

DOI <https://doi.org/10.32782/2220-8674-2025-15-2-15>

УДК 621.225.001.4

А. І. Панченко¹, д-р техн. наук

ORCID: 0000-0002-1230-1463

А. А. Волошина¹, д-р. техн. наук

ORCID: 0000-0003-4052-2674

О. С. Ковязін¹, канд. техн. наук

ORCID: 0000-0002-3027-872X

І. А. Панченко¹, асистент

ORCID: 0000-0003-2150-4278

А. А. Волошин², викладач спецдисцип.

ORCID: 0009-0004-3850-7613

¹ Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного² ВСП «Мелітопольський фаховий коледж Таврійського державного агротехнологічного університету імені Дмитра Моторного»

e-mail: voloshinaa2012@gmail.com

ЗМІНА ФУНКЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ МЕХАТРОННИХ СИСТЕМ З ПЛАНЕТАРНИМИ ГІДРОМОТОРАМИ ЗА РІЗНИХ УМОВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Анотація. На сьогоднішній день актуальним завданням є створення самохідних машин спеціального призначення (дорожніх, будівельних, сільськогосподарських тощо) підвищеної мобільності. Для покращення функціональних параметрів мехатронних систем самохідних машин із гідравлічним приводом ходової частини проведені експериментальні дослідження мехатронної системи самохідної машини з гідравлічним приводом ходової частини з регульованим насосом та мехатронними модулями на базі планетарних гідромоторів та обґрунтуванні раціональні режими експлуатації регульованого насоса та планетарних гідромоторів, що покращують функціональні параметри мехатронної системи самохідної машини з гідравлічним приводом мехатронних модулів (мотор-коліс) на базі планетарних гідромоторів.

Ключові слова. мехатронна система, гідравлічний привід, мехатронний модуль, планетарний гідромотор, регульований аксіально-поршневий насос, функціональні параметри.

Постановка проблеми. На сьогоднішній день актуальним завданням є створення самохідних машин спеціального призначення підвищеної мобільності (сільськогосподарських, комунальних, дорожніх, будівельних тощо). Під мобільністю самохідної техніки мається на увазі здатність пересуватись і маневрувати на місцевості при виконанні відповідної технологічної операції з максимальним (постійним) відбором потужності від ведучого двигуна. Одним з основних факторів, що визначають покращення показників мобільності машини, є вдосконалення характеристик мехатронних систем ходової частини самохідної техніки, що має виражену тенденцію до використання гідравлічних безступінчастих трансмісій [1–3]. Використання мехатронних модулів на базі планетарних гідромоторів у трансмісіях цього типу дає змогу відмовитися від традиційного компонування ходових частин самохідної техніки, а також використовувати активні причіпні модулі з провідними осями [4; 5]. Тому дослідження зміни вихідних характеристик мехатронних систем з гідравлічним приводом ходової частини самохідної техніки, залежно від умов експлуатації, є актуальним завданням.

Аналіз останніх досліджень. Аналіз проведених досліджень показав [6; 7], що мобільність самохідних машин може бути істотно підвищена при використанні в ходовій частині мехатронної системи з гідравлічним приводом. Така мехатронна система, як правило, представлена насосом та гідромоторами [8]. Особлива увага приділена системам гідравлічного приводу, які використовують в автомобільних трансмісіях. Наведено результати моделювання повних приводних циклів на прикладі муфти повного приводу з електрогідравлічним приводом [9]. Запро-



поновано математичні моделі процесів, що відбуваються в насосі та гідромоторі, що описують статичні та динамічні властивості мехатронної системи. Проведено випробування мехатронної системи з двома моделями: одна спрощена, що містить константи ефективності, а інша розширена з різними значеннями ефективності. Недоліком такої мехатронної системи є малий діапазон зміни навантажувального передавального відношення та обов'язкове застосування бортових редукторів із великим передатним числом. Це ускладнює конструкцію трансмісії загалом, роблячи її більш трудомісткою, дорогою у виготовленні та менш надійною в експлуатації.

Застосування в складі мехатронних систем із гідравлічним приводом ходової частини самохідних машин – планетарних гідромоторів – викликає необхідність дослідження зміни функціональних характеристик мехатронних систем [10]. Розглянуто динамічні характеристики гідравлічного приводу мехатронних систем із гідромашинами планетарного типу. Обґрунтовано конструктивні особливості їх системи роторів [11] та системи розподілу робочої рідини [12; 13]. Наведено конструктивні особливості планетарних гідромоторів серії ПРГ потужністю від 8 кВт до 33 кВт, що призначені для гідрофікації приводів активних робочих органів та ходових систем сільськогосподарської, будівельної, дорожньої та іншої мобільної техніки [14]. Не досліджено зміну функціональних параметрів мехатронних систем із гідравлічним приводом мехатронних модулів ходової частини самохідної техніки на базі планетарних гідромоторів залежно від умов експлуатації.

З огляду на це, роботу присвячено визначенню впливу умов експлуатації самохідної техніки на зміну функціональних параметрів їх мехатронних систем з гідравлічним приводом мехатронних модулів на базі планетарних гідромоторів.

Формулювання мети статті (постановка завдання). Підвищення мобільності самохідної техніки шляхом покращення функціональних параметрів їх мехатронних систем із гідравлічним приводом мехатронних модулів на базі планетарних гідромоторів.

Для покращення функціональних параметрів мехатронних систем самохідних машин із гідравлічним приводом ходової частини необхідно: провести експериментальні дослідження мехатронної системи самохідної машини з гідравлічним приводом ходової частини з регульованим насосом та мехатронними модулями на базі планетарних гідромоторів; обґрунтувати раціональні режими експлуатації регульованого насоса та планетарних гідромоторів, що покращують функціональні параметри мехатронної системи з гідравлічним приводом мехатронних модулів ходової частини самохідної машини.

Основна частина. Для дослідження впливу експлуатаційних умов на зміни функціональних характеристик мехатронної системи з гідравлічним приводом ходової частини самохідної техніки розроблено методичні рекомендації щодо проведення експериментальних досліджень. Методичні рекомендації містять методику визначення кількості повторюваності дослідів, методику вимірювання вихідних (вхідних) параметрів гідромашин, що входять до складу мехатронної системи [5; 15]. Під експлуатаційними умовами (режимами експлуатації) мехатронної системи в роботі розуміється змінне навантаження в приводі ходової частини самохідної техніки й частота обертання рушіїв (коліс), що змінюється. Зміна навантаження в гідроприводі ходової системи в умовах експлуатації характеризується перепадом тиску Δp робочої рідини.

Досліджувана мехатронна система самохідної техніки з гідравлічним приводом мехатронних модулів ходової частини складається з регульованого насоса та двох мехатронних модулів (мотор-коліс) на базі планетарних гідромоторів. Регульований аксіально-поршневий насос має вбудовану конструкцію запобіжних клапанів та робочий об'єм 89 см³.

Виконавчою ланкою досліджуваної мехатронної системи є мехатронний модуль (мотор-колесо) на базі планетарного гідромотора, представленого уніфікованим рядом з робочими обсягами – 160, 320 та 630 см³ [5; 15].

Мехатронна система має регулятор, що забезпечує роботу двигуна (ДВЗ) самохідної машини в режимі постійної потужності. Потужність насоса підтримувалася постійною шляхом зміни параметра регулювання насоса e_1 та при зміні навантаження визначається перепадом тиску Δp робочої рідини в гідроприводі мехатронної системи.

Так, потужність на валу насоса визначається виразом:

$$N_1 = k \cdot \Delta p \cdot e_1 \cdot n_1 = \text{const}, \quad (1)$$

де k – коефіцієнт пропорційності; n_1 – частота обертання вала насоса.

При розрахунковому діапазоні навантаження ходової системи (трансмисії) $D = 2$, параметр регулювання насоса змінюється в межах $e_1 = 0,5 \dots 1,0$, а перепад тиску – $\Delta p = 0,5 \cdot \Delta p_{\text{ном}} \dots \Delta p$. При цьому справедливий вираз $\Delta p \cdot e_1 = 0,5 \cdot \Delta p_{\text{ном}} = \text{const}$. У цьому разі потужність на валу насоса дорівнює:

$$N_1 = 0,5 \cdot k \cdot \Delta p_{\text{ном}} \cdot n_1, \quad (2)$$

де $\Delta p_{\text{ном}}$ – номінальний перепад тиску в мехатронній системі.

При зміні навантажувального діапазону трансмісії до $D = 3$ параметр регулювання насоса змінюється в межах $e_1 = 0,33 \dots 1,0$, а перепад тиску – $\Delta p = 0,33 \cdot \Delta p_{\text{ном}} \dots \Delta p$. При цьому справедливий вираз $\Delta p \cdot e_1 = 0,33 \cdot \Delta p_{\text{ном}} = \text{const}$, а потужність на валу насоса в цьому випадку дорівнює:

$$N_1 = 0,33 \cdot k \cdot \Delta p_{\text{ном}} \cdot n_1. \quad (3)$$

При експлуатації самохідної техніки частота обертання вала ДВЗ (дизеля) підтримувалася постійною за допомогою всережимного регулятора. Це дало змогу дослідити зміну вихідних характеристик гідроприводу мехатронної системи при двох фіксованих значеннях частоти обертання провідного вала насоса (1500 та 2500 хв⁻¹).

Відомо [15], що зі збільшенням параметра регулювання насоса e_1 , об'ємний η_{v1} , гідромеханічний η_{hm1} та загальний η_1 ККД насоса збільшуються. Аналіз виконаних за розробленою методикою [3] експериментальних досліджень дає змогу укласти, що при зміні параметра регулювання насоса e_1 в межах від 0,5 до 1,0, об'ємний $\eta_{об1}$, гідромеханічний $\eta_{зм1}$ і загальний η_1 ККД насоса змінюються в невеликих межах від 0,5 % до 1,5 %. При проведених дослідженнях імітація зміни навантаження під час руху пересіченою місцевістю в гідроприводі мехатронної системи ходової частини самохідної техніки здійснювалася шляхом зміни перепаду тиску робочої рідини в досить великому діапазоні (7...21 МПа). Необхідно також відзначити, що в усьому діапазоні зміни параметра регулювання насоса e_1 , збільшення частоти обертання вала насоса n_1 призводить до незначного (до 3 %) підвищення об'ємного $\eta_{об1}$ ККД (рис. 1, а). При збільшенні частоти обертання n_1 вала насоса з 1500 хв⁻¹ до 2500 хв⁻¹, гідромеханічний $\eta_{зм1}$ (рис. 1, б) та загальний η_1 (рис. 1, в) ККД насоса знижуються, змінюючись в діапазоні 2–11 %.

Збільшення навантаження на ходову систему самохідної техніки викликає підвищення перепаду тисків Δp у досліджуваній мехатронній системі, що призводить до зменшення об'ємного $\eta_{об1}$ ККД на 5...20 % (рис. 2, а). Зменшення параметра регулювання насоса e_1 від 1,0 до 0,18, викликане зміною навантаження, так само значно впливає на зменшення об'ємного ККД $\eta_{об1} = 0,99 \dots 0,8$ та підвищення гідромеханічного $\eta_{зм1}$ (рис. 2, б) ККД насоса. При цьому зі збільшенням перепаду тисків Δp у мехатронній системі від 7 МПа до 21 МПа та при зміні параметра регулювання насоса e_1 від 0,5 до 1,0, загальний ККД насоса η_1 залишається майже незмінним (рис. 2, в). Необхідно відзначити, що збільшення частоти обертання вала насоса n_1 призводить до зменшення гідромеханічного $\eta_{зм1}$ (рис. 2, б) та загального η_1 ККД насоса (рис. 2, в). При цьому об'ємний ККД $\eta_{об1}$ насоса незначно підвищується (рис. 2, а). Зниження параметра регулювання насоса ($e_1 < 0,5$) призводить до зменшення загального η_1 ККД.

При зміні параметра регулювання насоса в діапазоні $e_1 = 0,5 \dots 1,0$ при частоті обертання двигуна 2500 хв⁻¹ загальний ККД насоса η_1 майже не змінюється і становить $\eta_1 = 0,86 \dots 0,88$

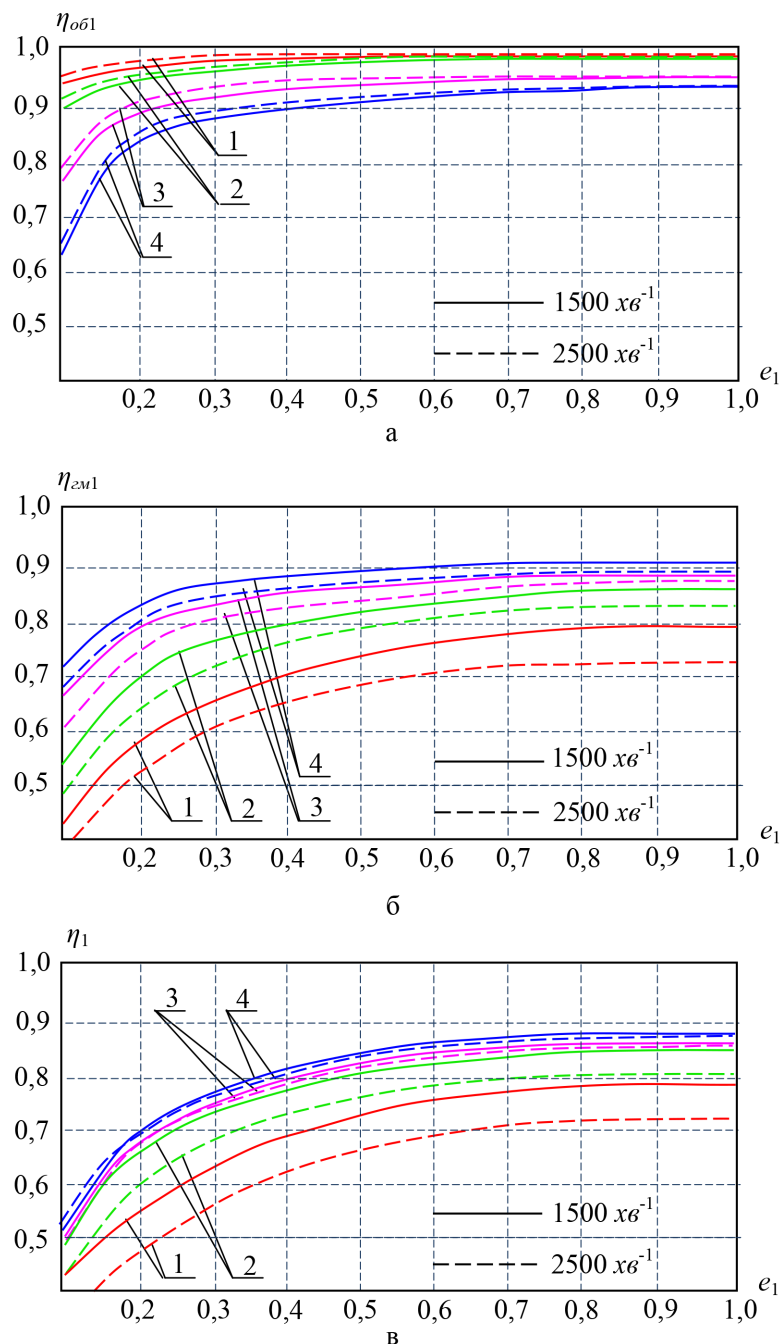


Рис. 1. Залежність зміни ККД насоса від параметра регулювання насоса e_1 :

a – об'ємного $\eta_{обл}$; $б$ – гідромеханічного $\eta_{гм1}$; $в$ – загального η_1 ; 1 – $\Delta p = 3,5$ МПа; 2 – $\Delta p = 7$ МПа; 3 – $\Delta p = 14$ МПа; 4 – $\Delta p = 21$ МПа

(рис. 3, крива 1). Зі зменшенням частоти обертання вала двигуна до 1500 хв^{-1} загальний ККД насоса η_1 зростає і становить $\eta_1 = 0,8 \dots 0,9$ (рис. 3, крива 2) у діапазоні зміни параметра регулювання $e_1 = 0,5 \dots 1,0$. Це пояснюється тим, що зі зменшенням частоти обертання двигуна зростає гідромеханічний ККД насоса $\eta_{гм1}$. Зі збільшенням діапазону навантаження трансмісії в усьому діапазоні зміни параметра регулювання насоса ($e_1 = 0,33 \dots 1,0$) при частоті обертання вала двигуна – 2500 хв^{-1} , загальний ККД насоса знижується і становить $\eta_1 = 0,8 \dots 0,83$.

Причому найбільше значення загального ККД насоса ($\eta_1 = 0,83$) досягається при значенні параметра регулювання насоса – $e_1 = 0,65$ (рис. 3, крива 3). Зменшення частоти обертання до

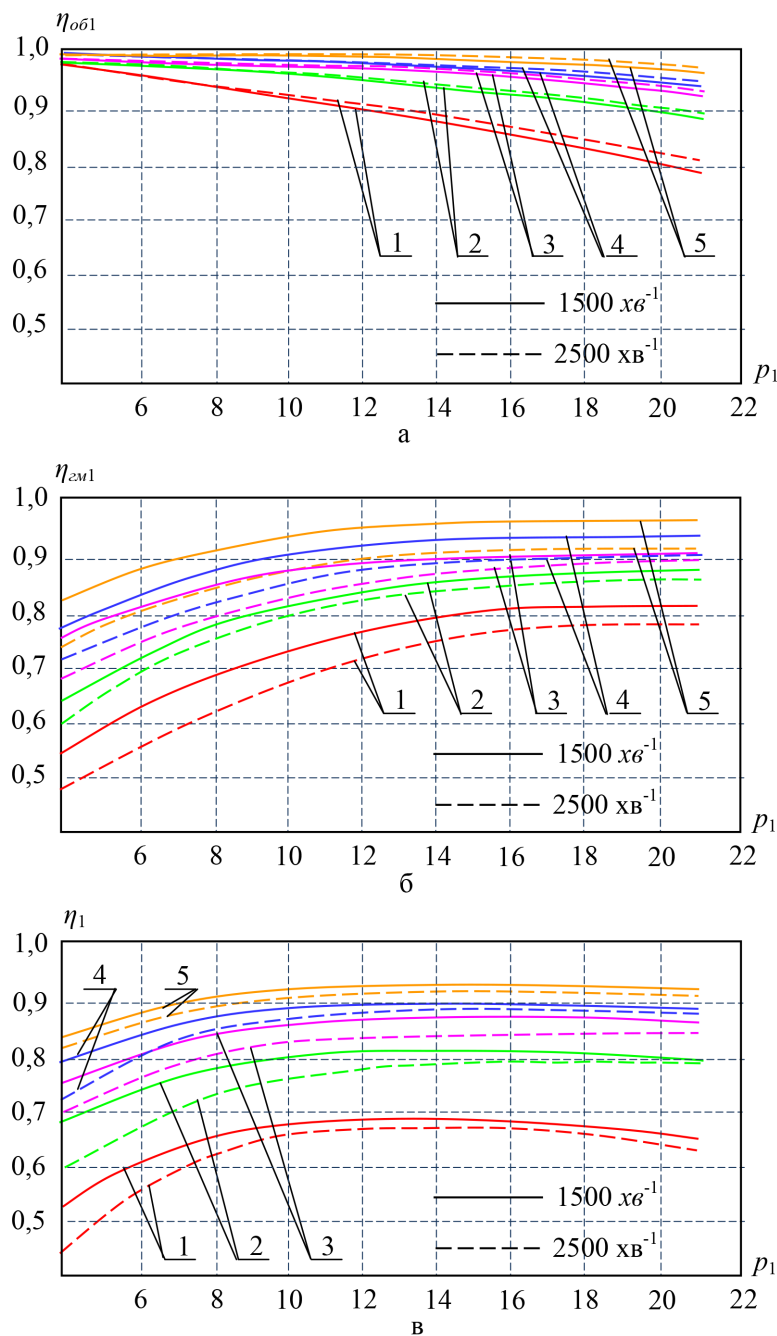


Рис. 2. Залежність зміни ККД насоса від перепаду тиску Δp робочої рідини:

a – об'ємного $\eta_{обл}$; $б$ – гідромеханічного $\eta_{гм1}$; $в$ – загального η_1 ;

$1 - e_1 = 0,18$; $2 - e_1 = 0,34$; $3 - e_1 = 0,5$; $4 - e_1 = 0,69$; $5 - e_1 = 1,0$

1500 хв^{-1} у всьому діапазоні зміни параметра регулювання насоса ($e_1 = 0,33 \dots 1,0$) призводить до зростання загального ККД насоса η_1 (рис. 3, крива 4). При зміні параметра регулювання насоса в діапазоні $e_1 = 0,6 \dots 1,0$ значення загального ККД η_1 збільшується до $\eta_1 = 0,87$.

Так, для мехатронної системи з гідравлічним приводом мехатронних модулів ходової частини з планетарними гідромоторами найбільш доцільними режимами експлуатації, з енергетичного боку, є зміни параметра регулювання насоса в діапазоні $e_1 = 0,5 \dots 1,0$, а перепаду тиску робочої рідини – $\Delta p = 7$. Необхідно відзначити, що за цих режимів експлуатації мехатронної системи моторесурс насоса також збільшується.

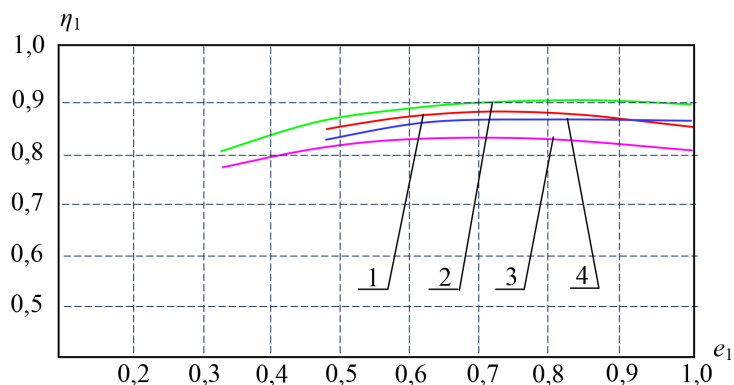


Рис. 3. Залежність зміни загального ККД η_1 від параметра регулювання насоса e_1 :

1, 3 – при частоті обертання вала двигуна 2500 хв^{-1} ;

2, 4 – при частоті обертання вала двигуна 1500 хв^{-1}

Об'ємний ККД $\eta_{об2}$ досліджуваних планетарних гідромоторів (рис. 4, а) з робочим об'ємом 320 см^3 перебуває в лінійній залежності від перепаду тиску робочої рідини Δp . У діапазоні зміни перепаду тиску робочої рідини Δp від 4 МПа до 16 МПа об'ємний ККД $\eta_{об2}$ знижується незначно з 0,98 до 0,97 (рис. 4, а – крива 1). Зі збільшенням перепаду тиску Δp гідромеханічний ККД $\eta_{зм2}$ гідромотора збільшується, і при $\Delta p = 14 \text{ МПа}$ досягає свого максимального значення $\eta_{зм2} = 0,92$ (рис. 4, а – крива 2). Залежність зміни загального ККД η_2 (рис. 4, а – крива 3) аналогічна до зміни гідромеханічного ККД $\eta_{зм2}$ гідромотора.

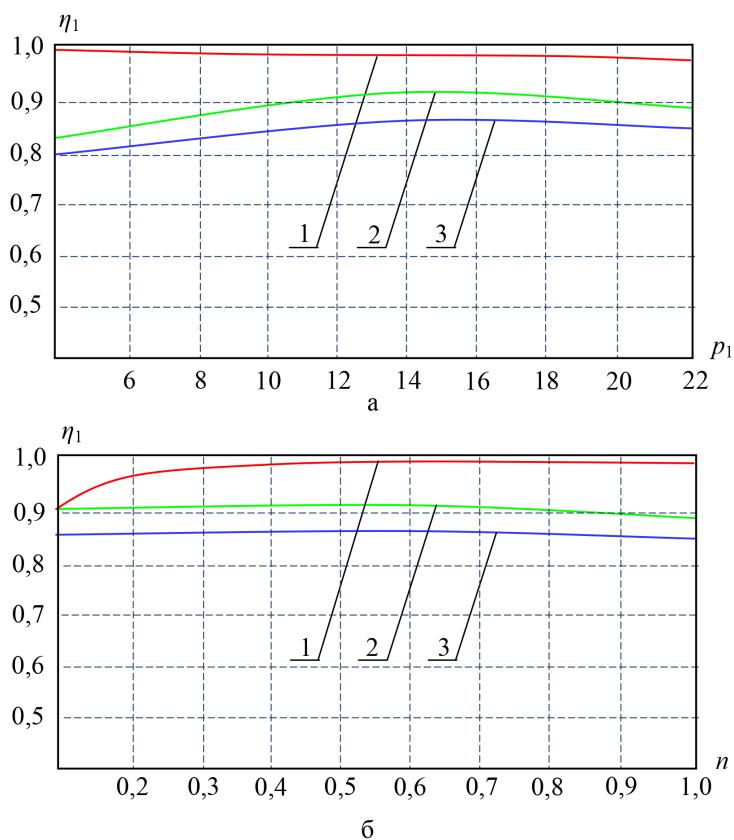


Рис. 4. Залежність зміни ККД гідромотора від:

а – перепаду тиску Δp ; б – відносної частоти обертання n вихідного вала: 1 – об'ємний ККД $\eta_{об2}$; 2 – гідромеханічний $\eta_{зм2}$; 3 – загальний η_2

Збільшення відносної частоти обертання вихідного вала досліджуваного гідромотора, а отже, і швидкості руху самохідної машини з гідрооб'ємною трансмісією, призводить до зростання об'ємного ККД $\eta_{об2}$ гідромотора (рис. 4, б – крива 1) та зниження його гідромеханічного ККД $\eta_{зм2}$ (рис. 4, б – крива 2). Необхідно відзначити, що загальний ККД η_2 майже не залежить від частоти обертання n_2 вихідного вала гідромотора (Рис. 4, б – крива 3). Під відносною частотою обертання вихідного вала досліджуваного гідромотора розуміється відношення поточного n_{2i} та номінального n_{2n} значення частот обертання вала гідромотора ($n = n_{2i}/n_{2n}$).

Так, можна обґрунтувати діапазон зміни експлуатаційних параметрів мехатронної системи з гідравлічним приводом мехатронних модулів ходової частини з планетарними гідромоторами, що забезпечують високий ККД. Високий ККД мехатронної системи досягається при зміні відносної частоти обертання вала гідромотора в діапазоні $n = 0,25 \dots 1,0$ та зміни перепаду тисків робочої рідини в діапазоні $\Delta p = 7 \dots 21$ МПа. У зазначеному діапазоні зміни параметрів мехатронної системи загальний ККД η_2 гідромотора можна прийняти рівним $\eta_2 = 0,87$. При експлуатації мехатронної системи в указаному діапазоні зміни експлуатаційних параметрів, її загальний ККД можна прийняти рівним $\eta_2 = 0,77$.

Одним з етапів експериментальних досліджень були випробування мехатронної системи з гідравлічним приводом мехатронних модулів ходової частини з планетарними гідромоторами зі збільшенням навантажувального діапазону до значень $D = 4$ і 8 . Дослідження проводили на мехатронній системі з двома мехатронними модулями (мотор-колесами), виконаними на базі двох та трьох планетарних гідромоторів з робочими об'ємами 320 см^3 і 160 см^3 та 630 см^3 , 320 см^3 і 160 см^3 , відповідно. У результаті проведених досліджень отримані аналогічні результати, які показують, що гідромеханічний ККД $\eta_{зм2}$ у цих гідромоторів інтенсивніше зменшується зі збільшенням частоти обертання вала гідромотора n_2 . У ділянці низьких перепадів тиску Δp гідромеханічний ККД $\eta_{зм2}$ також значно знижується. При експлуатації планетарних гідромоторів при зміні відносних частот обертання вала в діапазоні $n = 0,2 \dots 1,0$ та перепаду тиску – $\Delta p = 8 \dots 22$ МПа, загальний ККД η_2 гідромотора можна прийняти рівним $\eta_2 = 0,85$.

Висновки. Експериментальні дослідження проводили з використанням мехатронної системи самохідної машини з гідравлічним приводом ходової частини, що складається з регульованого насоса та двох мехатронних модулів (мотор-колес) на базі планетарних гідромоторів. Мехатронна система має регулятор, що забезпечує роботу двигуна самохідної машини в режимі постійної потужності. При зміні навантаження в гідроприводі мехатронної системи, яке визначається перепадом тиску робочої рідини, потужність насоса підтримувалася постійною зміною параметра регулювання насоса.

Проведеними дослідженнями встановлено, що за зміни параметра регулювання насоса в межах $0,5 \dots 1,0$, об'ємний, гідромеханічний та загальний ККД насоса змінюються у невеликих межах від $0,5 \dots 1,5$ %. Необхідно також відзначити, що збільшення частоти обертання вала насоса в діапазоні $1500 \dots 2500 \text{ хв}^{-1}$ призводить до незначного (до 3 %) підвищення об'ємного ККД і зниження гідромеханічного і загального ККД в діапазоні $2 \dots 11$ %.

У результаті проведених експериментальних досліджень обґрунтовано раціональні режими експлуатації насоса та гідромоторів, що покращують функціональні характеристики мехатронної системи самохідної машини з гідравлічним приводом мехатронних модулів (мотор-колес) на базі планетарних гідромоторів. Установлено, що найбільш раціональними режимами експлуатації насоса є зміна параметра регулювання насоса в діапазоні $0,5 \dots 1,0$, а перепад тиску робочої рідини – $7 \dots 21$ МПа. Умовою забезпечення високого ККД планетарних гідромоторів є їх експлуатація в діапазоні зміни відносних частот обертання $0,25 \dots 1,0$ при зміні перепаду тиску робочої рідини в діапазоні $7 \dots 21$ МПа.

Список використаних джерел

1. Самородов В. Б., Гармаш Д. О. Теоретичне визначення основних показників гідрооб'ємно-механічної трансмісії вантажного автомобіля при варіації робочого об'єма гідромашин. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: Автомобіле- та тракторобудування. Харків : НТУ «ХПІ», 2020. № 1 (2020). 3–9. <https://doi.org/10.20998/2078-6840.2020.1.01>
2. Самородов В. Б., Аврун Г. А., Гармаш Д. О. Аналіз універсальних характеристик гідрооб'ємних передач, які працюють у складі безступінчастих гідрооб'ємно-механічних трансмісій для різних робочих об'ємів гідравлічних машин аксіальнопоршневого типу. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: Автомобіле- та тракторобудування. Харків : НТУ «ХПІ», 2020. № 2 (2020). 11–18. <https://doi.org/10.20998/2078-6840.2020.2.02>
3. Arinaga S., Yoshida K., Takada S., Noda M., Inoue K. The latest trends in oil pump rotors for automobiles. *SEI Tech. Rev.* 2016, 82, 59–65.
4. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А. Привод рушіїв автомобілів підвищеної прохідності. Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування: Тези доповідей Міжнародної науково-практичної конференції СЕУТТОО-2018 (Херсон, 13–14 вересня 2018 року). Херсон, 2018. С. 52–55.
5. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Волошин А. А. Модель гідравлічного приводу мехатронної системи. *Праці ТДАТУ*. Мелітополь : ТДАТУ, 2018. Вип. 18. Т. 2. С. 59–83. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-18-2-58-82>
6. Liang Z., Jin W., Zhengwu Z. Research on Travel Control System of Hydrostatic Transmission Chassis. *MATEC Web of Conferences*, 2017. 139:00212. <https://doi.org/10.1051/mateconf/201713900212>
7. Liang Z., Jin W., Zhengwu Z.. Research on Parameter Design of Multi – axis Hydrostatic Transmission Vehicle. *MATEC Web of Conferences*, 2017. 139: 00215. <https://doi.org/10.1051/mateconf/201713900215>
8. Stojek J., Pluta J., Jędrzykiewicz Z. Research on the properties of a hydrostatic transmission for different efficiency models of its elements. *Acta Montanistica Slovaca*, 2007. 2 (4). 373–380.
9. Schweiger W.; Schoefmann W.; Vacca A. Gerotor Pumps for Automotive Drivetrain Applications: A Multi Domain Simulation Approach. *SAE International Journal of Passenger Cars*, 2011. 4. 1358–1376. <https://doi.org/10.4271/2011-01-2272>
10. Panchenko A., Voloshina A., Kiurchev S., and others. Development of the universal model of mechatronic system with a hydraulic drive. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2018. 4/7 (94). 51–60. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2018.139577>
11. Panchenko A., Voloshina A., Milaeva I., Panchenko I., Titova O. The Influence of the form Error after Rotor Manufacturing on the Output Characteristics of an Orbital Hydraulic Motor. *International Journal of Engineering and Technology*, 7 (4.3), 1–5 (2018). <https://doi.org/10.14419/ijet.v7i4.3.19542>
12. Voloshina A., Panchenko A., Boltyansky O., Panchenko I., Titova O. Justification of the Kinematic Diagrams for the Distribution System of a Planetary Hydraulic Motor. *International Journal of Engineering and Technology*, 2018. 7 (4.3), 6–11. <https://doi.org/10.14419/ijet.v7i4.3.19544>
13. Panchenko A., Voloshina A., Boltyansky O., and others: Designing the flow-through parts of distribution systems for the PRG series planetary hydraulic motors, *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2018. 3/1 (93). 67–77. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2018.132504>
14. Панченко А. І., Волошина А. А., Засядько А. І. Вплив конструктивних особливостей торцевої розподільної системи на функціональні параметри планетарного гідромотора. *Праці ТДАТУ*. Мелітополь : ТДАТУ, 2017. Вип. 17. Т. 3. С. 33–50.
15. Panchenko A., Voloshina A., Milaeva I., Luzan P. Operating conditions' influence on the change of functional characteristics for mechatronic systems with orbital hydraulic motors. *Modern Development Paths of Agricultural Production*, 2019. 169–176. https://doi.org/10.1007/978-3-030-14918-5_18

*Стаття надійшла до редакції 23.10.2025**Стаття прийнята 11.11.2025**Статтю опубліковано 22.12.2025*



A. Panchenko¹, A. Voloshina¹, O. Koviazin¹, I. Panchenko¹, A. Voloshin²

¹Dmytro Motornyi Tavria State Agrotechnological University

²Melitopol Vocational College of TSATU

CHANGING THE FUNCTIONAL PARAMETERS OF MECHATRONIC SYSTEMS WITH PLANETARY HYDRAULIC MOTORS UNDER VARIOUS OPERATING CONDITIONS

Summary

Today, the development of self-propelled special-purpose vehicles (road, construction, agricultural, etc.) with increased mobility is a pressing issue. To improve the functional parameters of mechatronic systems in self-propelled vehicles with hydraulic undercarriage drives, experimental studies were conducted on the mechatronic system of a self-propelled vehicle with a hydraulic undercarriage drive, featuring an adjustable pump and mechatronic modules based on planetary hydraulic motors. The study also substantiated rational operating modes for the adjustable mechatronic system of a self-propelled vehicle with a hydraulic drive and mechatronic modules (motor-wheels) based on planetary hydraulic motors.

Experimental studies were conducted using a mechatronic system for a self-propelled vehicle with a hydraulic undercarriage drive, consisting of an adjustable pump and two mechatronic modules (motor-wheels) based on planetary hydraulic motors. The mechatronic system has a regulator that ensures the self-propelled vehicle's engine operates in constant power mode. As the load in the mechatronic system's hydraulic drive changed, determined by the pressure drop of the working fluid, the pump power was maintained by continuously adjusting the pump control parameter.

Experimental studies have substantiated rational operating modes for pumps and hydraulic motors, improving the performance of the mechatronic system of a self-propelled vehicle with a hydraulic drive for mechatronic modules (wheel hub motors) based on planetary hydraulic motors. It has been established that the most efficient pump operating modes involve varying the pump control parameter within the range of 0.5 to 1.0 MPa, and a working fluid pressure differential of 7 to 21 MPa. High planetary hydraulic motor efficiency is ensured by operating them within a relative speed range of 0.25 to 1.0 MPa, with a working fluid pressure differential of 7 to 21 MPa.

Keywords: mechatronic system, hydraulic drive, mechatronic module, planetary hydraulic motor, adjustable axial piston pump, functional parameters.