

УДК 621.83.062.1

ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ У БЕЗСТУПІНЧАСТІЙ ГІДРООБ'ЄМНО-МЕХАНІЧНІЙ ТРАНСМІСІЇ В ПРОЦЕСІ ГАЛЬМУВАННЯ

Самородов В.Б., Мітцель М.О., Пелипенко Є.С.

Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»

В роботі представлено результати експериментальних та теоретичних досліджень робочих процесів в двопотоковій гідрооб'ємно-механічній трансмісії ГОМТ-1С колісного трактору виробництва АТ «ХТЗ» в процесі гальмування. Побудовано математичну модель для опису динаміки ГОМТ в процесі гальмування трактора. Розглянуто процес експериментальних досліджень. Представлено принципову схему вимірювального комплексу, розміщеного на тракторі. Наведено порівняльний аналіз результатів математичного моделювання та натурних експериментів.

Ключові слова: трактор, трансмісія, математична модель, безступінчаста трансмісія, гідрооб'ємно-механічна трансмісія, експеримент.

Постановка проблеми. Потужний та економічний трактор з підвищеними техніко-економічними показниками є найгострішою потребою сільського господарства і затребуваний в аграрному секторі економіки України. Трактори світових виробників, оснащені безступінчастими гідрооб'ємно-механічними трансмісіями (ГОМТ), складають суттєву частку на ринку, тому сучасні трактори виробництва АТ «ХТЗ» з безступінчастою ГОМТ-1С, та подальші розробки придуть на зміну морально і технічно застарілим конструкціям і складуть конкуренцію закордонним тракторам. Крім того завдяки підвищеній потужності двигуна продуктивність таких тракторів у порівнянні з існуючими суттєво зростає на сільськогосподарських роботах загального призначення при відповідному підвищенні економічності завдяки роботі двигуна в економічному режимі в сукупності з ГОМТ. Використання таких тракторів підвищить ефективність сільськогосподарського виробництва, знизить собівартість продукції і покращить умови праці оператора. Саме тому роботи з дослідження робочих процесів в ГОМТ, їх математичне моделювання, розробка нових підходів до аналізу є пріоритетними задачами вітчизняної науки.

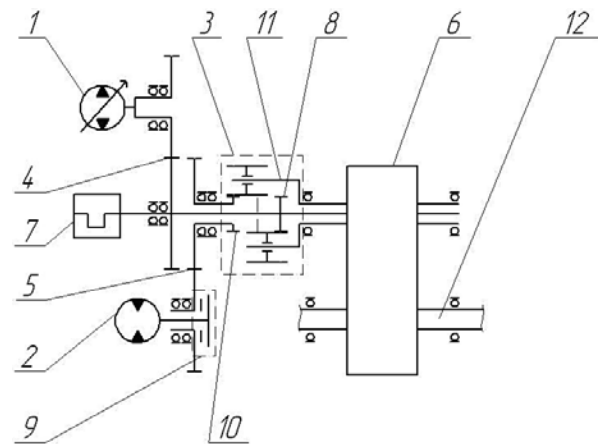
Аналіз останніх досліджень і публікацій. В публікаціях [1-3] розглядаються питання пов'язані з дослідженням процесу гальмування на колісних тракторах з безступінчастою гідрооб'ємно-механічною трансмісією (ГОМТ). Зокрема, в роботі [3] наводиться методика експериментального дослідження гальмування колісного трактора.



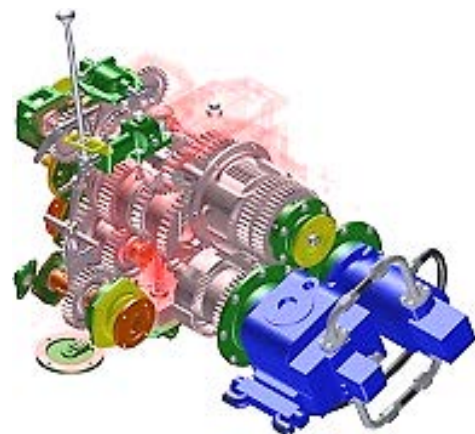
Рис. 1. Трактор ХТЗ-21021 з безступінчастою ГОМТ-1С

В якості об'єкта досліджень виступає колісний трактор ХТЗ-21021 (рис. 1), який оснащу-

ється безступінчастою гідрооб'ємно-механічною трансмісією ГОМТ-1С, що була розроблена НТУ «ХПІ» та АТ «ХТЗ», кінематична схема та 3-D зображення трансмісії наведені на рис. 2 [4]. На рис. 3 представлена структурна схема досліджуваної трансмісії ГОМТ-1С.



а



б

Рис. 2. Перспективна ГОМТ-1С для колісного трактора ХТЗ-21021, що розроблена НТУ «ХПІ» і АТ «ХТЗ»:

а – кінематична схема; б – 3-D зображення ГОМТ-1С; 1 – гідронасос; 2 – гідромотор; 3 – ПР; 4, 5 – зубчасті передачі; 6 – пристрій для перемикання діапазонів; 7 – двигун; 8, 10 – сонячні шестірні; 9 – фрикційна муфта; 11 – водило; 12 – вихідний вал

Моделювання процесу гальмування колісного трактора відбувалось на основі публікацій [5–8]. Зокрема, матеріали з роботи [5] будуть використовуватись для складання математичної моделі двигуна внутрішнього згорання, яка буде враховувати завантаження двигуна по крутному моменту, частоті обертання колінчастого валу, а також закон зміни коефіцієнту, котрий характеризує положення органу керування подачею палива. На основі робіт [6–8] буде моделюватись математична модель трансмісії, яка описуватиме динамічні процеси в ГОМТ та враховуватиме закони зміни параметрів регулювання гідромашин гідрооб'ємної передачі (ГОП). В даній роботі також використовуватимуться доволі розповсюджені математичні моделі, що наведені в публікаціях [6–8], які описують взаємодію коліс з опорною поверхнею.

Метою даної роботи є аналіз результатів експериментальних та теоретичних досліджень робочих процесів у безступінчастій ГОМТ, яка встановлюється на колісний трактор.

Для досягнення поставленої мети необхідно:

- розглянути та проаналізувати процес гальмування колісного трактора з ГОМТ;
- перевірити адекватність математичної моделі [5–8], котра описує робочі процеси в ГОМТ в процесі гальмування.

В ході експериментального дослідження фіксувались наступні показники: надлишковий тиск в магістралі високого та низького тиску ГОП; кутові швидкості колінчастого вала двигуна внутрішнього згорання та колеса; зміна параметру регулювання ГОП; температуру рідини в гідропаку та дренажі. На рис. 4 приведено структурну схему вимірювального комплексу змонтованого на тракторі з ГОМТ-1С.

Теоретичне дослідження. На основі аналізу останніх досліджень було складено математичну модель процесу гальмування колісного трактора з ГОМТ в системі програмної реалізації Matlab за допомогою підсистеми моделювання динамічних процесів Simulink.

Слід зазначити, що в даній статті розглядатиметься варіант гальмування колісного трактора

$$\begin{aligned}
 & \dot{\omega}_1 \cdot i_1 - \dot{\omega}_2 = 0; \dot{\omega}_2 \cdot i_2 - \dot{\omega}_3 = 0; \dot{\omega}_3 - \dot{\omega}_4 = 0; \\
 & e_1(t) \cdot q_1 \cdot \dot{\omega}_4 + q_1 \cdot \omega_4 \cdot \dot{e}_1(t) - e_2(t) \cdot q_2 \cdot \dot{\omega}_5 - q_2 \cdot \omega_5 \cdot \dot{e}_2(t) = \\
 & = \left(\frac{K_{1y}}{\mu} \cdot (1 + C_{1y} \cdot |\omega_4|) + \frac{K_{2y}}{\mu} \cdot (1 + C_{2y} \cdot |\omega_5|) \right) \cdot dP + \left(\frac{K_{1y}}{\mu} \cdot C_{1y} \cdot \frac{|\omega_4|}{dt} + \frac{K_{2y}}{\mu} \cdot C_{2y} \cdot \frac{|\omega_5|}{dt} \right) \cdot dP; \\
 & \dot{\omega}_5 - \dot{\omega}_6 = 0; \dot{\omega}_6 \cdot i_5 - \dot{\omega}_7 = 0; \dot{\omega}_7 \cdot i_4 - \dot{\omega}_8 = 0; \dot{\omega}_8 - k \cdot \dot{\omega}_1 + (k-1) \cdot \dot{\omega}_5 = 0; \\
 & \dot{\omega}_{10} \cdot i_5 - \dot{\omega}_{12} = 0; \dot{\omega}_{11} \cdot i_6 - \dot{\omega}_{12} = 0; \dot{\omega}_{13} \cdot i_7 - \dot{\omega}_{15} = 0; \dot{\omega}_{14} \cdot i_8 - \dot{\omega}_{15} = 0; \\
 & \dot{\omega}_9 - \dot{\omega}_{10} = 0; \dot{\omega}_{12} - \dot{\omega}_{14} = 0 (I-d); \dot{\omega}_9 - \dot{\omega}_{11} = 0; \dot{\omega}_{12} - \dot{\omega}_{14} = 0 (II-d); \\
 & \dot{\omega}_9 - \dot{\omega}_{10} = 0; \dot{\omega}_{12} - \dot{\omega}_{13} = 0 (III-d); \dot{\omega}_9 - \dot{\omega}_{11} = 0; \dot{\omega}_{12} - \dot{\omega}_{13} = 0 (IV-d); \\
 & \dot{\omega}_{15} \cdot i_9 - \dot{\omega}_{16} = 0; \dot{\omega}_{16} \cdot i_{10} - \dot{\omega}_{17} = 0; \dot{\omega}_{17} \cdot i_{11} - \dot{\omega}_{18} = 0; \dot{\omega}_{17} \cdot i_{11} - \dot{\omega}_{19} = 0; \\
 & (\dot{\omega}_{15} - \dot{\omega}_{19}) \cdot Y = 0; \dot{\omega}_{20} \cdot i_{10} - \dot{\omega}_{21} = 0; \dot{\omega}_{21} \cdot i_{11} - \dot{\omega}_{22} = 0; \\
 & \dot{\omega}_{21} \cdot i_{11} - \dot{\omega}_{23} = 0,
 \end{aligned} \tag{1}$$

де $\dot{\omega}_i$ – кутове прискорення ланки;
 i_j – передавальне відношення редуктора;
 q_1, q_2 – максимальна продуктивність гідромашин;
 K_{iy}, C_{iy} – коефіцієнти втрат для гідронасоса ($i = 1$) і для гідромотора ($i = 2$);
 μ – коефіцієнт динамічної в'язкості;

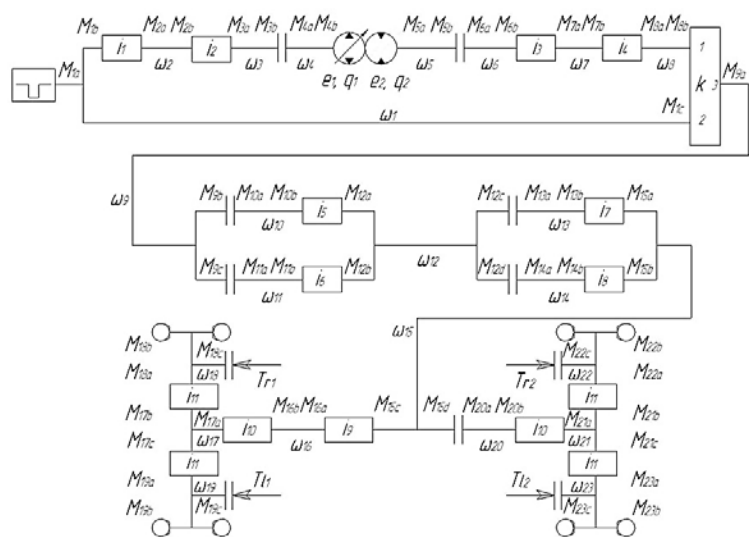


Рис. 3. Структурна схема трансмісії ГОМТ-1С

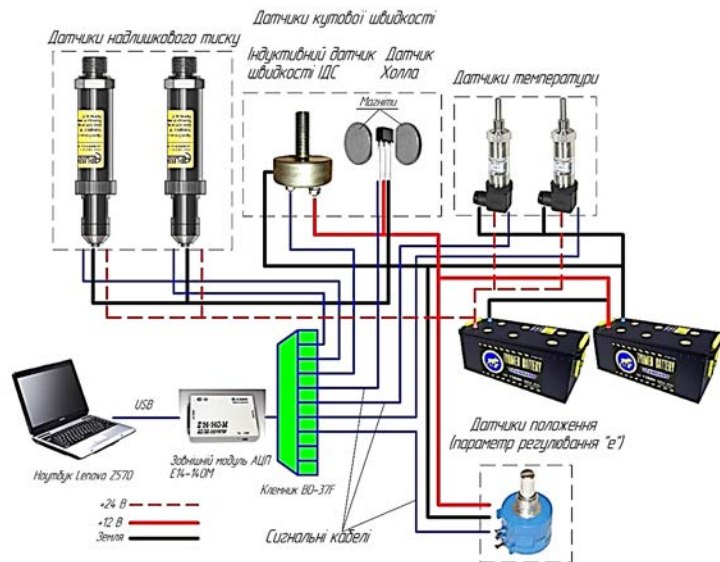


Рис. 4. Структурна схема вимірювального комплексу, розміщеного на тракторі ХТЗ з ГОМТ-1С

за допомогою зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП ($e_1(t)$ та $e_2(t)$).

Математична модель для ГОМТ, які приведені на рис. 1-2, складається з наступної системи рівнянь:

– система рівнянь, що описує зміну кутових прискорень елементів ГОМТ:

ω_4, ω_5 – кутова швидкість вала гідронасоса та гідромотора;
 dP – перепад робочого тиску в ГОП;
 k – внутрішнє передавальне відношення планетарного ряду;
 Y – коефіцієнт, який характеризує діапазон руху (при $Y = 0$ транспортний, при $Y = 1$ – тяговий);

– силові параметри ГОМТ описуються системою наступних рівнянь:

$$\left\{ \begin{aligned} &M_{1b} \cdot \eta_1^{\ominus \text{sign}(N_{1a})} + i_1 \cdot M_{2a} = 0; M_{2b} \cdot \eta_2^{\ominus \text{sign}(N_{2a})} + i_2 \cdot M_{3a} = 0; M_{3b} + M_{4a} = 0; M_{4b} - e_1(t) \cdot q_1 \cdot \Delta P = -\Delta M_1 \cdot \text{sign}(\omega_4); \\ &M_{5a} + e_2(t) \cdot q_2 \cdot \Delta P = -\Delta M_2 \cdot \text{sign}(\omega_5); \Delta M_1 = \Delta M_1(\omega_4, \Delta P); \Delta M_2 = \Delta M_2(\omega_5, \Delta P); M_{6b} \cdot \eta_3^{\ominus \text{sign}(N_{6a})} + i_3 \cdot M_{7a} = 0; \\ &M_{7b} \cdot \eta_4^{\ominus \text{sign}(N_{7a})} + i_4 \cdot M_{8a} = 0; M_{5b} + M_{6a} = 0; M_{8b} \cdot \eta_{13}^{\ominus \text{sign}(N_{6a})} + M_{1c} \cdot \eta_{23}^{\ominus \text{sign}(N_{1c})} + M_{9a} = 0; \\ &M_{8b} \cdot k \cdot \eta_{13}^{\ominus \text{sign}(N_{6a})} + M_{1c} \cdot \eta_{23}^{\ominus \text{sign}(N_{1c})} = 0; M_{10b} \cdot \eta_5^{\ominus \text{sign}(N_{10a})} + i_5 \cdot M_{12a} = 0; M_{11b} \cdot \eta_6^{\ominus \text{sign}(N_{11a})} + i_6 \cdot M_{12b} = 0; \\ &M_{13b} \cdot \eta_7^{\ominus \text{sign}(N_{13a})} + i_7 \cdot M_{15a} = 0; M_{14b} \cdot \eta_8^{\ominus \text{sign}(N_{14a})} + i_8 \cdot M_{15b} = 0; M_{9b} + M_{10a} = 0, M_{12d} + M_{14a} = 0, \\ &M_{9c} = M_{11a} = M_{12c} = M_{13a} (I - d); M_{9c} + M_{11a} = 0, M_{12d} + M_{14a} = 0, M_{9b} = M_{10a} = M_{12c} = M_{13a} (II - d); M_{9b} + M_{10a} = 0; \\ &M_{12c} + M_{13a} = 0; M_{9c} = M_{11a} = M_{12d} = M_{14a} (III - d); M_{9c} + M_{11a} = 0, M_{12c} + M_{13a} = 0, M_{9b} = M_{10a} = M_{12d} = M_{14a} (IV - d); \\ &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_{17a})} + 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_{10} \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_1 = 0; \\ &M_{19a} + M_{19b} + M_{19c} \cdot T_{11} = 0; M_{20a} + M_{20b} = 0; M_{21a} + M_{21b} + M_{21c} = 0; M_{22a} + M_{22b} + M_{22c} \cdot T_2 = 0; M_{23a} + M_{23b} + M_{23c} \cdot T_{12} = 0, \end{aligned} \right. \quad (2)$$

де M_{nm} – моменти на ланках ГОМТ; m – індекс-число співпадає з номером кутової швидкості ланки; n – індекси-букви відповідають моментам на кінцях ланок [6-7];

η_j – ККД редуктора;

Θ – 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

Системи кінематичних (1) і силових (2) рівнянь вирішуються спільно.

Результати досліджень. Вибір реєструючої та виміральної апаратури проводився з урахуванням вимог по точності вимірювання, швидкості протікання досліджуваних процесів, числу реєстрованих величин, способу збереження отриманої інформації. Отримані в процесі ек-

і напрям потоків потужності на конкретних ланках і елементах ГОМТ) [6-7];

η_{13}, η_{23} – ККД в зубчастих зачепленнях сонцесателіт та епіцикл-сателіт при зупиненому водилі, що визначають втрати моментів;

$\Delta M_1, \Delta M_2$ – втрати моменту в гідромашинах, що обчислюються, наприклад, згідно математичної моделі втрат К.І. Городецького [6-7], як функції параметрів регулювання, кутової швидкості валів гідромашин, робочих об'ємів q_1, q_2 і перепаду тиску dP .

периментального дослідження вольтові сигнали оброблювались за допомогою формул наведених в табл. 1.

На рис. 5 наведені показники частота обертів колінчастого валу двигуна внутрішнього згорання на різних діапазонах руху.

Отриманий в процесі експериментального дослідження закон зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП $e_1(t)$ оброблювався за допомогою фільтру Баттерворта [9]. На рис. 6 наведені закони зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП на різних діапазонах руху.

В ході моделювання процесу гальмування колісного трактора показники кутової швидкості колінчастого валу двигуна внутрішнього згорання ω_1 та закони зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП ($e_1(t)$) підставлялись в математичну модуль, в результаті чого були отримані дані перепаду робочого тиску dP та швидкість руху колісного трактора V . На рис. 7 наведені експериментальні та теоретичні дані перепаду робочого тиску dP та швидкості руху колісного трактора V на різних діапазонах руху (на рис. 8).

Аналізуючи отримані дані теоретичного та експериментального дослідження ГОМТ-1С, найбільша похибка не перевищувала 9,67% при визначенні максимального перепаду робочого тиску в ГОП $|dP|_{\max}$, 7,9% – для швидкості руху колісного трактора $|V|_{\max}$.

Висновки. Проаналізувавши результати експериментальних та теоретичних досліджень робочих процесів в ГОМТ-1С, було доведено доцільність використання підходів для опису ГОМТ, що наводяться в роботах [5-8] і дозволяють зробити висновок про адекватність моделі ГОМТ та можливість використання підходів з робіт [5-8] для опису динаміки ГОМТ в процесі гальмування трактора з ГОМТ.

Таблиця 1
Методика обробки файлів-звітів експерименту

№ каналу на клемнику АЦП	Позн., од. вимір.	Рівняння для перерахунку
1 канал (швидкість вала РК, датчик ІДС)	ω_{PK} [с ⁻¹]	$\omega_i^X = \frac{60}{(t_i^\Phi - t_i^H) \cdot z_X} \cdot \frac{\pi}{30}$
2 канал (швидкість колінчастого валу ДВЗ, датчик Холла)	$\omega_{ДВЗ}$ [с ⁻¹]	$z_{ДВЗ} = 1; z_{PK} = 16;$ t_i^Φ – кінець періоду «зуб-западина», с; t_i^H – початок періоду «зуб-западина», с; i – номер періоду.
3 канал (надлишковий тиск на вході в насос)	P_1 [МПа]	$P_{1i} = x_i \cdot 4,02$
4 канал (надлишковий тиск на виході з насосу)	P_2 [МПа]	$P_{1i} = x_i \cdot 4,04$
5 канал (температура рідини в гідробаку)	T_1 [°C]	$T_{1i} = x_i \cdot 13,07$
6 канал (температура рідини на вході в радіатор)	T_2 [°C]	$T_{2i} = x_i \cdot 13,07$
7 канал (параметр регулювання ГОП)	e	$e_i = \frac{x_i - 7,46}{0,789}$
* x_i – поточне значення вольтового сигналу в момент часу t		

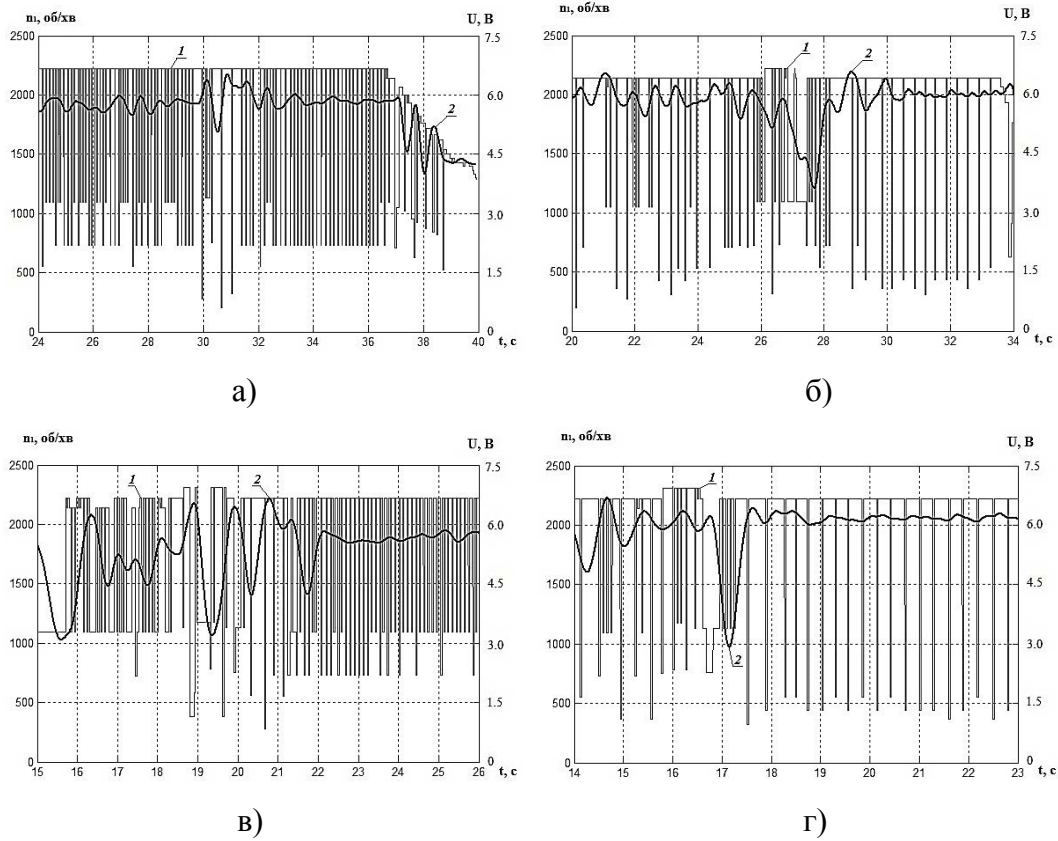


Рис. 5. Частота обертів колінчастого валу двигуна внутрішнього згорання $n_1(t)$:

a – перший діапазон; б – другий діапазон; в – третій діапазон; г – четвертий діапазон; 1 – сигнал отриманий в ході експериментального дослідження; 2 – оброблений сигнал

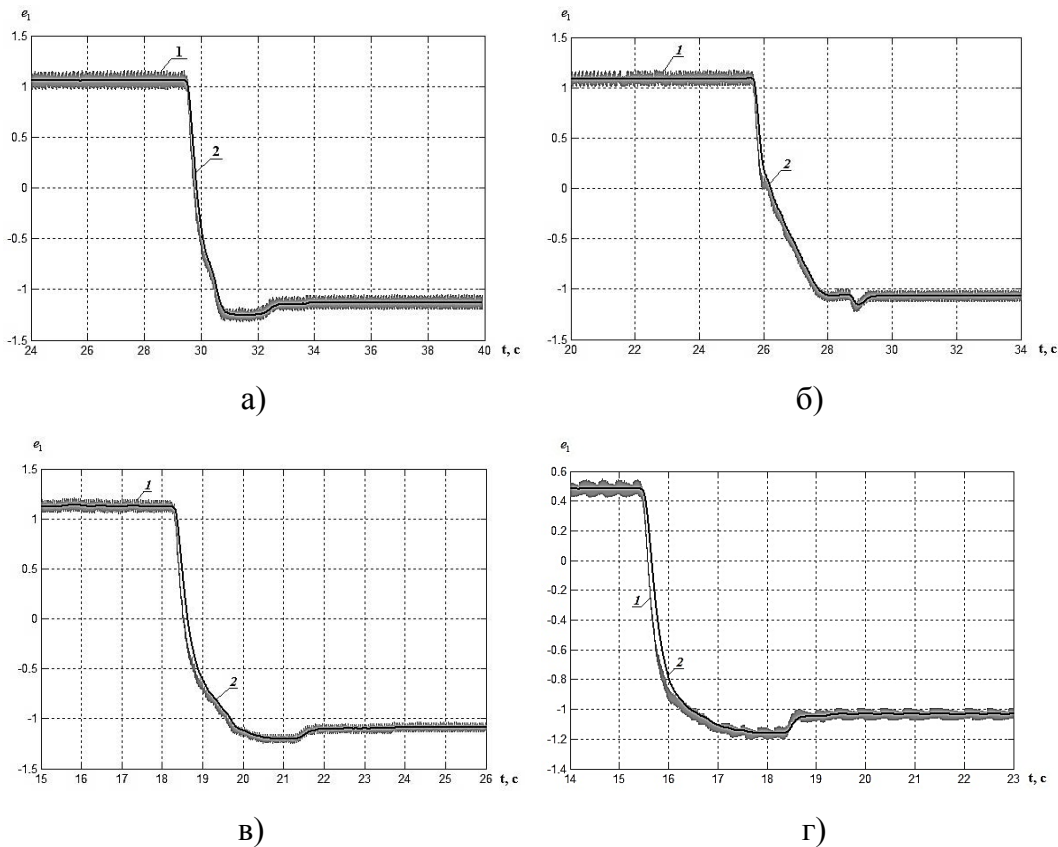


Рис. 6. Закон зміни параметрів регулювання гідромашини ГОП $e_1(t)$:

a – перший діапазон; б – другий діапазон; в – третій діапазон; г – четвертий діапазон; 1 – сигнал отриманий в ході експериментального дослідження; 2 – оброблений сигнал

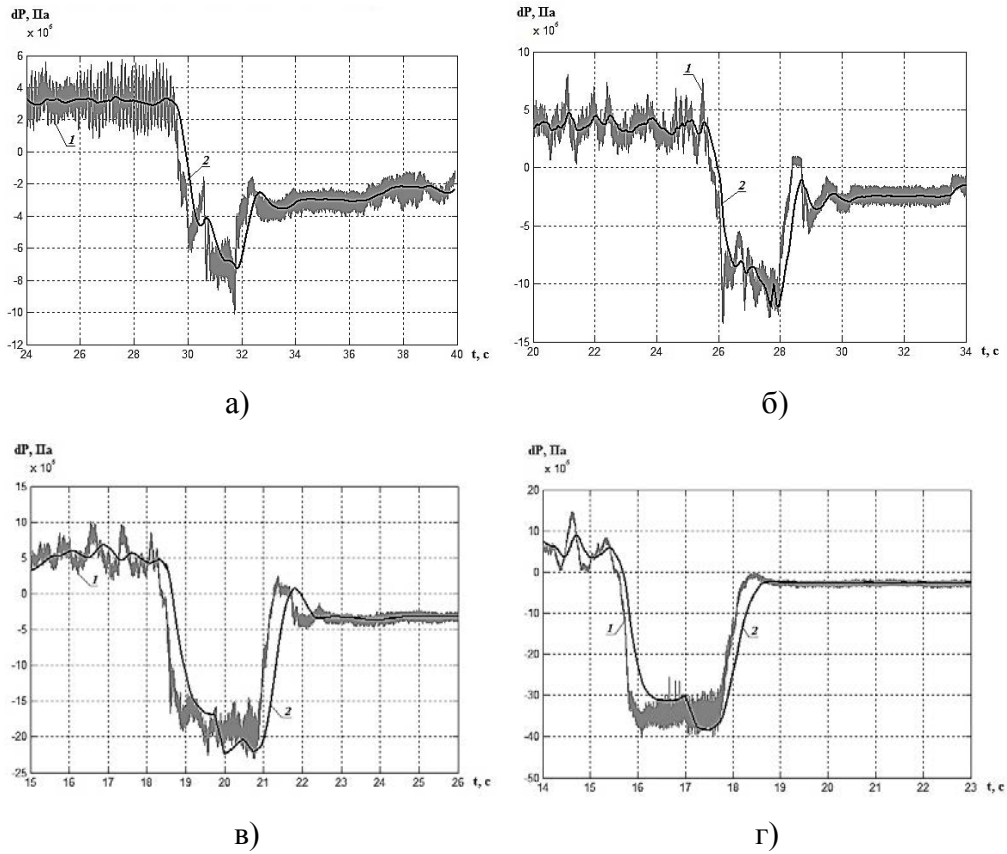


Рис. 7. Перепад робочого тиску в ГОП $dP(t)$:

а – перший діапазон; б – другий діапазон; в – третій діапазон; г – четвертий діапазон; 1 – сигнал отриманий в ході експериментального дослідження; 2 – сигнал в ході теоретичного дослідження

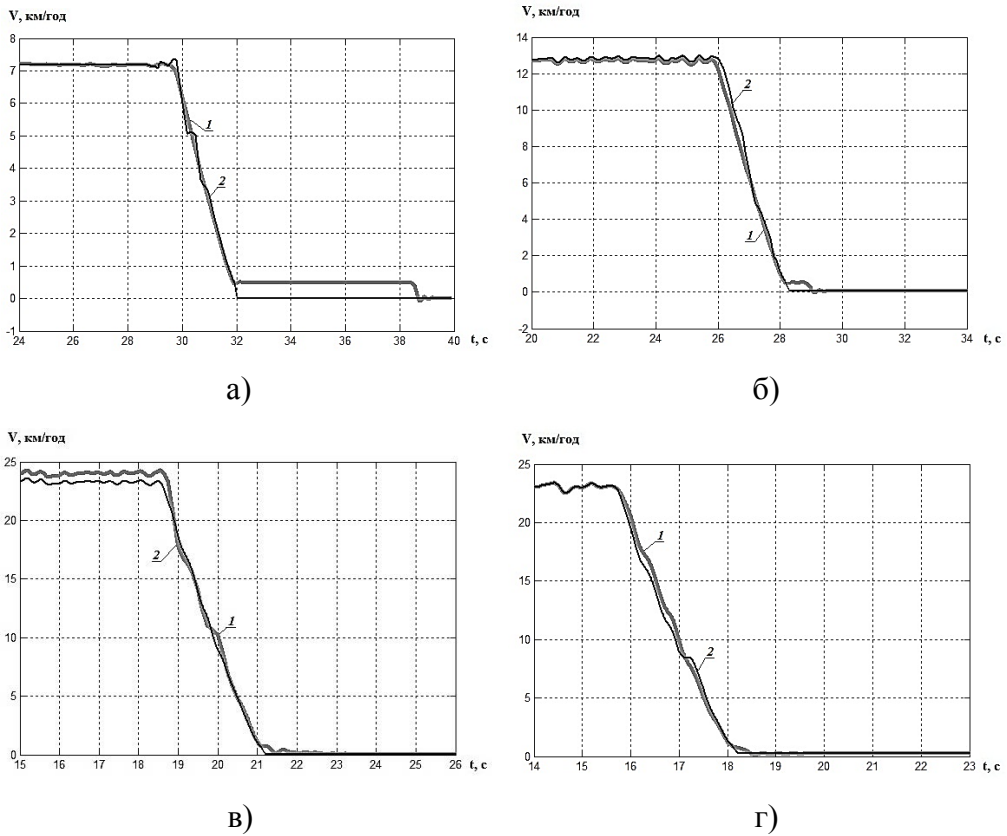


Рис. 8. Швидкість руху колісного трактора $V(t)$:

а – перший діапазон; б – другий діапазон; в – третій діапазон; г – четвертий діапазон; 1 – сигнал отриманий в ході експериментального дослідження; 2 – сигнал в ході теоретичного дослідження

Список літератури:

1. Бондаренко А. І. Експериментальне дослідження процесу гальмування колісного трактора Fendt 936 Vario / А. І. Бондаренко, Е. С. Пелипенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – 2014. – № 22(1065). – С. 22-29.
2. Самородов В. Б. Результати експериментального дослідження процесу гальмування колісного трактора «Fendt 936 Vario» / В. Б. Самородов, А. І. Бондаренко // Технологічний аудит та резерви виробництва. – 2014. – № 3/2(17). – С. 54-59.
3. Бондаренко А. І., Митцель Н. А., Пелипенко Е. С. Методика експериментального дослідження процесу торможения трактора Fendt 936 Vario // Материалы второй международной научно-практической конференции «Инновации и исследования в транспортном комплексе», 5 – 6 июня 2014 г., Курган / ЗАО «Курганстальмост». – Курган: ЗАО «Курганстальмост», 2014. – С. 6-10.
4. Самородов В. Б. Аналіз розвитку сучасних трансмісій колісних тракторів / В. Б. Самородов, А. П. Кожушко, Е. С. Пелипенко // Вісник національного технічного університету «ХПІ»: зб. наук. праць. Серія: «Автомобіле- та тракторобудування», 2015. – № 8(1117). – С. 26-32
5. 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. Лахман // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: «Транспортне машинобудування». – 2012. – № 19. – С. 31-36.
6. Самородов В. Б. Динаміка процесу гальмування колісних тракторів серії Fendt 900 Vario / В. Б. Самородов, А. І. Бондаренко // Східно-Європейський журнал передових технологій. Серія: Прикладна механіка. – 2013. – № 1/7(61). – С. 4-11.
7. Самородов В. Б. Динаміка процесу гальмування колісного трактора-аналога «Беларус 3022 ДВ» з гідрооб'ємно-механічною трансмісією / В. Б. Самородов, А. І. Бондаренко // Східно-Європейський журнал передових технологій. Серія: Системи керування. – 2013. – № 2/3(62). – С. 26-30.
8. Динаміка процесу гальмування колісних тракторів з безступінчастими гідрооб'ємно-механічними трансмісіями: Монографія / А. І. Бондаренко. – Харків: вид-во «Федорко», 2015. – 220 с.
9. Клец Д. М. Метод повышения точности обработки данных, полученных в ходе испытаний мобильных машин, с помощью фильтра Баттерворта / Д. М. Клец // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – 2012. – № 60(966). – С. 98-104.

Самородов В.Б., Митцель Н.А., Пелипенко Е.С.

Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ В БЕССТУПЕНЧАТОЙ ГИДРООБЪЕМНО-МЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ В ПРОЦЕССЕ ТОРМОЖЕНИЯ

Аннотация

В работе представлены результаты экспериментальных и теоретических исследований рабочих процессов в двухпоточной гидрообъемно-механической трансмиссии ГОМТ-1С колесного трактора производства АО «ХТЗ» в процессе торможения. Построена математическая модель для описания динамики ГОМТ в процессе торможения трактора. Рассмотрен процесс экспериментальных исследований. Представлено принципиальную схему измерительного комплекса, расположенного на тракторе. Приведен сравнительный анализ результатов математического моделирования и натурных экспериментов.

Ключевые слова: трактор, трансмиссия, математическая модель, бесступенчатая трансмиссия, гидрообъемно-механическая трансмиссия, эксперимент.

Samorodov V.B., Mittsel N.A., Pelipenko E.S.

National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute»

COMPARATIVE ANALYSIS OF THE WORKING PROCESS IN A CONTINUOUSLY VARIABLE HYDROSTATIC-MECHANICAL TRANSMISSION DURING BRAKING

Summary

This paper presents the results of experimental and theoretical studies of working processes in double-split hydrostatic mechanical transmission HVMT-1C wheel tractor production of JSC «HTZ» during braking. A mathematical model to describe the dynamics HVMT during braking of the tractor. The process of experimental research. The basic scheme of measuring complex, located on the tractor. A comparative analysis of the results of mathematical modeling and field experiments.

Keywords: tractor, transmission, mathematical model, continuously variable transmission, hydrostatic-mechanical transmission experiment.