

**В.Б. САМОРОДОВ**, д-р. техн. наук, проф. НТУ «ХПІ»;  
**О.В. ГРИГОРОВ**, д-р. техн. наук, проф. НТУ «ХПІ»;  
**А.І. БОНДАРЕНКО**, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПІ»

## **АНАЛІЗ БЕЗСТУПІНЧАСТИХ ДВОПОТОКОВИХ ГІДРООБ'ЄМНО-МЕХАНІЧНИХ ТРАКТОРНИХ ТРАНСМІСІЙ: ВИБІР І ОБҐРУНТУВАННЯ ПЕРСПЕКТИВНИХ СХЕМ**

Систематизовано основні закономірності розподілу кінематичних, силових та енергетичних параметрів гідрооб'ємно-механічних трансмісій, що працюють за схемами “диференціал на вході” та “диференціал на виході”, вибрано та проаналізовано перспективні схеми.

Систематизированы основные закономерности распределения кинематических, силовых и энергетических параметров гидрообъемно-механических трансмиссий, работающих по схемам “дифференциал на входе” и “дифференциал на выходе”, выбрано и проанализировано перспективные схемы.

Systematization of kinematics, power and energetic parameters of hydrostatic-mechanical transmissions, which work on a charts “differential on entrance” and “differential on exit” have been done, systematized, chosen and analysed perspective charts.

### **Вступ**

Прагнення до безступінчастого регулювання швидкості, спрощення конструкції трансмісій, підвищення керованості, призвело до необхідності обладнання гідрооб'ємно-механічною трансмісією (ГОМТ) серійно випускаємих колісних сільськогосподарських тракторів.

Щорічно такими всесвітньо відомими транснаціональними корпораціями як CNH, що об'єднує фірми Case IH, New Holland (США) і Steyr (Австрія); AGCO, що об'єднує фірми Fendt (Німеччина), Massey Ferguson, Challenger (США) і Valtra (Фінляндія); SDF, що об'єднує фірми Same, Lamborghini (Італія) і Deutz-Fahr (Німеччина), а також двома найбільшими компаніями John Deere (США) і Claas (Німеччина) поставляється на світовий ринок майже 400 000 тракторів, а це більше 80% всього світового випуску тракторної техніки, з них близько 18% оснащені ГОМТ.

Не дивлячись на величезну різноманітність ГОМТ, якими обладнуються колісні трактори, на даний момент мало вивчений вплив місця розташування планетарного ряду (ПР), з'єднання механічної та гідравлічної гілки з ланками ПР на основні параметри ГОМТ (робочі об'єми гідромашин, кутові швидкості їх валів, значення тиску, об'ємний, механічний і загальний коефіцієнт корисної дії (ККД)).

## **Аналіз останніх досліджень і публікацій**

ГОМТ підрозділяються на повнопотокові, коли вся потужність двигуна передається гідравлічним шляхом, і двохпотокові (з диференціалами на вході, виході, зі змінною (різною) структурою), де менша частина потоку потужності (0 – 75%) передається гідравлічним шляхом, а решта частини (завичай більша) – механічним шляхом [1].

Двохпотокові ГОМТ представляють зараз єдиний вид безступінчастих передач, що серійно встановлюються на сільськогосподарських тракторах. Область їх використання росте як по числу моделей тракторів, так і по потужності, що передається [2].

В роботі [3] відзначається, що схема “диференціал на вході” рідко застосовується в ГОМТ, частіше у складі ГОМТ зі змінною структурою. Особливістю даної схеми є те, що вона може самостійно покривати весь діапазон регулювання (трансмсія Fendt Vario) при збереженні достатньо високого ККД ГОМТ (до 0,82) за рахунок збільшення об’ємів гідромашин.

У всіх ГОМТ, виконаних за схемою “диференціал на виході”, як правило, використовується одна регульована і одна нерегульована гідромашини [3]. Перевагою таких ГОМТ є мала встановлююча потужність гідромашин завдяки використанню декількох піддіапазонів. При цьому в ГОМТ S-Matic, CNH, Eссom встановлююча потужність кожної гідромашини складає половину потужності двигуна трактора. На початку кожного піддіапазону така ж потужність циркулює в замкнутому контурі трансмісії, спричиняючи зниження її ККД, в кінці діапазонів циркуляція відсутня.

Найбільш складною є ГОМТ зі змінною (різною) структурою, в якій весь діапазон регулювання розбивають на піддіапазони (ГОМТ John Deere Auto Powr 8345 R, MALI WSG 500), в кожному з яких, або в частині з них, використовується схема “диференціал на вході”, “диференціал на виході” або ж складніша механічна частина (декілька диференціалів) [1, 3].

В зв’язку з тим, що конструкції ГОМТ розвиваються у бік зменшення числа фрикційних багатодискових муфт, відповідно зменшення кількості піддіапазонів і складних механічних частин, проаналізуємо схеми “диференціал на вході”, “диференціал на виході”, як такі, що найчастіше використовуються і є складовою будь-якої ГОМТ.

## **Мета та постановка завдань**

Метою даної роботи є визначення основних параметрів ГОМТ, що працюють за схемою “диференціал на вході”, “диференціал на виході” та вибір і аналіз перспективних схем ГОМТ.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні завдання: скласти кінематичні та структурні схеми ГОМТ з різним з’єднанням механічної та гідравлічної гілки з ланками ПР (з сонячною шестернею, коронною шестернею, водилом); визначити кінематичні, силові

та енергетичні параметри трансмісій, ККД трансмісії; вибрати перспективні схем ГОМТ; проаналізувати отримані результати.

**Аналіз безступінчастих двопотокових гідрооб’ємно-механічних тракторних трансмісій: вибір і обґрунтування перспективних схем**

**Диференціал на вході**

В якості початкових даних для аналізу вибрані наступні параметри: максимальні оберти колінчастого валу двигуна 2250 об/хв; радіус коліс  $r = 0,85$  м; маса трактора 9000 кг; швидкість, що реалізується на тяговому діапазоні при коефіцієнті опору руху  $f = 0,5$  – від 0 до 10 км/год; робочий об’єм гідронасоса – 130 см<sup>3</sup>, робочий об’єм гідромотора – 130 см<sup>3</sup>; гідромашини виробництва “Sauer-Danfoss”.

У ГОМТ колісних сільськогосподарських тракторів, що працюють за схемою “диференціал на вході”, можливі 6 варіантів з’єднання механічної та гідравлічної гілки з ланками ПР (рис. 1). Спрощені кінематичні схеми ГОМТ з диференціалом на вході з однією регульованою і однією нерегульованою гідромашинами, двома регульованими гідромашинами наведені на рис. 2. Структурні схеми даних ГОМТ наведені на рис. 3.

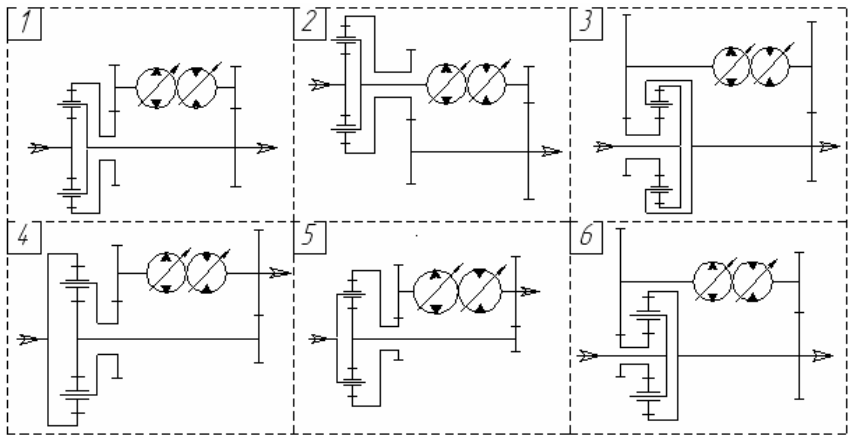
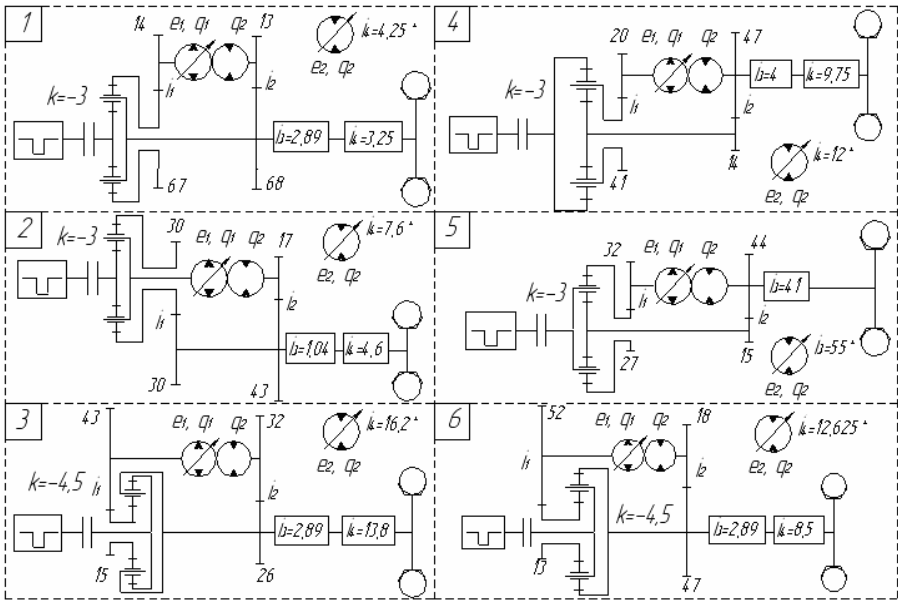


Рисунок 1 – Кінематичні схеми замкнутих контурів ГОМТ з диференціалом на вході при різних з’єднаннях механічної та гідравлічної гілки з ланками ПР

Позначення на рисунках та в подальших формулах:  $k$  – внутрішнє передавальне відношення ПР;  $e_1, e_2$  – відносний параметр регулювання ГОП;  $q_1, q_2$  – максимальна продуктивність гідромашин;  $i_i$  – передавальне число редуктора;  $\omega_i$  – кутова швидкість ланки;  $M_{nm}$  – моменти на ланках ГОМТ;

$m$  – індекс-число співпадає з номером кутової швидкості ланки;  $n$  – індекси-букви відповідають моментам на кінцях ланок.



\* – регульований гідромотор

Рисунок 2 – Спрощені кінематичні схеми ГОМТ з диференціалом на вході при різних з'єднаннях механічної та гідравлічної гілки з ланками ПР

В результаті аналізу ГОМТ з диференціалом на вході було встановлено [4]:

– розглянуті ГОМТ з нерегульованим гідромотором по всіх параметрах (ККД трансмісії, потужності двигуна, перепаду тиску) поступаються аналогічними ГОМТ з регульованим гідромотором, тому подальший аналіз стосуватиметься тільки останніх схем;

– особливістю схеми № 2 є те, що вона працездатна лише при підвищених об'ємах гідромашин гідрооб'ємної передачі (ГОП). При робочому об'ємі гідронасоса –  $130 \text{ см}^3$ , робочому об'ємі гідромотора –  $130 \text{ см}^3$  схема не придатна до використання;

– внутрішнє передавальне відношення ПР схем № 3, 6 в розрахунках прийнято  $k = -4,5$ , у зв'язку з тим, що кутові швидкості сателітів при  $k = -3$  досягають  $1000 \text{ рад/с}$  при русі трактора з місця (допустимо не більше  $600 \text{ рад/с}$ ), тому дані схеми не рекомендуються до використання;

– максимальне значення ККД серед схем трансмісій № 1, 4, 5 у ГОМТ № 4 –  $0,862$  при швидкостях  $8,2 - 10,0 \text{ км/год}$ , на другому місці схеми № 1, 5;

– потужність двигуна, що необхідна для виконання технологічного режиму оранки зі швидкістю 10 км/год є мінімальною у ГОМТ № 4 – 142,5 кВт, на другому місці схема № 1 – 145,8 кВт, на третьому № 5 – 150,0 кВт.

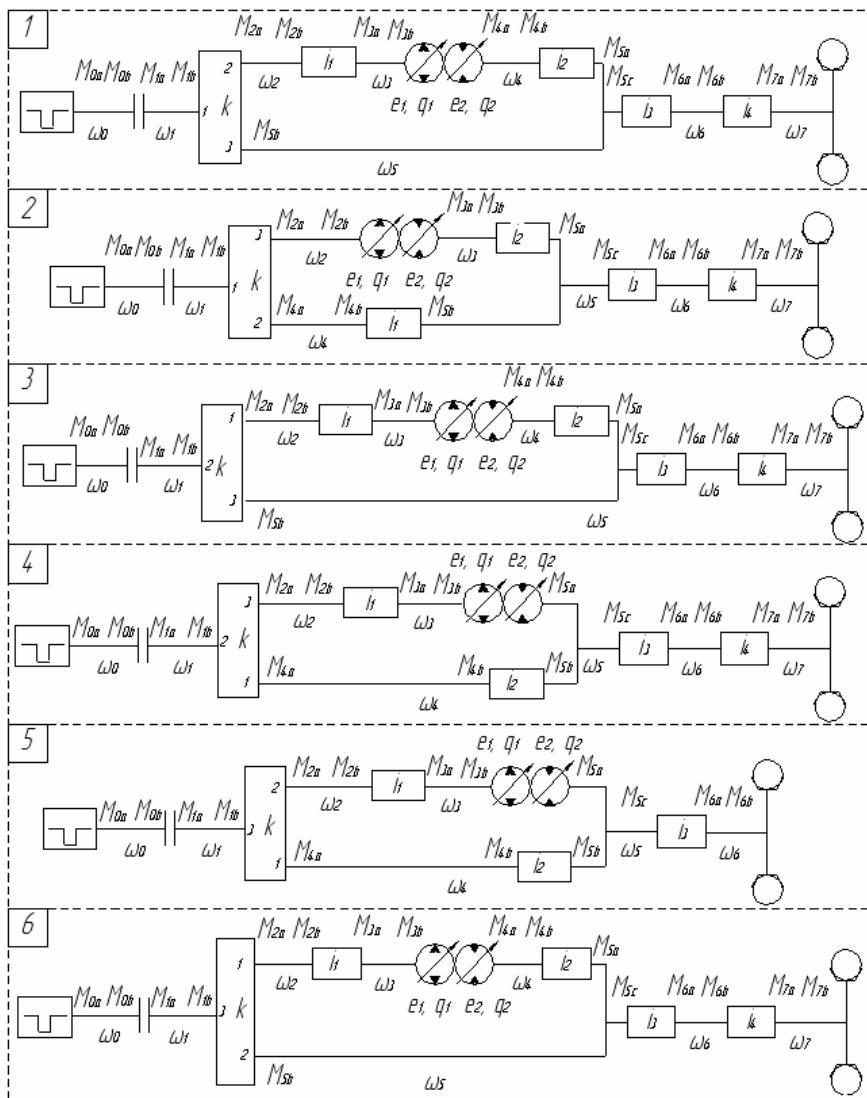


Рисунок 3 – Структурні схеми ГОМТ з диференціалом на вході

У розглянутих ГОМТ з диференціалом на вході при русі переднім ходом зі швидкістю до 10 км/год в замкнутому контурі трансмісії циркуляція потужності відсутня – потужність передається по паралельних гілках двопотокової трансмісії (рис. 4).

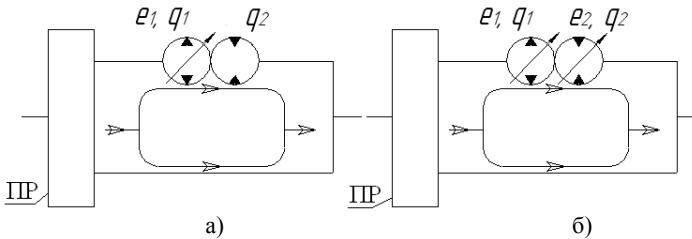


Рисунок 4 – Розподіл потоків потужності в замкнутих контурах ГОМТ з диференціалом на вході: а – ГОМТ з нерегульованим гідромотором; б – ГОМТ з регульованим гідромотором.

Якнайкращою з розглянутих ГОМТ з диференціалом на вході (рис. 2.3) при заданих початкових даних є схема № 1, на другому місці № 1, на третьому – схема № 5. Схеми № 3, 6 використовувати не рекомендується, № 2 – не працездатна. Остаточний висновок про доцільність застосування тієї або іншої схеми ГОМТ на колісних сільськогосподарських тракторів можна зробити лише після повного аналізу всіх діапазонів трансмісії як на передньому ході, так і русі заднім ходом.

Як було відмічено раніше, схема “диференціал на вході” рідко застосовується в ГОМТ, частіше у складі ГОМТ із змінною структурою. Особливістю даної схеми є те, що вона може самостійно покривати весь діапазон регулювання при збереженні достатньо високого ККД ГОМТ за рахунок збільшення об’ємів гідромашин.

Не зважаючи на те, що схема № 5 ГОМТ з диференціалом на вході поступається за попередніми розрахункам тільки по значенню КПД (і, відповідно, потужності двигуна) схемам № 4 та № 1, проте має найменше значення кутової швидкості валу гідронасосу в порівнянні зі схемам № 4 та № 1. На теперішній час саме на її базі розроблено трансмісію Fendt Varіо, яка є найбільш оригінальною, ефективною та простою з усіх існуючих безступінчастих ГОМТ. Саме тому схему № 5 ГОМТ з диференціалом на вході, а точніше трансмісію Fendt Varіо, оберемо для подальшого дослідження.

### Диференціал на виході

У ГОМТ колісних сільськогосподарських тракторів, що працюють за схемою “диференціал на виході”, можливі 6 варіантів з’єднання механічної та гідравлічної гілки з ланками ПР (рис. 5). Спрощені кінематичні схеми ГОМТ з диференціалом на виході з однією регульованою і однією

нерегульованою гідромашинами, двома регульованими гідромашинами наведені на рис. 6. Структурні схеми даних ГОМТ наведені на рис. 7.

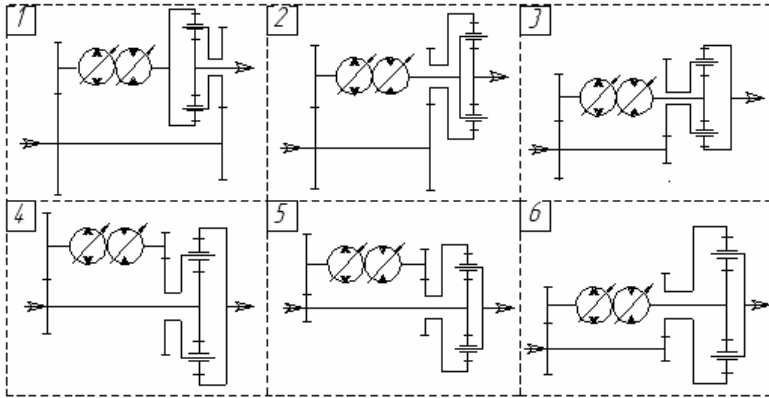
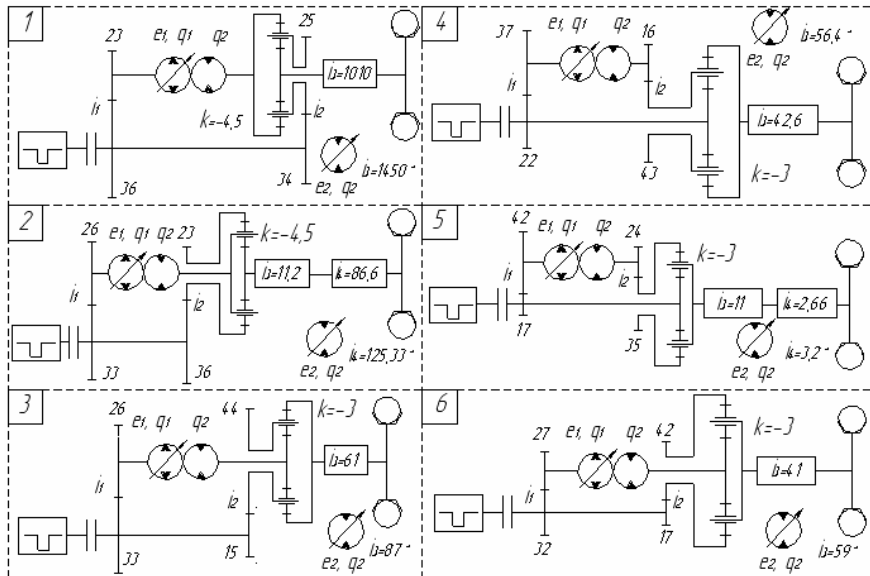


Рисунок 5 – Кінематичні схеми замкнутих контурів ГОМТ з диференціалом на виході при різних з'єднаннях механічної та гідравлічної гілки з ланками ПР



\* – регульований гідромотор

Рисунок 6 – Спрощені кінематичні схеми ГОМТ з диференціалом на виході при різних з'єднаннях механічної та гідравлічної гілки з ланками ПР

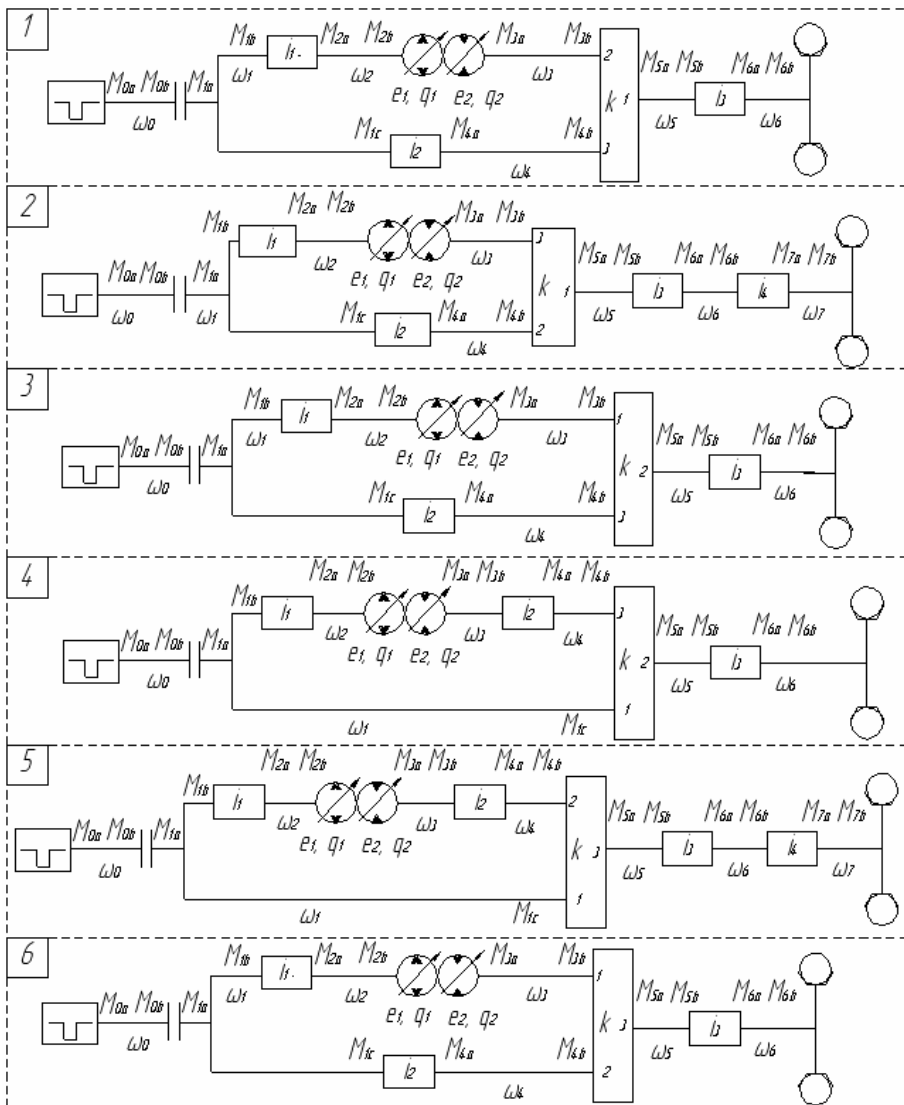


Рисунок 7 – Структурні схеми ГОМТ з диференціалом на вході

В результаті аналізу ГОМТ з диференціалом на виході було встановлено [5]:



– не дивлячись на те, що внутрішнє передавальне відношення планетарного ряду схем № 1, 2 в розрахунках прийнято  $k = -4,5$ , кутові швидкості сателітів досягають 1729,0 і -1673,0 рад/с (з нерегульованим гідромотором), 2500,0 і -2318,0 рад/с (з регульованим гідромотором) при швидкості 10 км/год (допустимо не більше 600 рад/с), що свідчить про непрацездатність даних трансмісій;

– оберти валу регульованого гідромотора схем № 1 – 3, 6 та перепад робочого тиску в ГОП схеми № 5 (з регульованим гідромотором) перевищують максимально допустимі значення, що свідчить про непрацездатність даних трансмісій. В подальшому ці схеми в аналізі не будуть використовуватися;

– максимальне значення ККД трансмісії у схеми № 4 складає 0,870 при швидкостях 6,2 – 10,0 км/год (з нерегульованим гідромотором) та 0,878 при швидкостях 4,0 – 8,0 км/год (з регульованим гідромотором). Решта схем має яскраво виражений максимум при швидкостях 5,0 – 6,0 км/год, подальше збільшення швидкості супроводжується зниженням ККД. Друге місце за значенням КПД ГОМТ має схема № 3 – 0,866 при швидкості 6,2 км/год, а при 10,0 км/год – 0,824;

– потужність двигуна, необхідна для виконання технологічного режиму оранки зі швидкістю 10 км/год є мінімальною у ГОМТ № 4 – 141,8 кВт (з нерегульованим гідромотором), на другому місці схема № 3 – 150,4 кВт.

У ГОМТ з диференціалом на виході з нерегульованим гідромотором, що розглядаються, при русі переднім ходом зі швидкістю 5,5 – 10 км/год (для схем № 1 – 4, 6), 6,0 – 10,0 км/год (для схеми № 5) в замкнутому контурі трансмісії циркуляція потужності відсутня – потужність передається по паралельних гілках двопотокової трансмісії (значення кругового передавального відношення замкнутого контуру  $i_{dkbd} < 0$ ). При русі зі швидкістю 0 – 5,5 км/год (для схем № 1 – 4, 6), 0 – 6,0 км/год (для схеми № 5) в замкнутому контурі з'являється циркуляція потужності, що приводить до перевантаження механічної гілки ( $i_{dkbd} > 0$ , рис. 8).

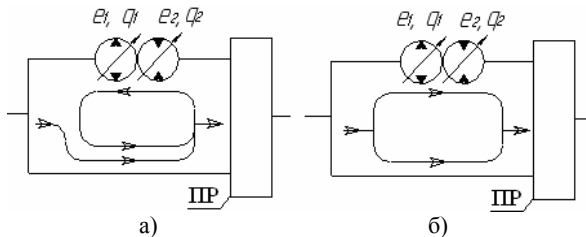


Рисунок 8 – Розподіл потоків потужності в замкнутих контурах ГОМТ з диференціалом на виході з регульованим та нерегульованим гідромотором:

а –  $i_{dkbd} > 0$ ; б –  $i_{dkbd} < 0$ .

У ГОМТ № 4 з диференціалом на виході з регульованим гідромотором при русі переднім ходом зі швидкістю 4,0 – 10 км/год в замкнутому контурі трансмісії циркуляція потужності відсутня. При русі зі швидкістю 0 – 4,0 км/год в замкнутому контурі з'являється циркуляція потужності, що приводить до перевантаження механічної гілки.

Якнайкращою з розглянутих ГОМТ з диференціалом на виході (рис. 2.18) є схема № 4 (можна використовувати її як з регульованим, так і з регульованим гідромотором), на другому місці № 3, третє місце ділять схеми № 5, 6 (показники відрізняються за рахунок різного числа редукторів). Схеми № 1, 2 (з нерегульованим гідромотором), № 1 – 3, 5, 6 (з регульованим гідромотором) – не працюєдатні.

Остаточний висновок про доцільність застосування тієї або іншої схеми ГОМТ з диференціалом на виході на колісних сільськогосподарських тракторів можна зробити лише після повного аналізу всіх діапазонів трансмісії як на передньому ході, так і русі заднім ходом.

### **Визначення основних параметрів ГОМТ тракторів серії Fendt 900 Vario (схема “диференціал на вході”)**

Особливістю ГОМТ тракторів Fendt серії 900 є використання одного регульованого гідронасоса і двох регульованих гідромоторів з максимальним відхиленням блоку циліндрів до  $45^0$ . Робочий і транспортний діапазони є двопотоковими, проте при русі з місця трансмісія працює як повнопотокова – через гідравлічну гілку передається 100% потужності двигуна. При подальшому збільшенні швидкості частка потужності, що проходить через гідравлічну гілку ГОМТ, зменшується, а через механічну, відповідно, збільшується. При максимальній швидкості (до 60 км/год) ГОМТ працює як ланцюг механічних редукторів, що передає 100% потужності двигуна.

Кінематична схема трансмісії тракторів серії Fendt 900 Vario приведена на рис. 9, структурна на рис. 10.

Позначення на рис. 10 та в подальших формулах:  $T_{ij}$  – параметр включення гальма ( $T_{ij} = 1$  – гальмо включене,  $T_{ij} = 0$  – вимкнене,  $i = r$  – правий борт,  $i = l$  – лівий борт,  $j = 1$  – передня вісь,  $j = 2$  – задня вісь).

Початкові данні: трактор Fendt 939 Vario з двигуном потужністю 287 кВт (максимальні оберти колінчастого валу двигуна 2200 об/хв); радіус передніх коліс  $r_{11} = 0,8$  м, задніх коліс  $r_{12} = 0,98$  м; маса трактора 10830 кг; робочий об'єм гідронасоса – 130 см<sup>3</sup> і робочий об'єм гідромоторів – по 160 см<sup>3</sup> (“Sauer-Danfoss”).

В результаті аналізу було встановлено [6], що максимальне значення ККД трансмісії при технологічному режимі оранки складає 0,74, яке є нижче декларованого в рекламі (максимальне – 0,82). Можливо, це зв'язано з використанням моделі Городецького К.І. для визначення ККД ГОП, яка може занижувати значення ККД гідромашин і трансмісії в цілому.

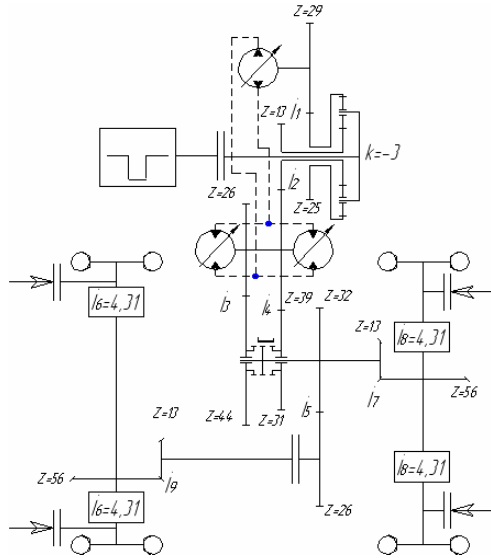


Рисунок 9 – Кінематична схема з ідентифікованими параметрами трансмісії тракторів серії Fendt 900 Vario

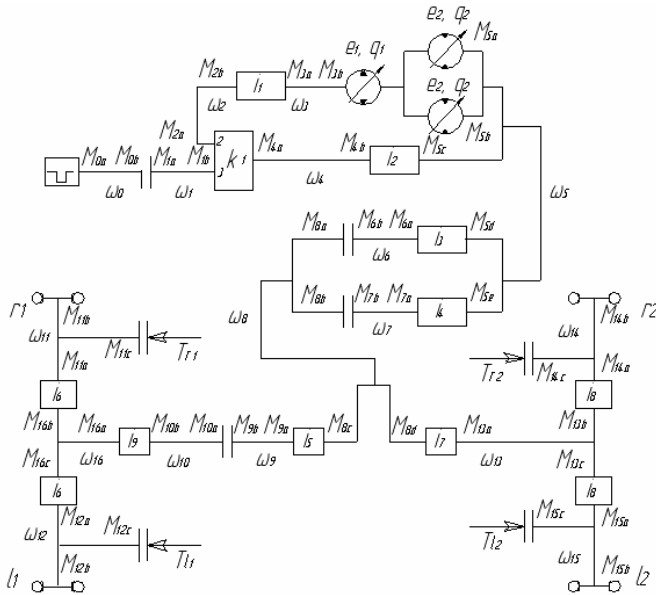


Рисунок 10 – Структурна схема трансмісії тракторів серії Fendt 900 Vario

У замкнутому контурі трансмісії трактора Fendt 939 Vario:

– відсутня циркуляція потужності при русі переднім ходом (рис. 11, а):

- на тяговому діапазоні ( $f = 0,5$ ) при швидкостях 0,02...12 км/год;
- на тяговому діапазоні ( $f = 0,05$ ) при швидкостях 0,02...27,5 км/год;
- на транспортному діапазоні ( $f = 0,05$ ) при швидкостях 0,02...60

км/год;

– виникає циркуляція потужності при русі заднім ходом (рис. 11, б):

- на тяговому діапазоні ( $f = 0,5$ ) при швидкостях 0,02...10 км/год;
- на тяговому діапазоні ( $f = 0,05$ ) при швидкостях 0,02...15 км/год;
- на транспортному діапазоні ( $f = 0,05$ ) при швидкостях 0,02...30

км/год.

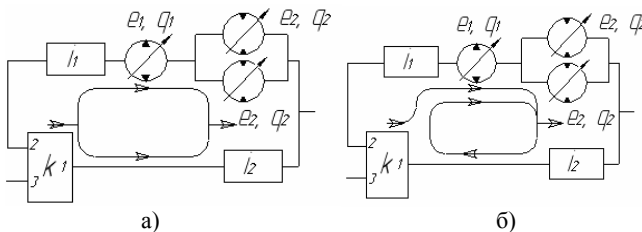


Рисунок 11 – Розподіли потоків потужності в замкнутому контурі трансмісії трактора Fendt 939 Vario: а – рух переднім ходом; б – рух заднім ходом.

Особливістю трансмісії тракторів Fendt серії 800, 900 є наявність двох регульованих гідромоторів, що істотно зменшує робочий тиск в гідропередачі при русі вперед і, особливо, заднім ходом, коли в режимі циркуляції потужності перевантажена гідравлічна гілка.

### **Визначення основних параметрів ГОМТ трактора-аналога “Беларус 3022 ДВ” (схема “диференціал на виході”)**

Не зважаючи на те, що схема № 5 ГОМТ з диференціалом на виході (рис. 7) була виключена з аналізу із-за перевищення максимально допустимого значення перепаду робочого тиску в ГОП при робочому об’ємі гідронасоса – 130 см<sup>3</sup>, робочому об’ємі гідромотора – 130 см<sup>3</sup> (з регульованим гідромотором та регульованим гідронасосом), вона мала друге місце за величиною значення максимального КПД після схеми № 4 та мінімальні значення кутових швидкостей сателітів та валів гідромашин з усіх ГОМТ з диференціалом на виході, що розглядалися. Зниження перепаду робочого тиску в ГОП можливе за рахунок підвищення робочого об’єму гідромотора.

Саме тому схему № 5 ГОМТ (рис. 7), а точніше ГОМТ для тракторів “Беларус 3022 ДВ” з потужністю двигуна 300 – 350 к.с. з диференціалом на

виході і двома керованими гідроагрегатами, що створена Індустріальною групою «Українська промислова енергетична компанія» в тісному творчому контакті з НТУ «ХПІ» і ТОВ «Українське бюро трансмісії і шасі» обрано для подальшого дослідження. Структурна схема трансмісії приведена на рис. 12 [7].

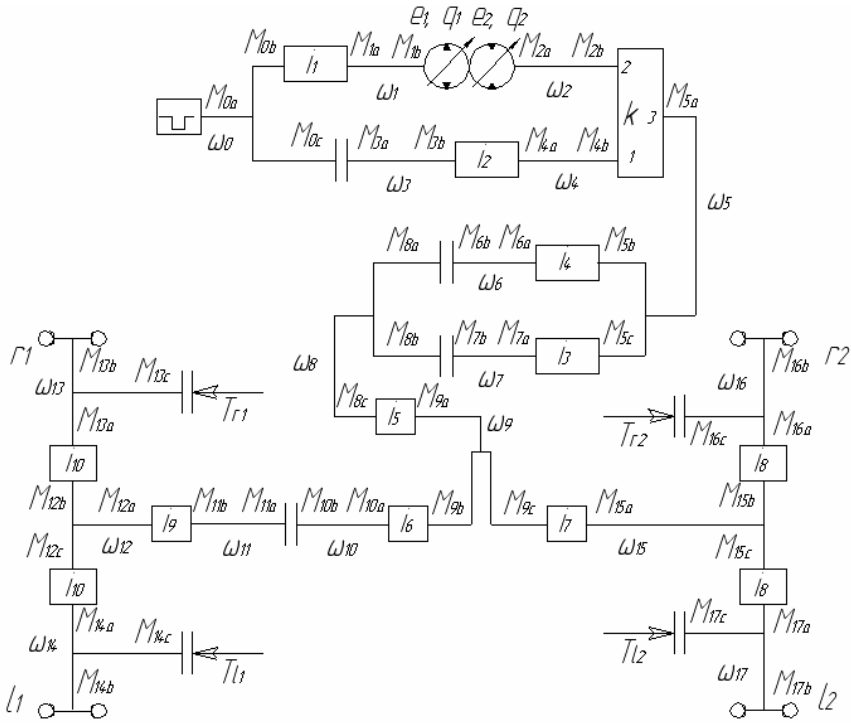


Рисунок 12 – Структурна схема трансмісії з диференціалом на виході

Запропонована ГОМТ забезпечує роботу трактора на двох швидкісних діапазонах, реалізує безступінчасту зміну швидкості всередині кожного. Робота на першому тяговому діапазоні забезпечує рух трактора зі швидкостями від 0 до 24,5 км/год, на другому транспортному діапазоні – зі швидкостями від 0 до 60 км/год. Рух трактора заднім ходом здійснюється регулюванням блоку гідромотора при максимальній подачі регульованого гідронасоса, що не вимагає застосування в конструкції додаткових механічних передач.

Кінематика трансмісії описується системою наступних рівнянь:

$$\left\{ \begin{array}{l} \omega_0 - \omega_d = 0; \quad \omega_0 - \omega_3 = 0; \quad \omega_3 \cdot i_2 - \omega_4 = 0; \\ \omega_0 \cdot i_1 - \omega_1 = 0; \quad e_1 \cdot q_1 \cdot \omega_1 - e_2 \cdot q_2 \cdot \omega_2 = \gamma \cdot \Delta Q; \\ \omega_4 - k \cdot \omega_2 + (k-1) \cdot \omega_5 = 0; \quad \omega_5 \cdot i_4 - \omega_6 = 0; \\ \omega_5 \cdot i_3 - \omega_7 = 0; \quad \omega_6 - \omega_8 = 0, \quad \Psi = 1; \\ \omega_7 - \omega_8 = 0, \quad \Psi = 0; \quad \omega_8 \cdot i_5 - \omega_9 = 0; \\ \omega_9 \cdot i_6 - \omega_{10} = 0; \quad \omega_9 \cdot i_7 + \omega_{15} = 0; \\ (\omega_{10} - \omega_{11}) \cdot \Psi = 0; \quad (\omega_{11} \cdot i_9 - \omega_{12}) \cdot \Psi = 0; \\ (\omega_{12} \cdot i_{10} - \omega_{13}) \cdot \Psi = 0; \quad (\omega_{12} \cdot i_{10} - \omega_{14}) \cdot \Psi = 0; \\ \omega_{15} \cdot i_8 - \omega_{16} = 0; \quad \omega_{15} \cdot i_8 - \omega_{17} = 0, \end{array} \right. \quad (1)$$

де  $\omega_d$  – кутова швидкість колінчастого валу двигуна;

$i_j$  – передавальне відношення редуктора [8];

$\gamma$  – коефіцієнт, що характеризує напрям потоку потужності ( $\gamma = 1$  – прямий потік потужності;  $\gamma = -1$  – зворотний потік потужності);

$\Delta Q$  – втрати робочої рідини у всіх гідромашинах, які обчислюються з урахуванням знаку перепаду тиску в ГОП [9, 10];

$\Psi$  – коефіцієнт, що характеризує діапазон руху (при  $\Psi = 0$  – транспортний, при  $\Psi = 1$  – тяговий).

Сумарні втрати робочої рідини в гідронасосі та гідромоторі визначаються з виразу:

$$\Delta Q = (\lambda_1 + \lambda_2) \cdot \Delta p = \left( \frac{K_{1y}}{\mu} \cdot (1 + \tilde{N}_{1y} \cdot |\omega_{e01}|) + \frac{K_{2y}}{\mu} \cdot (1 + \tilde{N}_{2y} \cdot |\omega_{e02}|) \right) \cdot \Delta p, \quad (2)$$

де  $\lambda_1, \lambda_2$  – коефіцієнт об'ємних втрат, пропорційний перепаду тиску для гідронасоса та гідромотора;

$\Delta p$  – перепад робочого тиску в ГОП;

$K_{iy}, C_{iy}$  – коефіцієнти втрат для гідронасоса ( $i = 1$ ) і для гідромотора ( $i = 2$ );

$\mu$  – коефіцієнт динамічної в'язкості;

$\omega_{e01}, \omega_{e02}$  – кутова швидкість вала гідронасоса та гідромотора, обчислена при ітераційному вирішенні нелінійної матричної системи на попередній ітерації, для першої ітерації приймається рівною 0.

Силові параметри трансмісії описуються системою наступних рівнянь:

$$\left\{ \begin{array}{l}
M_{0b} \cdot \eta_1^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{0b})} + i_1 \cdot M_{1a} = 0; \quad M_{3b} \cdot \eta_2^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{3b})} + i_2 \cdot M_{4a} = 0; \\
M_{1b} - e_1 \cdot q_1 \cdot \Delta p = -\Delta M_1 \cdot \text{sign}(\omega_{10}); \quad M_{2a} + e_2 \cdot q_2 \cdot \Delta p = -\Delta M_2 \cdot \text{sign}(\omega_{20}); \\
M_{4b} \cdot \eta_{13}^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{4b} \cdot \omega_4)} + M_{2b} \cdot \eta_{23}^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{2b} \cdot \omega_2)} + M_{5a} = 0; \\
M_{4b} \cdot k \cdot \eta_{13}^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{4b} \cdot \omega_4)} + M_{2b} \cdot \eta_{23}^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{2b} \cdot \omega_2)} = 0; \\
M_{5b} \cdot \eta_4^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{5b})} + i_4 \cdot M_{6a} = 0; \quad M_{6b} \cdot \Psi + M_{8a} = 0; \quad M_{6b} = 0, \Psi = 0; \\
M_{5c} \cdot \eta_3^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{5c})} + i_3 \cdot M_{7a} = 0; \quad M_{7b} = 0, \Psi = 1; \quad M_{8b} = 0, \Psi = 1; \\
M_{7b} + M_{8b} = 0, \Psi = 0; \quad M_{8c} \cdot \eta_5^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{8c})} + i_5 \cdot M_{9a} = 0; \\
M_{9b} \cdot \eta_6^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{9b})} + i_6 \cdot M_{10a} = 0; \quad M_{9c} \cdot \eta_7^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{9c})} - i_7 \cdot M_{15a} = 0; \\
M_{10b} + M_{11a} \cdot \Psi = 0; \quad (M_{11b} \cdot \eta_9^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{11b})} + i_9 \cdot M_{12a}) \cdot \Psi = 0; \\
(M_{12b} \cdot \eta_{10}^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{12b})} + i_{10} \cdot M_{13a}) \cdot \Psi = 0; \quad (M_{12c} \cdot \eta_{10}^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{12c})} + i_{10} \cdot M_{14a}) \cdot \Psi = 0; \\
M_{15b} \cdot \eta_8^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{15b})} + i_8 \cdot M_{16a} = 0; \quad M_{15c} \cdot \eta_8^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{15c})} + i_8 \cdot M_{17a} = 0; \\
M_{0a} + M_{0b} + M_{0c} = 0; \quad M_{1a} + M_{1b} = 0; \quad M_{2a} + M_{2b} = 0; \\
M_{0c} + M_{3a} = 0; \quad M_{3a} + M_{3b} = 0; \quad M_{4a} + M_{4b} = 0; \\
M_{5a} + M_{5b} + M_{5c} = 0; \quad M_{6a} + M_{6b} = 0; \quad M_{7a} + M_{7b} = 0; \\
M_{8a} + M_{8b} + M_{8c} = 0; \quad M_{9a} + M_{9b} + M_{9c} = 0; \quad M_{10a} + M_{10b} = 0; \\
(M_{11a} + M_{11b}) \cdot \Psi = 0; \quad (M_{12a} + M_{12b} + M_{12c}) \cdot \Psi = 0; \\
(M_{13a} + M_{13b} + M_{13c} \cdot T_{r1}) \cdot \Psi = 0; \quad (M_{14a} + M_{14b} + M_{14c} \cdot T_{l1}) \cdot \Psi = 0; \\
M_{15a} + M_{15b} + M_{15c} = 0; \quad M_{16a} + M_{16b} + M_{16c} \cdot T_{r2} = 0; \\
M_{17a} + M_{17b} + M_{17c} \cdot T_{l2} = 0; \quad (M_{13b} - M_{14b}) \cdot \Psi = 0; \quad M_{16b} - M_{17b} = 0; \\
\left[ \frac{M_{13b} + M_{14b}}{M_{16b} + M_{17b}} - \frac{R_{ZCTn1} \cdot r_{n1} + R_{ZCTl1} \cdot r_{l1}}{R_{ZCTn2} \cdot r_{n2} + R_{ZCTl2} \cdot r_{l2}} \right] \cdot \Psi = 0; \\
(M_{13b} + M_{14b}) \cdot \Psi + M_{16b} + M_{17b} = ((R_{ZCTn1} + R_{ZCTl1}) \cdot r_{i1} + (R_{ZCTn2} + R_{ZCTl2}) \cdot r_{i2}) \cdot f,
\end{array} \right. \quad (3)$$

де  $\eta_j$  – ККД редуктора;

$\Theta$  – коефіцієнт урахування втрат в зубчатих зачепленнях ( $\Theta = 0$  – без урахування втрат,  $\Theta = -1$  з урахуванням втрат в зубчатих 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);

$\eta_{13}, \eta_{13}$  – ККД в зубчатих зачепленнях сонце-сателіт і 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 [9, 10], як

функції параметрів регулювання, кутової швидкості валів гідромашин, робочих об'ємів  $q_1, q_2$  і перепаду тиску  $\Delta p$ ;

$R_{ZCTij}$  – статичне навантаження на колеса трактора;

$r_{ij}$  – радіус коліс.

Момент втрат в гідромашинах визначається з наступного виразу [10]:

$$\Delta M_i = q_i \cdot \left[ \begin{array}{l} \bar{K}_1 \cdot |\omega_{e0i*}| \cdot (1 + \bar{K}_2 \cdot \bar{e}_i^2) + \frac{\bar{K}_5 \cdot (1 + \bar{K}_4 \cdot |\bar{e}_i|)}{(1 + \bar{K}_3 \cdot |\omega_{e0i*}| \cdot D_{qi})} \cdot \Delta p_0 \\ + \frac{\bar{K}_8 \cdot (1 + \bar{K}_7 \cdot |\bar{e}_i|)}{(1 + \bar{K}_6 \cdot |\omega_{e0i*}| \cdot D_{qi})} \end{array} \right], \quad (4)$$

де  $\bar{K}_1, \bar{K}_2, \dots, \bar{K}_8$  – коефіцієнти гідромеханічних втрат [10];

$\Delta p_0$  – перепад робочого тиску в ГОП, обчислений при ітераційному вирішенні нелінійної матричної системи на попередній ітерації;

$D_{qi}$  – характерний розмір гідромашини  $D_{qi} = \sqrt[3]{2 \cdot \pi \cdot q_i}$ .

Значення кругового передавального відношенням  $i_{dkbd}$  замкнутого контуру трансмісії (рис. 12) визначається з виразу [11]:

$$i_{dkbd} = -\frac{N_{4b}}{N_{2b}} = -\frac{M_{4b} \cdot \omega_4}{M_{2b} \cdot \omega_2}. \quad (5)$$

Визначимо основні параметри трансмісії трактора (рис. 12) з двигуном потужністю 300 – 350 к.с. (максимальні оберти колінчастого валу двигуна 2100 об/хв); радіусом передніх коліс  $r_{i1} = 0,703$  м, задніх коліс  $r_{i2} = 0,923$  м; масою трактора 16000 кг; робочим об'ємом гідронасоса – 165,1 см<sup>3</sup> і робочим об'ємом гідромотора – 250 см<sup>3</sup> для різних діапазонів руху: тяговий діапазон руху (передній і задній хід при  $f = 0,5$ ,  $f = 0,05$ ), транспортний діапазон руху (передній і задній хід при  $f = 0,05$ ).

Результати статичного аналізу на тяговому і транспортному діапазонах приведені на рис. 13 – 18.

Слід звернути увагу на розподіл потоків потужності в замкнутому контурі ГОМТ трактора-аналога “Беларус 3022 ДВ” (табл., рис. 19).

В результаті аналізу було встановлено, що максимальне значення ККД трансмісії при технологічному режимі оранки (швидкість 8 км/год) складає 0,8.



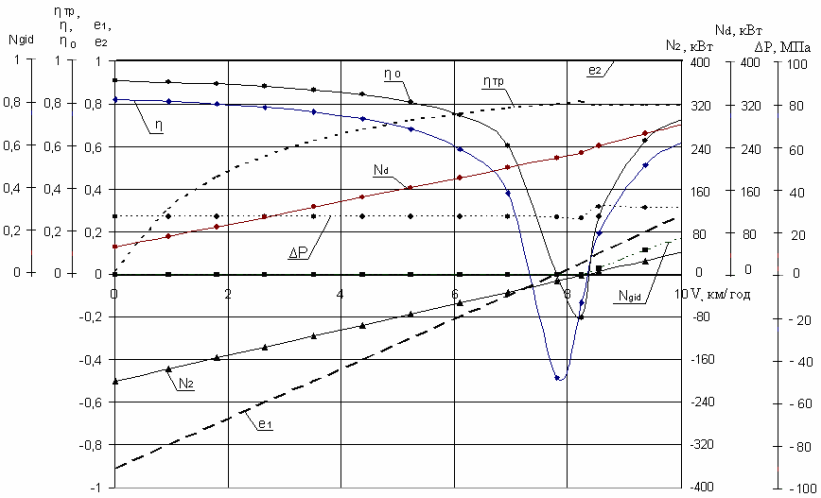


Рисунок 13 – Результати статичного аналізу трансмісії на тяговому діапазоні руху ( $f = 0,5$ , передній хід)

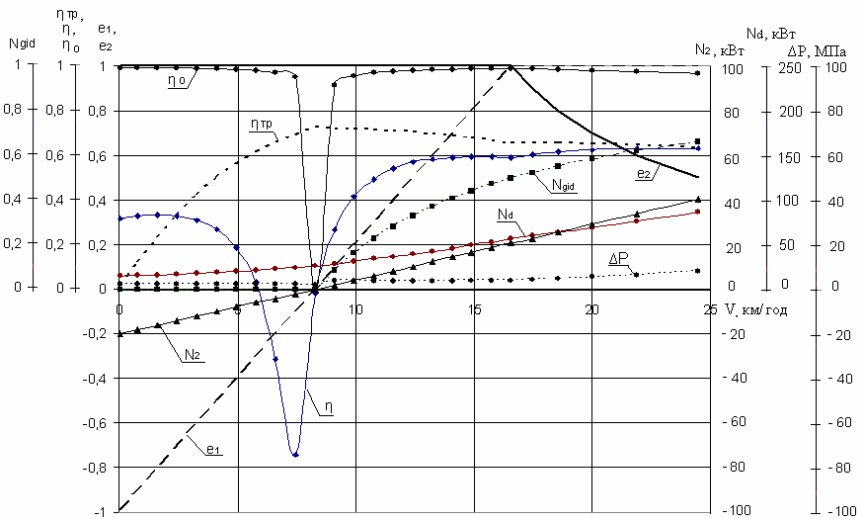


Рисунок 14 – Результати статичного аналізу трансмісії на тяговому діапазоні руху ( $f = 0,05$ , передній хід)

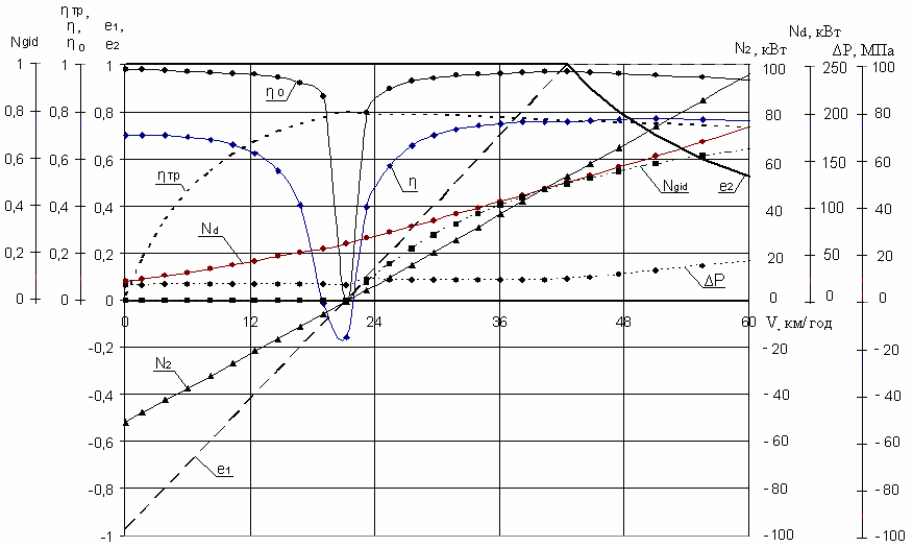


Рисунок 15 – Результати статичного аналізу трансмісії на транспортному діапазоні руху ( $f = 0,05$ , передній хід)

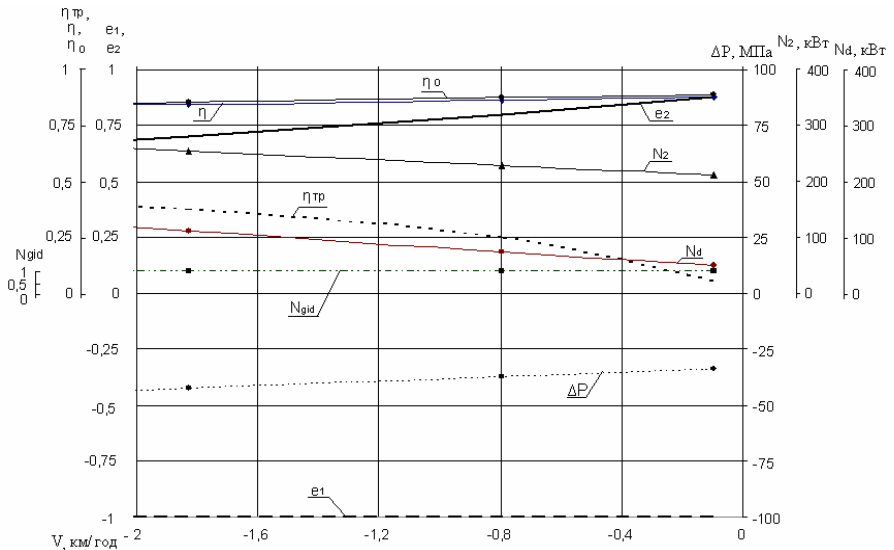


Рисунок 16 – Результати статичного аналізу трансмісії на тяговому діапазоні руху ( $f = 0,5$ , задній хід)

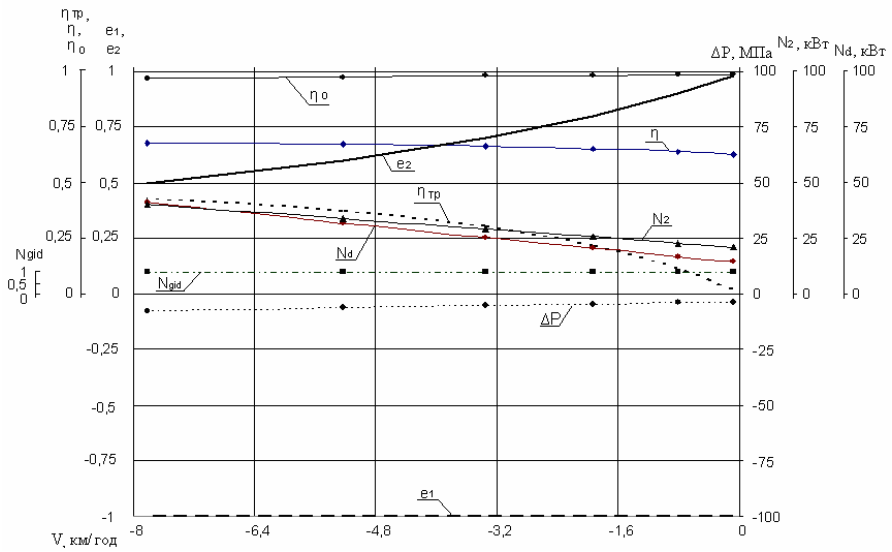


Рисунок 17 – Результати статичного аналізу трансмісії на тяговому діапазоні руху ( $f = 0,05$ , задній хід)

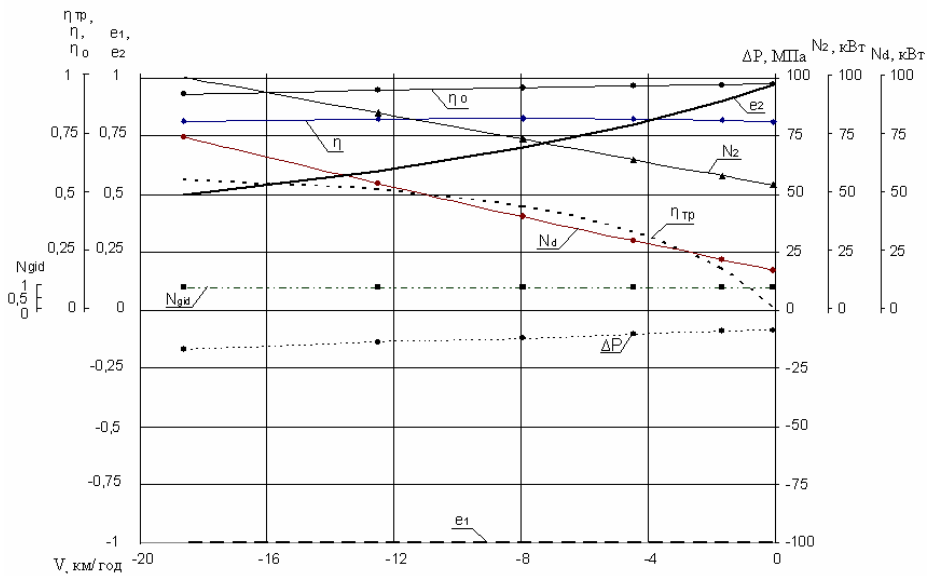


Рисунок 18 – Результати статичного аналізу трансмісії на транспортному діапазоні руху ( $f = 0,05$ , задній хід)

Таблиця – Значення кругового передавального відношення замкнутого контуру ГОМТ трактора-аналога “Беларус 3022 ДВ”

$f$	$e = e_1 / e_2$	$i_{dkbd}$	$f$	$e = e_1 / e_2$	$i_{dkbd}$
Передній хід, робочий діапазон			Задній хід, робочий діапазон		
0,5	-1,0 – 0,05	1,04 – 103,3	0,5	-1,13 – -2,0	0,95 – 0,61
	0,1 – 0,28	-36,75 – -4,91			
0,05	-1,0 – 0	1,04 – 270,38	0,05	-1,0 – -2,0	0,95 – 0,45
	0,1 – 2,0	-10,95 – -0,51			
Передній хід, транспортний діапазон			Задній хід, транспортний діапазон		
0,05	-1,0 – 0	1,04 – 74,33	0,05	-1,0 – -2,0	0,95 – 0,51
	0,1 – 2,0	-12,53 – -0,53			

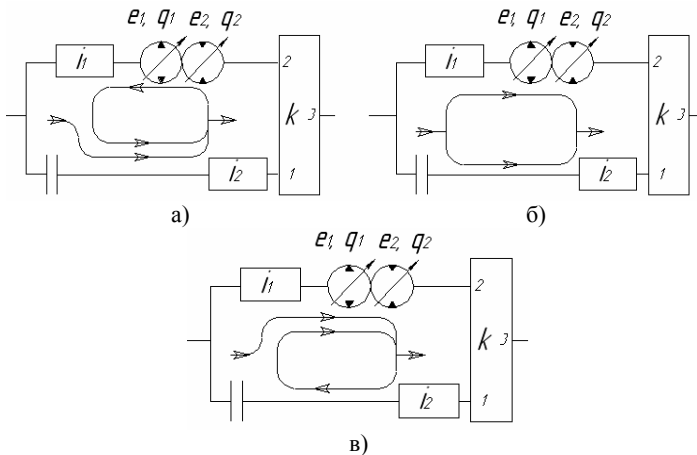


Рисунок 19 – Розподіли потоків потужності в замкнутому контурі ГОМТ трактора - аналога “Беларус 3022 ДВ”: а – рух переднім ходом,  $i_{dkbd} > 0$  ; б – рух переднім ходом,  $i_{dkbd} < 0$  ; в – рух заднім ходом.

У двопотоковій ГОМТ трактора-аналога “Беларус 3022 ДВ” з диференціалом на виході при русі переднім ходом на тяговому діапазоні зі швидкістю 8,5 – 10 км/год ( $f = 0,5$ ), 9,0 – 24,5 км/год ( $f = 0,05$ ); при русі переднім ходом на транспортному діапазоні зі швидкістю 23,0 – 60,0 км/год ( $f = 0,05$ ), в замкнутому контурі трансмісії циркуляція потужності відсутня

– потужність передається по паралельних гілках двопотокової трансмісії, в інших випадках при русі переднім ходом в замкнутому контурі з’являється циркуляція потужності, що приводить до перевантаження механічної гілки. При русі заднім ходом в замкнутому контурі з’являється циркуляція потужності, що приводить до перевантаження гідравлічної гілки.

Особливістю ГОМТ трактора-аналога “Беларус 3022 ДВ” є наявність двох регульованих гідроагрегатів, що дозволяє забезпечити рух заднім ходом шляхом регулювання блоку гідромотора при максимальній подачі регульованого гідронасоса та істотно спрощує конструкцію трансмісії.

### **Висновки.**

1. Якнайкращою з розглянутих ГОМТ з диференціалом на вході (рис. 3) при заданих початкових даних є схема № 4, на другому місці № 1, на третьому – схема № 5. Схеми № 3, 6 використовувати не рекомендується, № 2 – не працездатна. Остаточний висновок про доцільність застосування тієї або іншої схеми ГОМТ на ТЗ можна зробити лише після повного аналізу всіх діапазонів трансмісії як на передньому ходу, так і русі заднім ходом.

2. Не зважаючи на те, що схема № 5 ГОМТ з диференціалом на вході (рис. 3) поступається за попередніми розрахункам тільки по значенню КПД (і, відповідно, потужності двигуна) схемам № 4 та № 1, проте має найменше значення кутової швидкості валу гідронасосу в порівнянні зі схемам № 4 та № 1. На теперішній час саме на її базі розроблено трансмісію Fendt Vario, яка є найбільш оригінальною, ефективною та простою з усіх існуючих безступінчастих ГОМТ. Саме тому схему № 5 ГОМТ з диференціалом на вході, а точніше трансмісію Fendt Vario, оберемо для подальшого дослідження.

3. Якнайкращою з розглянутих ГОМТ з диференціалом на виході (рис. 7) є схема № 4 (можна використовувати її як з нерегульованим, так і з регульованим гідромотором), на другому місці № 3 (з нерегульованим гідромотором), третє місце ділять схеми з нерегульованим гідромотором № 5, 6 (показники відрізняються за рахунок різного числа редукторів). Схеми № 1, 2 (з нерегульованим гідромотором), № 1 – 3, 5, 6 (з регульованим гідромотором) – не працездатні.

4. В результаті аналізу ГОМТ трактора Fendt 939 Vario було встановлено, що максимальне значення ККД трансмісії при технологічному режимі оранки складає 0,74, яке є нижче декларованого в рекламі (максимальне – 0,82). Можливо, це зв’язано з використанням моделі Городецького К.І. для визначення ККД ГОП, яка може занижувати значення ККД гідромашин і трансмісії в цілому.

5. У двопотоковій ГОМТ трактора Fendt 939 Vario з диференціалом на вході при русі переднім ходом в замкнутому контурі трансмісії циркуляція потужності відсутня – потужність передається по паралельних гілках двопотокової трансмісії. При русі заднім ходом в замкнутому контурі

з'являється циркуляція потужності, що приводить до перевантаження гідравлічної гілки.

6. Особливістю трансмісії тракторів Fendt серії 900 є наявність двох регульованих гідромоторів, що істотно зменшує робочий тиск в гідропередачі при русі вперед і, особливо, заднім ходом, коли в режимі циркуляції потужності перевантажена гідравлічна гілка.

7. Не зважаючи на те, що схема № 5 ГОМТ з диференціалом на виході (рис. 7) була виключена з аналізу із-за перевищення максимально допустимого значення перепаду робочого тиску в ГОП при робочому об'ємі гідронасоса – 130 см<sup>3</sup>, робочому об'ємі гідромотора – 130 см<sup>3</sup> (з регульованим гідромотором та регульованим гідронасосом), вона мала друге місце за величиною значення максимального КПД після схеми № 4 та мінімальні значення кутових швидкостей сателітів та валів гідромашин з усіх ГОМТ з диференціалом на виході, що розглядалися. Зниження перепаду робочого тиску в ГОП можливе за рахунок підвищення робочого об'єму гідромотора.

Саме тому схему № 5 ГОМТ (рис. 7), а точніше ГОМТ для тракторів “Беларус 3022 ДВ” з потужністю двигуна 300 – 350 к.с. з диференціалом на виході і двома керованими гідроагрегатами, що створена Індустріальною групою «Українська промислова енергетична компанія» в тісному творчому контакті з НТУ «ХПІ» і ТОВ «Українське бюро трансмісій і шасі» обрано для подальшого дослідження.

8. В результаті аналізу ГОМТ для тракторів “Беларус 3022 ДВ” було встановлено, що максимальне значення ККД трансмісії при технологічному режимі оранки (швидкість 8 км/год) складає 0,8.

9. У двопотоковій ГОМТ трактора-аналога “Беларус 3022 ДВ” з диференціалом на виході при русі переднім ходом на тяговому діапазоні зі швидкістю 8,5 – 10 км/год ( $f = 0,5$ ), 9,0 – 24,5 км/год ( $f = 0,05$ ); при русі переднім ходом на транспортному діапазоні зі швидкістю 23,0 – 60,0 км/год ( $f = 0,05$ ), в замкнутому контурі трансмісії циркуляція потужності відсутня – потужність передається по паралельних гілках двопотокової трансмісії, в інших випадках при русі переднім ходом в замкнутому контурі з'являється циркуляція потужності, що приводить до перевантаження механічної гілки. При русі заднім ходом в замкнутому контурі з'являється циркуляція потужності, що приводить до перевантаження гідравлічної гілки.

10. Особливістю ГОМТ трактора-аналога “Беларус 3022 ДВ” є наявність двох регульованих гідроагрегатів, що дозволяє забезпечити рух заднім ходом шляхом регулювання блоку гідромотора при максимальній подачі регульованого гідронасоса та істотно спрощує конструкцію трансмісії.

**Список літератури:** 1. Самородов В.Б. Тенденції та перспективи застосування в автомобіле- і тракторобудуванні безступінчастих гідрооб'ємно-механічних трансмісій / В.Б Самородов., А.І. Бондаренко // Автомобільний транспорт: зб. наук. праць. – 2012. – №30 (стаття в редакції

журналу). **2.** *Самородов В.Б.* Критический обзор работ в области тракторных гидрообъемно-механических трансмиссий / *В.Б. Самородов., А.В. Rogov, М.Б. Бурлыга, Б.В. Самородов* // Вестник НТУ “ХПИ”: сб. научн. трудов. Тематический выпуск “Автомобиле- и тракторостроение”. – 2003. – №4. – С. 3 – 19. **3.** *Щельцын Н.А.* Современные бесступенчатые трансмиссии с.-х. тракторов / *Н.А. Щельцын, Л.А. Фрумкин, И.В. Иванов* // Ежемесячный научно-практический журнал “Тракторы- и сельхозмашины”. – 2011. – № 11.– С. 18 – 26. **4.** *Самородов В.Б.* Основные параметры гидрообъемно-механических трансмиссий, работающих по схеме “дифференциал на входе”/ *В.Б. Самородов, А.И. Бондаренко* // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2012. – № 2/7 (56).– С. 25 – 35. **5.** *Самородов В.Б.* Основные параметры гидрообъемно-механических трансмиссий, работающих по схеме “дифференциал на выходе”/ *В.Б. Самородов, А.И. Бондаренко* // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2012. – (статья в редакції журналу, вихід – червень місяць). **6.** *Самородов В.Б.* Результаты математического моделирования трансмиссии Fendt Vario колесных тракторов 900 серии / *В.Б. Самородов, А.И. Бондаренко* // Вестник НТУ “ХПИ”: сб. науч. трудов. Тематический выпуск “Автомобиле- и тракторостроение”. – 2011. – № 56.– С. 144 – 156. **7.** *Самородов В.Б.* Бесступенчатая двухпоточная гидрообъемно-механическая коробка передач для трактора с двигателем мощностью 300-350 л.с. / *В.Б. Самородов, С.А. Шуба, О.И. Деркач* // Ежемесячный научно-практический журнал “Тракторы- и сельхозмашины”. – 2012. – № 3. – С. 10 – 13. **8.** *Самородов В.Б.* Вывод кинематических базисных матриц и системный анализ кинематики ступенчатых механических и гидрообъемно-механических трансмиссий / *В.Б. Самородов* // Сборник научных трудов ХГПУ. – 1999. – №.7 – Ч. 2. – С. 363 – 370. **9.** *Rogov A.V.* Развитие методов расчета систем «двигатель – трансмиссия» автомобилей и тракторов: дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.02 “Автомобілі та трактори” / *Rogov Андрей Владимирович.* – Харків, 2006. – 168 С. **10.** *Городецкий К.И.* КПД объемных гидropередач / *К.И. Городецкий, А.А. Михайлин* // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1979. – №9. – С.9-14. **11.** *Красеньков В.И.* Проектирование планетарных механизмов транспортных машин / *В.И. Красеньков, А.Д. Ващец.* – М: Машиностроение, 1986. – 272 с.

*Надійшла до редколегії 04.04.2012*