DOI https://doi.org/10.32782/1994-4691-2026-1-77-12
УДК 631.372:629.114.2

АНАЛІЗ РОБОТИ ГІДРОМЕХАНІЧНИХ ТРАНСМІСІЙ FENDT VARIO ТА JOHN DEERE AUTOPOWR ТА ПОРІВНЯННЯ ЇХ ЕФЕКТИВНОСТІ

ANALYSIS OF THE OPERATION OF FENDT VARIO AND JOHN DEERE AUTOPOWR HYDROMECHANICAL TRANSMISSIONS AND COMPAR-ISON OF THEIR EFFICIENCY

М. С. Волянський[1], доцент ORCID 0000-0002-3595-9365
О.Т. Лавріненко[1], канд. техн. наук ORCID 0000-0003-1347-6668
Ю.О. Гуменюк[1], канд. техн. наук, доцент ORCID 0000-0003-2463-1950
Ю.О. Росамаха[1], канд. техн. наук, доцент ORCID 0000-0001-9818-0246

[1] *Національний університет біоресурсів і природокористування України, Київ, Україна*
*e-mail: mvolyanskij@ukr.net

Анотація. У статті проведено порівняльний аналіз ефективності безступінчастих гідромеханічних сило-роздільних трансмісій Fendt Vario та John Deere AutoPowr. Метою є визначення впливу розподілу потужності між механічною та гідрооб'ємною гілками на ККД трансмісії залежно від швидкості руху. Методи включають теоретичний аналіз енергетичного балансу, математичне моделювання, застосування рівняння Вілліса та оцінювання втрат. Наукова новизна полягає у встановленні зв'язку між часткою гідрооб'ємної потужності та сумарним ККД. Встановлено, що збільшення гідрооб'ємної частки знижує сумарний ККД. Для швидкостей 4–12 км/год середній розрахунковий ККД становить 0,875 для Fendt Vario та 0,947 для John Deere AutoPowr. Значення отримано за авторською моделлю, а не експериментально. Практична цінність полягає у використанні підходу для попереднього інженерного оцінювання енергетичної ефективності трансмісій.

.**Ключові слова**: гідромеханічна трансмісія, безступінчаста трансмісія, силорозділення потужності, power-split, гідрооб'ємна гілка, планетарний механізм

Вступ.

Сучасний трактор працює у широкому діапазоні тягових навантажень і швидкостей. За таких умов ступінчаста трансмісія змушує двигун періодично відхилятися від оптимальної робочої точки. Силороздільна безступінчаста гідромеханічна трансмісія поєднує механічну та гідрооб'ємну гілки, що дає змогу реалізувати безступінчасте регулювання швидкості при високій частці механічного передавання потужності [1, 2].

Огляд літератури.

Сучасні дослідження гідромеханічних трансмісій сільськогосподарських тракторів зосереджені на підвищенні енергетичної ефективності силороздільних CVT, оптимізації розподілу потужності та вдосконаленні алгоритмів керування. У працях Ahn та ін. розглянуто інтегроване керування двигуном і гідромеханічною трансмісією та алгоритми перемикання діапазонів [4, 5]. Дослідження Wang та ін. присвячені якості пуску і перемикання, роботі CVT при відмовах гідравлічної системи та оптимізації паливної економічності [6–8]. Zhao та ін. досліджували енергетичні витрати і паливну економічність нових концепцій гідромеханічних трансмісій [3, 9], а Xia, Sun і Qin - комплексну стратегію керування перемиканням [10]. Сучасні роботи 2023–2026 рр.

також охоплюють нові конфігурації силороздільних систем та оцінювання їх тягових характеристик [11–14].

Разом із тим у наведених дослідженнях основна увага приділяється окремим аспектам конструкції, енергетичного аналізу або керування. Невирішеною частиною проблеми залишається узгоджене порівняльне оцінювання Fendt Vario та John Deere AutoPowr на основі єдиного розрахункового підходу до частки потужності, що проходить через гідрооб'ємну гілку, з чітким розмежуванням модельних розрахунків і комплексних показників DLG PowerMix. Саме цьому питанню присвячено дане дослідження.

Для Fendt Vario та споріднених конструкцій у літературі описано гідрооб'ємно-механічне силорозділення. Для ZF ECCOM, який застосовувався в системах AutoPowr відповідних поколінь John Deere, описано планетарну передачу, де реалізуються автоматично чотири швидкісні діапазони, гідрооб'ємний модуль і реверсивну передачу [6, 20].

Методологія дослідження.

Методологія дослідження передбачає вирішення наступних завдань:

– формалізувати розподіл вхідної потужності між механічною та гідрооб'ємною гілками;

– запропонувати теоретичний апарат вихідного матеріалу та подати формули у класичному вигляді;

– проаналізувати кінематику планетарного механізму за рівнянням Вілліса;

– оцінити вплив частки гідрооб'ємної потужності на сумарний ККД;

– порівняти розрахункову характеристику $\eta(v)$ для заданого у вихідному матеріалі набору точок;

– сформулювати коректні межі застосування DLG PowerMix як показника всієї машини, а не ізольовано трансмісії.

Теоретичні основи функціонування гідромеханічної трансмісії.

У першому наближенні вхідна потужність двигуна розгалужується на механічну та гідрооб'ємну складові. Для кутової швидкості ω_{in} та моменту M_{in} маємо:

$$P = P_{mech} + P_{hydr} \tag{1}$$

Частку потужності, що проходить через гідрооб'ємний контур, введемо як:

$$\gamma = \frac{P_{hydr}}{P} \tag{2}$$

Тоді первинна інженерна оцінка сумарного ККД має вигляд [14]

$$\eta_{total} = (1-\gamma)\eta_{mech} + \gamma\eta_{hydr} \tag{3}$$

Це рівняння є моделлю першого порядку. Воно не враховує окремо циркуляцію потужності, втрати в муфтах, підшипниках, зубчастих передачах, ущільненнях та паразитні потоки, тому при чисельній ідентифікації конкретної трансмісії його слід розглядати як інженерну апроксимацію.

Для гідрооб'ємної гілки, якщо втрати насоса і мотора подаються добутком об'ємних, гідравлічних та механічних складових, маємо:

$$\eta_{hydr} = \eta_v^p \eta_h^p \eta_m^p \eta_v^m \eta_h^m \eta_m^m \tag{4}$$

де індекси p та m відповідають насосу і гідромотору. Звідси очевидно, що навіть за високого механічного ККД загальний ККД системи знижується зі зростанням γ, якщо $\eta_{hydr} < \eta_{mech}$. Принцип мінімізації частки потужності, яка проходить через гідрооб'ємний контур, є одним із ключових чинників ефективного проєктування power-split трансмісії [1, 2].

Кінематика планетарного механізму та розширені теоретичні викладки.

Для планетарного механізму із сонячною шестернею *a*, коронною шестернею *b* та водилом *h* використовується рівняння Вілліса (15):

$$\omega_a - k\omega_b + (k-1)\omega_h = 0 \quad (5)$$

де ω_a – кутова швидкість сонячної шестерні; ω_b – кутова швидкість коронної (зовнішньої) шестерні; ω_h – кутова швидкість водила; k – передаточне відношення, яке визначається числом зубців коронної та сонячної шестерень, $k = -(z_b / z_a)$.

Це рівняння описує кінематичний зв'язок між трьома основними елементами планетарного механізму. За геометричними параметрами, прийнятими у вихідному матеріалі, $z_a = 31$, $z_b = 67$:

$$k = -\frac{67}{31} = -2{,}161 \quad (6)$$

За номінальної частоти обертання двигуна 2100 об/хв, тобто приблизно 220 рад/с, та $\omega_h = \omega_{in}$:

$$\omega_a + 2{,}161\omega_b - 3{,}161\omega = 0 \quad (7)$$

$$\omega_a = 695{,}42 - 2{,}161\omega_b \quad (8)$$

Для прийнятої у вихідному матеріалі ідеалізованої моделі пропорційний розподіл моменту записується [15]:

$$M_a = \frac{M}{(1-k)} = \frac{M}{3{,}161} \approx 0{,}316M \quad (9)$$

де M – сумарний момент, що передається через механізм; M_a – частка моменту, яка припадає на сонячну шестерню; 1 – k – знаменник, що враховує геометричні параметри (відношення зубців).

Ця залежність є спрощеною і використовується лише для ідеалізованої моделі. У реальних трансмісіях розподіл моментів залежить від топології планетарних рядів та балансу потужності. Для серійної трансмісії точні знаки моментів і величини потоків визначаються конкретною топологією планетарних рядів та балансом потужності; тому числові коефіцієнти вихідного матеріалу не слід трактувати як паспортні дані конкретної серійної коробки.

Зв'язок швидкостей насоса і мотора в замкненому гідрооб'ємному контурі у спрощеному вигляді [18]:

$$\frac{\omega_m}{\omega_p} = \frac{(V_p \eta_v^p \eta_v^m)}{V_m} \quad (10)$$

де ω_m – кутова швидкість гідромотора; ω_p – кутова швидкість гідронасоса; V_p – робочий об'єм насоса (см³/об); V_m – робочий об'єм мотора (см³/об); η_v^p – об'ємний коефіцієнт корисної дії насоса (враховує внутрішні витоки); η_v^m – об'ємний коефіцієнт корисної дії мотора.

Ця формула показує, що швидкість мотора пропорційна швидкості насоса, але з поправкою на робочі об'єми та втрати від витоків. Якщо об'єми насоса і мотора однакові, а ККД близькі до 1, то швидкості будуть майже рівні. Отже, зміна V_p та V_m змінює ω_p і ω_m, а через планетарний механізм - вихідну швидкість. У реальній системі необхідно додатково враховувати напрямок потоку, знак кутової швидкості, тиск, об'ємні втрати та механічний ККД гідромашин.

Енергетичний баланс і втрати.

За заданої частки гідрооб'ємної потужності енергетичний ККД можна подати через еквівалентний баланс [18]:

$$P_{out} = (1-\gamma)\eta_{mech} P + \gamma \eta_{hydr} P \quad (11)$$

де P_{out} – корисна вихідна потужність системи; P – загальна вхідна потужність системи; γ – частка гідрооб'ємної потужності у загальному балансі; η_{mech} – механічний ККД (ефективність механічної гілки); η_{hydr} – гідравлічний ККД (ефективність гідрооб'ємної гілки).

Дтрати енергії у системі

$$P_{loss} = P - P_{out} = P\left[(1-\gamma)(1-\eta_{mech}) + \gamma\left(1-\eta_{hydr}\right)\right] \quad (12)$$

Формула (12) показує, що втрати складаються з двох частин: $(1-\gamma)(1-\eta_{mech})$ – втрати у механічній гілці і $\gamma\,(1-\eta_{hydr})$ – втрати у гідравлічній гілці.

Диференціюючи рівняння (3) за γ при сталих η_{mech} та η_{hyd}, одержуємо:

$$\frac{d}{d\gamma}\eta_{total} = \eta_{hydr} - \eta_{mech} \quad (13)$$

де η_{total} – сумарний ККД системи.

Похідна показує, як змінюється загальний ККД при зміні частки гідрооб'ємної потужності. Якщо $\eta_{hydr} < \eta_{mech}$, то збільшення γ знижує сумарний ККД.

Оскільки для типових робочих режимів η_{hydr} нижчий за η_{mech}, збільшення частки гідрооб'ємної потужності в першому наближенні знижує сумарний ККД. Це не означає, що максимізація механічної частки завжди оптимальна: необхідно одночасно враховувати робочу точку двигуна, тяговий режим та динаміку керування.

Інтегральний ККД на інтервалі швидкостей.

Для безперервної характеристики середній ККД на інтервалі $[v_{min},\ v_{max}]$ визначається [17]:

$$\bar{\eta} = \frac{1}{(v_{max} - v_{min})}\int_{v_{min}}^{v_{max}} \eta_v\, dv \quad (14)$$

де $\overline{\eta}$ – середній ККД, обчислений як інтеграл по інтервалу швидкостей, нормований на його довжину; $[v_{min},\ v_{max}]$ – інтервал швидкостей руху; η_v – миттєвий ККД при швидкості v.

Для дискретних експериментальних або розрахункових точок доцільне трапецієподібне інтегрування:

$$\bar{\eta} \approx \frac{\Sigma}{(v_n - v_1)}\frac{(\eta_i + \eta_i^{+1})}{2}(v_{i+1} - v_i) \quad (15)$$

де v_1, v_n – крайні значення швидкості у вибірці; η_i, η_i^{+1} – значення ККД у сусідніх точках.

Формула реалізує чисельне інтегрування методом трапецій, що дозволяє оцінити середній ККД за експериментальними або розрахунковими даними.

Динамічна модель керування.

Розширений теоретичний апарат включає PID-регулятор швидкості. Для похибки $e_v(t) = v_{target}(t) - v_{actual}(t)$ [17]:

$$u_{hydro}(t) = K_{p,h}e_v(t) + K_{i,h}\int_0^t \left(e_v(t)\right) + K_{d,h}\frac{d}{dt}e_v(t) \quad (16)$$

де $u_{hydro}(t)$ – керуючий сигнал на гідравлічний сервопривід (наприклад, положення золотника чи клапана); $K_{p.h}$ – коефіцієнт пропорційної складової (реакція на миттєву похибку); $e_v(t) = v_{target}(t) - v_{actual}(t)$ – похибка швидкості (різниця між бажаною та реальною); $K_{i.h}$ – коефіцієнт інтегральної складової (накопичення похибки у часі, усуває сталу помилку); $K_{d.h}$ – коефіцієнт диференціальної складової (реакція на швидкість зміни похибки, демпфування).

$$\frac{d}{dt}V_p(t) = \frac{\left(C_{valve}\,u_{hydro}(t) - V_p(t)\right)}{T_{servo}} \quad (17)$$

де $V_p(t)$ – положення або об'ємна подача насоса (керований параметр); C_{valve} – коефіцієнт підсилення клапана (перетворює сигнал у фізичний вплив); $u_{hydro}(t)$ – сигнал від PID-регулятора; T_{servo} – постійна часу сервоприводу (визначає інерційність системи).

Формула описує, як реальне положення $V_p(t)$ наближається до бажаного значення під дією керуючого сигналу [17].

$$J_{eng}\frac{d}{dt}\omega(t) = M_{ind}\left(q_{fuel},\omega\right) - M_{mech_{loss}}(\omega) - M(t) \quad (18)$$

де l_{eng} – момент інерції двигуна; $\omega(t)$ – кутова швидкість колінчастого вала; $M_{ing}(qfuel,\omega)$ – індикаторний момент двигуна, що залежить від подачі палива q_{fuel} та швидкості ω; $M_{mechloss}(\omega)$ – механічні втрати (тертя, допоміжні агрегати); $M(t)$ – момент навантаження від трансмісії.

Рівняння описує баланс моментів: прискорення двигуна визначається різницею між корисним моментом і втратами. Узгодження керування трансмісією і двигуном можна сформулювати як задачу мінімізації інтегрального критерію:

$$L(q_{fuel},V_p) = \int_0^T \left(g_e(\omega,M_{ind})P + \lambda e_v(t)\right)dt \to min \quad (19)$$

де $L(q_{fuel},V_p)$ – функціонал (критерій оптимізації); $g_e(\omega,M_{ind})$ – питома витрата палива (г/кВт·год), залежить від режиму двигуна; P – потужність двигуна; $\lambda e_v(t)$ – штраф за відхилення швидкості (вага λ визначає важливість точності). Інтеграл береться за час роботи T.

Завдання: знайти таке керування подачею палива q_{fuel} та положенням насоса V_p, щоб мінімізувати сумарну витрату палива та похибку швидкості.

Така постановка показує, що паливна економічність не є виключно властивістю кінематичної схеми, вона залежить від того, наскільки система керування здатна утримувати двигун і гідромеханічну гілку у сприятливій області режимів. Дослідження інтегрованого керування двигуном і гідромеханічною трансмісією підтверджують важливість спільного вибору передатного відношення та режиму двигуна [4].

Результати.

Принципові схеми гідромеханічної трансмісії розподілу потужності тракторів Fendt Vario і John Deere AutoPowr / ZF ECCOM наведені на рис. 1.

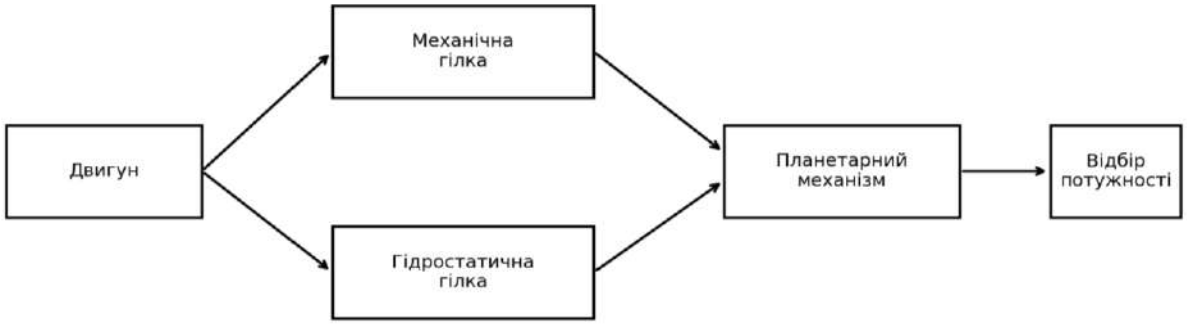


Рис. 1. Принципова схема гідромеханічної трансмісії розподілу потужності тракторів Fendt Vario і John Deere AutoPowr/ZF ECCOM

Fendt Vario: конструктивно-кінематичні особливості.

Fendt Vario є класичним прикладом гідрооб'ємно-механічної силороздільної трансмісії. Технічна публікація Brenninger описує концепцію Fendt Vario CVT та її застосування у сільськогосподарських тракторах [15, 17].

Для аналізу Vario у науковій літературі використовується силороздільна схема з планетарним механізмом та гідрооб'ємною гілкою. У конкретних серійних модифікаціях розташування елементів і напрямки потоків можуть відрізнятися, тому наведена у статті схема має статус узагальненої принципової моделі [3, 5].

Для Vario характерна зміна співвідношення механічної та гідрооб'ємної складових залежно від швидкості; це є фундаментальною властивістю power-split CVT [1, 3, 15].

John Deere AutoPowr/ZF ECCOM: конструктивно-кінематичні особливості.

У науковій і технічній літературі AutoPowr відповідних поколінь John Deere пов'язується з гідрооб'ємно-механічними трансмісіями ZF ECCOM. ZF ECCOM характеризується як безступінчаста силороздільна передача з планетарною частиною, гідрооб'ємним модулем та реверсивною передачею. У повному діапазоні швидкостей є чотири швидкісні діапазони які автоматично перемикаються [6, 20].

Для John Deere принципово важливо не переносити параметри одного покоління AutoPowr на всі інші моделі. Технічні джерела показують різні реалізації ECCOM залежно від потужності та покоління трактора. Тому в цій статті чотиридіапазонну концепцію наведено як характеристику відповідних ECCOM/AutoPowr реалізацій, а не як універсальну властивість кожного трактора John Deere [22].

У кожному діапазоні безступінчаста зміна швидкості забезпечується регулюванням гідрооб'ємної гілки; структура power-split дає змогу зменшувати гідрооб'ємну частку та підвищувати ефективність у сприятливих робочих зонах [1, 2, 6].

Розрахункова оцінка ККД $\eta(v)$.

Для кількісного порівняння ефективності гідромеханічних трансмісій Fendt Vario та John Deere AutoPowr використано дискретний набір розрахункових значень коефіцієнта корисної дії залежно від швидкості руху трактора. Наведені значення не є результатами стендових випробувань конкретних трансмісій або офіційними показниками DLG і тому розглядаються виключно як дані авторської розрахункової моделі. Загальний коефіцієнт корисної дії трансмісії визначається відношенням потужності на її виході до потужності, що підводиться до трансмісії:

$$\eta_{тр} = \frac{P_{вих}}{P_{вх}} \tag{20}$$

де $\eta_{тр}$ – загальний коефіцієнт корисної дії трансмісії; $P_{вих}$ – потужність на виході трансмісії, кВт; $P_{вх}$ – потужність на вході трансмісії, кВт.

Для силороздільної гідромеханічної трансмісії вхідний потік потужності розподіляється між механічною та гідрооб'ємною гілками. У першому інженерному наближенні сумарний ККД може бути представлений як зважена сума ККД цих гілок:

$$\eta_{тр} = (1 - \gamma)\eta_{мех} + \gamma\eta_{гідр} \tag{21}$$

де γ – частка вхідної потужності, що передається через гідрооб'ємну гілку; $\eta_{мех}$ – ККД механічної гілки; $\eta_{гідр}$ – ККД гідрооб'ємної гілки.

Частка потужності, що передається через гідрооб'ємну гілку, визначається співвідношенням:

$$\gamma = \frac{P_{гідр}}{P_{вх}} \tag{22}$$

де $P_{гідр}$ – потужність, що передається через гідрооб'ємну гілку, кВт. Відповідно, механічна частка потужності дорівнює:

$$\gamma_{мех} = 1 - \gamma \tag{23}$$

Якщо $\eta_{мех} > \eta_{гідр}$, то збільшення механічної частки потужності сприяє підвищенню сумарного ККД. Цю умову можна записати як:

$$\eta_{\text{мех}} > \eta_{\text{гідр}} \quad (24)$$

Рівняння (21) є моделлю першого порядку. Воно не враховує окремо втрати в планетарних механізмах, зубчастих передачах, підшипниках, муфтах, ущільненнях, гідравлічних магістралях, а також циркуляційні та паразитні потоки потужності. Тому його слід використовувати для первинної інженерної оцінки, а не як повну модель енергетичного балансу конкретної серійної трансмісії.

Для узгодження розрахунку з конструктивно-кінематичними особливостями силороздільних трансмісій у таблиці 1 виконано розрахунок за рівнянням (21). Значення $\eta(v)$ визначаються через частку потужності гідрооб'ємної гілки $\gamma(v)$.

Таблиця 1. Розрахункові значення частки гідрооб'ємної потужності та ККД трансмісій Fendt Vario і John Deere AutoPowr

v, км/год	Fendt Vario		John Deere AutoPowr	
	γF	ηF	γJD	ηJD
2	0,941	0,857	0,180	0,948
4	0,892	0,863	0,360	0,927
6	0,843	0,869	0,360	0,927
8	0,794	0,875	0,180	0,948
10	0,745	0,881	0,000	0,970
12	0,696	0,886	0,063	0,963
14	0,647	0,892	0,125	0,955
16	0,598	0,898	0,188	0,948
18	0,549	0,904	0,250	0,940
20	0,500	0,910	0,179	0,949
25	0,375	0,925	0,000	0,970
30	0.250	0,940	0,096	0,958
40	0.000	0,970	0,208	0,945

У розрахунку прийнято $\eta_{\text{мех}} = 0{,}97$ та $\eta_{\text{гідр}} = 0{,}85$ як інженерні модельні параметри першого порядку, а не як паспортні або експериментально визначені значення. Для Fendt Vario $\gamma F(v)$ апроксимовано за документованою тенденцією зменшення гідрооб'ємної частки зі зростанням швидкості; для John Deere AutoPowr $\gamma JD(v)$ визначено за опублікованою характеристикою механічної частки потужності 55–100 % для 7R AutoPowr [21, 22].

Для оцінювання середнього ККД на заданому інтервалі швидкостей використано трапецієподібне інтегрування дискретних значень:

$$\eta_{\text{тр}} = \frac{1}{v_{max} - v_{min}} \sum_{i=1}^{n-1} \frac{\eta_i + \eta_i + 1}{2} (v_i + 1 - v_i) \quad (25)$$

де $\eta_{\text{тр}}$ – середній ККД трансмісії на заданому інтервалі швидкостей; v_{min} і v_{max} – мінімальна та максимальна швидкості досліджуваного інтервалу, км/год; v_i та $v_i + 1$ – сусідні значення швидкості; η_i, η_i +1 – відповідні значення ККД; n – кількість дискретних точок.

У таблиці 1 v – швидкість руху трактора, км/год; γF – частка вхідної потужності, що передається через гідрооб'ємну гілку Fendt Vario; ηF – розрахунковий ККД Fendt; γJD – частка гідрооб'ємної потужності John Deere AutoPowr; ηJD – розрахунковий ККД John Deere; $\eta_{мех} = 0{,}97$ та $\eta_{гідр} = 0{,}85$ – прийняті модельні параметри.

Застосування рівняння (25) до інтервалу швидкостей 4–12 км/год дає середній розрахунковий ККД 0,875 для Fendt Vario та 0,947 для John Deere AutoPowr. Це підтверджує, що збільшення частки гідрооб'ємної потужності знижує сумарний ККД, а оптимізація power-split трансмісії полягає у мінімізації γ [14, 15]. Це інтегральна оцінка розрахункової моделі, а не експериментальний показник конкретної серійної трансмісії.

У загальному випадку реальний ККД трансмісії залежить не лише від швидкості руху, а й від розподілу потужності, навантажувального моменту, робочого тиску, частоти обертання двигуна та температури робочої оливи. Тому багатофакторну залежність можна подати у вигляді:

$$\eta_{тр} = \eta_{тр}(v, \gamma, M_н, p, \omega_д, T_{ол}) \quad (26)$$

де $M_н$ – навантажувальний крутний момент, Н·м; p – робочий тиск у гідрооб'ємному контурі, МПа; $\omega_д$ – кутова швидкість колінчастого вала двигуна, рад/с; $T_{ол}$ – температура робочої оливи, °С.

Рівняння (26) підкреслює, що швидкість руху сама по собі не є достатньою змінною для повного опису реального ККД.

Розрахункова залежність ККД від швидкості руху тракторів Fendt Vario і John Deere AutoPowr наведені на рис. 2.

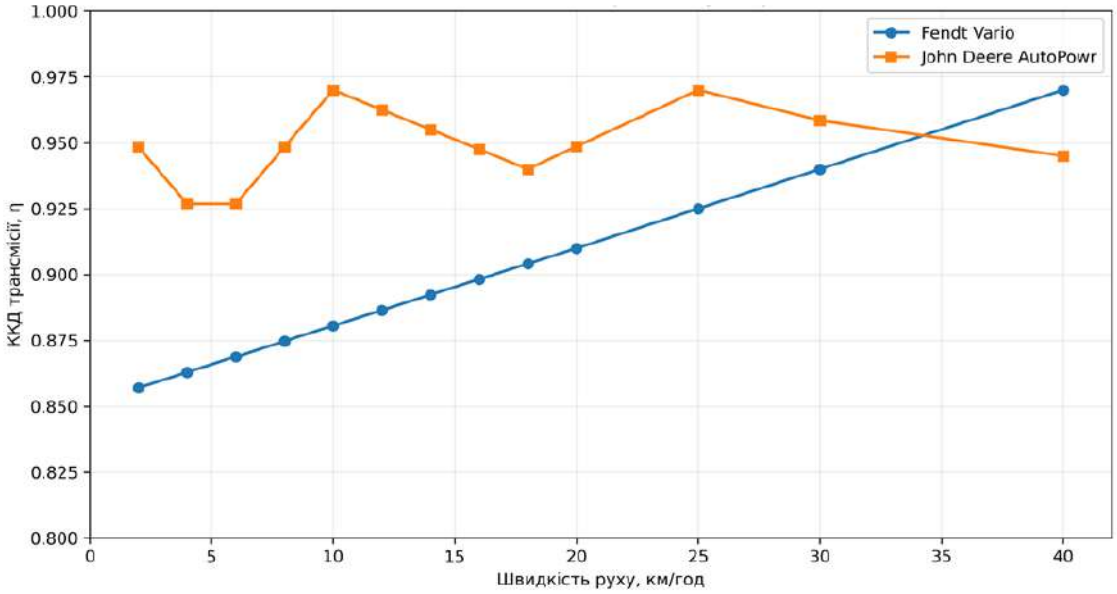


Рис. 2. Розрахункова залежність ККД від швидкості руху тракторів Fendt Vario і John Deere AutoPowr

Отримані результати слід трактувати як інженерну оцінку першого порядку. Вона відображає вплив документованого характеру розподілу потужності між механічною та гідрооб'ємною гілками, але не замінює повної моделі power-flow з урахуванням циркуляційних, паразитних та інших локальних втрат.

DLG PowerMix: методологічне розмежування.

DLG PowerMix є стандартизованою методикою комплексного оцінювання паливної та експлуатаційної ефективності трактора. Результат формується під впливом роботи двигуна, трансмісії, гідравлічної системи, шин, маси машини, навантаження та налаштувань. Тому показник PowerMix не можна безпосередньо ототожнювати з ККД трансмісії $\eta_{тр}$, визначеним рівнянням (20). У цій роботі числовий розрахунок $\eta(v)$ виконано окремо на основі моделі розподілу потужності $\gamma(v)$, тоді як DLG PowerMix розглядається лише як незалежне комплексне джерело для методологічної перевірки.

Методологічно необхідно розмежовувати два рівні оцінювання: ККД самої трансмісії, який характеризує співвідношення вихідної та вхідної потужності відповідно до рівняння (20), та комплексну паливну й експлуатаційну ефективність трактора, яку характеризує DLG PowerMix.

У межах цієї роботи результати PowerMix використовуються лише як джерело комплексної оцінки трактора і не переносяться безпосередньо на характеристики гідромеханічної трансмісії.

Коректне порівняння Fendt Vario та John Deere AutoPowr має виконуватися за даними конкретних моделей і поколінь трансмісій, для яких документально підтверджено відповідну конструктивну схему. Для повного кількісного порівняння необхідні кінематична схема, передатні числа, характеристики гідромашин, карти об'ємного та механічного ККД, робочий тиск, навантаження, частота обертання двигуна, температура оливи та результати незалежних стендових або польових випробувань.

Отже, розрахункова характеристика $\eta(v)$, побудована за таблицею 1 та усереднена за рівнянням (25), і результати DLG PowerMix повинні розглядатися як доповнювальні, але методологічно різні показники: перша характеризує розрахункову енергетичну ефективність трансмісії, друга - комплексну ефективність трактора в заданих умовах випробування.

Керування трансмісією та двигуном.

Електронна система керування координує частоту обертання двигуна, положення регульованих гідромашин, передатне відношення та, у багатодіапазонних трансмісіях, моменти перемикання. AutoPowr має автоматизовані режими керування, а сучасні системи Fendt реалізують узгоджене керування двигуном і трансмісією. Однак конкретні алгоритми, коефіцієнти PID та внутрішні фільтри виробники не розкривають повністю, тому числові параметри з вихідного матеріалу не слід подавати як заводські.

З теоретичної точки зору цільовою є така траєкторія керування, за якої задана швидкість підтримується з мінімальною витратою палива та без перевищення допустимих тисків, частот обертання і моментів.

Отже Fendt Vario демонструє характерну для power-split CVT залежність між механічною та гідрооб'ємною гілками. ZF ECCOM/AutoPowr використовує багатодіапазонну архітектуру, яка дає змогу формувати сприятливий розподіл потужності у різних діапазонах [1, 3, 6].

Водночас за наведеними у вихідному матеріалі значеннями не можна робити висновок про універсальну перевагу одного виробника. Таблиця $\eta(v)$ є модельною; реальний ККД залежить від навантаження, тиску, частоти обертання, передатних чисел, температури оливи, стану гідромашин та алгоритму керування.

Висновки.

Сформований теоретичний апарат вихідної статті — енергетичний баланс, коефіцієнт розгалужування γ, гідростатичний ККД, рівняння Вілліса, кінематичні залежності гідромашин, баланс втрат та динамічна модель керування.

Силороздільна гідромеханічна трансмісія може мати вищу ефективність за чисто гідрооб'ємну передачу завдяки проходженню значної частини потужності механічною гілкою [1, 2].

Рівняння (21) придатне для первинної інженерної оцінки впливу розподілу потужності, але не замінює повної моделі power-flow з циркуляційними та паразитними втратами.

Fendt Vario є гідрооб'ємно-механічною power-split концепцією; у наукових і технічних джерелах описано зростання механічної частки у відповідних режимах зі збільшенням швидкості [3, 15].

John Deere AutoPowr у відповідних поколіннях пов'язаний із гідромеханічними трансмісіями ZF ECCOM; чотиридіапазонна концепція документована для ECCOM і не повинна автоматично переноситися на всі моделі AutoPowr [6, 20].

Наведені значення $\eta(v)$ мають статус розрахункових і не є результатами стендових випробувань DLG.

Для остаточного кількісного порівняння конкретних тракторів необхідні узгоджені за моделлю трансмісії та умовами випробування дані: передатні числа, характеристики

гідромашин, карти ККД, навантаження, частота обертання двигуна та результати незалежних стендових або польових випробувань.

Для підвищення точності та відтворюваності результатів доцільно виконати параметричну ідентифікацію конкретних трансмісій із використанням повної кінематичної матриці планетарних механізмів, характеристик гідронасоса і гідромотора, карт об'ємного та механічного ККД, моментів інерції, втрат у підшипниках і муфтах. Це дасть можливість перейти від інженерної апроксимації до відтворюваної моделі $\eta(v,\ M,\ \omega)$.

Література

1. Macor, A., Rossetti, A. Optimization of hydro-mechanical power split transmissions. *Mechanism and Machine Theory*. 2011, 46(12), 1901–1919. https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2011.07.007
2. Rossetti, A., Macor, A. Multi-objective optimization of hydro-mechanical power split transmissions. *Mechanism and Machine Theory*, 2013. 62. 112–128. https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2012.11.009
3. Farkas, Z., Kerényi, G. Power flows and efficiency analysis of out- and input coupled IVT. *Periodica Polytechnica Mechanical Engineering*, 2009/ 53(2)/ 61–68. https://doi.org/10.3311/pp.me.2009-2.02
4. Ahn, S., Choi, J., Kim, S., Lee, J., Choi, C., Kim, H. Development of an integrated engine-hydro-mechanical transmission control algorithm for a tractor. *Advances in Mechanical Engineering*, 2015. 7. https://doi.org/10.1177/1687814015593870
5. Ahn, S., Choi, J., Kim, S., Lee, J., Kim, H. Development of a sub-shift control algorithm for an agricultural tractor with hydro-mechanical transmission. *Advances in Mechanical Engineering*, 2016. https://doi.org/10.1177/1687814016676943
6. Wang, G., Song, Y., Wang, J., Xiao, M., Cao, Y., Chen, W., Wang, J. Shift quality of tractors fitted with hydrostatic power split CVT during starting. *Biosystems Engineering*, 2020. 196. 183–201. https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2020.06.001
7. Wang, G., Song, Y., Wang, J., Xiao, M., Chen, W., Cao, Y., Wang, J. Study on the shifting quality of the CVT tractor under hydraulic system failure. *Applied Sciences*, 2020. 10(2). 681. https://doi.org/10.3390/app10020681
8. Wang, G., Zhao, Y., Song, Y., et al. Optimizing the fuel economy of hydrostatic power-split system in continuously variable tractor transmission. *Heliyon*, 2023. 9(5). e15915. https://doi.org/10.1016/j.heliyon.2023.e15915
9. Zhao, Y., Chen, X., Song, Y., Wang, G., Zhai, Z. Energy and fuel consumption of a new concept of hydro-mechanical tractor transmission. *Sustainability*, 2023. 15(14). 10809. https://doi.org/10.3390/su151410809
10. Xia, Y., Sun, D., Qin, D. Designing comprehensive shifting control strategy of hydro-mechanical continuously variable transmission. *Applied Sciences*, 2022. 12(11). 5716. https://doi.org/10.3390/app12115716
11. Wang, J., Sun, D., Wang, J., Liao, G. Configuration of the power reflux hydro-mechanical transmission system. *Actuators*, 2024. 13(4). 120. https://doi.org/10.3390/act13040120
12. Cao, Y., Zhao, Y., Yang, Y., Yu, Z., Zhang, T., Wang, G. Design of series hydrostatic power split tractor transmission. *Journal of Agricultural Mechanization Research*, 2023. 45(1). 250–255. https://doi.org/10.13427/j.cnki.njyi.2023.01.008
13. Zhao, Y., et al. Energy consumption analysis of 2Z-X(B) planetary input-coupled hydro-mechanical tractor transmission. *Applied Sciences*, 2025. 15(23). 12576. https://doi.org/10.3390/app152312576
14. Song, Y., Jin, Y., Kong, Y., Zhao, Y., Yin, T., Wang, G. Analysis of traction performance for 180 HP continuously variable transmission tractor. *Applied Sciences*, 2026. 16(14). 6979. https://doi.org/10.3390/app16146979
15. Marani, P., Chiarabelli, D., Gessi, S., Martelli, M. Design of power-split hydrostatic CVT agricultural transmission for enhanced control and efficiency. *JFPS Int. Journal of Fluid Power System*, 2025. 18(1). 29–36. https://doi.org/10.5739/jfpsij.18.29
16. Bi-level iterative-driven dynamic matching design for power reflux hydro-mechanical transmission system. *Energy*, 2026. 360. 141779. https://doi.org/10.1016/j.energy.2026.141779

17. Coordinated dual-rolling control of shifting in HMCVT based on KF-MPC algorithm. *Computers and Electronics in Agriculture*, 2024. 227. 109561. https://doi.org/10.1016/j.compag.2024.109561

18. Energy-efficient path tracking control for autonomous tractors equipped with hydro-mechanical CVT. *Computers and Electronics in Agriculture*, 2026/ 252/ 112115. https://doi.org/10.1016/j.compag.2026.112115

19. Brenninger, M. M. Fendt Vario CVT in agricultural tractors. *SAE Technical Paper* 2007-01-4205, 2007. https://doi.org/10.4271/2007-01-4205

20. Pohlenz, J., Gruhle, W.-D. The ECCOM continuously variable hydrostatic-variable power-split transmission for use in tractors. *VDI-Berichte*, 2001/ 1592, 451–468.

21. Fendt. *The Fendt 300 Vario* [Product brochure]. URL: https://www.fendt.com/au/geneva-assets/article/49092/185174-fendt300vario-1901-en-v2.pdf

John Deere. *7R Series tractor* [Product brochure]. URL: https://www.deere.ro/assets/pdfs/region-2/products/tractors/yy2314125-7r-series-tractor-brochure.pdf

Дата першого надходження статті до видання 03.09.2026
Дата прийняття статті до друку після рецензування 01.10.2026
Дата публікації (оприлюднення) статті 04.11.2026
Стаття поширюється на умовах ліцензії відкритого доступу(CC BY 4.0)

ANALYSIS OF THE OPERATION OF FENDT VARIO AND JOHN DEERE AUTOPOWR HYDROMECHANICAL TRANSMISSIONS AND COMPAR-ISON OF THEIR EFFICIENCY

M. Volianskyi[1], A. Lavrinenko[1], Y. Humeniuk[1], Y. Rosamakha[1]
[1] *National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine*

Abstract

The paper presents a comparative analysis of the operating principles and energy efficiency of continuously variable hydro-mechanical power-split transmissions Fendt Vario and John Deere AutoPowr used in modern agricultural tractors. The relevance of the study is determined by the increasing requirements for energy efficiency, fuel economy, operational adaptability, and rational utilization of engine power under different operating conditions. The objective of the research is to establish the relationship between power distribution between the mechanical and hydro-volume branches of the transmission and its calculated overall efficiency depending on tractor travel speed.

The research is based on theoretical analysis of power flow in power-split continuously variable transmissions, consideration of the kinematic characteristics of planetary mechanisms, and mathematical modeling of the transmission energy balance. The Willis equation is used to describe kinematic relationships in planetary gear mechanisms. A combined efficiency model is applied to account for losses in the mechanical and hydro-volume branches. The comparative assessment is performed using common methodological assumptions, which makes it possible to evaluate the influence of transmission architecture and power distribution on calculated efficiency. Particular attention is given to distinguishing calculated model values from experimental or certified test results.

The results indicate that the proportion of power transmitted through the hydro-volume branch is an important factor affecting overall transmission efficiency. Increasing the hydro-volume component increases hydraulic losses and, under the adopted assumptions, reduces calculated total efficiency. For the investigated travel-speed interval of 4–12 km/h, the average calculated transmission efficiency is approximately 0,875 for Fendt Vario and 0,947 for John Deere AutoPowr. These values are obtained from the calculation model and should not be interpreted as direct experimental measurements or official manufacturer performance indicators. The practical significance of the research is the possibility of applying the proposed approach for preliminary engineering assessment, comparative evaluation of tractor transmissions, and selection of rational operating modes. Further research should include identification of actual hydraulic-unit and planetary-mechanism parameters and experimental validation under standardized operating conditions.

Keywords: hydro-mechanical transmission, continuously variable transmission, power-split transmission, power distribution, hydro-volume branch, mechanical branch, planetary gear mechanism.