

УДК 629.4-592

**ОСНОВНІ ЗАКОНОМІРНОСТІ РОЗПОДІЛУ КІНЕМАТИЧНИХ,
СИЛОВИХ ТА ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ГІДРООБ'ЄМНО-МЕХАНІЧНИХ
ТРАНСМІСІЙ КОЛІСНИХ ТРАКТОРІВ В ПРОЦЕСІ ГАЛЬМУВАННЯ****Бондаренко А.І.****BASIC CONFORMITIES TO THE LAW OF DIVISION OF KINEMATICS,
POWER AND ENERGY PARAMETERS OF HYDROSTATIC-MECHANICAL
TRANSMISSIONS OF THE WHEELED TRACTORS IN THE PROCESS OF BRAKING****Bondarenko A.**

В статті виявлено та систематизовано вплив способів реалізації службового та екстреного гальмування, умов експлуатації, законів натиснення на педаль гальма та законів зміни параметрів регулювання гідромашин гідрооб'ємної передачі на кінематичні, силові та енергетичні параметри гідрооб'ємно-механічних трансмісій різних структур, а також керованість та гальмівну ефективність. Досліджена динаміка процесу гальмування колісних тракторів з гідрооб'ємно-механічними трансмісіями: за рахунок гальмівної системи при кінематичному відриві двигуна від ведучих коліс; за рахунок зміни відносного параметра регулювання гідрооб'ємної передачі при збереженні кінематичного зв'язку з двигуном; за рахунок зміни відносного параметра регулювання гідрооб'ємної передачі та гальмівної системи при збереженні кінематичного зв'язку з двигуном; за рахунок гальмівної та антиблокувальної системи при кінематичному відриві двигуна від ведучих коліс. Сформульовано рекомендації стосовно доцільності використання кожного з розглянутих способів реалізації гальмування в процесі експлуатації колісних тракторів з гідрооб'ємно-механічними трансмісіями.

Ключевые слова: *гідрооб'ємно-механічна трансмісія, колісний трактор, гальмування, антиблокувальна система.*

Постановка проблеми. Прагнення до безступінчастого регулювання швидкості, спрощення конструкції трансмісії, забезпечення плавності руху з місця, підвищення тягової динаміки та ергономічних властивостей при виконанні різноманітних технологічних операцій, підвищення середніх швидкостей руху по бездоріжжю призвело до необхідності обладнання гідрооб'ємно-механічною трансмісією (ГОМТ) серійно випускаємих колісних сільськогосподарських тракторів.

З появою нових ГОМТ, підвищенням максимальних швидкостей руху колісних тракторів, застосуванням антиблокувальних систем (АБС) постало гостро питання в необхідності виявити та систематизувати вплив способів реалізації службового та екстреного гальмування, умов експлуатації, законів натиснення на педаль гальма та законів зміни параметрів регулювання гідромашин гідрооб'ємної передачі (ГОП) на кінематичні, силові та енергетичні параметри ГОМТ різних структур, а також керованість та гальмівну ефективність;

треного гальмування, умов експлуатації, законів натиснення на педаль гальма та законів зміни параметрів регулювання гідромашин гідрооб'ємної передачі (ГОП) на кінематичні, силові та енергетичні параметри ГОМТ різних структур, а також керованість та гальмівну ефективність;

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Не зважаючи на чисельні праці вчених, що до створення та дослідження ГОМТ для самохідних машин [1 – 6], питанням дослідження процесу гальмування колісних тракторів з безступінчастими ГОМТ увага практично не приділяється.

Дослідженню процесу гальмування самохідних сільськогосподарських машин з гідростатичним приводом ведучих коліс, на прикладі зернозбиральних комбайнів, та розробці методики визначення гальмівних характеристик даного типу машин присвячені праці лише вчених Південно-Української філії Державної наукової установи “Український науково-дослідний інститут прогнозування та випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва імені Леоніда Погорілого” [2, 3].

Мета. Метою даної роботи є дослідження основних закономірностей розподілу кінематичних, силових та енергетичних параметрів ГОМТ колісних тракторів в процесі гальмування.

Для досягнення поставленої мети були визначені наступні завдання:

– проаналізувати зміну кінематичних, силових та енергетичних параметрів ГОМТ різних структур, а також вплив процесу гальмування на керованість та гальмівну ефективність при моделюванні службового та екстреного гальмування колісних тракторів з ГОМТ;

– визначити доцільність використання кожного зі способів реалізації службового та екстреного гальмування, сформулювати відповідні рекомендації.

Результати досліджень. За результатами комплексного статичного аналізу ГОМТ (в якості початкових даних обрані наступні параметри: максимальна кутова швидкість колінчастого валу двигуна 2250 об/хв; радіус коліс 0,85 м; маса трактора 9000 кг; швидкість, що реалізується на тяговому діапазоні при коефіцієнті опору руху 0,5 – від 0,02 до 10 км/год; робочий об'єм гідронасоса – 130 см³, робочий об'єм гідромотора – 130-250 см³) було виявлено ряд кінематичних схем перспективних трансмісій [7], ідентифіковано їх основні конструктивні параметри, типорозміри гідромашин ГОП, визначено їх кінематичні, силові та енергетичні параметри

Швидкість руху сучасних тракторів з ГОМТ досягає 60 км/год, саме тому в схемі ГОМТ з роботи [7] введемо додатковий діапазон – транспортний, перемикаючи на який дозволить реалізовувати при коефіцієнті опору руху $f=0,05$ максимальну швидкість 60 км/год (рис. 1 та рис. 2). Реалізацію повного реверсу можна добитися шляхом введення в конструкцію ГОМТ додаткової пари шестерень, при цьому істотно значення кінематичних, силових та енергетичних параметрів ГОМТ в процесі гальмування не зміняться. У разі регулювання напрямку руху трактора з ГОМТ лише за рахунок зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП e_1, e_2 перехідні процеси при гальмуванні трактора як при русі вперед, так і заднім ходом аналогічні між собою, різниця полягає лише у наявності циркуляції потужності у замкнутому контурі ГОМТ при русі заднім ходом, проте невеликі швидкості руху не дозволяють цій особливості суттєво впливати на динаміку гальмування. Саме тому рух заднім ходом в роботі розглядатися не буде.

Проаналізуємо динаміку процесу гальмування на дорозі з сухим асфальтом та снігом трактора з усіма схемами ГОМТ з рис. 1 та рис. 2 (введені наступні позначення ГОМТ: схема № 1 – рис. 1, а; схема № 2 – рис. 1, б; схема № 3 – рис. 1, в (аналог схеми ГОМТ трактора «Fendt 936 Vario»); схема № 4 – рис. 2, а; схема № 5 – рис. 2, б; схема № 6 – рис. 2, в; схема № 7 – рис. 2, г при криволінійному русі та роботі на транспортному діапазоні (ведучий задній міст, гальмування зі швидкості 60 км/год, рух трактора з баластом масою 6 тон, коефіцієнт опору руху 0,05) Даний режим цікавий з точки зору наукового дослідження, так як гальмування зі швидкості 60 км/год супроводжується наявністю великої сили інерції трактора, що суттєво відображається на значеннях кінематичних, силових та енергетичних параметрів ГОМТ. Під криволінійним рухом мається на увазі фіксування керованих коліс на рівні 5⁰ одразу після початку гальмування. Для моделювання гальмування використовувалася математична модель з роботи [8]

Істотно на значення кінематичних, силових та енергетичних параметрів ГОМТ в процесі гальмування також впливає місце розташування зчеплення. Розглянемо наступні варіанти розташування зчеп-

лення в схемах, що наведені на рис. 1 та рис. 2: одразу за двигуном – варіант № 1; в механічній гілці замкнутого контуру ГОМТ – варіант № 2; в гідравлічній гілці замкнутого контуру ГОМТ перед ГОП – варіант № 3; в гідравлічній гілці замкнутого контуру ГОМТ за ГОП – варіант № 4.

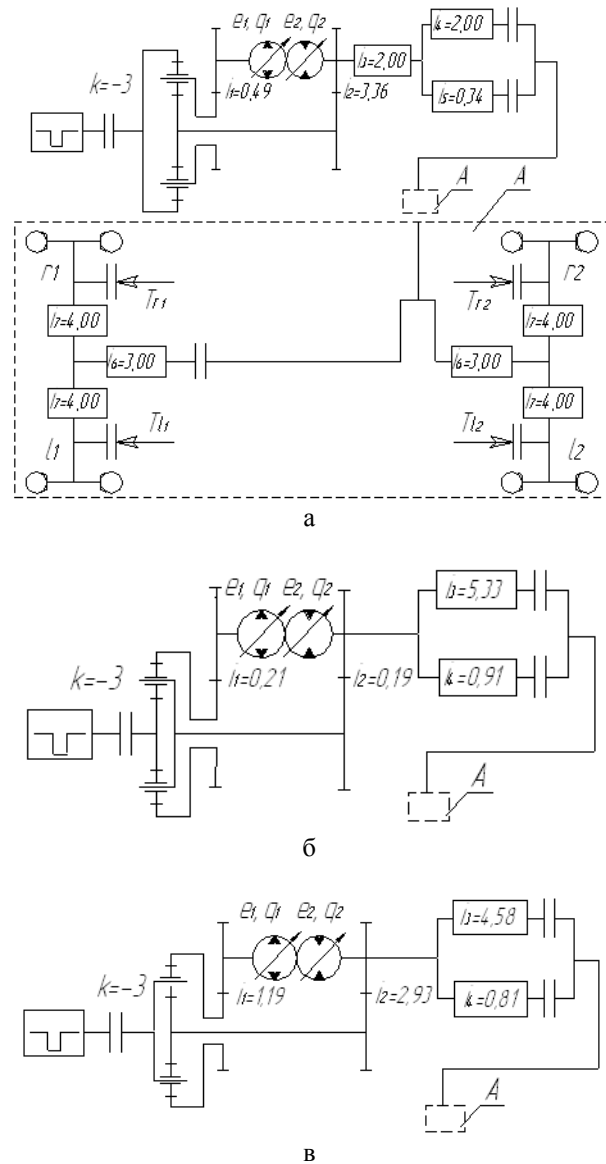


Рис. 1. Кінематичні схеми перспективних ГОМТ з транспортним діапазоном та диференціалом на вході (робочий об'єм гідромотора – 130 см³):

а, б, в – схеми ГОМТ; k – внутрішнє передавальне відношення планетарного ряду [7]; e_1, e_2 – параметри регулювання гідромашин ГОП; q_1, q_2 – максимальна продуктивність гідромашин; i_j – передавальне число редуктора; T_{ij} – параметр увімкнення гальма ($i=r$ – правий борт, $i=l$ – лівий борт, $j=1$ – передня вісь, $j=2$ – задня вісь)

Розглянемо службове гальмування з наступними способами реалізації: за рахунок гальмівної системи при кінематичному відриві двигуна від ведучих коліс; за рахунок зміни відносного параметра

регулювання ГОП ($e = e_1/e_2$) при збереженні кінематичного зв'язку з двигуном, а також екстрене, що здійснюється: за рахунок гальмівної системи при кінематичному відриві двигуна від ведучих коліс; за рахунок зміни відносного параметра регулювання ГОП та гальмівної системи при збереженні кінематичного зв'язку з двигуном; за рахунок гальмівної та АБС при кінематичному відриві двигуна від ведучих коліс.

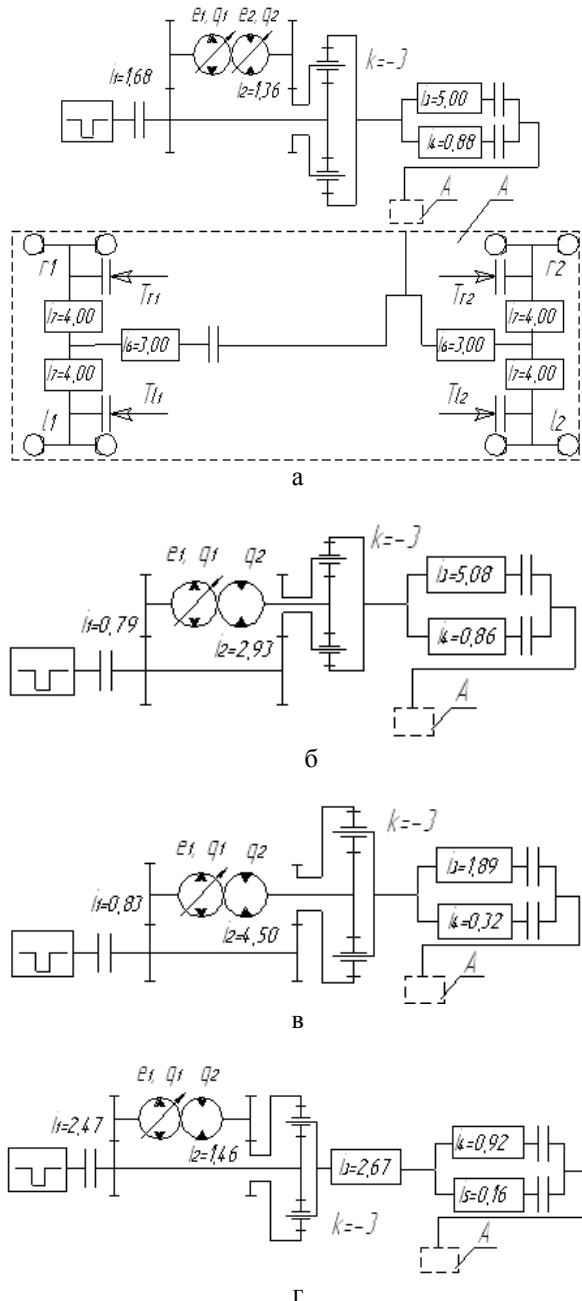


Рис. 2. Кінематичні схеми перспективних ГОМТ з транспортним діапазоном та диференціалом на виході: а, в – схеми ГОМТ з робочим об'ємом гідромотора 250 см³; б, г – схеми ГОМТ з робочим об'ємом гідромотора 130 см³, позначення аналогічні рис. 1

Службове гальмування. Службове гальмування застосовується для плавного зменшення швидкості

трактора або для його повної зупинки в необхідному місці. Воно відбувається з невеликою інтенсивністю, що не викликає неприємних відчуттів у оператора-водія. Уповільнення при службовому гальмування, як правило, не перевищує 1,5 м/с².

Гальмування двигуном, як спосіб гальмування, із-за малої ефективності в тракторах з ГОМТ практично не застосовується і в роботі розглядатися не буде. Інтенсивність, еквівалентну даному способу, здатне забезпечити гальмування за рахунок зміни відносного параметра регулювання ГОП e при збереженні кінематичного зв'язку з двигуном. Крім того, гальмування двигуном не призводить до повної зупинки трактора, оскільки всережимний регулятор підтримує робочий стан двигуна і при наближенні кутової швидкості колінчастого валу до значення, еквівалентного холостому ходу, забезпечує подачу палива, з метою запобігання зупинки двигуна.

Службове гальмування. Гальмування за рахунок гальмівної системи при кінематичному відриві двигуна від ведучих коліс. При службовому гальмуванні основна увага водієм приділяється не закону натиснення на педаль гальма $h_g=f(t)$, тим паче, що потреба в негайному гальмуванні відсутня, а необхідності зупинки в потрібному місці через конкретний проміжок часу, тому приймемо лінійні закони натиснення на педаль гальма $h_g=f(t)$, час повного натиснення складає 3 секунди та 5 секунд.

Параметри регулювання гідромашин ГОП e_1, e_2 змінюються за трьома законами: $e_{11}(t), e_{21}(t)$ – швидкість трактора зменшується повільніше, ніж еквівалентні їй параметри регулювання e_1, e_2 , тобто значення параметрів e_1, e_2 будуть відповідати нульовій швидкості ще в процесі гальмування трактора; $e_{12}(t), e_{22}(t)$ – значення e_1, e_2 відповідають зміні дійсної швидкості трактора; $e_{13}(t), e_{23}(t)$ – швидкість трактора зменшується швидше, ніж еквівалентні їй параметри регулювання e_1, e_2 , тобто в момент повної зупинки трактора параметри e_1, e_2 ще не досягли значень, які відповідають нульовій швидкості.

Службове гальмування. Гальмування за рахунок зміни відносного параметра регулювання ГОП при збереженні кінематичного зв'язку з двигуном. Значення відносного параметра регулювання ГОП e на пряму залежить від параметрів регулювання гідромашин ГОП e_1, e_2 і знаходиться з виразу $e = e_1/e_2$.

Використання ГОП в процесі гальмування відбувається у випадку виникнення необхідності лише знизити швидкість трактора, і в рідших випадках – добитися його повної зупинки. Тому інтенсивність процесу гальмування з використанням даного способу значно нижча, ніж у випадку гальмування за рахунок гальмівної системи при кінематичному відриві двигуна від ведучих коліс. Час, за який відбувається зміна відносного параметра регулювання ГОП e від положення, яке відповідає швидкості 60 км/год, до положення, що характеризується нульовою швидкістю руху трактора, приймаємо 20 секунд та 30 секунд.

Екстрене гальмування. Екстрене гальмування проводиться для зупинки трактора на мінімальній відстані, як правило, раптово, у випадках виникнення небезпеки наїзду, коли необхідно швидко зупинити трактор або знизити його швидкість.

Екстрене гальмування за рахунок гальмівної системи при кінематичному відриві двигуна від ведучих коліс. В зв'язку з тим, що при екстремому гальмуванні натиснення на педаль гальма відбувається з максимальною інтенсивністю, приймемо лінійний закон натиснення, час повного натиснення складає 0,5 секунди. Інші закони зміни положення педалі гальма не має сенсу розглядати, із-за специфіки гальмівного приводу. За прототип обрано двоконтурний пневматичний гальмівний привод трактора «Fendt 936 Vario». В результаті розрахунків було встановлено: час від початку приведення в дію органу управління робочою гальмівною системою даного трактора до моменту, коли тиск у виконавчому апараті пневматичного гальмівного приводу, що знаходиться в найменш сприятливих умовах, досягає 75% тиску, яке повинне встановитися в цьому виконавчому апараті при повному приведенні в дію органу управління, становить 0,45 секунди. Тобто, раніше, ніж за 0,5 секунди максимальний тиск в гальмівних камерах пневматичного гальмівного приводу встановлений не буде.

Параметри регулювання гідромашин ГОП e_1, e_2 змінюються за трьома законами: $e_{11}(t), e_{21}(t)$ – швидкість трактора зменшується повільніше, ніж еквівалентні їй параметри регулювання e_1, e_2 , тобто значення параметрів e_1, e_2 будуть відповідати нульовій швидкості ще в процесі гальмування трактора; $e_{12}(t), e_{22}(t)$ – значення e_1, e_2 відповідають зміні дійсної швидкості трактора; $e_{13}(t), e_{23}(t)$ – швидкість трактора зменшується швидше, ніж еквівалентні їй параметри регулювання e_1, e_2 , тобто в момент повної зупинки трактора параметри e_1, e_2 ще не досягли значень, які відповідають нульовій швидкості.

Закони зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП $e_1(t), e_2(t)$ та результати моделювання екстреного гальмування за рахунок гальмівної системи при кінематичному відриві двигуна від ведучих коліс на прикладі схеми ГОМТ № 3 наведені на рис. 3 – 14.

Екстрене гальмування. Гальмування за рахунок зміни відносного параметра регулювання ГОП та гальмівної системи при збереженні кінематичного зв'язку з двигуном. Даний спосіб гальмування аналогічний за принципом попередньому способу, відмінність полягає лише в наявності кінематичного зв'язку з двигуном. Приймемо лінійний закон натиснення на педаль гальма, час повного натиснення складає 0,5 секунди. Параметри регулювання гідромашин ГОП e_1, e_2 змінюються за законами $e_{11}(t), e_{21}(t); e_{12}(t), e_{22}(t); e_{13}(t), e_{23}(t)$, принцип яких побудований по аналогії з законами $e_1(t), e_2(t)$ попереднього способу.

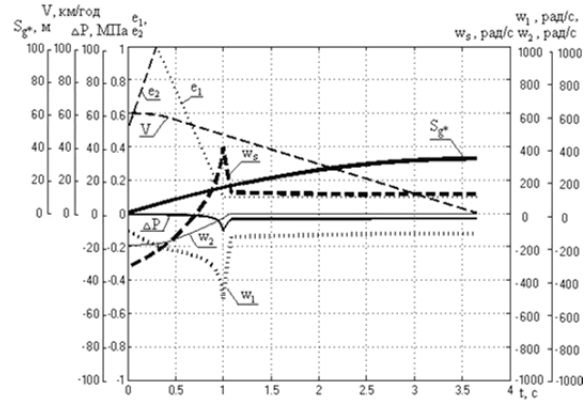


Рис. 3. Результати моделювання екстреного гальмування трактора за рахунок гальмівної системи при кінематичному відриві двигуна від ведучих коліс (залежність шляху, пройденого від моменту початку натиснення на педаль гальма (або початку зміни e) до повної зупинки трактора S_g^* , швидкості трактора V , перепаду робочого тиску в ГОП ΔP , параметрів регулювання e_1, e_2 , кутової швидкості сателітів ω_s , кутової швидкості вала гідронасоса ω_1 , кутової швидкості вала гідромотора ω_2 від часу гальмування t ; схема ГОМТ № 3, варіант розташування зчеплення № 1, закони зміни $e_1, e_2 - e_{11}(t), e_{21}(t)$)

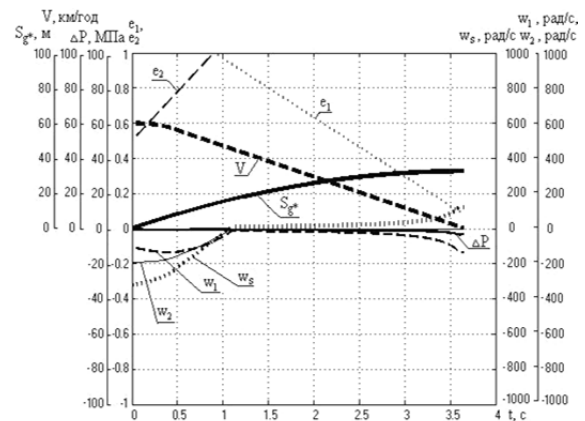


Рис. 4. Результати моделювання екстреного гальмування трактора за рахунок гальмівної системи при кінематичному відриві двигуна від ведучих коліс (усі вісі відповідають рис. 3, схема ГОМТ № 3, варіант розташування зчеплення № 1, закони зміни $e_1, e_2 - e_{12}(t), e_{22}(t)$)

Екстрене гальмування. Гальмування за рахунок гальмівної системи та АБС при кінематичному відриві двигуна від ведучих коліс. Екстрене гальмування за рахунок гальмівної системи при кінематичному відриві двигуна від ведучих коліс супроводжується блокуванням коліс, що призводить до втрат керування та стійкості, зниження гальмівної ефективності. Вирішення цієї проблеми досягається за рахунок використання АБС. Проте, яким чином АБС впливає на зміну кінематичних, силових та енергетичних параметрів ГОМТ різних структур досі не відомо.

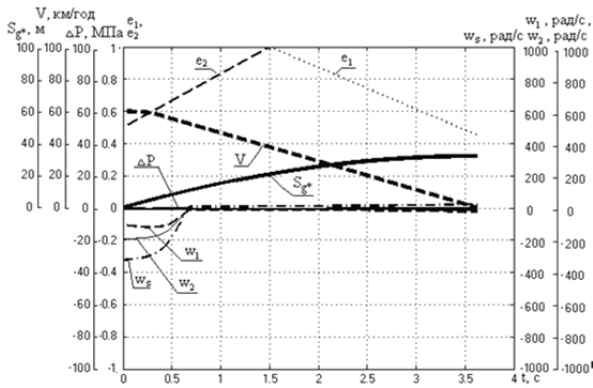


Рис. 5. Результати моделювання екстреного гальмування трактора за рахунок гальмівної системи при кінематичному відриві двигуна від ведучих коліс (усі вісі відповідають рис. 3, схема ГОМТ № 3, варіант розташування зчеплення № 1, закони зміни $e_1, e_2 - e_{13}(t), e_{23}(t)$)

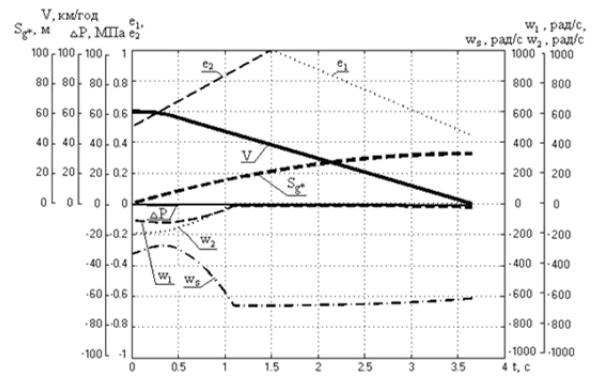


Рис. 8. Результати моделювання екстреного гальмування трактора за рахунок гальмівної системи при кінематичному відриві двигуна від ведучих коліс (усі вісі відповідають рис. 3, схема ГОМТ № 3, варіант розташування зчеплення № 2, закони зміни $e_1, e_2 - e_{13}(t), e_{23}(t)$)

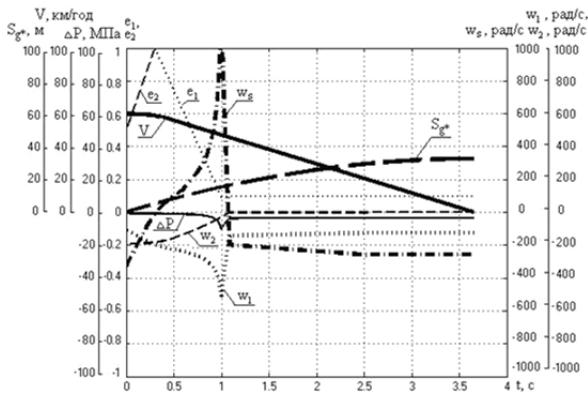


Рис. 6. Результати моделювання екстреного гальмування трактора за рахунок гальмівної системи при кінематичному відриві двигуна від ведучих коліс (усі вісі відповідають рис. 3, схема ГОМТ № 3, варіант розташування зчеплення № 2, закони зміни $e_1, e_2 - e_{11}(t), e_{21}(t)$)

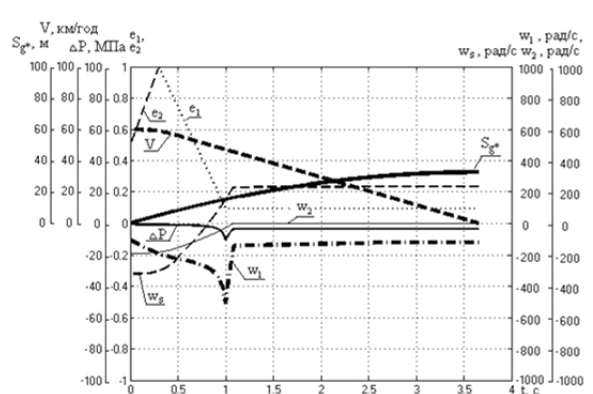


Рис. 9. Результати моделювання екстреного гальмування трактора за рахунок гальмівної системи при кінематичному відриві двигуна від ведучих коліс (усі вісі відповідають рис. 3, схема ГОМТ № 3, варіант розташування зчеплення № 3, закони зміни $e_1, e_2 - e_{11}(t), e_{21}(t)$)

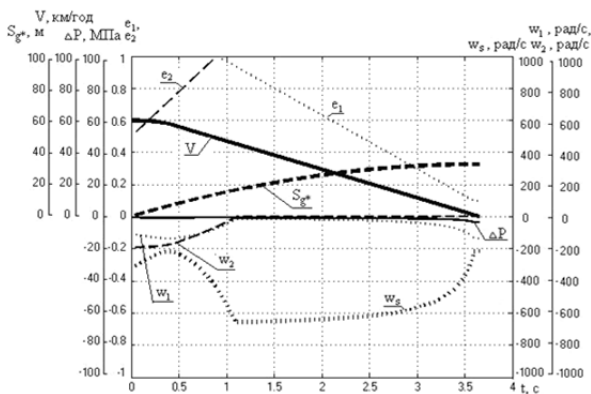


Рис. 7. Результати моделювання екстреного гальмування трактора за рахунок гальмівної системи при кінематичному відриві двигуна від ведучих коліс (усі вісі відповідають рис. 3, схема ГОМТ № 3, варіант розташування зчеплення № 2, закони зміни $e_1, e_2 - e_{12}(t), e_{22}(t)$)

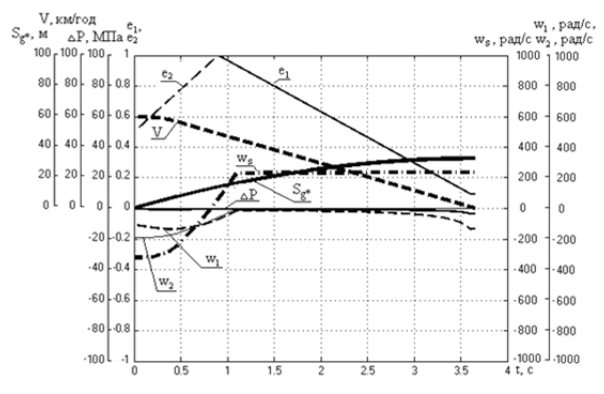


Рис. 10. Результати моделювання екстреного гальмування трактора за рахунок гальмівної системи при кінематичному відриві двигуна від ведучих коліс (усі вісі відповідають рис. 3, схема ГОМТ № 3, варіант розташування зчеплення № 3, закони зміни $e_1, e_2 - e_{12}(t), e_{22}(t)$)

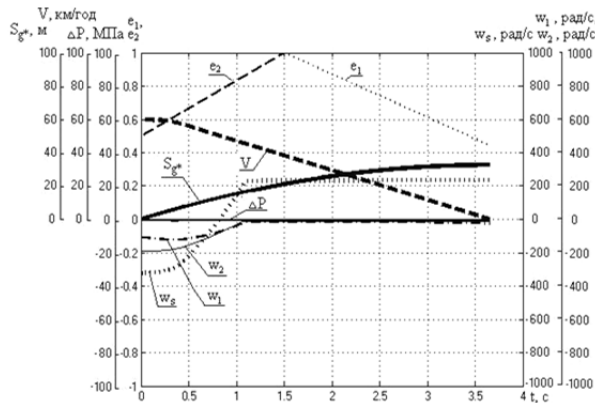


Рис. 11. Результати моделювання екстреного гальмування трактора за рахунок гальмівної системи при кінематичному відриві двигуна від ведучих коліс (усі вісі відповідають рис. 3, схема ГОМТ № 3, варіант розташування зчеплення № 3, закони зміни $e_1, e_2 - e_{13}(t), e_{23}(t)$)

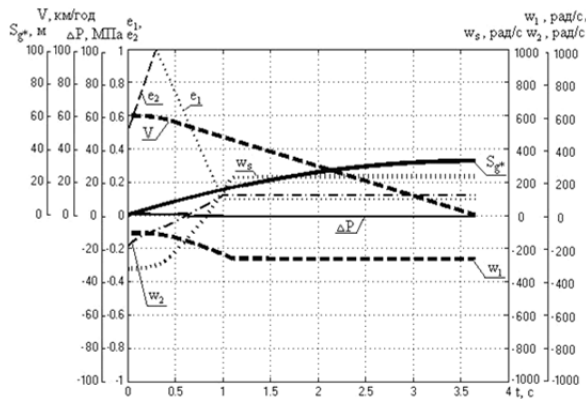


Рис. 12. Результати моделювання екстреного гальмування трактора за рахунок гальмівної системи при кінематичному відриві двигуна від ведучих коліс (усі вісі відповідають рис. 3, схема ГОМТ № 3, варіант розташування зчеплення № 4, закони зміни $e_1, e_2 - e_{11}(t), e_{21}(t)$)

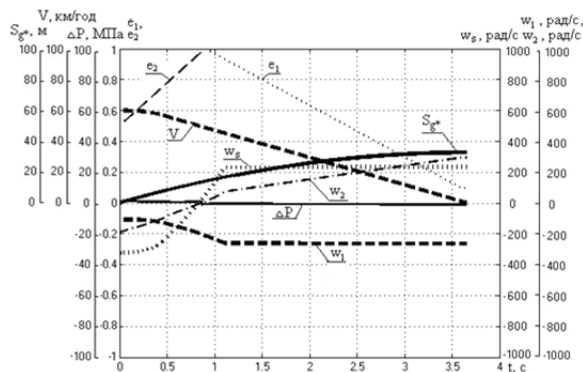


Рис. 13. Результати моделювання екстреного гальмування трактора за рахунок гальмівної системи при кінематичному відриві двигуна від ведучих коліс (усі вісі відповідають рис. 3, схема ГОМТ № 3, варіант розташування зчеплення № 4, закони зміни $e_1, e_2 - e_{12}(t), e_{22}(t)$)

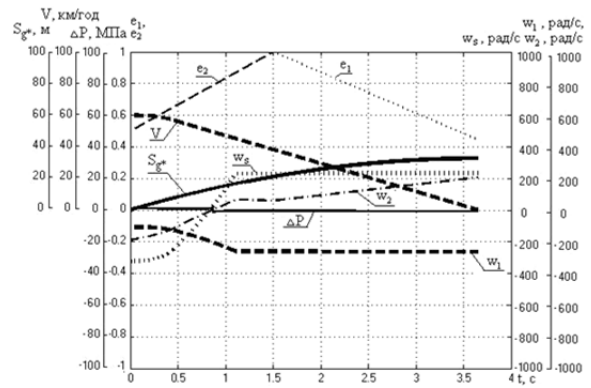


Рис. 14. Результати моделювання екстреного гальмування трактора за рахунок гальмівної системи при кінематичному відриві двигуна від ведучих коліс (усі вісі відповідають рис. 3, схема ГОМТ № 3, варіант розташування зчеплення № 4, закони зміни $e_1, e_2 - e_{13}(t), e_{23}(t)$)

Прийемо лінійний закон натиснення на педаль гальма, час повного натиснення складає 0,5 секунди. Параметри регулювання гідромашин ГОП e_1, e_2 змінюються за законами $e_{11}(t), e_{21}(t); e_{12}(t), e_{22}(t); e_{13}(t), e_{23}(t)$, принцип яких побудований по аналогії з законами $e_1(t), e_2(t)$ попереднього способу.

В результаті комплексного аналізу ГОМТ в процесі гальмування було встановлено:

- при кінематичному відриві двигуна від ведучих коліс використання законів зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП $e_{11}(t), e_{21}(t)$ (швидкість трактора зменшується повільніше, ніж еквівалентній параметри регулювання e_1, e_2) характеризується, як правило, перевищенням допустимого значення кутовою швидкістю вала гідронасоса, вала гідромотора або сателітами;

- закони зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП $e_{11}(t), e_{21}(t)$ навіть у випадку працездатності ГОМТ в процесі гальмування використовувати не рекомендується із-за наявності суттєвої невідповідності між значеннями e_1, e_2 та дійсною швидкістю трактора, що призводить до заниженої реакції трансмісії та суттєво впливає на працездатність ГОМТ в зв'язку з перенавантаженням при необхідності переходу з режиму гальмування в режим розгону або рівномірного руху;

- найкращими, з точки зору реакції трансмісії на перехід з режиму гальмування (при кінематичному відриві двигуна від ведучих коліс) в режим розгону або рівномірного руху, є закони $e_{12}(t), e_{22}(t)$ (значення e_1, e_2 відповідають зміні дійсної швидкості трактора);

- в процесі проектування ГОМТ з диференціалом на вході зчеплення рекомендується розміщувати одразу за двигуном (варіант № 1) або в гідравлічній гілці замкнутого контуру ГОМТ перед ГОП (варіант № 3); при певних обставинах можливе розташування зчеплення в механічній гілці замкнутого контуру ГОМТ (варіант № 2) або в гідравлічній гілці замкнутого контуру ГОМТ за ГОП (варіант № 4), проте в цьому випадку трансмісія, що проекту-

ється, підлягає додатковому дослідженню при всіх можливих варіантах процесу гальмування трактора;

– в процесі проектування ГОМТ з диференціалом на виході зчеплення можна розміщувати за усіма варіантами (одразу за двигуном (варіант № 1), в механічній гілці замкнутого контуру ГОМТ (варіант № 2), в гідравлічній гілці замкнутого контуру ГОМТ за ГОП (варіант № 4)), крім варіанту № 3 – в гідравлічній гілці замкнутого контуру ГОМТ перед ГОП, який дозволяє зберегти працездатність трансмісії в процесі гальмування лише при законах зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП $e_{13}(t)$, $e_{23}(t)$ (швидкість трактора зменшується швидше, ніж еквівалентні їй параметри регулювання e_1, e_2);

– гальмування за рахунок зміни відносного параметра регулювання ГОП e при збереженні кінематичного зв'язку з двигуном має один суттєвий недолік: чим вище інтенсивність зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП e_1, e_2 , тим більше значення перепаду робочого тиску в ГОП, здійснювати автоматичне регулювання перепаду тиску в ГОП за допомогою дроселюючого пристрою, що сполучає магістралі високого та низького тиску, не допустимо, – це супроводжується суттєвим зниженням гальмівної ефективності, як вихід, необхідно для кожної схеми ГОМТ ще в процесі розробки системи керування обмежувати інтенсивність зміни параметрів $e_1(t), e_2(t)$ на певному рівні, щоб оператор-водій не мав можливості даний спосіб гальмування використовувати замість екстреного, проте даний недолік компенсується однією суттєвою перевагою – зниження навантаження на оператора-водія за рахунок реалізації процесу гальмування лише зміною параметрів регулювання гідромашин ГОП e_1, e_2 , саме тому даний спосіб в сучасних тракторах і використовується в якості основного службового;

– для гальмування за рахунок зміни відносного параметра регулювання ГОП e при збереженні кінематичного зв'язку з двигуном оптимальний закон керування процесом гальмування не знаходиться, так як зниження інтенсивності зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП однозначно, навіть без вирішення задачі оптимізації, призводить до зменшення перепаду робочого тиску в ГОП, зниження кутових швидкостей ланок ГОМТ, а також підвищення гальмівного шляху, крім того відсутні обмеження по допустимій величині гальмівного шляху;

– гальмування тракторів за рахунок зміни відносного параметра регулювання ГОП e і гальмівної системи при збереженні кінематичного зв'язку з двигуном не припустимо в зв'язку з надмірним перепадом робочого тиску в ГОП, значення якого перевищує допустиме в декілька разів, заходів у вигляді здійснення автоматичного регулювання перепаду тиску в ГОП за допомогою дроселюючого пристрою, як правило, не достатньо, крім того, спостерігається рух замкнутим контуром ГОМТ як по гідравлічній, так і механічній гілці потужності, що по своєму значенню перевищує потужність двигуна;

– чим вище інтенсивність натиснення на педаль гальма при гальмуванні колісного трактора з ГОМТ за рахунок гальмівної системи при кінематичному відриві двигуна від ведучих коліс, тим вище гальмівна ефективність та більше відхилення від заданої траєкторії;

– не залежно від схем ГОМТ, що розглядалися, варіанту розміщення зчеплення та умов експлуатації, при гальмуванні з АБС, в порівнянні з екстремим гальмуванням за рахунок гальмівної системи при кінематичному відриві двигуна від ведучих коліс, спостерігається підвищення гальмівної ефективності та зниження відхилення від заданої траєкторії (при збереженні силових та кінематичних параметрів трансмісії в межах допустимих значень);

– на даний момент не визначено оптимальний закон зміни $e(t)$ в процесі екстреного гальмування колісних тракторів з безступінчастими ГОМТ, надано лише рекомендації стосовно напрямку пошуку.

Висновки.

1. При кінематичному відриві двигуна від ведучих коліс використання законів зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП $e_{11}(t), e_{21}(t)$ (швидкість трактора зменшується повільніше, ніж еквівалентні їй параметри регулювання e_1, e_2) характеризується, як правило, перевищенням допустимого значення кутовою швидкістю вала гідронасоса, вала гідромотора або сателітами.

2. Гальмування тракторів за рахунок зміни відносного параметра регулювання ГОП e і гальмівної системи при збереженні кінематичного зв'язку з двигуном не припустимо в зв'язку з надмірним перепадом робочого тиску в ГОП, значення якого перевищує допустиме в декілька разів, заходів у вигляді здійснення автоматичного регулювання перепаду тиску в ГОП за допомогою дроселюючого пристрою, як правило, не достатньо, крім того, спостерігається рух замкнутим контуром ГОМТ як по гідравлічній, так і механічній гілці потужності, що по своєму значенню перевищує потужність двигуна.

3. Найбільш прийнятним службовим способом гальмування, з точки зору навантаження на оператора-водія, є гальмування за рахунок зміни відносного параметра регулювання ГОП при збереженні кінематичного зв'язку з двигуном.

4. Використання закону зміни відносного параметра регулювання ГОП в процесі екстреного гальмування колісних тракторів з безступінчастими ГОМТ при кінематичному відриві двигуна від ведучих коліс, при якому значення параметрів регулювання гідромашин ГОП відповідають зміні дійсної швидкості трактора, прийнятне для всіх варіантів схем ГОМТ.

5. ГОМТ колісних тракторів при гальмуванні зі швидкості 60 км/год зберігає працездатність та всі параметри знаходяться в рекомендованих межах лише за відсутності блокування коліс трактора.

6. В процесі службового гальмування за рахунок зміни відносного параметра регулювання ГОП e при збереженні кінематичного зв'язку з двигуном спостерігається не суттєве підвищення гальмівного

шляху – до 1,19% та підвищення відхилення від заданої траєкторії максимум в 2 рази при зміні дорожніх умов у бік зменшення коефіцієнта зчеплення колеса з опорною поверхнею (асфальт / сніг) із-за штучного обмеження уповільнення трактора параметрами регулювання гідромашин $e_1(t)$, $e_2(t)$ та малою інтенсивністю їх зміни.

7. Працездатність тракторів з ГОМТ в процесі гальмування як при русі вперед, так і заднім ходом зберігається при розміщенні зчеплення за двигуном або в гідравлічній гілці замкнутого контуру ГОМТ перед ГОП для схем з диференціалом на вході, при розміщенні зчеплення за двигуном, в механічній гілці замкнутого контуру ГОМТ або в гідравлічній гілці замкнутого контуру ГОМТ за ГОП – для схем з диференціалом на виході, застосуванні законів зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП $e_{12}(t)$, $e_{22}(t)$ (значення e_1 , e_2 відповідають зміні дійсної швидкості трактора) та $e_{13}(t)$, $e_{23}(t)$ (швидкість трактора зменшується швидше, ніж еквівалентні їй параметри регулювання e_1 , e_2), використанні усіх розглянутих способів гальмування, крім гальмування за рахунок зміни відносного параметра регулювання ГОП e одночасно з гальмівною системою при збереженні кінематичного зв'язку з двигуном.

Л і т е р а т у р а

1. Айтцетмюллер Х. Функциональные свойства и экономичность тракторной и специальной техники с трансмиссиями VDC / Х. Айтцетмюллер // Механика машин, механизмов и материалов. – 2009. – Вып. 1(6). – С. 20 – 24.
2. Митрофанов О. Випробування гальмівних систем сучасних зернозбиральних комбайнів за новою методикою / О. Митрофанов, І. Лілевман, О. Лілевман, З. Терещук // Техніка і технології агропромислового комплексу. – 2010. – Вып. 9 (12). – С. 16 – 19.
3. Митрофанов О. Дослідження характеристик та особливостей взаємодії гальмівних систем самохідних сільгоспмашин з гідростатичним приводом ведучих коліс / О. Митрофанов // Збірник наукових праць Українського науково-дослідного інституту прогнозування та випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва імені Леоніда Погорілого. – 2008. – Вып. 11 (25). – С. 25 – 31.
4. Jędrzykiewicz Z. Research on the Properties of a Hydrostatic Transmission for Different Efficiency Models of its Elements / Z. Jędrzykiewicz, J. Pluta, J. Stojek // Acta Montanistica Slovaca Ročník. – 1997. – Vol. 2. – P. 373 – 380.
5. Popa Gh. Experimentally Determination of U-650 Tractor Traction Performances Equipped with Supplementary Hydrostatic Transmission / Gh. Popa, M. Buculei // Inmateh – Agricultural Engineering. – 2013. – Vol. 3. – P. 65 – 68.
6. Rydberg K. Hydro-mechanical Transmissions / K. Rydberg // Fluid and Mechatronic Systems. – 2010. – Vol. 2. – P. 51 – 60.
7. Samorodov V.B. Synthesis of hydrostatic mechanical transmission of wheeled tractors for agricultural purposes / V.B. Samorodov, A.I. Bondarenko // Eastern European Scientific Journal. – 2014. – Vol. 6. – P. 280 – 284.
8. Бондаренко А.И. Просторова математична модель процесу гальмування колісного трактора FENDT 926 VARIO / А.И. Бондаренко // Східно-Європейський журнал передових технологій. Серія: Математика та кібернетика – фундаментальні та прикладні аспекти. – 2011. – Вып. 5/4 (53). – С. 47 – 51.

References

1. Ajtsetmjuller H. Funkcionalnye svojstva i jekonomicnost traktornoj i specialnoj tehniki s transmissijami VDC / H. Ajtsetmjuller // Mehanika mashin, mehanizmov i materialov. – 2009. – Vip. 1(6). – S. 20 – 24.
2. Mitrofanov O. Viprobuvannja galmivnih sistem suchasnih zernozbiralnih kombajniv za novuju metodikoju / O. Mitrofanov, I. Lilevman, O. Lilevman, Z. Tereshhuk // Tehnika i tehnologiiii agropromislovogo kompleksu. – 2010. – Vip. 9 (12). – S. 16 – 19.
3. Mitrofanov O. Doslidzhennja harakteristik ta osoblivostej vzaemodii galmivnih sistem samohidnih silgospmashin z gidrostaticnim privodom veduchih kolis / O. Mitrofanov // Zbirnik naukovih prac Ukraïnskogo naukovo-doslidnogo institutu prognovuvannja ta viprobuvannja tehniki i tehnologiiij dlja silskogospodarskogo virobniictva imeni Leonida Pogorilogo. – 2008. – Vip. 11 (25). – S. 25 – 31.
4. Jędrzykiewicz Z. Research on the Properties of a Hydrostatic Transmission for Different Efficiency Models of its Elements / Z. Jędrzykiewicz, J. Pluta, J. Stojek // Acta Montanistica Slovaca Ročník. – 1997. – Vol. 2. – P. 373 – 380.
5. Popa Gh. Experimentally Determination of U-650 Tractor Traction Performances Equipped with Supplementary Hydrostatic Transmission / Gh. Popa, M. Buculei // Inmateh – Agricultural Engineering. – 2013. – Vol. 3. – P. 65 – 68.
6. Rydberg K. Hydro-mechanical Transmissions / K. Rydberg // Fluid and Mechatronic Systems. – 2010. – Vol. 2. – P. 51 – 60.
7. Samorodov V.B. Synthesis of hydrostatic mechanical transmission of wheeled tractors for agricultural purposes / V.B. Samorodov, A.I. Bondarenko // Eastern European Scientific Journal. – 2014. – Vol. 6. – P. 280 – 284.
8. Bondarenko A.I. Prostorova matematichna model procesu galmuvannja kolisnogo traktora FENDT 926 VARIO / A.I. Bondarenko // Shidno-Єvropeskij zhurnal peredovih tehnologiiij. Serija: Matematika ta kibernetika – fundamentalni ta prikladni aspekti. – 2011. – Vip. 5/4 (53). – S. 47 – 51.

Бондаренко А.И. Основные закономерности распределения кинематических, силовых и энергетических параметров гидрообъемно-механических трансмиссий колесных тракторов в процессе торможения

В статье установлено и систематизировано влияние способов реализации служебного и экстренного торможения, условий эксплуатации, законов нажатия на педаль тормоза и законов изменения параметров регулирования гидромашин гидрообъемной передачи на кинематические, силовые и энергетические параметры гидрообъемно-механических трансмиссий различных структур, а также управляемость и тормозную эффективность. Исследована динамика процесса торможения колесных тракторов с гидрообъемно-механическими трансмиссиями: за счет тормозной системы при кинематическом отрыве двигателя от ведущих колес; за счет изменения относительного параметра регулирования гидрообъемной передачи при сохранении кинематической связи с двигателем; за счет изменения относительного параметра регулирования гидрообъемной передачи и тормозной систе-

мы при сохранении кинематической связи с двигателем; за счет тормозной и антиблокировочной системы при кинематическом отрыве двигателя от ведущих колес. Сформулированы рекомендации относительно целесообразности использования каждого из рассмотренных способов реализации торможения в процессе эксплуатации колесных тракторов с гидрообъемно-механическими трансмиссиями.

Ключевые слова: гидрообъемно-механическая трансмиссия, колесный трактор, торможение, антиблокировочная система.

Bondarenko A. Basic conformities to the law of division of kinematics, power and energy parameters of hydrostatic-mechanical transmissions of the wheeled tractors in the process of braking

Influence of methods of realization of the official and urgent braking, external environments, laws of pressure, on the pedal of brake and laws of change of parameters of adjusting hydraulic machine hydrostatic transmission on the kinematics, power and energy parameters of hydrostatic mechanical transmissions of different structures, and also dirigibility and brake efficiency is set and systematized. The dynamics of process of braking of the wheeled tractors with hydrostatic

mechanical transmissions: due to the brake system at the kinematics tearing off of engine from driving-wheels; due to the change of relative parameter of adjusting hydrostatic transmission at saving of kinematics connection with an engine; due to the change of relative parameter of adjusting hydrostatic transmission and brake system at saving of kinematics connection with an engine; due to the brake and anti-lock brake system at the kinematics tearing off of engine from driving-wheels are explored. Recommendations in relation to expedience of the use of each of the considered methods of realization of braking in the process of exploitation of the wheeled tractors with hydrostatic mechanical transmissions are formulated.

Key words: hydrostatic-mechanical transmission, wheeled tractor, braking, anti-lock brake system.

Бондаренко А.І. – к.т.н., доцент, докторант кафедри автомобіле- і тракторобудування, Національний технічний університет “Харківський політехнічний інститут” (НТУ “ХПІ”), м. Харків, Україна, e-mail: anatoliybon@rambler.ru.

Рецензент: **Осенін Ю.І.**, д.т.н., професор.

Стаття подана 02.02.2015