

УДК 621.83.062.1

**В. Б. САМОРОДОВ, М. О. МІТЦЕЛЬ, Є. С. ПЕЛИПЕНКО**

## **ОБҐРУНТУВАННЯ РОЗМІЩЕННЯ КІНЕМАТИЧНОГО РОЗРИВУ В БЕЗСТУПЕНЕВІЙ ГІДРООБ'ЄМНО-МЕХАНІЧНІЙ ТРАНСМІСІЇ КОЛІСНОГО ТРАКТОРА**

В роботі проведено аналіз існуючих та перспективних схемних рішень розміщення кінематичного розриву для двопотокових безступеневих гідрооб'ємно-механічних трансмісій колісних тракторів тягового класу 4–5 т. Теоретично визначено перепад робочого тиску в гідрооб'ємній передачі та кутові швидкості валів гідронасоса та гідромотору при екстремому гальмуванні. Виконано порівняльний аналіз результатів для випадку гальмування трактора з максимальної швидкості та під час виконання технологічної операції. Розглянуто можливі конструктивні прийоми реалізації кінематичного розриву для безступеневих трансмісій колісних тракторів типу ХТЗ.

**Ключові слова:** трактор, гідрооб'ємно-механічна трансмісія, гідрооб'ємна передача, кінематичний розрив, муфта зчеплення.

В работе проведен анализ существующих и перспективных схемных решений расположения кинематического разрыва для двухпоточных бесступенчатых гидрообъемно-механических трансмиссий тракторов тягового класса 4–5 т. Теоретически определены перепад рабочего давления в гидрообъемной передаче и угловые скорости валов гидронасоса и гидромотора при экстремном торможении. Проведен сравнительный анализ результатов для случая торможения трактора с максимальной скорости и при выполнении технологической операции. Рассмотрены возможные конструктивные приемы реализации кинематического разрыва для бесступенчатой трансмиссии колесных тракторов типа ХТЗ.

**Ключевые слова:** трактор, гидрообъемно-механическая трансмиссия, гидрообъемная передача, кинематическая разрыв, муфта сцепления.

Article is devoted to analysis of existing and future circuit kinematic rupture location solutions for power split continuously variable hydrostatic-mechanical transmission tractors of 4-5 tons. Theoretically determined drop in operating pressure hydrostatic transmission and angular velocity shafts of hydraulic pump and motor during emergency braking. A comparative analysis of the results braking for the case of a tractor with a maximum deceleration speed and technical operations. Proposed the possible ways implementation of the kinematic design reception gap for CVT wheeled tractor HTZ type.

**Keywords:** tractor, hydrostatic-mechanical transmission, hydrostatic transmission, kinematic rupture, clutch.

**Вступ.** Трактор є одним з основних елементів системи механізованого сільськогосподарського виробництва. Він має бути здатним виконувати велику кількість технологічних процесів на полі, тваринництві та транспорті. Тому щорічно в світі з'являються нові моделі колісних та гусеничних тракторів, різних як за потужністю, так і за конструкцією.

Загальносвітові тенденції щодо оснащення тракторів безступінчастими двопотоковими гідрооб'ємно-механічними трансмісіями (ГОМТ) спрямовані на поліпшення умов праці механіка-водія та підвищення техніко-економічних показників (ТЕП) машинно-тракторного агрегату (МТА) при виконанні сільськогосподарських операцій та в транспортному режимі [1].

В Україні роботи з розробки та впровадження у виробництво першої української безступінчастої ГОМТ-1С типу з диференціалом "на виході" для колісних тракторів потужністю 210-240 к.с. були розпочаті на АТ "ХТЗ" сумісно з НТУ "ХПІ" в 2013 р. та успішно завершені у лютому 2015 р. Це дало суттєвий поштовх для розвитку тракторобудування в Україні та наблизило технічний рівень вітчизняних тракторів до рівня зразків світових лідерів галузі Fendt, John Deere, Massey Ferguson, CASE, Deutz-Fahr та ін.

Перспективним напрямком для вітчизняної науки та промисловості є розробка безступеневих трансмісій для спеціалізованої техніки на базі колісних тракторів, такої як фронтальні навантажувачі та маневрові залізничні мотовози, особливості роботи яких дозволяють в повній мірі

реалізувати переваги безступінчастого регулювання швидкості і тягового зусилля.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналіз літературних джерел вказує, що у фундаментальних роботах Бабаєва О.М., Ігнатова Л.І., Кісточкіна С.С., Петрова В.А., Аврамова В.П., Красенькока В.І., Вашеця А.Д., Самородова В.Б., Городецького К. І. [2–7] узагальнено накопичений досвід у галузі обґрунтування структурних схем, методів розрахунку, конструювання та випробування дослідних зразків гідрооб'ємних передач (ГОП) та ГОМТ.

Питанням динаміки гальмування колісних тракторів оснащених ГОМТ присвячені наукові публікації Бондаренка А. І. [8–9]. В роботах Тарана І. А. [10–11] обґрунтовано методи визначення кругового передавального відношення замкнутого контуру ГОМТ та потоків потужності. У Росії та країнах СНД ведуться дослідження в галузі робочих процесів в ГОП [12], також відомі розробки машин підвищеної прохідності [13] та лісотехнічних тракторів [14] з повнопотоковими гідрооб'ємними трансмісіями, однак, проблеми двопотокових ГОМТ не вивчаються.

Проведений літературний аналіз вказує, що ґрунтовні дослідження впливу розміщення кінематичного розриву для двопотокових ГОМТ на кінематичні та силові параметри трансмісії та їх працездатність досі не велись, що робить даний напрямок досліджень актуальним для сучасної науки та промисловості.

**Мета дослідження, постановка задачі.** Беручи до уваги активне впровадження ГОМТ,

© В. Б. Самородов, М. О. Мітцель, Є. С. Пелипенко, 2017

широкий спектр можливих кінематичних схем та конструктивних рішень необхідно відкинути заздалегідь непрацездатні варіанти ще на етапі обґрунтування. Досвід проектування вітчизняних та зарубіжних тракторних ГОМТ свідчить, що на відміну від автомобільних безступеневих трансмісій педаль зчеплення необхідна трактору задля від'єднання двигуна від трансмісії при запуску в холодну пору року, при роботі на стаціонарних режимах з ввімкненим валом відбору потужності, екстремому гальмуванню та ін.

Метою даної роботи є встановлення залежності кінематичних та силових параметрів ГОМТ типу з диференціалом "на виході" колісного трактору, зокрема кутових швидкостей валів гідронасоса та гідромотра і перепаду робочого тиску, в режимі вільного гальмування трактора з від'єднанням двигуна на різних швидкісних та навантажувальних режимах в залежності від місця розміщення кінематичного розриву.

Безступенева ГОМТ-1С вже довела свою високу ефективність під час натурних та стендових випробувань, а результати цих випробувань висвітлені в наукових роботах [1]. Сама трансмісія

має великий потенціал для модернізації і її конструкція дозволяє використовувати для реалізації кінематичного розриву гідروгідтичні муфти на гідромоторі чи гідронасосі або штатну муфту зчеплення, яка може поставлятися разом з двигуном.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- обґрунтувати вибір навантажувальних та швидкісних режимів колісного трактору;
- теоретично дослідити вплив розміщення кінематичного розриву на основні кінематичні та силові параметри трансмісії при від'єднаному двигуні;
- виробити рекомендації до конструкції перспективних ГОМТ.

Способи реалізації кінематичного розриву в ГОМТ. Відома конструкція двопотокової ГОМТ-1С (рис. 1) містить дві гідрогідтичні муфти. Муфта гідронасосу задіюється при температурі навколишнього середовища нижчій за "мінус" 5°C для прогріву робочої рідини в гідросистемі ГОП, муфта гідромотору зв'язана з педаллю зчеплення трактора.

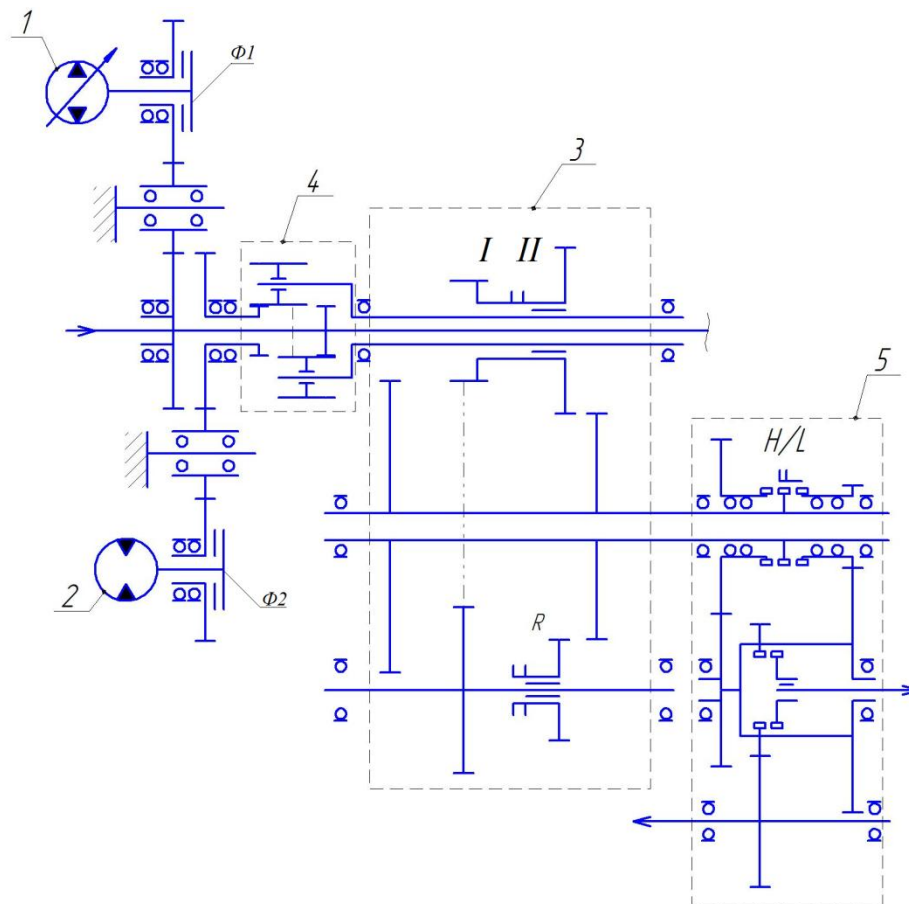


Рис. 1 – Кінематична схема трансмісії ГОМТ-1С:

1 – регульований гідронасос; 2 – нерегульований гідромотор; 3 – коробка діапазонів; 4 – планетарний суматор; 5 – роздавальна коробка.

На рисунку 2 узагальнено можливі способи реалізації кінематичного розриву для замкнутого контуру ГОМТ з диференціалом "на виході".

Трансмiсія ГОМТ-1С належить до типу з "муфтою на гiдромоторi" (рис. 2, б).

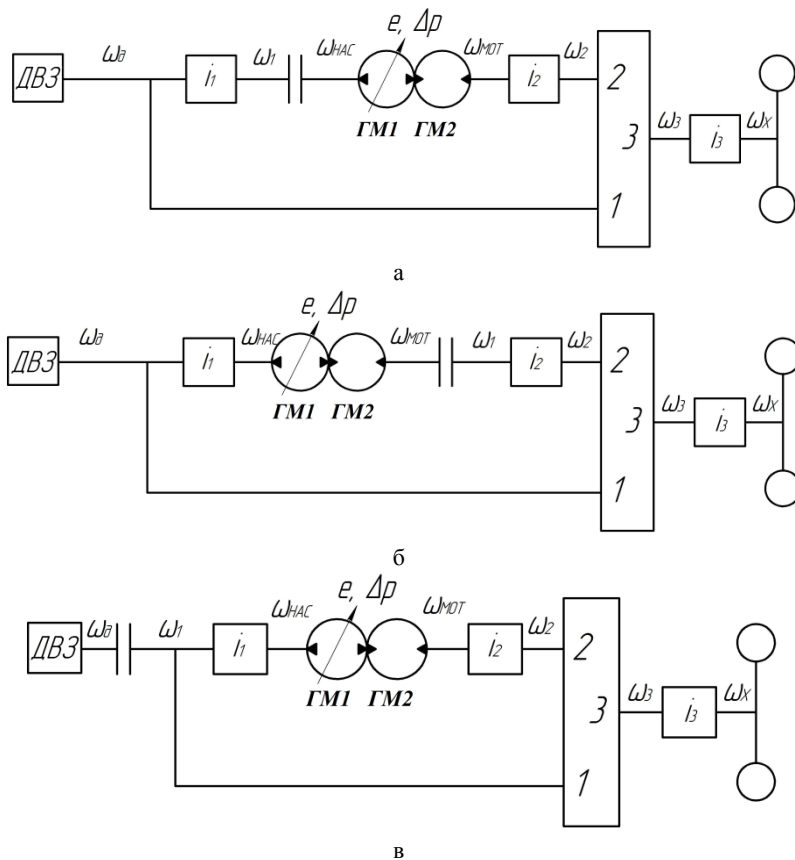


Рис. 2 – Способи реалізації кінематичного розриву ГОМТ:  
а – "муфта на гiдронасосi"; б – "муфта на гiдромоторi"; в – "штатна муфта зчеплення".

Конструкція, в якій кінематичний розрив реалізується за допомогою штатної муфти зчеплення (рис. 2, в), реалізовано в ГОМ КП "Спецкран", яку розроблено науковцями кафедри автомобіле- і тракторобудування НТУ "ХПІ" для трактора-мотовоза за госпдоговором № 26631 і захищено патентами України.

Істотною перевагою конструкції ГОМ КП "Спецкран" є:

1. Відсутність гiдроподтискних муфт на валах гiдронасоса і гiдромотора, які виконували роль зчеплення, а також гiдравлічної системи управління (трубопроводів, фільтрів);

2. Відсутність двох паразитних шестерень в приводі гiдронасоса і гiдромотора, несучого валу та чотирьох підшипників;

3. Можливість установки генератора на привідну шестерню гiдромотора для рекуперації енергії в режимі гальмування трактора-мотовоза (при роботі в зоні циркуляції потужності в замкнутому контурі ГОМ КП "Спецкран").

На рис. 3 представлена кінематична схема планетарного механізму ГОМ КП "Спецкран", який має принципові конструктивні відмінності.

Представлені конструкції наочно демонструють всю складність обґрунтування

схемного рішення безступеневої ГОМТ, яке має забезпечувати максимальну ефективність при виконанні технологічних операцій, простоту конструкції, ремонтпридатність та високу надійність.

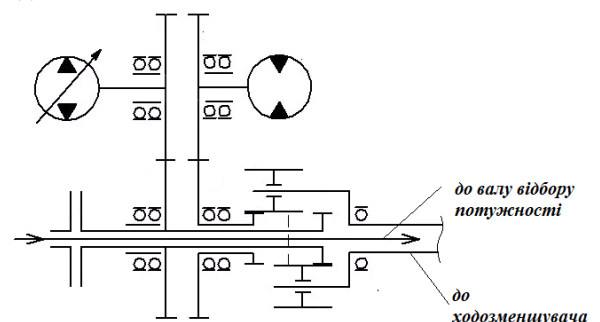


Рис. 3 – Кінематична схема планетарного механізму ГОМ КП "Спецкран".

**Обґрунтування навантажувальних та швидкісних режимів колісного трактору.** Характерні для ГОМТ з диференціалом "на виході" прямий та зворотній потік через ГОП вимагає чіткого розуміння процесів, що будуть відбуватися в трансмісії коли механік-водій натисне на педаль зчеплення.

В роботах [1–2, 4] дані вичерпні математичні моделі для визначення взаємозв'язку кінематичних і силових параметрів в ГОМТ та визначення об'ємних і механічних втрат [6–7] і їх було використано в даному розрахунку.

Для розрахунків було прийнято трактор ХТЗ-21021 масою  $m=10000$  кг, двигун Д260.4-237 номінальною потужністю 147 кВт при кутовій швидкості колінчастого валу  $\omega_{ог} = 220$  рад/с, типорозмір шин 21,3 R24, гідромашини ГСТ-112, передавальні відношення  $i_1 = 0,884$ ,  $i_2 = 1,136$ ,  $i_3 = 0,022$  ( $i_3 = 0,069$  при русі з максимальною швидкістю на IV діапазоні), внутрішнє передавальне відношення планетарного механізму  $k = -1$ , сумарний коефіцієнт опору руху  $f = 0,5$  ( $f = 0,05$  при русі з максимальною швидкістю на IV діапазоні).

Теоретичне дослідження проведено для режиму оранки при значенні відносного параметра регулювання ГОП  $e = 0,44$ , що відповідає швидкості  $V = 8$  км/год без урахування буксування та для режиму сталого руху при  $e = 1,0$ , що відповідає швидкості  $V = 37,9$  км/год.

Запропоновані режими є найбільш важкими для трансмісії та трактора в цілому, в першому випадку трансмісія передає максимальний крутний момент, в другому – ланки обертаються з максимальною кутовою швидкістю.

**Визначення впливу розміщення кінематичного розриву в ГОМТ з диференціалом "на виході" на кінематичні та силові показники.** Відомо, що максимальний ККД гідрооб'ємні машини досягають при роботі в доволі вузькому діапазоні кутових швидкостей, зокрема для машин серії ГСТ-112 це  $n = 2500$  об/хв і даний фактор враховується при виборі передавальних відношень узгоджувальних редукторів  $i_1$ ,  $i_2$ . Перевищення кутової швидкості гідромашин більше ніж  $n_{\max} = 3000$  об/хв не допускається. Так само не допускається перевищення значення перепаду робочого тиску в ГОП вище за  $\Delta P_{\max} = 40$  МПа, оскільки це супроводжується спрацюванням запобіжного клапану та істотно зменшує ресурс гідропередачі.

Вирішення поставленої задачі велось за наступним алгоритмом:

1) визначення кутових швидкостей всіх ланок  $\omega_i$  без урахування втрат;

2) визначення перепаду робочого тиску  $\Delta P$  з урахуванням механічних втрат  $\Delta M_i$  в гідронасосі та гідромоторі і ККД зубчастих редукторів  $\eta_{ред} = 0,98$  [4–7];

3) визначення перепаду робочого тиску  $\Delta P^*$  з урахуванням  $\Delta M_i$ ,  $\eta_{ред}$  та об'ємних втрат в гідронасосі та гідромоторі  $\Delta Q_i$  [4–7];

4) визначення кутових швидкостей всіх ланок  $\omega_i^*$  з урахуванням об'ємних і механічних втрат.

Розміщення кінематичного розриву на валу регульованого гідронасосу (рис. 2, а) несе небезпеку для елементів ГОМТ. При малих значеннях відносного параметра регулювання  $e = -0,1 \dots +0,1$  коли ГОП працює в зворотному потоці потужності [1, 4] нерегульований гідромотор працює в режимі гідронасосу і відповідно кутова швидкість ГМ1 визначається за формулою

$$\omega_{ГМ1} = \frac{\omega_{ГМ2}}{e} \rightarrow \infty, \quad (1)$$

де  $\omega_{ГМ1}$ ,  $\omega_{ГМ2}$  – кутові швидкості відповідно регульованого гідронасосу ГМ1 та нерегульованого гідромотору ГМ2.

Для того щоб трансмісія побудована за розглянутою схемою була працездатною, необхідно передбачити засоби автоматизації, які б автоматично виводили параметр регулювання ГОП в значення  $e = -0,5 \dots -1,0$  одночасно з натисненням на педаль зчеплення, щоб не допустити надмірне розкручування вала гідронасосу. Відсутність відомих аналогів, що були б побудовані за даною схемою, не дозволяє повністю оцінити її переваги і недоліки, тому актуальною задачею є створення універсального лабораторного стенду для моделювання роботи всіх трьох запропонованих на рисунку 2 схем.

На рис. 4 (а, б, в) представлені результати розрахунку  $\Delta P$ ,  $\omega_{НАС}$ ,  $\omega_{МОТ}$  для колісного трактору в режимі вільного гальмування з ГОМТ з "муфтою на насосі" (рис. 2, а). Цифрою "1" на рисунках 4,5 та 7 позначені графіки, що відповідають технологічній операції оранка, цифрою "2" – рух на транспортному діапазоні з максимальною швидкістю. Аналіз отриманих залежностей дозволить визначити напрямки розвитку конструкцій перспективних ГОМТ колісних тракторів.

Рисунок 5 (а, б, в) демонструє результати розрахунку поведінки перепаду робочого тиску  $\Delta P$  в ГОП та зміну кінематичних показників  $\omega_{НАС}$  та  $\omega_{МОТ}$  для колісного трактору в режимі вільного гальмування з ГОМТ з "муфтою на моторі" (рис. 2, б).

Характер графіків, що представлено на рис. 5 пояснюється тим, що при натисненні на педаль зчеплення не розривається зв'язок між двигуном та гідронасосом, який має постійні оберти  $\omega_{НАС}$ , так само  $\omega_{МОТ} = const$ . Навантаження в ГОП ( $\Delta P$ ) визначається власними механічними та об'ємними втратами в гідромашині і є незначним. Дане явище було підтверджено на колісному тракторі ХТЗ-21021 з ГОМТ-1С під час гальмівних випробувань (рис. 6).

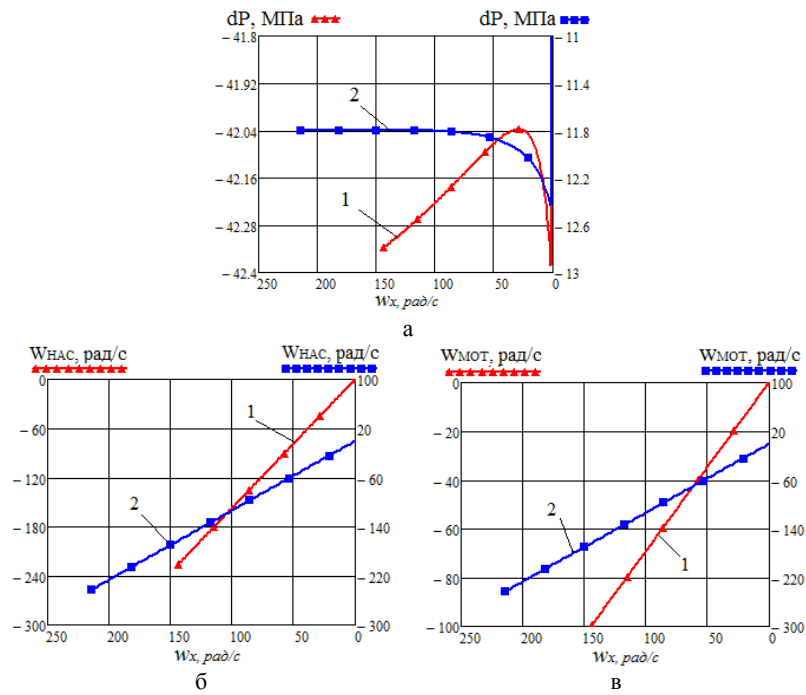


Рис. 4 – Силові та кінематичні показники ГОМТ з "муфтою на гідронасосі":  
а – перепад робочого тиску  $\Delta P$ , МПа; б – кутова швидкість вала гідронасоса  $\omega_{нас}$  ( $\omega_{ГМ1}$ ), рад/с;  
в – кутова швидкість вала гідромотора  $\omega_{мот}$  ( $\omega_{ГМ2}$ ), рад/с

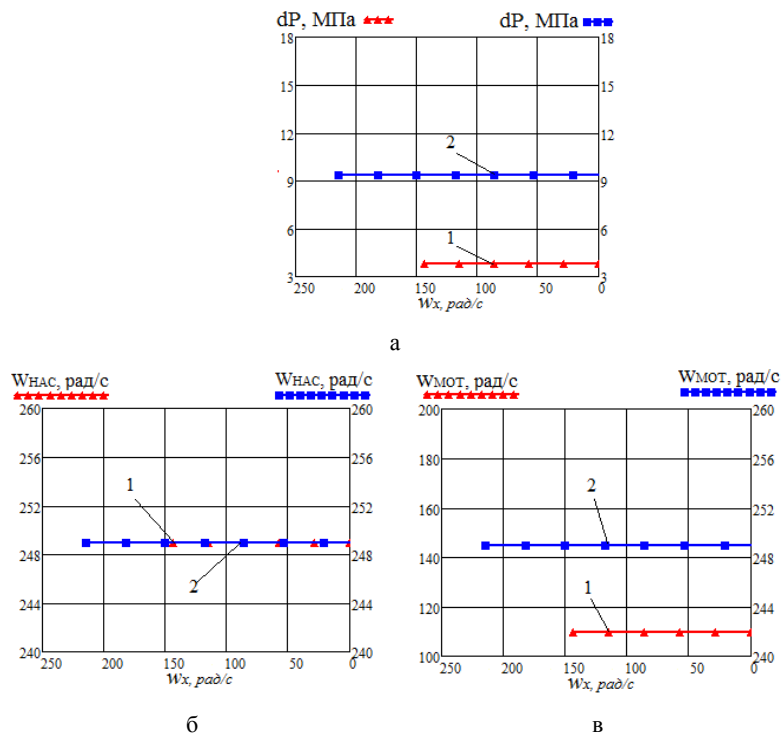


Рис. 5 – Силові та кінематичні показники ГОМТ з "муфтою на гідромоторі":  
а – перепад робочого тиску  $\Delta P$ , МПа; б – кутова швидкість вала гідронасоса  $\omega_{нас}$  ( $\omega_{ГМ1}$ ), рад/с; в – кутова швидкість вала  
гідромотора  $\omega_{мот}$  ( $\omega_{ГМ2}$ ), рад/с.

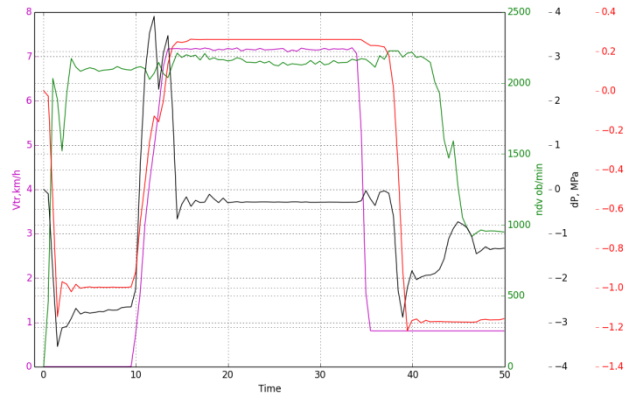


Рис.6 – Експериментальна діаграма колісного трактору ХТЗ-21021 з ГОМТ-1С при екстремому гальмуванні (штатні гальма + зчеплення) на II-му діапазоні

На рисунку 7 (а, б, в) представлені результати розрахунків трансмісії побудованої за структурною схемою "з штатною муфтою зчеплення" (рис. 2, в)

Після натиснення на педаль зчеплення в даному випадку в трансмісії утворюється замкнений контур ГОМТ, в якому споживачем енергії виступає лише ГОП.

Проведений повний аналіз швидкісних та навантажувальних режимів, зокрема в зонах з  $e = -0,1 \dots +0,1$  підтвердив, що випадкове натиснення на педаль зчеплення під час руху, або

екстремне гальмування, коли механік-водій не встигає одночасно перевести важіль керування ГОП в значення  $e = -1,0$  не тягнуть за собою перевищення  $\Delta P$ ,  $\omega_{НАС}$ ,  $\omega_{МОТ}$ , а схема ГОМ КП "Спецкран" трактора-мотовоза є перспективною для виробництва.

Проте для трансмісій даного типу, беручи до уваги принципову схемну новизну та відсутність аналогів, доцільним є проведення експериментальної оцінки теплового режиму ГОП на описаних режимах.

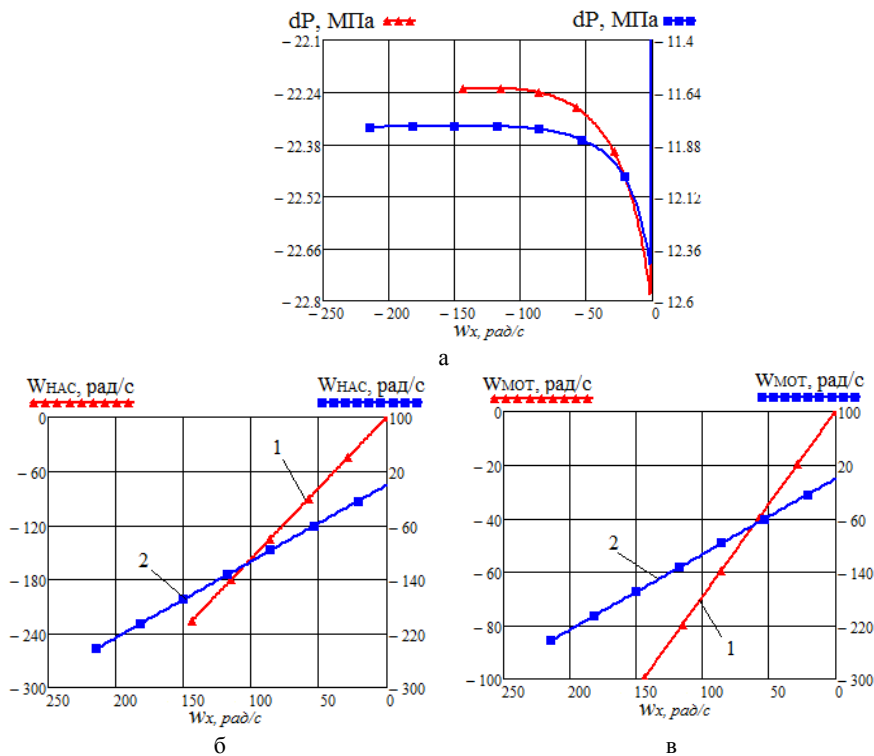


Рис. 7 – Силкові та кінематичні показники ГОМТ з "штатною муфтою зчеплення":

а – перепад робочого тиску  $\Delta P$ , МПа; б – кутова швидкість вала гідронасоса  $\omega_{НАС}$  ( $\omega_{ГМ1}$ ), рад/с; в – кутова швидкість вала гідромотора  $\omega_{МОТ}$  ( $\omega_{ГМ2}$ ), рад/с.

**Висновки.** В роботі проведено теоретичне дослідження впливу розміщення кінематичного розриву в двопотоковій безступеневій ГОМТ з диференціалом "на виході" на силові та кінематичні показники трансмісії. Встановлено, що оптимальними з точки зору  $\Delta P$ ,  $\omega_{НАС}$ ,  $\omega_{МОТ}$  є схеми з "муфтою на моторі", для яких спостерігається лінійна поведінка досліджуваних величин, а ГОП продовжує функціонувати отримуючи обертання від ДВЗ, недоліком даного схемного рішення є наявність гідросистеми курування гідропідтисконою муфтою, а сама трансмісія має більше складових елементів.

Для схеми з "муфтою на гідронасосі" спостерігаються значення  $\Delta P \approx 42$  МПа та  $\omega_{НАС} \geq 300$  рад/с, що перевищує максимально допустимі.

Конструкція з "штатною муфтою зчеплення" ускладнена вузлом вала відбору потужності (ВОМ), оскільки зупинка ВОМ при натисненні на педаль зчеплення не допускається. Проте перевищення допустимих значень досліджуваних параметрів немає.

#### Список літератури

1. Митцель М. О. Влияние особенностей зон работы гидропередачи на технико-экономические показатели колесных тракторов с безступенчатими гидрообъемно-механическими трансмиссиями : автореф. дис. ... канд. техн. наук : спец. 05.22.02 [Электронный ресурс] / Микола Олександрович Митцель ; [наук. керівник Самородов В. Б.] ; Харківський політехнічний ін-т, нац. техн. ун-т. – Харків, 2016. – 21 с. – Бібліогр. : с. 17-18. – укр.
2. Объемные гидромеханические передачи: Расчет и конструирование / [О. М. Бабаев, Л. И. Игнатов, Е. С. Кисточкин и др.]; под общ. ред. Е. С. Кисточкина. – Л. : Машиностроение, 1987. – 256 с.
3. Петров В. А. Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин / В. А. Петров. – М. : Машиностроение, 1988. – 248 с.
4. Аврамов В. П. Гидрообъемные передачи в гидрообъемных трансмиссиях транспортных машин : учебное пособие / В. П. Аврамов, В. Б. Самородов – Харьков : ХПИ, 1986. – 76 с.
5. Красеньков В. И. Проектирование планетарных механизмов транспортных машин / В. И. Красеньков, А. Д. Ваиц. – Москва: Машиностроение, 1986. – 272 с.
6. Городецкий К. И. Математическая модель объемных гидромашин / К. И. Городецкий, А. А. Михайлин // Вестник Машиностроения. – Москва: 1981. – № 9. – С. 14-17.
7. Городецкий К. И. Механический КПД объемных гидромашин / К. И. Городецкий // Вестник машиностроения. – М., 1977. – № 7. – С. 19-23.
8. Бондаренко А.И., Митцель Н.А., Пелипенко Е.С. Методика экспериментального исследования процесса торможения трактора Fendt 936 Varjo // 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.
9. Бондаренко А.И. Математична модель процесу гальмування колісного трактора / А.И. Бондаренко // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ». – 2011. – №43. – С. 78 – 83.
10. Таран І. А. Распределения потоков мощности в трансмиссии шахтного дизельного двигателя, работающей по схеме «дифференциал на выходе» / И. А. Таран // Вісник

Донецької державної машинобудівної академії. – 2013. – № 1 (30). – С. 116-120.

11. Таран І. А. Взаимосвязь кругового передаточного отношения двухпоточной трансмиссии с параметром регулирования в случае планетарного механизма на входе / И. А. Таран // Наукові нотатки : міжвузівський збірник. – Луцьк. – 2012. – № 37. – С. 316-320.
12. Веренич І. А. Сравнительный анализ методик расчета КПД гидрообъемной передачи свеклоуборочного комбайна / И. А. Веренич, В. И. Дыдик // Наука – образованию, производству, экономике : материалы 12-й Международной научно-технической конференции. – Минск : БНТУ, 2014. – Т. 2. – С. 28.
13. Прочко Е. И. Методы построения систем силовых гидрообъемных приводов колес полноприводных автомобилей : дисс. ... канд. техн. наук: 05.05.03. / Евгений Игнатьевич Прочко. – Москва, 2006. – 213 с.
14. Щербина А. В. Обоснование параметров и режимов работы объемного гидропривода трансмиссий гусеничных лесопромышленных тракторов : дисс. ... канд. техн. наук: 05.21.01. / Антон Владимирович Щербина. – Красноярск, 2010. – 128 с.

#### References (transliterated)

1. Mittsel M. O. Vpliv osoblivih zon roboti gidroperedachi na tehniko-ekonomichni pokazniki kolisnih traktoriv z bezstupinchastimi gidroob'emno-mehaničnimi transmissiyami : avtoref. dis. ... kand. tehn. nauk: spets. 05.22.02 [Elektronnyy resurs] / Mikola Oleksandrovich Mittsel ; [nauk. kerivnik Samorodov V. B.]; Harkivskiy politehničnij In-t, nats. tehn. un-t. – Harkiv, 2016. – 21 p. – Bibliogr. : pp. 17-18. – ukr.
2. Ob'emnyie gidromehaničeskieperedachi: Raschet i konstruirovaniye / [O. M. Babaev, L. I. Ignatov, E. S. Kistochkin i dr.]; pod obsch. red. E. S. Kistochkina. – Lutsk : Mashinostroeniye, 1987. – 256 p.
3. Petrov V. A. Gidroob'yomnyie transmissii samohodnyih mashin / V. A. Petrov. – M. : Mashinostroeniye, 1988. – 248 pp.
4. Avramov V. P. Gidroob'emnyieperedachi v gidroob'emnyih transmissiyah transportnyih mashin : uchebnoe posobie / V. P. Avramov, V. B. Samorodov – Harkov : HPI, 1986. – 76 pp.
5. Krasnenkov V. I. Proektirovaniye planetarnyih mehanizmov transportnyih mashin / V. I. Krasnenkov, A. D. Vashets. – Moscow: Mashinostroeniye, 1986. – 272 pp.
6. Gorodetskiy K. I. Matematicheskaya model ob'emnyih gidromashin / K. I. Gorodetskiy, A. A. Mihaylin // Vestnik Mashinostroeniya. – Moscow: 1981. – no 9. – pp. 14-17.
7. Gorodetskiy K. I. Mehanicheskiiy KPD ob'emnyih gidromashin / K. I. Gorodetskiy // Vestnik mashinostroeniya. – Moscow, 1977. – no 7. – pp. 19-23.
8. Bondarenko A.I., Mittsel N.A., Pelipenko E.S. Metodika eksperimentalnogo issledovaniya protsesa tormozheniya traktora Fendt 936 Varjo // Materialy vtoroy Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii «Innovatsii i issledovaniya v transportnom komplekse», 5 – 6 iyunya 2014 g., Kurgan/ ZAO «Kurganstal'most». – Kurgan: ZAO «Kurganstal'most», 2014. – pp. 6 – 10.
9. Bondarenko A.I. Matematichna model protsesu galmuvannya kolisnogo traktora/ A.I. Bondarenko // Visnik Natsionalnogo tehničnogo univversitetu «KhPI». – Harkiv: NTU «KhPI». – 2011. –no 43. – pp. 78 – 83.
10. Taran I. A. Raspredeleniya potokov moschnosti v transmissii shahtnogo dizelevoza, rabotayuschey po sheme «differentsial na vyihode» / I. A. Taran // Visnik Donbaskoyi derzhavnoyi mashinobudivnoyi akademiyi. – 2013. – no. 1 (30). – pp. 116-120.
11. Taran I. A. Vzaivosvyaz krugovogo peredatochnogo otnosheniya dvuhpotochnoy transmissii s parametrom regulirovaniya v sluchae planetarnogo mehanizma na vhode / I. A. Taran // NaukovI notatki : mIzhvuzIvskiy zbrInik. – Lutsk. – 2012. – no. 37. – pp. 316-320.
12. Verenich I. A. Sravnitelnyiy analiz metodik rascheta KPD gidroob'emnoyperedachi svekloborochnogo kombayna / I. A. Verenich, V. I. Dyidik // Nauka – obrazovaniyu, proizvodstvu, ekonomike : materialy 12-y Mezhdunarodnoy nauchno-

- tehnicheskoy konferentsii. – Minsk : BNTU, 2014. – Т. 2. – pp. 28.
13. Prochko E. I. Metody postroeniya sistem silovyih gidroob'emnyih privodov koles polnoprivodnyih avtomobiley : diss. ... kand. tehn. nauk: 05.05.03. / Evgeniy Ignatevich Prochko. – Moskva, 2006. – pp. 213.
14. Scherbina A. V. Obosnovanie parametrov i rezhimov raboty ob'emnogo gidroprivoda transmissiy gusenichnyih

lesopromyishlennyih traktorov : diss. ... kand. tehn. nauk: 05.21.01. / Anton Vladimirovich Scherbina. – Krasnoyarsk, 2010. – pp. 128.

Надійшла (received) 05.02.2017

*Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions*

**Обґрунтування розміщення кінематичного розриву в безступеневій гідрооб'ємно-механічній трансмісії колісного трактора / В.Б. Самородов, М.О. Мітцель, Є.С. Пелипенко // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ», 2017. – № 5 (1227). – С. 33 – 40. – Бібліогр.: 14 назв. – ISSN 2079-0066.**

**Обоснование размещения кинематического разрыва в бесступенчатой гидрообъемно-механической трансмиссии колесного трактора / В.Б. Самородов, Н.А. Митцель, Е.С. Пелипенко // Вестник Национального технического университета «ХПИ». – Харьков: НТУ «ХПИ», 2017. – № 5 (1227). – С. 33 – 40. – Библиогр.: 14 назв. – ISSN 2079-0066.**

**Justification of accommodation kinematic discontinuity in a continuously variable hydrostatic-mechanical transmission wheeled tractor / V.B. Samorodov, N.A. Mittsel, E.S. Pelipenko // The bulletin of the National Technical University "KhPI". – Kharkov: NTU "KhPI", 2017. – № 5 (1227). – P. 33 – 40. Bibliogr.: 14. – ISSN 2079-0066.**

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

**Самородов Вадим Борисович** – доктор технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри автомобіле- та тракторобудування, тел.: (057) 707 – 64 – 64; e-mail: vadimsamorodov@mail.ru

**Самородов Вадим Борисович** – доктор технических наук, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», заведующий кафедрой автомобиле- и тракторостроения, тел.: (057) 707 – 64 – 64; e-mail: vadimsamorodov@mail.ru

**Samorodov Vadim Borisovich** – Doctor of Technical Sciences, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Head of the Department of Car and Tractor Industry, tel.: (057) 707 – 64 – 64; e-mail: vadimsamorodov@mail.ru

**Мітцель Микола Олександрович** – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший викладач кафедри автомобіле- та тракторобудування, тел.: (057) 707 – 64 – 64; e-mail: mittsel\_nicholay@ukr.net

**Митцель Николай Александрович** – кандидат технических наук, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», старший преподаватель кафедры автомобиле- и тракторостроения, тел.: (057) 707 – 64 – 64; e-mail: mittsel\_nicholay@ukr.net

**Mittsel Nikolay Aleksandrovich** – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Senior Lecturer at the Department of Car and Tractor Industry, tel.: (057) 707 – 64 – 64; e-mail: mittsel\_nicholay@ukr.net

**Пелипенко Євгеній Сергійович** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», асистент кафедри автомобіле- та тракторобудування, тел.: (057) 707 – 64 – 64; e-mail: pelipenkoeugene@gmail.com

**Пелипенко Евгений Сергеевич** – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», ассистент кафедры автомобиле- и тракторостроения, тел.: (057) 707 – 64 – 64; e-mail: pelipenkoeugene@gmail.com

**Pelipenko Evgenij Sergeevich** – Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Assistant at the Department of Car and Tractor Industry, tel.: (057) 707 – 64 – 64; e-mail: pelipenkoeugene@gmail.com