e-ISSN 2708-9754; ISSN 2307-1699
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ, 2026, Вип. 52
AGRICULTURAL MACHINES, 2026, Vol. 52

COMPARATIVE ASSESSMENT OF THE ENERGY EFFICIENCY OF HYDRAULIC DRIVES OF AGRICULTURAL MACHINES WITH DIFFERENT CONTROL METHODS

B. Sarzhanov *

Sumy National Agrarian University, Sumy, Ukraine

AGRICULTURAL MACHINES
АСМ
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Key words:
Load-Sensing,
field sprayer,
partial load,
duty cycle,
power losses

Article history:
Received 13.09.2026
Reviewed 28.09.2026
Approved 30.10.2026

****Corresponding author:***
arhimag0@gmail.com

ABSTRACT

The study presents a comparative assessment of three hydraulic drive architectures for controlling the working elements of trailed field sprayers: a constant-flow system with throttling control, a pressure-compensated variable-displacement pump system, and a Load-Sensing system. Technical data for the ELVORTI TETIS 24 and HORSCH Leeb 4 AX sprayers were used to define model limits. A 60-min calculation duty cycle was divided into five operating modes differing in duration, required flow rate, and load pressure. The same overall pump efficiency of 0.90 was assumed for all variants, while maximum operating parameters were equalized to isolate the effect of the control principle from differences between individual components. Under maximum load, the calculated energy indicators of the three systems were practically identical, whereas the differences increased rapidly under partial load. Over the model duty cycle, the constant-flow system consumed 5.46 kWh, the pressure-compensated variable-pump system 3.00 kWh, and the Load-Sensing system 2.06 kWh. The corresponding reduction in energy consumption relative to the baseline was 45.1 and 62.4%, respectively. The greatest contribution to this difference was produced by the long boom-stabilization mode characterized by low hydraulic power demand. Sensitivity analysis for a Load-Sensing pressure margin of 1–3 MPa and pump efficiency of 0.85–0.95 confirmed the robustness of the trend. The obtained values characterize the hydraulic subsystem within the adopted quasi-steady calculation model and should not be interpreted directly as tractor fuel savings. The results can be used for preliminary selection of hydraulic architectures for agricultural machines operating for a large share of time under partial load and for planning subsequent experimental validation. Useful hydraulic power, pump input power, control losses, total losses, cycle efficiency, and energy consumption were calculated for each mode and integrated with respect to its duration. The analysis showed that the benefit of adaptive control is formed mainly during long partial-load periods, when excess pump flow or excess system pressure causes non-productive energy losses.

DOI: 10.36910/acm.vi52.2332

To cite this article:
Sarzhanov, B. (2026). Comparative assessment of the energy efficiency of hydraulic drives of agricultural machines with different control methods. *Agricultural Machines*, *52*, 85-94. https://doi.org/10.36910/acm.vi52.2332

e-ISSN 2708-9754; ISSN 2307-1699
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ, 2026, Вип. 52
AGRICULTURAL MACHINES, 2026, Vol. 52

УДК 631.3:621.22

ПОРІВНЯЛЬНА ОЦІНКА ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ГІДРАВЛІЧНИХ ПРИВОДІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН З РІЗНИМИ СПОСОБАМИ РЕГУЛЮВАННЯ

Б.О. Саржанов*

Сумський національний аграрний університет, Суми, Україна

AGRICULTURAL MACHINES
АСМ
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Ключові слова:
Load-Sensing,
польовий обприскувач,
часткове навантаження,
робочий цикл,
втрати потужності

Історія публікації:
Отримано 13.09.2026
Прорецензовано 28.09.2026
Затверджено до друку 30.10.2026

Автор для листування:*
arhimag0@gmail.com

АНОТАЦІЯ

У роботі виконано порівняльну оцінку енергетичної ефективності трьох схем гідравлічного приводу, придатних для керування робочими органами сучасних причіпних польових обприскувачів: системи постійної подачі з дросельним регулюванням, системи з регульованим насосом і компенсацією тиску та Load-Sensing системи. Для формування реалістичних меж моделі використано технічні характеристики обприскувачів ELVORTI TETIS 24 і HORSCH Leeb 4 AX. Розрахунковий цикл тривалістю 60 хв складався з п'яти режимів, що відрізнялися тривалістю, потрібною подачею та тиском навантаження. Для всіх варіантів прийнято однаковий ККД насоса 0,90, а максимальні параметри вирівняно, щоб відокремити вплив способу регулювання від відмінностей компонентів. Встановлено, що за максимального навантаження енергетичні показники трьох схем практично однакові, тоді як при частковому навантаженні різниця швидко зростає. За модельний цикл система постійної подачі споживала 5,46 кВт·год, система з регульованим насосом і компенсацією тиску — 3,00 кВт·год, а Load-Sensing система — 2,06 кВт·год. Відносне зменшення енергоспоживання становило відповідно 45,1 і 62,4 %. Найбільший внесок у різницю сформував тривалий режим стабілізації штанги з невеликою потребою у гідравлічній потужності. Аналіз чутливості для запасу тиску Load-Sensing 1–3 МПа та ККД насоса 0,85–0,95 підтвердив стійкість основної закономірності. Отримані значення характеризують гідравлічну підсистему в межах квазістаціонарної розрахункової моделі та не можуть безпосередньо трактуватися як економія палива трактора. Результати можуть бути використані для попереднього вибору архітектури гідросистем машин зі значною часткою роботи за часткового навантаження та для планування подальшої експериментальної перевірки. Корисну гідравлічну потужність, потужність на приводі насоса, регулювальні та сумарні втрати, інтегральний ККД і енергоспоживання визначали для кожного режиму, після чого інтегрували з урахуванням його тривалості. Показано, що перевага адаптивного регулювання формується переважно у тривалих режимах неповного навантаження, коли надлишкова подача або системний тиск створюють непродуктивні витрати енергії.

DOI: 10.36910/acm.vi52.2332

Цитувати цю статтю:
Саржанов, Б. О. (2026). Порівняльна оцінка енергетичної ефективності гідравлічних приводів сільськогосподарських машин з різними способами регулювання. *Сільськогосподарські машини*, *52*, 85-94. https://doi.org/10.36910/acm.vi52.2332

СТАН ПИТАННЯ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Гідравлічний привод широко застосовується в сучасній сільськогосподарській техніці завдяки високій питомій потужності, плавному регулюванню швидкості та зручності дистанційного керування робочими органами. Енергетична ефективність мобільних гідросистем водночас визначається не лише ККД окремих компонентів, а й архітектурою системи та відповідністю подачі й тиску поточному навантаженню. За змінних режимів суттєвими джерелами втрат є дроселювання, надлишкова подача насоса та підтримання тиску, вищого за фактичну потребу виконавчого механізму (*Berne et al., 2021*).

У системах постійної подачі частина сформованого насосом потоку при частковому навантаженні не використовується для корисної роботи. Регульований насос із компенсацією тиску зменшує надлишкову подачу, але система продовжує підтримувати встановлений рівень тиску. У Load-Sensing системі насос адаптує і подачу, і тиск до навантаження, зберігаючи необхідний запас тиску для керування потоком. Це знижує регулювальні втрати, хоча не усуває їх повністю, особливо за одночасної роботи кількох споживачів (*Borghi et al., 2014; Siebert et al., 2017; Lisowski et al., 2021*).

Для сільськогосподарських агрегатів проблема особливо важлива через значну тривалість режимів часткового навантаження. Для тракторної гідросистеми потужністю близько 298 кВт, агрегатованої з 16-рядною сівалкою, удосконалене керування тиском забезпечило близько 18 % підвищення енергетичної ефективності; для дистанційних гідровиходів також показано суттєву залежність розподілу потужності від структури робочого циклу (*Tian et al., 2019; Tian et al., 2024*).

Характерним прикладом машини зі змінним гідравлічним навантаженням є причіпний польовий обприскувач. Складання і розкладання штанги, зміна її висоти та корекція положення створюють короткочасні режими підвищеної потреби в потоці, тоді як автоматична стабілізація переважно відбувається за невеликої гідравлічної потужності. Така структура циклу є зручною для порівняння систем постійної подачі, постійного тиску та Load-Sensing регулювання (*Li et al., 2023a*).

Мета дослідження – порівняти енергетичну ефективність системи постійної подачі з дросельним регулюванням, системи з регульованим насосом і компенсацією тиску та Load-Sensing системи за єдиного модельного робочого циклу причіпного польового обприскувача.

МАТЕРІАЛИ І МЕТОДИ

Як референтні об’єкти для формування меж розрахункової моделі обрано ELVORTI TETIS 24 та HORSCH Leeb 4 AX. Обидві машини належать до класу причіпних польових обприскувачів і можуть працювати з 24-метровою штангою. TETIS 24 має бак 3200 л, робочу швидкість 6–15 км/год та масляну гідросистему із сімома гідроциліндрами; Leeb 4 AX має бак 4000 л, робочу швидкість 4–16 км/год і допускає живлення гідравлічних функцій безпосередньо від Load-Sensing системи трактора з потрібною подачею близько 30 л/хв (*ELVORTI JSC, n.d.; HORSCH Maschinen SE & Co. KG, n.d.*). Основні характеристики наведено в таблиці 1. Параметри насосів робочого розчину використано лише для загальної характеристики машин; у розрахунках досліджувалася масляна гідросистема приводу та позиціонування робочих органів.

Таблиця 1 – Основні характеристики обраних обприскувачів

Показник	ELVORTI TETIS 24	HORSCH Leeb 4 AX
Тип машини	напівпричіпний обприскувач	причіпний обприскувач
Робоча ширина для дослідження, м	24	24
Об’єм основного бака, л	3200	4000
Робоча швидкість, км/год	6–15	4–16
Продуктивність насоса робочого розчину, л/хв	до 250	270
Максимальний тиск системи обприскування, МПа	1,5	0,8
Живлення масляної гідросистеми	гідросистема трактора	Load-Sensing / комбінована / автономна

Показник	ELVORTI TETIS 24	HORSCH Leeb 4 AX
Особливості гідросистеми	7 гідроциліндрів, п'ятисекційний розподільник	Load-Sensing, автономна гідросистема, BoomControl
Необхідна подача оливи, л/хв	виробником окремо не зазначена	близько 30

Для порівняння сформовано три умовні схеми (рис. 1). У варіанті A насос постійної подачі формує 30 л/хв у всіх активних режимах, а тиск дорівнює тиску навантаження плюс регулювальний перепад 2 МПа. У варіанті B регульований насос подає стільки оливи, скільки потребує споживач, але підтримує постійний тиск 18 МПа. У варіанті C Load-Sensing насос адаптує подачу до споживача, а тиск підтримує на 2 МПа вище фактичного навантаження. Така постановка дозволяє порівнювати саме спосіб регулювання за однакової виконавчої частини (*Borghi et al., 2014; Siebert et al., 2017; Kolář et al., 2024*).

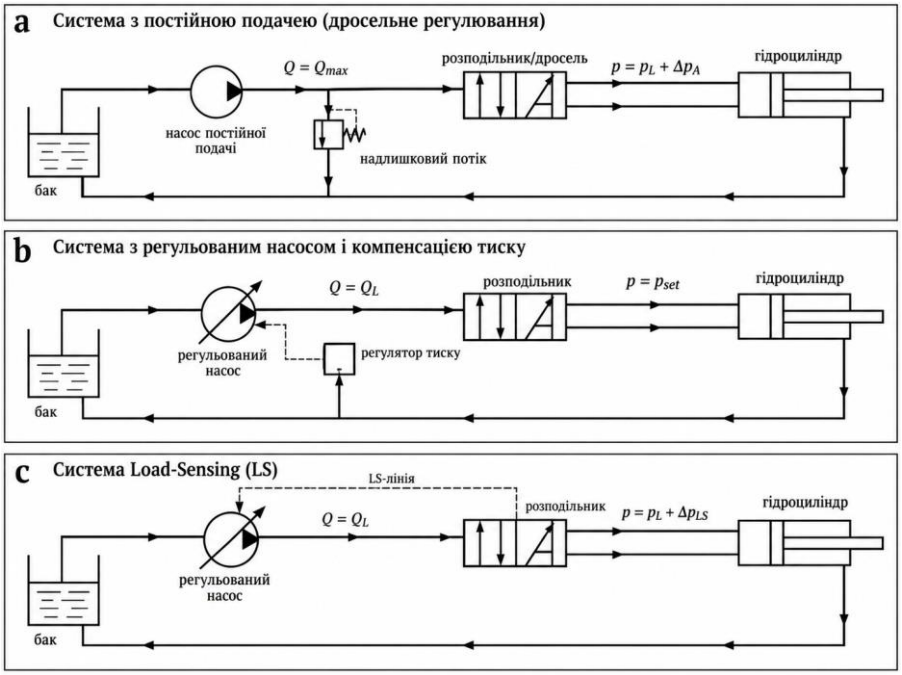


Рис. 1 – Спрощені структурні схеми досліджуваних гідравлічних систем: a – система постійної подачі; b – система з регульованим насосом і компенсацією тиску; c – Load-Sensing система

Модельний цикл нормовано до 60 хв і поділено на п'ять режимів: складання або розкладання штанги, встановлення робочої висоти, тривалу автоматичну стабілізацію, розвороти з інтенсивнішими корекціями та проміжки без корисного руху виконавчих механізмів. Параметри режимів наведено в таблиці 2. Максимальну подачу 30 л/хв прийнято за технічною характеристикою HORSCH Leeb AX; інші значення подачі й тиску є модельними припущеннями, однаковими для всіх трьох схем. Режим V у базовому кількісному порівнянні прийнято з нульовою корисною потужністю, а standby-втрати не включали через відсутність характеристик конкретних насосів і нейтрального контуру.

Таблиця 2 – Параметри модельного робочого циклу гідравлічної системи

Режим	Характер операції	t, хв	Частка циклу, %	Q_L, л/хв	p_L, МПа
I	Складання / розкладання штанги	4	6,7	30	16
II	Піднімання, опускання та встановлення робочої висоти	4	6,7	18	12
III	Робочий рух з автоматичною стабілізацією штанги	38	63,3	6	7
IV	Розвороти та інтенсивне коригування положення штанги	10	16,7	12	10

Режим	Характер операції	t, хв	Частка циклу, %	Q_L, л/хв	p_L, МПа
V	Мінімальна потреба в гідравлічній енергії між активними корекціями	4	6,7	0	0
Разом	—	60	100	—	—

Енергетичний розрахунок виконували квазістаціонарно для кожного режиму. Корисну гідравлічну потужність визначали за залежністю (1), де тиск задано в МПа, а подачу – у л/хв. Максимальні параметри трьох схем вирівняно на рівні 18 МПа та 30 л/хв; загальний ККД насоса в базовому сценарії для всіх варіантів прийнято однаковим і рівним 0,90. Базові параметри наведено в таблиці 3.

Таблиця 3 – Вихідні параметри базової розрахункової моделі

Параметр	Позначення	Значення	Характер значення
Максимальна подача системи	Q_{max}	30 л/хв	технічна характеристика / верхня межа моделі
Максимальний тиск навантаження	p_L,max	16 МПа	модельний робочий цикл
Подача насоса системи A	Q_A,max	30 л/хв	прийняте значення
Регулювальний перепад системи A	ΔpA	2 МПа	модельне припущення
Встановлений тиск системи B	pset	18 МПа	розрахункове значення
Load-Sensing margin	ΔpLS	2 МПа	базове модельне значення
Загальний ККД насоса	ηp	0,90	однакове модельне значення
Тривалість модельного циклу	T	60 хв	прийняте значення

$$P_{u,i}=\frac{p_{L,i}Q_{L,i}}{60}, \quad (1)$$

де Pu – корисна гідравлічна потужність, кВт; pL – тиск навантаження, МПа; QL – необхідна подача робочої рідини, л/хв.

Гідравлічну потужність насоса для кожної схеми визначали за тією самою залежністю з фактичними для відповідного варіанта значеннями тиску і подачі. Механічну потужність на приводі насоса обчислювали за виразом (2).

$$P_{\text{in},j,i}=\frac{P_{\text{h},j,i}}{\eta_p}. \quad (2)$$

де Pin – механічна потужність на приводі насоса, кВт; Ph – сформована насосом гідравлічна потужність, кВт; ηp – загальний ККД насоса.

Для аналізу структури втрат використовували регулювальні втрати, власні втрати насоса та їх суму, які визначали за виразами (3)–(5).

$$P_{\text{reg},j,i}=P_{\text{h},j,i}-P_{u,i}. \quad (3)$$

$$P_{\text{pump},j,i}=P_{\text{in},j,i}-P_{\text{h},j,i}. \quad (4)$$

$$P_{\text{loss},j,i}=P_{\text{in},j,i}-P_{u,i}=P_{\text{reg},j,i}+P_{\text{pump},j,i}. \quad (5)$$

Енергетичну ефективність у кожному режимі визначали за (6), а сумарне енергоспоживання і корисну енергію за цикл – за (7) та (8).

$$\eta_{\text{sys},j,i}=\frac{P_{u,i}}{P_{\text{in},j,i}}\cdot 100\%. \quad (6)$$

$$E_j=\sum_{i=1}^{n}P_{\text{in},j,i}\frac{t_i}{60}, \quad (7)$$

де E_j – енергоспоживання системи j за цикл, кВт·год; t_i – тривалість режиму i, хв; n – кількість режимів.

$$E_u=\sum_{i=1}^{n}P_{u,i}\frac{t_i}{60}. \quad (8)$$

Інтегральну ефективність циклу та відносне зменшення енергоспоживання порівняно з базовою системою А визначали за (9) і (10).

$$\eta_{\text{cycle},j} = \frac{E_u}{E_j} \cdot 100\%. \quad (9)$$

$$\Delta E_j = \frac{E_A - E_j}{E_A} \cdot 100\%, j = B, C. \quad (10)$$

Для оцінки стійкості результатів виконано аналіз чутливості: для Load-Sensing системи запас тиску змінювали від 1 до 3 МПа, а для всіх трьох варіантів загальний ККД насоса – від 0,85 до 0,95.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ОБГОВОРЕННЯ

Розрахунок виконано для чотирьох активних режимів. У режимі I за подачі 30 л/хв і тиску навантаження 16 МПа всі три схеми працювали за однакової потужності приводу насоса 10,0 кВт та ефективності 80,0 %. За зниження навантаження відмінності швидко зростали (таблиця 4; рис. 2). У режимі II потужність приводу становила 7,78 кВт для системи А, 6,00 кВт для В та 4,67 кВт для С.

Таблиця 4 – Розрахункові енергетичні показники досліджуваних гідросистем

Режим	Система	Pu, кВт	Pin, кВт	Ploss, кВт	ηsys, %
I	A	8,00	10,00	2,00	80,0
I	B	8,00	10,00	2,00	80,0
I	C	8,00	10,00	2,00	80,0
II	A	3,60	7,78	4,18	46,3
II	B	3,60	6,00	2,40	60,0
II	C	3,60	4,67	1,07	77,1
III	A	0,70	5,00	4,30	14,0
III	B	0,70	2,00	1,30	35,0
III	C	0,70	1,00	0,30	70,0
IV	A	2,00	6,67	4,67	30,0
IV	B	2,00	4,00	2,00	50,0
IV	C	2,00	2,67	0,67	75,0

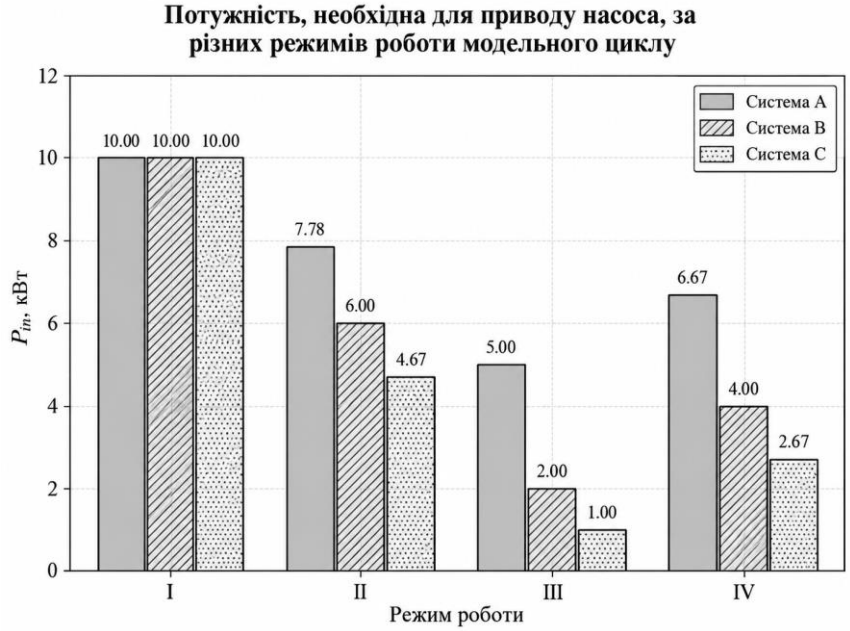


Рис. 2 – Потужність, необхідна для приводу насоса, за різних режимів модельного робочого циклу

Найбільша різниця отримана для режиму III, який моделює тривалу стабілізацію штанги. За корисної потужності 0,70 кВт система A потребувала 5,00 кВт механічної потужності, система B – 2,00 кВт, а система C – 1,00 кВт. Відповідні значення ККД становили 14,0; 35,0 та 70,0 %. У режимі IV вони становили 30,0; 50,0 та 75,0 %. Сумарні втрати потужності для режимів показано на рис. 3; їх найбільше скорочення також спостерігалося за часткового навантаження.

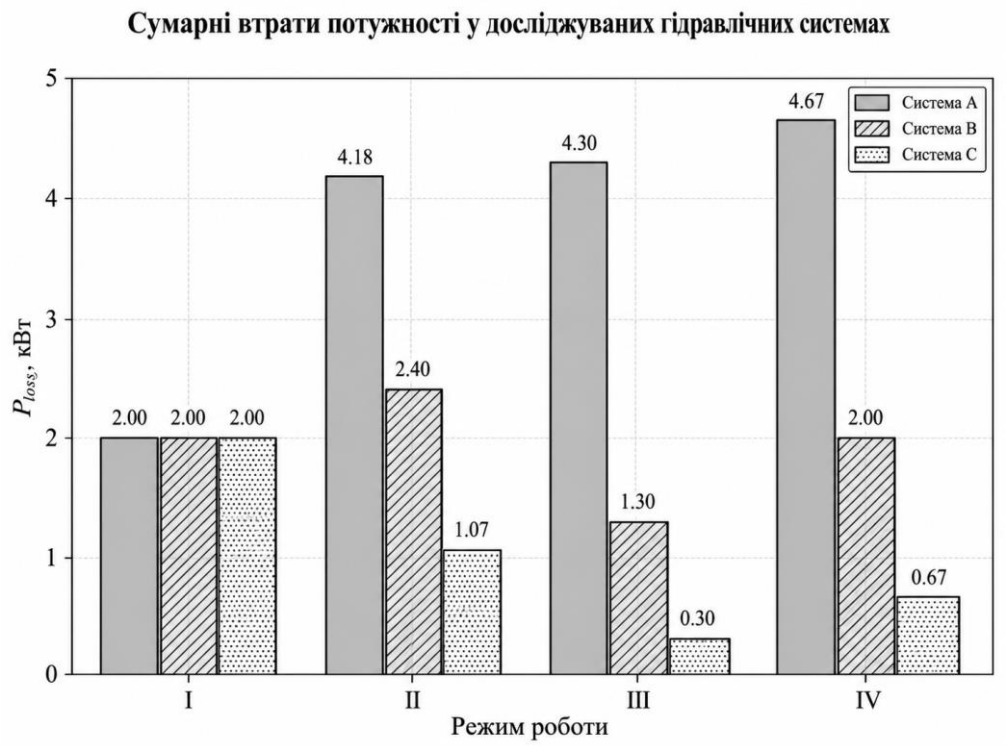


Рис. 3 – Сумарні втрати потужності у досліджуваних гідравлічних системах

З урахуванням тривалості режимів сумарне енергоспоживання за 60-хвилинний цикл становило 5,46 кВт·год для системи A, 3,00 кВт·год для системи B та 2,06 кВт·год для системи C (таблиця 5; рис. 4). За однакової корисної енергії 1,55 кВт·год інтегральна ефективність циклу становила відповідно 28,4; 51,7 та 75,4 %. Отже, відносне зменшення енергоспоживання порівняно з базовою схемою становило 45,1 % для системи B та 62,4 % для Load-Sensing системи. Майже 58 % витрат енергії системи A припадало на режим III, що підтверджує вирішальне значення тривалих режимів малої потреби в потоці.

Таблиця 5 – Підсумкові енергетичні показники модельного робочого циклу

Показник	Система A	Система B	Система C
Спожита енергія, кВт·год	5,463	3,000	2,056
Корисна енергія, кВт·год	1,550	1,550	1,550
Сумарні втрати, кВт·год	3,913	1,450	0,506
Інтегральна ефективність, %	28,4	51,7	75,4
Зниження енергоспоживання відносно A, %	—	45,1	62,4

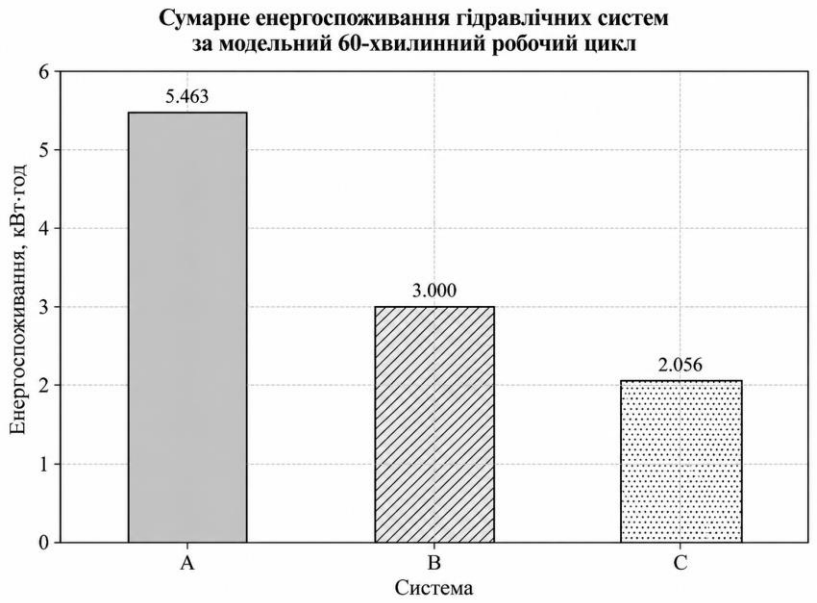


Рис. 4 – Сумарне енергоспоживання гідравлічних систем за модельний 60-хвилинний робочий цикл

Аналіз чутливості показав, що збільшення запасу тиску Load-Sensing від 1 до 3 МПа підвищувало енергоспоживання системи С з 1,89 до 2,22 кВт·год і знижувало інтегральну ефективність з 82,1 до 69,8 % (таблиця 6; рис. 5). Навіть за найбільшого дослідженого запасу тиску енергоспоживання залишалося приблизно на 59,3 % нижчим, ніж у системи А. Зміна однакового для всіх схем ККД насоса від 0,85 до 0,95 змінювала абсолютні значення енергії, але практично не впливала на відносне співвідношення між системами.

Таблиця 6 – Вплив запасу тиску Load-Sensing на енергетичні показники системи С

Δp_{LS}, МПа	E_C, кВт·год	Сумарні втрати, кВт·год	Інтегральна ефективність, %	Зниження енергоспоживання відносно А, %
1	1,889	0,339	82,1	65,4
2	2,056	0,506	75,4	62,4
3	2,222	0,672	69,8	59,3

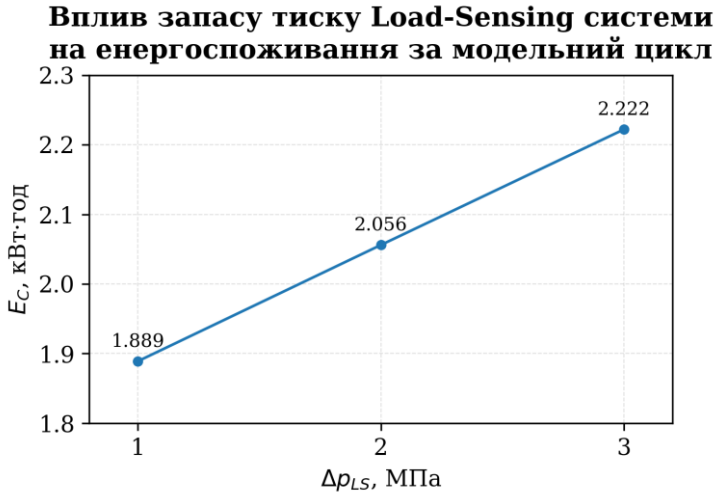


Рис. 5 – Вплив запасу тиску Load-Sensing системи на енергоспоживання за модельний цикл

Отримана закономірність відповідає фізичній природі втрат мобільних гідросистем. Система постійної подачі втрачає енергію через надлишковий потік і дроселювання, система постійного тиску

усуває значну частину втрат подачі, але зберігає надлишковий перепад тиску, тоді як Load-Sensing регулювання зменшує обидві складові. Подібний масштаб ефекту можливий при порівнянні з базовою схемою, що має значні дросельні втрати: для multi-pressure rail архітектури в аграрних застосуваннях моделювання показувало зниження потужності на валу насоса до 59 %, а подальша експериментальна перевірка підтвердила істотне зменшення необхідної потужності (Guo et al., 2022; Guo et al., 2026).

Для модернізації вже ефективних Load-Sensing систем опублікований ефект є меншим: близько 18 % для удосконаленого керування тиском і 6,7–15,6 % для окремих способів керування pre-compensated LS-системою (Tian et al., 2021; Tian et al., 2024). Це не суперечить результатам цієї роботи, оскільки базовим варіантом тут є система постійної подачі, а 38 хв із 60-хвилинного циклу припадають на режим невеликої потреби в потоці. Отримані 62,4 % характеризують лише енергію приводу гідравлічного насоса в межах моделі і не є прогнозом економії дизельного палива.

Для польового обприскувача практичне значення результату пов'язане з характером роботи штанги: повне складання або значне переміщення короткочасні, тоді як корекції висоти й нахилу тривають значну частину польового проходу (Li et al., 2023a). Модель при цьому не враховує перехідні процеси, втрати в магістралях і з'єднаннях, зміну властивостей робочої рідини, внутрішні витоки та залежність ККД насоса від робочої точки. Тому вона призначена для порівняльної оцінки; експериментальна перевірка має передбачати реєстрацію тиску, подачі та тривалості режимів на реальній машині (Kapsiz, 2022; Kolář et al., 2024).

ВИСНОВКИ

Порівняння трьох схем показало, що вплив способу регулювання найбільше проявляється при частковому навантаженні. За максимального режиму всі системи мали однакову розрахункову потужність приводу насоса 10,0 кВт і ефективність 80,0 %, тоді як у режимі стабілізації штанги ККД становив 14,0 % для системи A, 35,0 % для B та 70,0 % для C.

За модельний 60-хвилинний цикл система постійної подачі споживала 5,46 кВт·год, система з регульованим насосом і компенсацією тиску – 3,00 кВт·год, а Load-Sensing система – 2,06 кВт·год. Відносне зменшення енергоспоживання становило 45,1 і 62,4 % відповідно; основну частину різниці сформував тривалий режим малої потреби у гідравлічній потужності.

Зміна запасу тиску Load-Sensing у межах 1–3 МПа та ККД насоса в межах 0,85–0,95 не змінила основної закономірності. Отримані значення характеризують гідравлічну підсистему в межах прийнятої квазістаціонарної моделі. Для переходу до прогнозу реального енергоспоживання необхідна експериментальна реєстрація тиску, подачі та тривалості режимів польового обприскувача.

СПИСОК ПОСИЛАНЬ

Berne, L. J., Raush, G., Gamez-Montero, P. J., Roquet, P., & Codina, E. (2021). Multi-point-of-view energy loss analysis in a refuse truck hydraulic system. Energies, 14(9), 2707. https://doi.org/10.3390/en14092707

Borghi, M., Zardin, B., Pintore, F., & Belluzzi, F. (2014). Energy savings in the hydraulic circuit of agricultural tractors. Energy Procedia, 45, 352–361. https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.01.038

ELVORTI JSC. (n.d.). Sprayers TETIS: technical data and equipment. Retrieved September 22, 2026, from https://elvorti.com/catalog/obpriskuvachi/tetis.html?lang=en

Guo, X., Lengacher, J., & Vacca, A. (2022). A variable pressure multi-pressure rail system design for agricultural applications. Energies, 15(17), 6173. https://doi.org/10.3390/en15176173

Guo, X., Lengacher, J., Vacca, A., & Jenkins, R. (2026). Quantification of energy savings due to the adoption of multi-pressure rail technology in an agricultural tractor: Implement system through experiments. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering. Advance online publication. https://doi.org/10.1177/09596518261455395

HORSCH Maschinen SE & Co. KG. (n.d.). Leeb AX. Simple – safe – precise. Retrieved September 22, 2026, from https://www.horsch.com/ua/produkti/obpriskuvachi/prichipni-obpriskuvachi/leeb-ax

Kapsiz, M. (2022). The efficiency of mobile hydraulic system with diesel engine and axial piston pump analysis. Journal of Engineering Research, 10(4B), 216–228. https://doi.org/10.36909/jer.11137

Kolář, D., Bureček, A., Hružík, L., Ledvoň, M., Polášek, T., Jablonská, J., & Lenhard, R. (2024). Static characteristics and energy consumption of the pressure-compensated pump. Processes, 12(6), 1081. https://doi.org/10.3390/pr12061081

Li, J., Nie, Z., Chen, Y., Ge, D., & Li, M. (2023a). Development of boom posture adjustment and control system for wide spray boom. Agriculture, 13(11), 2162. https://doi.org/10.3390/agriculture13112162

Li, Y., Yu, C., Chen, G., Yang, M., Zhang, Y., & Wang, F. (2023b). An electro-hydraulic-load-sensitive system on the basis of torque open-loop control. Processes, 11(9), 2618. https://doi.org/10.3390/pr11092618

Lisowski, E., Filo, G., & Rajda, J. (2021). Analysis of the energy efficiency improvement in a Load-Sensing hydraulic system built on the ISO plate. Energies, 14(20), 6735. https://doi.org/10.3390/en14206735

Siebert, J., Wydra, M., & Geimer, M. (2017). Efficiency improved Load Sensing system—Reduction of system inherent pressure losses. Energies, 10(7), 941. https://doi.org/10.3390/en10070941

Tian, X., Gomez, J. C., Vacca, A., Fiorati, S., & Pintore, F. (2019). Analysis of power distribution in the hydraulic remote system of agricultural tractors through modelling and simulations. In ASME/BATH 2019 Symposium on Fluid Power and Motion Control (V001T01A042). https://doi.org/10.1115/FPMC2019-1686

Tian, X., Stump, P., Vacca, A., Fiorati, S., & Pintore, F. (2021). Power-saving solutions for pre-compensated Load-Sensing systems on mobile machines. Transactions of the ASABE, 64(5), 1435–1448. https://doi.org/10.13031/trans.14376

Tian, X., Guo, X., Stump, P., Vacca, A., Fiorati, S., & Pintore, F. (2024). A pressure control method for increasing the energy efficiency of the hydraulic system powering agricultural implements. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, 238(6), 1067–1088. https://doi.org/10.1177/09596518241227250