичне значення отриманих результатів** для тракторобудування полягає в розробці математичного апарату для комплексного аналізу процесу гальмування колісних тракторів оснащених ГОМТ з "диференціалом на виході", що дозволяє оцінити ефективність гальмування всіма можливими способами. Встановлено взаємозв'язки між гальмівною ефективністю та зміною кінематичних, силових та енергетичних параметрів трансмісії ГОМТ-1С колісних тракторів потужністю 170 – 240 к.с. сімейства ХТЗ, що дозволяють визначити

раціональний спосіб гальмування. Математично описано та експериментально, в умовах імітаційного стенду, підтверджено доцільність застосування форм зміни параметру регулювання ГОМТ задля досягнення максимальної гальмівної ефективності, що знайшло застосування на ГОМТ-1С з електронно-пропорційним керуванням. Розроблено методику експериментальних досліджень та вимірювальний комплекс для проведення гальмівних випробувань трактора ХТЗ-21021 з ГОМТ-1С.

Встановлено взаємозв'язки між гальмівною ефективністю та зміною кінематичних, силових та енергетичних параметрів трансмісії ГОМТ-1С, які дозволяють визначити раціональний спосіб гальмування в процесі експлуатації. Розроблене підґрунтя для комплексного аналізу процесу гальмування колісних тракторів оснащених ГОМТ дозволило обґрунтувати місце розміщення кінематичного розриву, що на етапі проектування дає змогу оцінити ефективність гальмування всіма можливими способами.

Результати дисертаційної роботи впроваджені в практику дослідно-конструкторських робіт АТ "ХТЗ", ТОВ "СПЕЦКРАН", а також в навчальному процесі кафедри автомобіле- і тракторобудування НТУ "ХП".

**Особистий внесок здобувача.** Усі основні положення і результати, винесені на захист дисертаційної роботи, отримані здобувачем особисто. Серед них: обґрунтування всіх можливих способів гальмування колісних тракторів оснащених ГОМТ з "диференціалом на виході"; встановлення закономірностей розподілу кінематичних, силових та енергетичних параметрів ГОМТ-1С при реалізації різних способів гальмування; теоретичне обґрунтування та експериментальне підтвердження ефективності гальмування за вигнутими формами зміни параметру регулювання ГОМТ; організація і проведення стендових та натурних досліджень процесу гальмування ГОМТ; обробка отриманих результатів відповідно до вимог стандартів.

**Апробація результатів дисертації.** Основні положення дисертації доповідалися, обговорювалися та отримали позитивну оцінку на Міжнародних науково-практичних конференціях: "Інновації та дослідження в транспортному комплексі" (Курган, 2014); "Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я" (Харків, 2014, 2016); "Inżynieria i technologia. Projekty naukowe" (Варшава, 2016); "Кирпичовські читання" (Харків, 2016).

**Публікації.** Основний зміст дисертаційної роботи відображено в 15 наукових працях, серед них: 6 статей в наукових фахових виданнях України, 1 стаття у виданні, що входить до міжнародної наукометричної бази "Scopus", 2 статті у закордонному періодичному виданні, 1 стаття в періодичному виданні України, 5 – у матеріалах конференцій.

**Структура та обсяг роботи.** Дисертаційна робота складається зі вступу, п'яти розділів, висновків, списку використаних джерел, додатків. Загальний обсяг дисертації становить 183 сторінки серед них: 43 рисунки по тексту, 15 рисунків на 15 окремих сторінках, 1 таблиця по тексту, 2 таблиці на 2 сторінках, список використаних науково-технічних джерел 159 найменувань на 21 сторінках, 5 додатків на 30 сторінках.

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

**У вступі** обґрунтовано актуальність дисертаційного дослідження; сформульовано мету, задачі, об'єкт та предмет дослідження; наведено методи дослідження, зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами; викладені положення, які визначають наукову новизну та практичне значення роботи; виокремлено особистий внесок здобувача; надано інформацію щодо апробації результатів та публікацій за темою дисертаційного дослідження.

**У першому розділі** досліджено тенденції розвитку сучасного тракторобудування. Встановлено, що процес гальмування колісного трактора оснащеного безступінчастою ГОМТ з "диференціалом на виході" в повній мірі не досліджено, а існуючі математичні моделі мають бути доповнені.

Великий досвід в області розробки і розрахунку пневматичних приводів гальмівних механізмів накопичено в працях: В.П. Автушка, П.Р. Бартоша, Ю.Б. Біленького, О.В. Герца, Н.В. Дмитрієва, А.С. Донського, В.В. Жесткова, Г.Г. Зелькіна, О.В. Крамського, Г.В. Крейнина, П.Е. Літке, М.Ф. Рашидова, В.І. Погорелова, С.Н. Прудникова, В.А. Топаліді, А.М. Туренко, А.Г. Холзунов та інших. Розробка та узагальнення методів розрахунку ГОМТ представлено в роботах Александрова Є.Є., Бондаренка А.І., Волченка Ю.І., Кісточкіна Є.С., Кононенко В.О., Крюкова А.П., Кожушка А.П., Лебедєва А.Т., Лебедєва С.А., Мітцель М.О., Петрова В.А., Рогова А.В., Самородова В.Б., Тарана І.О., Aitzetmuller H., Rydberg K.-E., Weber M. та ін.

В роботах Бондаренка А.І. розглянуто режим гальмування за рахунок лінійної зміни параметра регулювання ГОМТ, в той час як існує ще 7 способів сповільнення трактора, частково чи до повної зупинки, ефективність яких може бути значною мірою вище.

Задачі підвищення ефективності розгону за рахунок випуклої форми зміни параметра регулювання ГОМТ вперше поставлені Самородовим В.Б., де об'єктом дослідження виступали гусеничні машини спеціального призначення. Проте запропонована автором гіпотеза не була підтверджена експериментально, але наштовхнула на гіпотезу, яка ніде раніше не була оприлюднена – підвищення ефективності гальмування за рахунок вигнутої форми зміни від часу параметра регулювання ГОМТ.

Пошук найбільш ефективного способу гальмування з усіх можливих для тракторів оснащених ГОМТ вимагає створення математичної моделі, в якій були б враховані робочі процеси двигуна, трансмісії, пневматичного приводу, гальмівного механізму, модель колісного рушія, а завершальним етапом виступатимуть експериментальні стендові і натурні дослідження. Все ці факти визначили мету та задачі дисертаційного дослідження.

**У другому розділі** представлено математичну модель гальмування колісного трактора оснащеного ГОМТ-1С, при складанні якої були прийняті наступні припущення: колісний трактор рухається прямолінійно; збуджувальні сили діють рівномірно як на праве, так і на ліве колесо; рух підресорених та не підресорених мас не береться до розрахунку; процес гальмування відбувається на

горизонтальній поверхні; остов трактора з кабіною оператора-водія вважається твердим тілом. Окрім того, наведено математичну модель імітаційного стенду, яку складено за тим же принципом що і рівняння для опису трансмісії трактора.

Для вирішення диференціальних рівнянь, що описують роботу двигуна внутрішнього згорання, ГОМТ, гальмівної системи, а також особливості взаємодії коліс з опорною поверхнею в процесі гальмування.

При складанні математичної моделі, що описує кінематичні та силові показники роботи ГОМТ-1С (1), (2) в складі трактора ХТЗ-21021 врахована стискаємість робочої рідини гідропередачі, якою було знехтувано в відомих раніше наукових працях Бондаренка А.І., Кожушка А.П., Мітцель М.О.

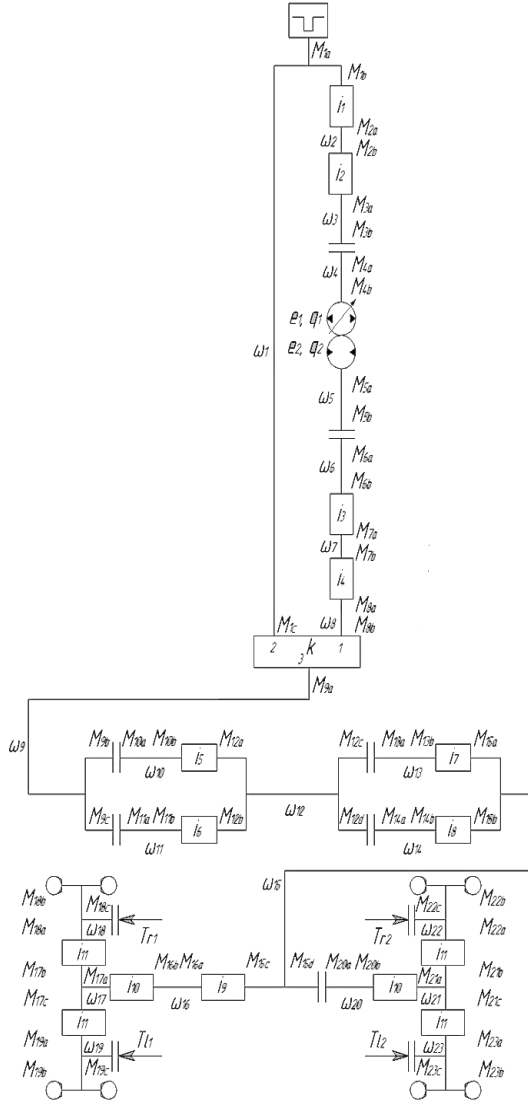


Рисунок 1 – Структурна схема ГОМТ-1С колісного трактора ХТЗ-21021

$$\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) \\
 \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 (1)$$

де  $d\omega_i / dt$  – кутове 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 вала 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  $g^*$  газомісту;  $k$  – внутрішнє передавальне відношення планетарного ряду.

Визначення механічних втрат, а також оцінка ККД гідромашин та трансмісії в цілому при гальмуванні відбувається з використанням математичної моделі втрат К.І. Городецького.

$$\begin{cases}
 J_{dvs} \cdot \frac{d\omega_{dvs}}{dt} = M_e - M_{1A}; M_{1b} \cdot \eta_1^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{1b})} + i_1 \cdot M_{2a} = 0; M_{2b} \cdot \eta_2^{\ominus \cdot \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 \cdot \text{sign}(N_{6b})} + \\
 + i_3 \cdot M_{7a} = 0; M_{7b} \cdot \eta_4^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{7b})} + i_4 \cdot M_{8a} = 0; M_{5b} + M_{6a} = 0; M_{8b} \cdot \eta_{13}^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{8b})} + M_{1c} \cdot \eta_{23}^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{1c})} + M_{9a} = 0; \\
 M_{8b} \cdot k \cdot \eta_{13}^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{8b})} + M_{1c} \cdot \eta_{23}^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{1c})} = 0; M_{10b} \cdot \eta_5^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{10b})} + i_5 \cdot M_{12a} = 0; M_{11b} \cdot \eta_6^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{11b})} + i_6 \cdot M_{12b} = 0; \\
 M_{13b} \cdot \eta_7^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{13b})} + i_7 \cdot M_{15a} = 0; M_{14b} \cdot \eta_8^{\ominus \cdot \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 \cdot \text{sign}(N_{15c})} + i_9 \cdot M_{16a} = 0; M_{17b} \cdot \eta_{11}^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{17b})} + i_{11} \cdot M_{18a} = 0; M_{17c} \cdot \eta_{11}^{\ominus \cdot \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 \cdot \text{sign}(N_{20b})} + i_{10} \cdot M_{21a} = 0; \\
 M_{21b} \cdot \eta_{11}^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{21b})} + i_{10} \cdot M_{22a} = 0; M_{21c} \cdot \eta_{11}^{\ominus \cdot \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_{l1} = 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_{l2} = 0; T_{r1} = T_{r2} = T_{l1} = T_{l2} = 1,
 \end{cases} \quad (2)$$

де  $J_{dvs}$  – 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;  $\ominus$  – коефіцієнт урахування втрат в зубчастих зачепленнях ( $\ominus=0$  – без урахування втрат,  $\ominus=-1$  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 водилі, 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



між ланками гідромотора та сонячної шестерні планетарного механізму спостерігається збільшення кутової швидкості на колінчастому валу двигуна внутрішнього згоряння, що призводить до збільшення кутової швидкості на валу гідронасоса.

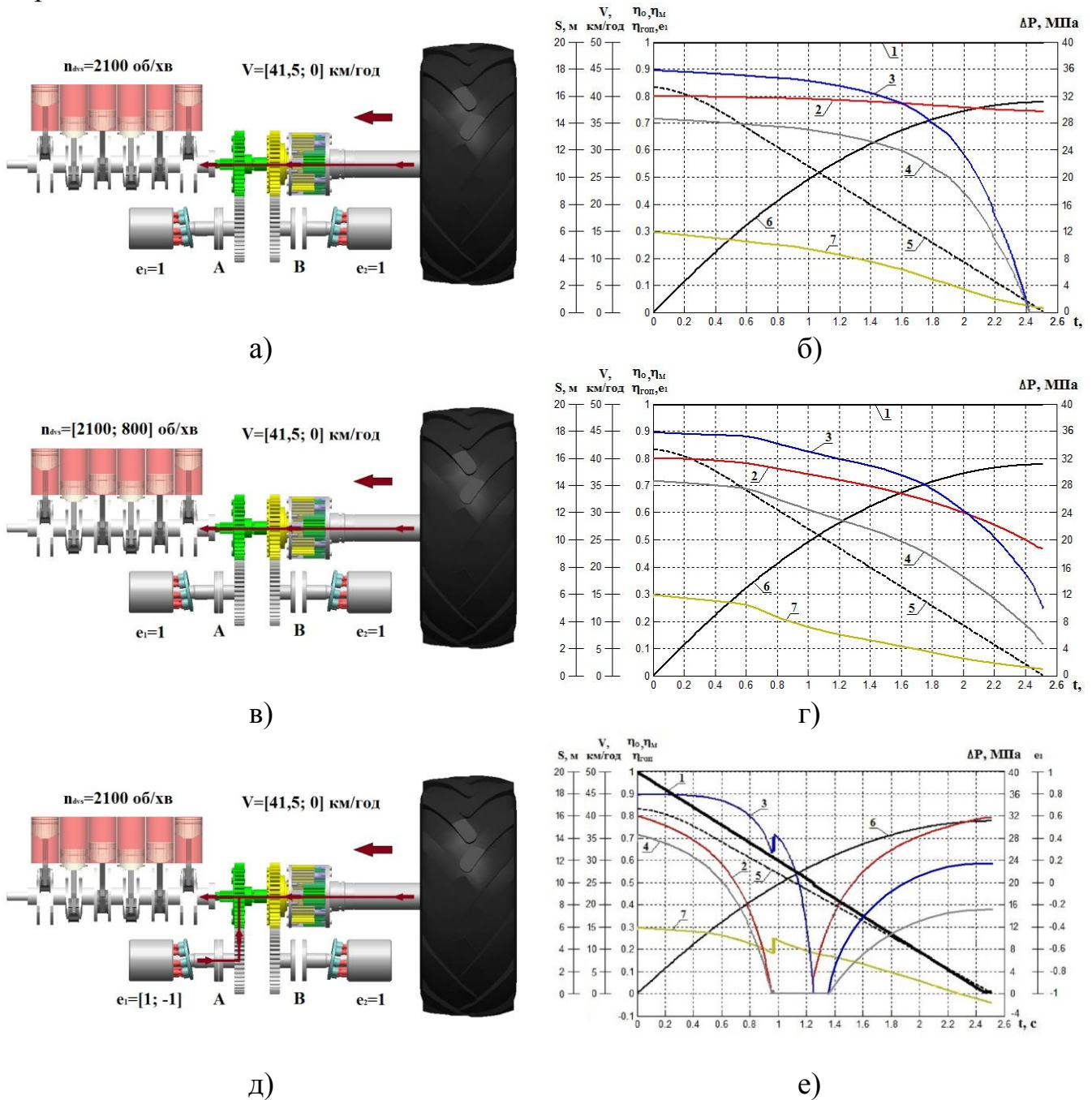


Рисунок 3 – Спрощена кінематична схема ГОМТ-1С при гальмуванні штатною гальмівною системою та результати моделювання: а, б – при натисненні на педалі "гальмо" та "зчеплення"; в, г – при зменшенні обертів колінчастого валу та натисненні на педалі "гальмо" та "зчеплення"; д, е – при натискання на педалі "гальмо" та "зчеплення" і зміні параметру регулювання гідромашини; 1 – параметр регулювання гідромашини  $e_1$ ; 2 – ККД об'ємний  $\eta_0$ ; 3 – ККД механічний  $\eta_M$ ; 4 – ККД ГОП  $\eta_{ГОП}$ ; 5 – зміна швидкості при гальмуванні  $V$ ; 6 – гальмівний шлях  $S$ ; 7 – перепад робочого тиску в ГОП  $\Delta P$

Окрім того, в ході гальмування при натисненні на педалі "гальмо" та "зчеплення" та при зменшенні обертів колінчастого валу та натисненні на педалі "гальмо" та "зчеплення" ГОМТ-1С працює лише в зворотньому потоці потужності, де присутня циркуляція потужності в гідравлічній ланці, а при натисканні на педалі "гальмо" та "зчеплення" і зміні параметру регулювання гідромашини трансмісія працює, як в прямому, так і в зворотньому потоках.

Аналізуючи отримані результати необхідно підкреслити, що з точки зору ККД гідравлічної ланки в процесі гальмування доцільно реалізовувати спосіб при натисненні на педалі "гальмо" та "зчеплення" і зміні параметру регулювання гідромашини.

Гальмування шляхом зміни параметру регулювання гідромашини є доволі ефективним та інтуїтивно зрозумілим для оператора-водія, крім того дозволяє розвантажити штатну гальмівну систему трактора. На рис. 4 представлено спрощену кінематичну схему ГОМТ-1С та результати моделювання процесу гальмування шляхом зміни параметру регулювання ГОП  $e_1(t)$  (рис. 4 (а, б)), а також зміною параметру регулювання ГОП при натисненні педалі "гальмо" (рис. 4 (в, г)).

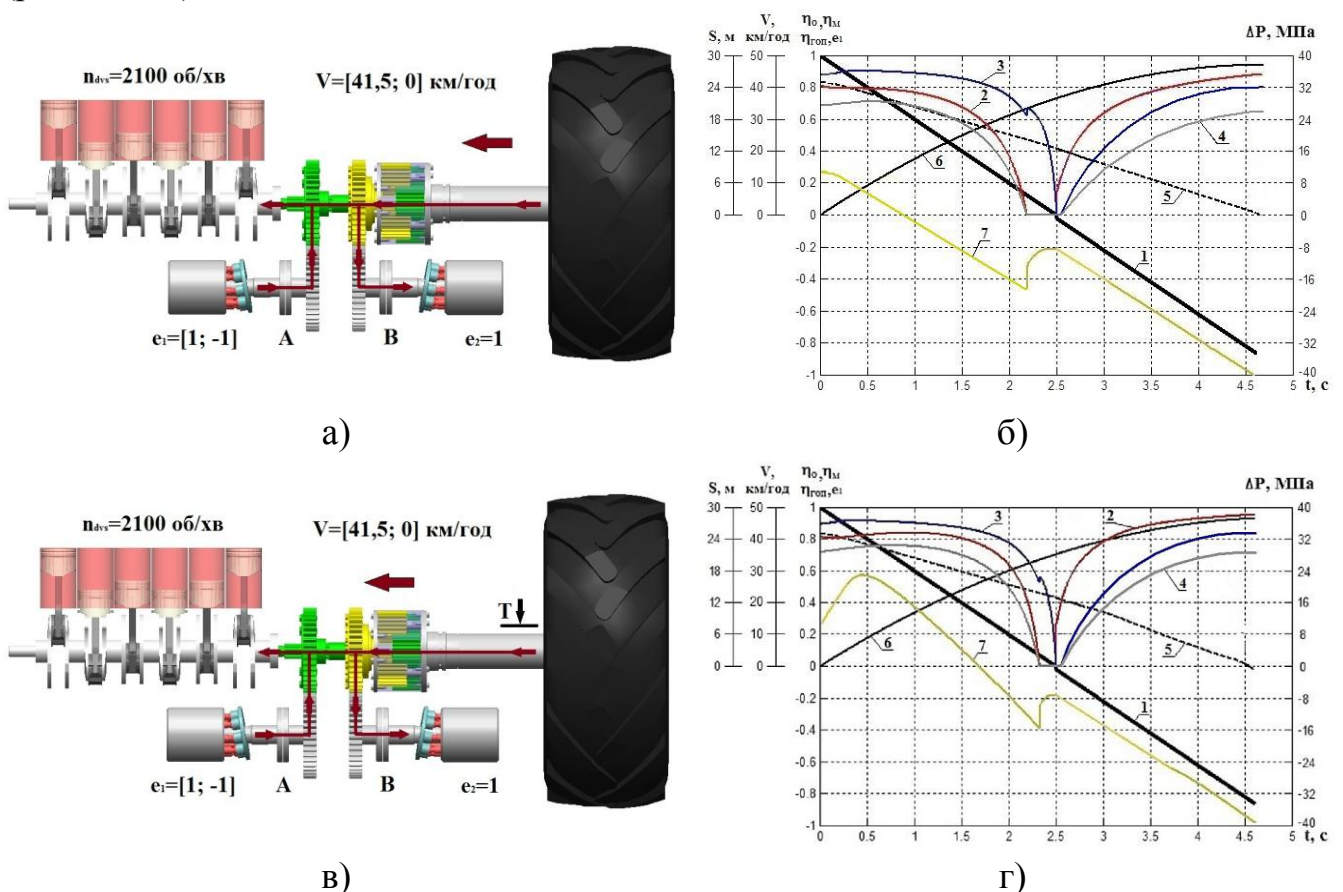


Рисунок 4 – Спрощена кінематична схема ГОМТ-1С при гальмуванні та результати моделювання: а, б – гальмування шляхом зміни параметру регулювання ГОП  $e_1(t)$ ; в, г – зміною параметру регулювання ГОП при натисненні педалі "гальмо"; 1 – параметр регулювання гідромашини  $e_1$ ; 2 – ККД об'ємний  $\eta_o$ ; 3 – ККД механічний  $\eta_M$ ; 4 – ККД ГОП  $\eta_{ГОП}$ ; 5 – зміна швидкості при гальмуванні  $V$ ; 6 – гальмівний шлях  $S$ ; 7 – перепад робочого тиску в ГОП  $\Delta P$

В роботі прийнято, що гальмування до повної зупинки триває 5 секунд при способах зміни параметру регулювання гідромашини та натисненні на педалі "гальмо" з результатами при зміні параметру регулювання гідромашини встановлено, останній має такі переваги: зменшується час до повної зупинки трактора на 1,74 %; зменшується гальмівний шлях трактора на 1,24 %; збільшується значення перепаду робочого тиску в ГОП.

З точки зору збереження працездатності ГОМТ-1С рекомендовано використовувати способи гальмування при зміні параметру регулювання гідромашини, а також при зміні параметру регулювання гідромашини та натисненні на педалі "гальмо" для службового гальмування. Адже при екстремому гальмуванні спостерігатиметься суттєве збільшення гальмівного моменту, яке призведе до перевантаження, як гідравлічної, так і механічної гілки ГОМТ, що в кінцевому результаті призведе до технічної несправності.

Оскільки відомо, що чим нижче ККД ГОП в процесі гальмування, тим вище його ефективність. Найбільшим втратам в гідроприводі відповідає режим роботи – в зворотному потоці.

В роботі теоретичним шляхом визначено, що з точки зору дотримання значення гальмівного шляху  $S(V)$  при гальмуванні зі швидкості 41,5 км/год до необхідно змінювати лінійно параметр регулювання гідромашини в межах від 3,5 сек до 3 сек. На основі цього, цілком доречно проаналізувати форми зміни параметру регулювання гідромашини в процесі гальмування.

В роботах Самородова В.Б. та Кожушка А.П. підкреслено, що на етапі розгону мобільної машини (трактора) з ГОМТ "диференціал на виході" необхідно використовувати випуклу форму зміни, за для ефективного розгону. Оскільки процес розгону та гальмування є невід'ємною складовою в роботі трактора, то в роботі окреслено основну гіпотезу найшвидшого розгону та найефективнішого гальмування тракторів з ГОМТ "диференціал на виході".

Запропоновано загальні співвідношення (4 – 9), що зв'язують залежність зміни параметра регулювання  $e_j(V)$  на  $j$ -ом діапазоні від швидкості  $V$  руху мобільного машини з ГОМТ і навпаки -  $V$  від  $e_j(V)$ :

$$e_j(V) \cdot \text{sign} \frac{d}{dV} [e_j(V)] = 2 \frac{V - V_{j\min}}{V_{j\max} - V_{j\min}} - 1; \quad (4)$$

$$V = \frac{1}{2} \left[ e_j(V) (V_{j\max} - V_{j\min}) \cdot \text{sign} \frac{d}{dV} [e_j(V)] + V_{j\max} + V_{j\min} \right]. \quad (5)$$

Для ГОМТ з нереверсивною регулювальна характеристика (РХ) ( $\pm 1$ ), коли на початку руху трактора при  $t=0$ ,  $e(0) = -1$  і на кожному  $j$ -ом швидкісному діапазоні всі  $V_j(0) = 0$  залежності (4 – 5) приймають вигляд:

$$e_j(V) = \left( 2 \frac{V}{V_{j\max}} - 1 \right) \cdot \text{sign} \frac{d}{dV} [e_j(V)]; \quad (6)$$

$$V = \frac{V_{j\max}}{2} \left[ e_j(V) \cdot \text{sign} \frac{d}{dV} [e_j(V)] + 1 \right]. \quad (7)$$

Із співвідношень (6 – 7) видно, що для ГОМТ-1С, наприклад, для другого

тягового діапазону, коли  $\text{sign} \frac{d}{dV} [e(V)] > 0$  при початку руху  $e_2 = -1$ ,  $V_2 = 0$ , при  $e_2 = 0$ ,  $V = \frac{V_{2\max}}{2}$ , при  $e_2 = +1$ ,  $V = V_{2\max}$ .

Залежності (6) та (7) є одночасно і функціями часу  $t$ :

$$e_j(t) = \left( 2 \frac{V(t)}{V_{j\max}} - 1 \right) \cdot \text{sign} \frac{d}{dV} [e_j(V(t))]; \quad (8)$$

$$V(t) = \frac{V_{j\max}}{2} \left[ e_j(t) \cdot \text{sign} \frac{d}{dV} [e_j(t)] + 1 \right], \quad (9)$$

де  $V_{j\max}$  – максимальні швидкості машини на кожному швидкісному діапазоні.

Розглянемо гальмування колісного трактора з ГОМТ при застосуванні "лучевої" нереверсивної РХ при зміні параметра регулювання з "+1" в положення "-1". На рис. 5 наведено процес гальмування трактора з ГОМТ з лінійною "1", випуклою "2" і вигнутою "3" закономірністю параметра регулювання залежно від часу. Нехай шлях пройдений машиною при розгоні у випадках "1", "2", "3" буде:

$$S_1 = \int_0^{t^*} V_1(t) dt; \quad S_2 = \int_0^{t^*} V_2(t) dt; \quad S_3 = \int_0^{t^*} V_3(t) dt. \quad (10)$$

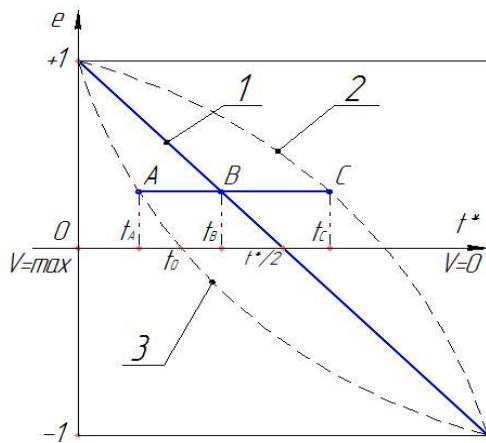


Рисунок 5 – РХ машини з ГОМТ при гальмуванні

В точках "А", "В", "С" (рис. 5) швидкості машини однакові. Для швидкостей очевидно виконується рівність  $V_3(t_A) > V_1(t_A) > V_2(t_A)$ ,  $V_3(t_B) > V_1(t_B) > V_2(t_B)$ ,  $V_3(t_C) > V_1(t_C) > V_2(t_C)$ .

Таким чином, у будь-якій точці вигнутої РХ "3" для будь-якого часу  $t (t \in [0; t^*])$  справедливим є твердження  $V_3(t) < V_1(t) < V_2(t)$ . Аналогічно розгону, при гальмуванні матимемо  $S_3 < S_1 < S_2$ , де вираз для  $S_1$ ,  $S_2$ ,  $S_3$  дається в формулах (10).

Таким чином, при вигнутій формі характер зміни від часу параметра регулювання гідромашини  $e$  середня швидкість при гальмуванні машини з ГОМТ буде завжди нижче при гальмуванні, ніж при лінійній "1" і випуклій "2" (рис. 5). Середня швидкість гальмування в разі вигнутої РХ при однаковому часі гальмування  $t^*$  буде найменшою, порівняно з лінійною і випуклою формами зміни  $e$ . Шлях гальмування, що характеризує ефективність гальмування, буде також найменшим.

Таким чином, теоретичним шляхом наведено, що при вигнутій формі зміни параметру регулювання гідромашини спостерігається найбільш ефективно гальмування.

В четвертому розділі експериментальним шляхом та на основі використання методів оптимізації підтверджено гіпотезу щодо ефективного гальмування з ГОМТ.

Використаний на імітаційному стенді ГОМТ (рис. 6) кроковий електропривід керування шайбою гідронасоса (рис. 7) та програмний продукт до нього дозволили реалізувати всі типи випукло-вигнутих форм. Перехід з лінійного закону зміни  $e_1(t)$  в процесі гальмування на "вигнутий" реалізовано за допомогою електронно-пропорційного керування гідронасосом.

Таблиця 1 – Результати експериментальних стендових досліджень

Тривалість керуючого впливу, сек	Форма закону керуючого впливу	№ досліду	Кількість обертів вала, од.		Середні зн, од.		
			Розгін	Гальмування	Розгін	Гальмування	
4	лінійн.	1	30	42	32,7	43,6	
		2	35	45			
		...					
	10	випукл.	1	46	45	45,7	44,7
			2	46	44		
			...				
	10	вигнут.	1	29	37	30	37,7
			2	30	39		
			...				
	6	лінійн.	1	44	58	47,3	58,3
			2	50	58		
			...				
10		випукл.	1	52	58	49,7	58
			2	48	58		
			...				
10		вигнут.	1	36	53	36,7	55
			2	35	57		
			...				
9		лінійн.	1	49	74	48,3	72,3
			2	47	72		
			...				
	10	випукл.	1	71	79	70	81,3
			2	69	82		
			...				
	10	вигнут.	1	70	83	55,3	71,3
			2	55	71		
			...				
	10	вигнут.	1	55	71	55,3	71,3
			2	54	72		
			...				
10	вигнут.	1	57	72	55,3	71,3	
		2	54	72			
		...					



Рисунок 6 – Імітаційний стенд

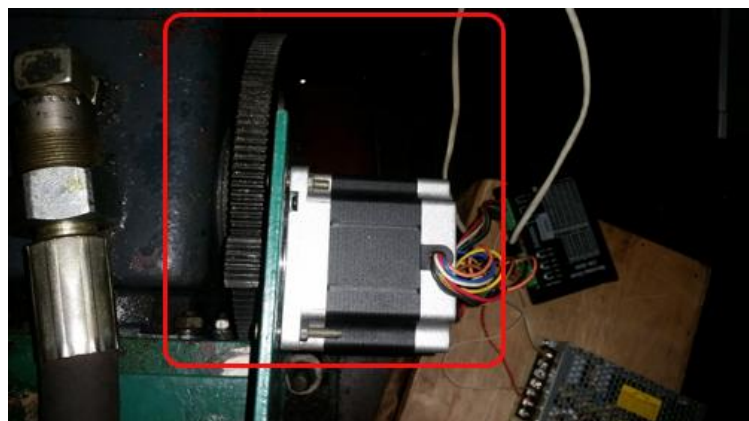


Рисунок 7 – Кроковий електропривід керування ГОП

На основі середніх даних з табл. 1 відбувається зіставлення кількості обертів вихідного валу при реалізації лінійної, випуклої та вигнутої форми зміни параметру регулювання гідромашини ГОП. Порівнюючи кількість обертів вихідного валу з'ясовано, що при використанні вигнутої форми зміни на етапі гальмування спостерігається їх зменшення: при 4с на 5,9 обертів; при 6с – на 3,3 обертів; при 9с – на 1 оберт. Отримані дані підтверджують наведену гіпотезу.

В роботі при використанні критеріїв оптимальності синтезовано раціональну функціональну залежність параметру регулювання гідромашини.

Для оцінки ефективності гальмування колісного трактора з ГОМТ використовуються критерії, що визначають гальмівний шлях та час гальмування, а для оцінки завантаженості гідравлічної ланки ГОМТ – критерії, що характеризують ККД ГОП та ККД ГОМТ.

При дослідженні раціональних форм зміни параметру регулювання гідромашини значення перепаду робочого тиску в ГОП не повинно перевищувати позначку в 40 МПа, а значення кутових швидкостей на ланках не повинно перевищувати 600 рад/с. Це пов'язано з обмеженнями по навантаженням і кінематичними особливостями диференціальних механізмів. Загальний вигляд узагальненого критерію:

$$K_{\Sigma}(e_1) = Z_1 \cdot \left(1 - \frac{S(e_1)}{S_{\max}^*}\right) + Z_2 \cdot \left(1 - \frac{t_p(e_1(t))}{t_{p\max}^*}\right) + Z_3 \cdot \left(1 - \frac{\eta_{\text{ГОППР}}(e_1)}{\eta_{\text{ГОП}\max}^*}\right) + Z_4 \cdot \left(1 - \frac{\eta_{\text{ГОПЗВ}}(e_1)}{\eta_{\text{ГОП}\max}^*}\right) + Z_5 \cdot \left(1 - \frac{\eta_{\text{ГОМТ}}(e_1)}{\eta_{\text{ГОМТ}\max}^*}\right) + Z_{\Delta P} \cdot P_{\Delta P}(|\Delta P|) + Z_{\omega_s} \cdot P_{\omega_s}(|\omega_s|) + Z_{\omega_4} \cdot P_{\omega_4}(|\omega_4|) + Z_{\omega_5} \cdot P_{\omega_5}(|\omega_5|), \quad (11)$$

де  $S(e_1)$  – поточне значення гальмівного шляху;  $S_{\max}^*$  – максимальне значення гальмівного шляху;  $t_p(e_1)$  – поточне значення часу гальмування;  $t_{p\max}^*$  – максимальне значення часу гальмування;  $\eta_{\text{ГОП}}(e_1)$  – поточне значення ККД ГОП;  $PP$  ( $ZB$ ) – прямий (зворотній) потік потужності;  $\eta_{\text{ГОП}\max}^*$  – максимальне значення ККД ГОП;  $\eta_{\text{ГОМТ}}(e_1)$  – поточне значення ККД ГОМТ;

$\eta_{\text{ГОМТ}\max}^*$  – максимальне значення ККД ГОМТ;  $\Delta P^*$  – поточне значення перепаду тиску в ГОП;  $\omega_s^*$  – поточне значення кутової швидкості сателіту;  $\omega_4^*$ ,  $\omega_5^*$  – поточні значення кутових швидкостей на ланках гідронасосу та гідромотору.

В якості методу оптимізації використано метод прямого пошуку. В процесі оптимізації сформовано раціональну форму зміни параметру регулювання гідромашин (рис. 8).

Таким чином, експериментальним шляхом та при використанні методу

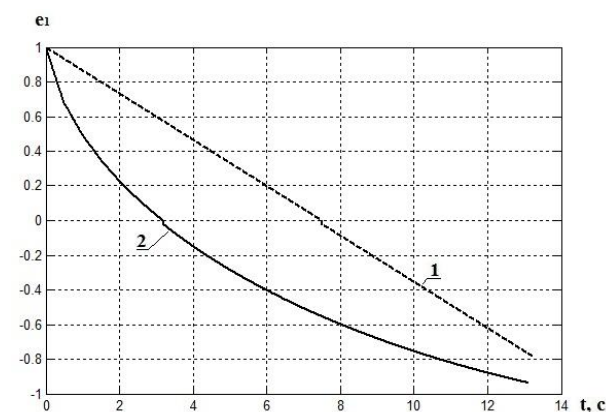


Рисунок 8 – Зміна параметру регулювання гідромашини при гальмуванні колісного трактора ХТЗ-21021 з ГОМТ-1С за час 15 сек: 1 – за лінійною залежністю; 2 – за раціональною залежністю

оптимізації формалізовано, що раціональною зміною параметру регулювання гідромашини для ГОМТ з "диференціалом на виході" є вигнута.

У п'ятому розділі представлено методику та результати натурних експериментальних досліджень, що мали на меті встановити ступінь точності розробленої математичної моделі процесу гальмування колісного трактора ХТЗ-21021 з ГОМТ-1С різними способами при прямолінійному русі. На рис. 9 представлено порівняння результатів теоретичних розрахунків з експериментальними, отриманими для III-го діапазону переднього ходу трактора.

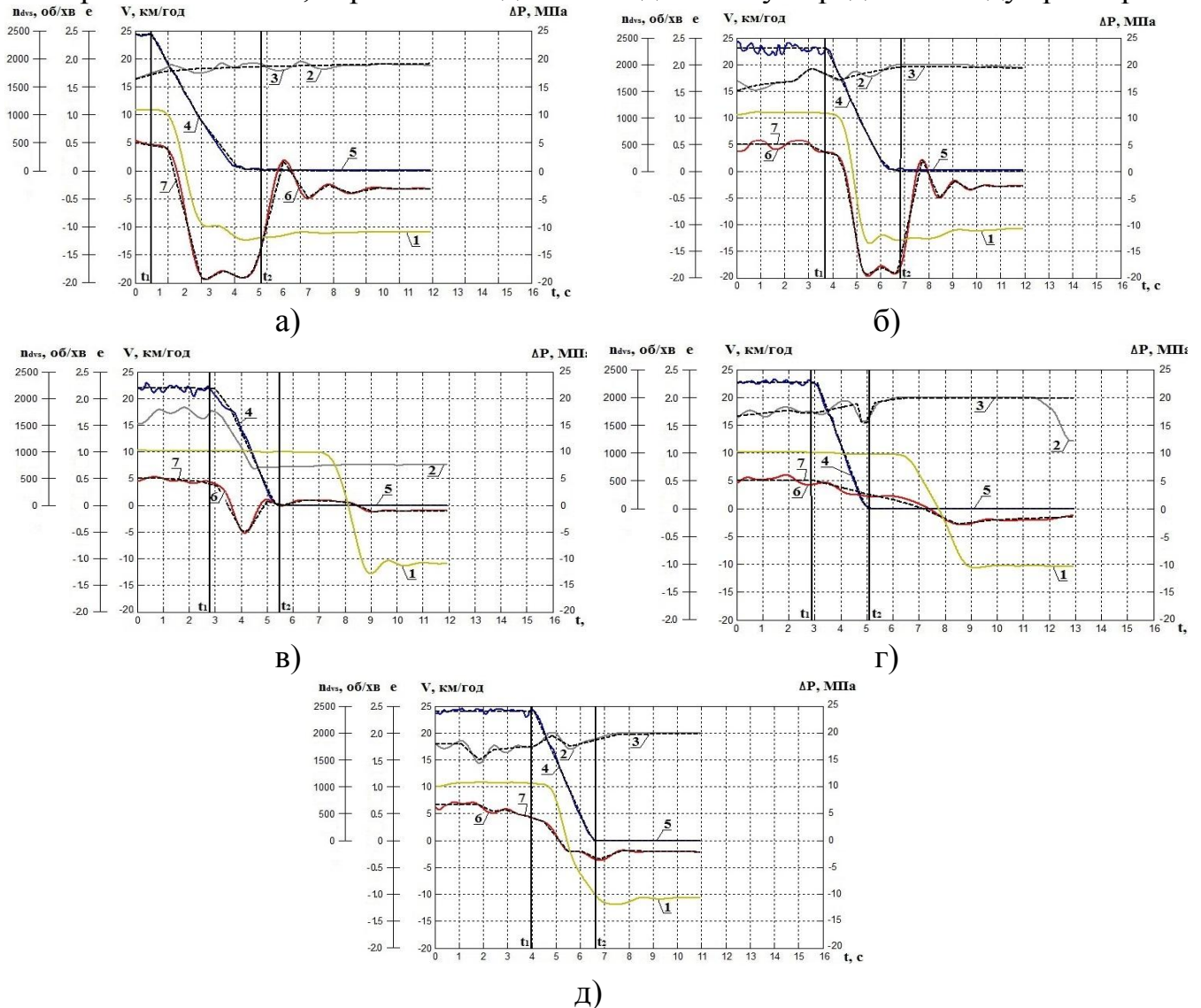


Рисунок 9 – Результати дослідження процесу гальмування на III діапазоні: а – при зміні параметру регулювання гідромашини; б – при натискання педалі "гальмо" та зміні параметру регулювання ГОП; в – при зменшенні обертів валу двигуна та натисненні педалей "гальмо" та "зчеплення"; г – при натисненні педалей "гальмо" та "зчеплення"; д – при натискання педалей "гальмо" та "зчеплення" при одночасній зміні параметру регулювання ГОП; 1 – зміна параметру регулювання гідромашини; 2 (3) – експериментальна (теоретична) зміна обертів колінчастого валу ДВЗ; 4 (5) – експериментальна (теоретична) зміна швидкості трактора; 6 (7) – експериментальна (теоретична) зміна перепаду робочого тиску

В процесі зіставлення параметрів, які отримано в ході теоретичного та експериментального дослідження встановлено, що максимальна похибка для показників перепаду робочого тиску складає 9,3%; швидкості руху – 4,6%; частоти обертів колінчастого валу двигуна – 8,9%.

## ВИСНОВКИ

За результатами дисертаційного дослідження здійснено теоретичне узагальнення та вирішення науково-практичної задачі – підвищення ефективності гальмування колісних тракторів з безступінчастими гідрооб'ємно-механічними трансмісіями за рахунок способу гальмування, вибору форми та тривалості зміни параметру регулювання, що виявляється в таких основних наукових результатах:

1. В ході порівняльного аналізу сучасної науково-технічної літератури, визначено, що все більшої популярності отримують трактора з безступінчастими ГОМТ. Зважаючи на це, для підняття українського тракторобудування необхідно впроваджувати нові конструктивні рішення в дану галузь для розвитку галузі.

2. Сформована загальна математична модель колісного трактора з ГОМТ, яка дозволяє досліджувати процес гальмування різними способами за рахунок врахуванням особливостей процесу гальмування за допомогою штатної гальмівної системи та ГОП.

3. Встановлено доцільність використання способу при натисненні на педалі "гальмо" та "зчеплення" і зміні параметру регулювання гідромашини при екстремому гальмуванні. Для службового гальмування доцільно застосовувати способи при зміні параметру регулювання гідромашини, а також при зміні параметру регулювання гідромашини та натисненні на педалі "гальмо".

4. Підтверджено гіпотезу щодо впливу форми (лінійна, вигнута чи випукла) та тривалості зміни параметру регулювання на гальмівну характеристику ГОМТ. В процесі зіставлення експериментальних даних та результатів математичної моделі імітаційного стенду встановлено, що максимальна похибка гальмівного шляху не перевищує 5,2%.

Експериментальним шляхом доведено ефективність використання вигнутої форми зміни параметру регулювання від лінійної в процесі гальмування, а саме спостерігається зменшення кількості обертів вихідного валу: при 4с на 5,9; при 6с – на 3,3; при 9с – на 1.

5. Визначено, що для дотримання значення гальмівного шляху при гальмуванні зі швидкості 41,5 км/год до 0 необхідно змінювати лінійно параметр регулювання гідромашини в межах від 3,5 с до 3 с. При такому виборі часу гальмування помічено максимальне завантаження гідравлічної гілки ГОМТ, що призведе до технічної несправності, тому спосіб гальмування за рахунок ГОП в екстремних випадках є не доцільним.

Встановлено, що при використанні раціональної зміни параметру регулювання гідромашини конкретно для ГОМТ-1С спостерігається: зменшення часу гальмування на 0,98 – 4,82 %; зменшення гальмівного шляху на 8,99 – 34,57 %; зменшення ККД ГОМТ при гальмуванні на 9,85 – 6,06 % при гальмуванні колісного трактора ХТЗ-21021 за час від 5 до 15с – в порівнянні з використанням лінійної зміни параметру регулювання гідромашини.

6. 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

9,3 %, що дає змогу стверджувати про доцільність використання загальної математичної моделі.

7. Розроблені рекомендації, щодо раціональної зміни параметру регулювання гідромашини ГОП в процесі гальмування, використовуються в розрахункову практику ПАТ "Харківський тракторний завод", ТОВ "СПЕЦКРАН" та в навчальний процес кафедри автомобіле- і тракторобудування НТУ "ХПІ". Практичне значення результатів роботи підтверджено Актами впровадження (див. додаток Д).

## СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Пелипенко Е.С. Научное обоснование режимов экспресс-проверки тормозной системы колесных тракторов АО "ХТЗ" / В.И. Аносов, В.Б. Самородов, А.Ю. Ребров, Е.С. Пелипенко // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". – Харків: НТУ "ХПІ". – 2014. – № 8 (1051). – С. 3 – 13.

*Здобувачем запропоновано науково-обґрунтовані режими експрес-перевірки гальмівної ефективності колісних тракторів ХТЗ.*

2. Пелипенко Є.С. 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.

*Здобувачем визначені напрямки розвитку ГОМТ колісних тракторів сільськогосподарського призначення.*

3. Пелипенко Є.С. Експериментальне дослідження процесу гальмування колісного трактора Fendt 936 Vario / А. І. Бондаренко, Є.С. Пелипенко // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". – Харків: НТУ "ХПІ", 2014. – № 22 (1065). – С. 22 – 29.

*Здобувачем наведено методика експериментального дослідження процесу гальмування трактора Fendt 936 Vario.*

4. Пелипенко Є.С. Експериментальне дослідження процесу гальмування колісних тракторів з механічною трансмісією / А. І. Бондаренко, М.П. Холодов, Є.С. Пелипенко, В.В. Кучков // Міжвузівський вісник Луцького "НТУ" "Наукові нотатки". – Луцьк: Луцький "НТУ". – 2014. – № 45. – С. 56 – 63.

*Здобувачем наведено методика експериментального дослідження процесу гальмування тракторів з механічною трансмісією.*

5. Пелипенко Є.С. Порівняльний аналіз робочих процесів у безступінчастій гідрооб'ємно-механічній трансмісії в процесі гальмування / В.Б. Самородов, М.О. Мітцель, Є.С. Пелипенко // Молодий вчений. – Херсон: ТОВ "Видавничий дім "Гельветика". 2015. – № 11 (26). – Ч.1. – С. 36 – 41.

*Здобувачем наведені результати експериментальних та теоретичних досліджень робочих процесів в трансмісії ГОМТ-1С колісного трактору виробництва АТ "ХТЗ" в процесі гальмування.*

6. Pelipenko E. Analysis of the development modern transmission wheeled tractors / V. Samorodov, E. Pelipenko // International Collection of scientific proceedings. – Warszawa: Consilium Sp. z o.o. – 2016. – Vol. 6 (13). – P. 49 – 57.

*Здобувачем проаналізовані об'єктивні умови для підйому українського тракторобудування.*

7. Pelipenko E. 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. – Харків: Технологічний Центр. – 2016. – Vol. 4/7 (82). – P. 37 – 44.

*Здобувачем сформовані та обґрунтовані раціональні зміни параметрів регулювання гідромашини в гідрооб'ємній передачі на етапах розгону та гальмування.*

8. Пелипенко Є.С. Закономірності розподілу кінематичних, силових та енергетичних параметрів гідрооб'ємно-механічної трансмісії при реалізації різних способів гальмування / Є.С. Пелипенко // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". – Харків: НТУ "ХПІ". – 2017. – № 14 (1236). – С. 51 – 57.

9. Pelipenko E. 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. –Warszawa: Consilium Sp. z o.o. – 2017. – Vol. 7 (26). – P. 9 – 24.

*Здобувачем експериментально і теоретично підтверджено запропоновану гіпотезу щодо вигнутої форми зміни параметру регулювання гідромашини.*

10. Pelipenko E. Influence of change of hydraulic machine control parameter during braking of the tractor with the continuously variable transmission / V. Samorodov, A. Kozhushko, E. Pelipenko // Industrial and technology systems. – Харків: Технологічний Центр. – 2017. – № 4/1 (36). – P. 11 – 18.

*Здобувачем визначено вплив зміни параметру регулювання гідромашини в процесі гальмування трактора з безступінчастою трансмісією.*

11. Пелипенко Є.С. Методика експериментального дослідження процесу торможения трактора Fendt 936 Varjo / А.И. Бондаренко, Н.А. Митцель, Е.С. Пелипенко // Материалы второй Международной научно-практической конференции "Инновации и исследования в транспортном комплексе", 5 – 6 июня 2014 г. – Курган: ЗАО "Курганстальмост". – 2014. – С. 6 – 10.

*Здобувачем наведено методіку експериментального дослідження процесу гальмування трактора.*

12. Пелипенко Є.С. Сучасні трансмісії колісних тракторів / А.І. Бондаренко, А.П. Кожушко, Е.С. Пелипенко // Матеріали XXII Міжнародної науково-практичної конференції "Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я", 21-23 травня 2014 р., тези доп. – Харків: НТУ "ХПІ". – 2014. – С. 185 – 187.

*Здобувачем визначені напрямки розвитку ГОМТ колісних тракторів сільськогосподарського призначення.*

13. Пелипенко Є.С. Преимущества бесступенчатой гидрообъемно-механической трансмиссии ГОМТ-1С / Е.С. Пелипенко // Матеріали XXIV Міжнародної науково-практичної конференції "Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я", 18-20 травня 2016 р., тези доп. – Харків:

НТУ "ХПІ". – 2016. – С. 212.

14. Пелипенко Є.С. Дослідження впливу лінійної зміни параметру регулювання гідромашини на процес гальмування колісного трактора ХТЗ-21021 з безступінчастою ГОМТ-1С / Є.С. Пелипенко // Wykonane na materiałach Międzynarodowej Naukowo – Praktycznej Konferencji "Inżynieria i technologia. Projekty naukowe", Sopot, 30.07.2016 - 31.07.2016. – Warszawa. – 2016. – Р. 36 – 40.

15. Пелипенко Е.С. Достижения Украины в развитии отечественного тракторостроения / В.Б. Самородов, Е.С. Пелипенко // Международной научно-практической конференции "15 научные Кирпичёвские чтения", 28.12.2016 р. – Харьков: НТУ "ХПИ". – 2016. – С. 18.

*Здобувачем визначені напрямки розвитку ГОМТ вітчизняного тракторобудування*

## АНОТАЦІЇ

**Пелипенко Є.С. Підвищення ефективності гальмування колісних тракторів з безступінчастими трансмісіями шляхом вибору раціонального способу гальмування.** – На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.22.02 – автомобілі та трактори. – Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", Харків, 2017 р.

Дисертацію присвячено підвищенню ефективності гальмування колісних тракторів з безступінчастими ГОМТ за рахунок способу гальмування, вибору форми та тривалості зміни параметру регулювання.

Складена комплексна математична модель процесу гальмування трактора ХТЗ-21021 з ГОМТ-1С дозволяє моделювати всі можливі способи гальмування. Від існуючих математична модель відрізняється врахуванням кінематичних, силових та енергетичних параметрів безступінчастої ГОМТ, а також описом барабанного гальмівного механізму з пневматичною системою в складі колісного трактора ХТЗ-21021. На основі використання теорії оптимізації формалізовано, що раціональною зміною параметру регулювання гідромашини для ГОМТ з "диференціалом на виході", з точки зору гальмівної ефективності, є вигнута форма. На лабораторному стенді ГОМТ підтверджено, що найкраща гальмівна ефективність при гальмуванні параметром регулювання ГОП (мінімальна кількість обертів вихідного вала ГОМТ, а, як наслідок, мінімальний гальмівний шлях) спостерігається для вигнутих форм керування ГОП, не залежно від тривалості керуючого впливу.

*Ключові слова:* колісний трактор, гальмування, гідрооб'ємно-механічна трансмісія, гідрооб'ємна передача, пневматичний привід, лабораторний стенд, експериментальні дослідження.

**Пелипенко Е.С. Повышение эффективности торможения колесных тракторов с бесступенчатыми трансмиссиями путем выбора рационального способа торможения.** – На правах рукописи.

Диссертация на соискание научной степени кандидата технических наук по специальности 05.22.02 – автомобили и тракторы. – Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", Харьков, 2017 г.

Составлена комплексная математическая модель процесса торможения трактора позволяет моделировать режимы торможения нажатием на педали "тормоз" и "сцепления"; нажатием педали "тормоз" и изменением параметра регулирования гидромашины; уменьшением оборотов коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания и нажатием на педали "тормоз" и "сцепления"; изменением параметра регулирования гидромашины; нажатием педали "тормоз" и изменением параметра регулирования гидромашины. От существующих математическая модель отличается учетом кинематических, силовых и энергетических параметров бесступенчатой ГОМТ, а также описанием барабанного тормозного механизма с пневматической системой в составе колесного трактора ХТЗ-21021. На основе использования теории оптимизации определено, что рациональным изменением параметра регулирования гидромашины для ГОМТ с "дифференциалом на выходе", с точки зрения тормозной эффективности, является вогнутая форма. Экспериментальными исследованиями на тракторе определена точность математической модели. На лабораторном стенде ГОМТ подтверждено, что лучшая тормозная эффективность при торможении параметром регулирования ГОП (минимальное количество оборотов выходного вала ГОМТ, а, как следствие, минимальный тормозной путь) наблюдается для вогнутых форм управления ГОП, независимо от продолжительности управляющего воздействия.

*Ключевые слова:* колесный трактор, торможение, гидрообъемно-механическая трансмиссия, гидрообъемная передача, пневматический привод, лабораторный стенд, экспериментальные исследования.

**Pelipenko E.S. Increase the efficiency of braking of wheeled tractors with continuously variable transmissions by choosing a rational braking method.** – On the rights of a manuscript.

The dissertation for obtaining a scientific degree of Candidate of Science (Technology) on the specialty 05.22.02 – automobiles and tractors. –National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Kharkiv, 2017.

The dissertation is devoted to increasing the braking efficiency of wheeled tractors with steady hydrostatic transmission due to the method of braking, the choice of shape and duration of the change of the parameter of regulation.

The complex mathematical model of the braking process to tractor KhTZ -21021 with hydrostatic transmission is made possible to model all possible methods of braking. From the existing mathematical model, the kinematic, power and energy parameters of the steady continuously variable transmission are different, as well as the description of the drum braking mechanism with the pneumatic system in the wheel tractor KhTZ-21021. On the basis of the optimization theory it is formalized that the rational change of the hydraulic control parameter for the hydrostatic transmission with the "differential on the outlet", in terms of the braking efficiency, is a curved form. At the hydrostatic transmission laboratory stand, it has been confirmed that the best braking performance during braking with the hydrostatic transmission regulation

parameter (the minimum number of revolutions of the output shaft hydrostatic transmission, and, as a consequence, the minimum braking distance) is observed for curved forms of hydrostatic transmission control, regardless of the duration of the control effect.

Keywords: wheeled tractor, braking, hydrovolumetric mechanical transmissions, hydrovolumetric transmission, pneumatic drive, laboratory stand, experimental studies.



Підписано до друку " 10 " січня 2018 р.  
Формат видання 134x215. Формат паперу 60x90/16. Папір офсет. Цифровий  
друк. Гарнітура Times New Roman. Обсяг авт. арк. 0,9. Наклад 100 прим.  
Замовлення № 18

---

Надруковано у копії-цетрі "МОДЕЛІСТ"  
(ФО-П Миронов М.В. Свідоцтво ВО4№022953)  
м. Харків, вул. Мистецтв, 3 літер Б-1  
тел. 7-170-354  
**[www.modelist.in.ua](http://www.modelist.in.ua)**