

УДК 621.225.001.4

## ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ МЕХАТРОННОЇ СИСТЕМИ ХОДОВОЇ ЧАСТИНИ З ГІДРОМОТОРАМИ ПЛАНЕТАРНОГО ТИПУ

Панченко А.І.<sup>1</sup>, д.т.н.,Волошина А.А.<sup>1</sup>, д.т.н.,Ковязін О.С.<sup>1</sup>, к.т.н.,Панченко І.А.<sup>1</sup>, асистент,Волошин А.А.<sup>2</sup>, викладач спецдисциплін<sup>1</sup>Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного, м. Запоріжжя, Україна<sup>2</sup>ВСП «Мелітопольський коледж ТДАТУ», м. Запоріжжя, Україна

**Постановка проблеми.** Досвід останніх років показав, що економічність і маневреність транспортних засобів можуть бути істотно підвищені при використанні гідрооб'ємних трансмісій. Такі трансмісії представлені, як правило, мехатронною системою з гідравлічним приводом, який містить один аксіально-поршневий регульований насос та один такий же, але не регульований гідромотор. Недоліком такого гідроагрегату є малий діапазон зміни навантажувального передатного відношення і обов'язкове застосування бортових редукторів з великим передатним числом, що ускладнює конструкцію трансмісії в цілому, роблячи її більш трудомісткою і дорогою у виготовленні і менш надійною в експлуатації.

Поява нових типів об'ємних гідромашин [1-3], зокрема планетарних [4, 5], та особливості їх роботи у складі мехатронної системи ходової частини самохідної техніки [6] призвели до необхідності поглиблення дослідження експлуатаційних характеристик мехатронної системи з гідромоторами планетарного типу [7, 8].

**Основні матеріали дослідження.** Для покращення експлуатаційних характеристик мехатронних систем з гідравлічним приводом ходової частини передбачається проведення експериментальних досліджень мехатронної системи з гідравлічним приводом ходової частини з регульованим насосом та мотор-колесами на базі планетарних гідромоторів [9, 10] та обґрунтувати раціональні режими експлуатації регульованого насоса та планетарних гідромоторів, що покращують експлуатаційні характеристики мехатронної системи з гідравлічним приводом ходової частини самохідної техніки.

Мехатронна система оснащена регулятором, який забезпечує роботу двигуна внутрішнього згоряння самохідної машини в режимі постійної потужності. Підтримка постійної потужності насоса

здійснюється за рахунок зміни параметра його регулювання  $e_1$  при коливаннях навантаження, що визначається перепадом тиску  $\Delta p$  робочої рідини в гідروприводі мехатронної системи.

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 –  $\Delta p = 0,5 \cdot \Delta p_n \dots \Delta p$ . При цьому справедливий вираз  $\Delta p \cdot e_1 = 0,5 \cdot \Delta p_n = const$ . В цьому випадку потужність на валу насоса дорівнює:

$$N_1 = 0,5 \cdot k \cdot \Delta p_{ном} \cdot n_1, \quad (1)$$

де  $\Delta p_{ном}$  – 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 –  $\Delta p = 0,33 \cdot \Delta p_{ном} \dots \Delta p$ . При цьому справедливий вираз  $\Delta p \cdot e_1 = 0,33 \cdot \Delta p_{ном} = const$ , а потужність на валу насоса в цьому випадку дорівнює:

$$N_1 = 0,33 \cdot k \cdot \Delta p_{ном} \cdot n_1. \quad (2)$$

При експлуатації самохідної техніки частота обертання валу ДВЗ (дизеля) підтримувалася постійною за допомогою всережимного регулятора. Це дозволило провести дослідження зміни вихідних характеристик гідроприводу мехатронної системи при двох фіксованих значеннях частоти обертання ведучого валу насоса ( $1500$  та  $2500 \text{ хв}^{-1}$ ).

Збільшення навантаження на ходову систему самохідної техніки викликає підвищення перепаду тисків  $\Delta p$  у досліджуваній мехатронній системі, що призводить до зменшення об'ємного  $\eta_{об1}$  ККД на  $5 \dots 20\%$  (рис. 1, а). Зменшення параметра регулювання насоса  $e_1 = 1,0 \dots 0,18$ , викликане зміною навантаження, так само значно впливає на зменшення об'ємного ККД  $\eta_{об1} = 0,99 \dots 0,8$  і підвищення гідромеханічного  $\eta_{зм1}$  (рис.1, б) ККД насоса.

Загальний  $\eta_1$  ККД насоса залишається практично незмінним (рис.1, в) зі збільшенням перепаду тиску  $\Delta p$  у мехатронній системі від  $7 \text{ МПа}$  до  $21 \text{ МПа}$  та при зміні параметра регулювання насоса  $e_1$  від  $0,5$  до  $1,0$ . Необхідно відзначити, що збільшення частоти обертання валу насоса  $n_1$  призводить до зменшення гідромеханічного  $\eta_{зм1}$  (рис. 1, б) та загального  $\eta_1$  ККД насоса (рис. 1, в). При цьому об'ємний  $\eta_{об1}$  ККД насоса трохи підвищується (рис. 1, а). Зниження параметра регулювання насоса ( $e_1 < 0,5$ ) призводить до зменшення загального  $\eta_1$  ККД.

При зміні параметра регулювання насоса в діапазоні  $e_1 = 0,5 \dots 1,0$  при частоті обертання двигуна  $2500 \text{ хв}^{-1}$  загальний  $\eta_1$  ККД насоса практично не змінюється і становить  $\eta_1 = 0,86 \dots 0,88$  (рис. 2, крива 1). Зі зменшенням частоти обертання валу двигуна до  $1500 \text{ хв}^{-1}$  загальний ККД насоса  $\eta_1$  зростає і становить  $\eta_1 = 0,8 \dots 0,9$  (рис. 2, крива 2) у діапазоні зміни параметра регулювання  $e_1$  від  $0,5$  до  $1,0$ . Це пояснюється тим, що із зменшенням частоти обертання двигуна зростає гідромеханічний  $\eta_{зм1}$  ККД насоса.

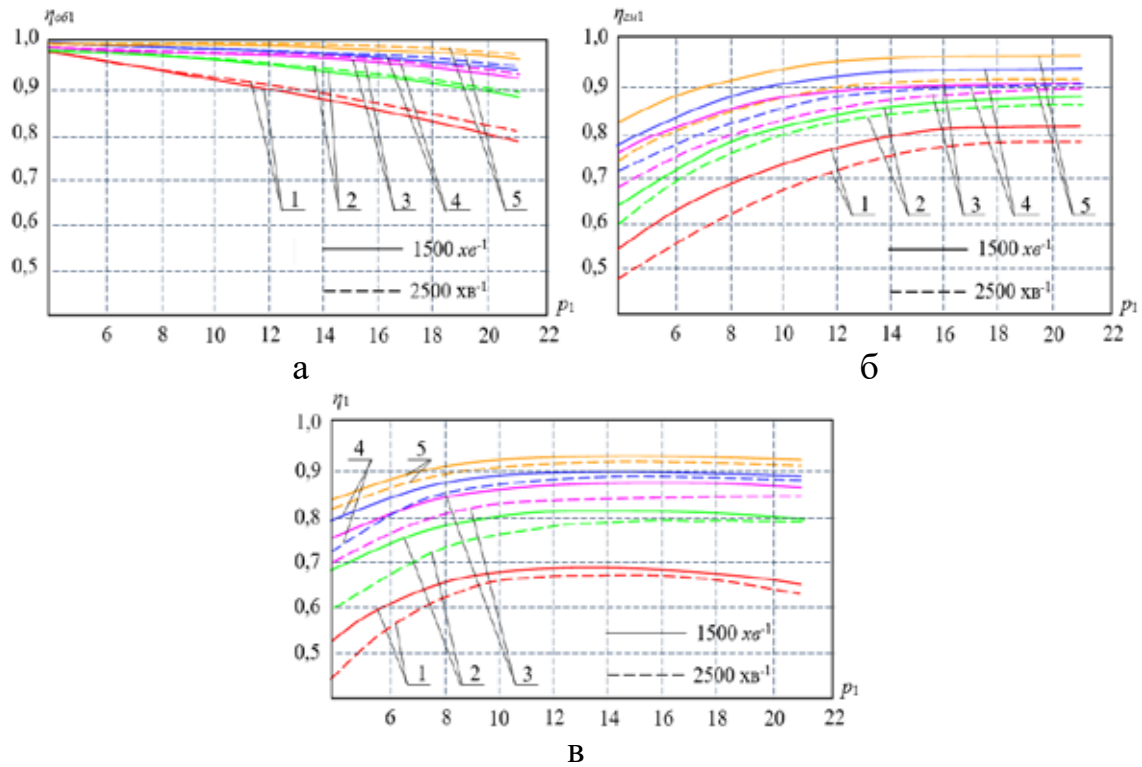


Рис. 1. Залежність зміни ККД насоса від перепаду тиску  $\Delta p$  робочої рідини: а – об'ємного  $\eta_{об1}$ ; б – гідромеханічного  $\eta_{зм1}$ ; в – загального  $\eta_1$ ; 1 –  $e_1 = 0,18$ ; 2 –  $e_1 = 0,34$ ; 3 –  $e_1 = 0,5$ ; 4 –  $e_1 = 0,69$ ; 5 –  $e_1 = 1,0$ .

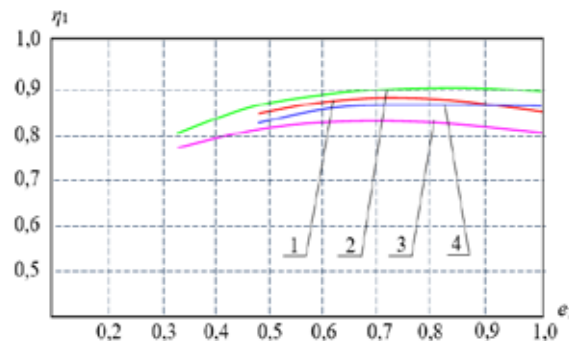
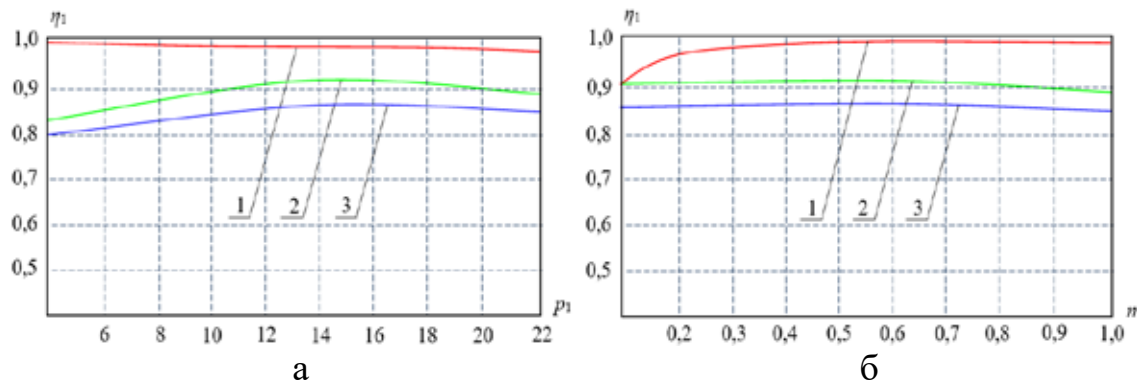


Рис. 2. Залежність зміни загального ККД  $\eta_1$  від параметра регулювання насоса  $e_1$ : 1, 3 – при частоті обертання валу двигуна  $2500 \text{ хв}^{-1}$ ; 2, 4 – при частоті обертання валу двигуна  $1500 \text{ хв}^{-1}$

Зі збільшенням діапазону навантаження трансмісії, у всьому діапазоні зміни параметра регулювання насоса  $e_1$  від 0,33 до 1,0 при частоті обертання валу двигуна  $2500 \text{ хв}^{-1}$ , загальний ККД насоса знижується і становить  $\eta_1 = 0,8 \dots 0,83$ . Причому при значенні параметра регулювання до  $e_1 = 0,65$  досягається найбільше значення загального ККД насоса  $\eta_1 = 0,83$  (рис. 2, крива 3). Зменшення частоти обертання до  $1500 \text{ хв}^{-1}$  при зміні параметра регулювання  $e_1$  від 0,33 до 1,0 призводить до зростання загального  $\eta_1$  ККД насоса (рис. 2, крива 4). При зміні параметра регулювання насоса в діапазоні  $e_1 = 0,6 \dots 1,0$  значення загального  $\eta_1$  ККД збільшується до  $\eta_1 = 0,87$ .

Таким чином, для мехатронної системи з гідравлічним приводом ходової частини найбільш доцільними режимами експлуатації, з енергетичної точки зору, є зміни параметра регулювання насоса в діапазоні  $e_1$  від 0,5 до 1,0, а перепаду тиску робочої рідини  $\Delta p$  від 7 МПа до 21 МПа. Слід зазначити, що при цих режимах експлуатації мехатронної системи моторесурс насоса також збільшується.

Об'ємний ККД  $\eta_{об2}$  досліджуваних планетарних гідромоторів (рис. 3, а) з робочим об'ємом  $320 \text{ см}^3$  знаходиться в лінійній залежності від перепаду тиску робочої рідини  $\Delta p$ . У діапазоні зміни перепаду тиску робочої рідини  $\Delta p$  від 4 МПа до 16 МПа об'ємний ККД  $\eta_{об2}$  знижується незначно з 0,98 до 0,97 (рис. 3, а – крива 1). Зі збільшенням перепаду тиску  $\Delta p$  гідромеханічний ККД гідромотора  $\eta_{зм2}$  збільшується і при  $\Delta p = 14 \text{ МПа}$  досягає свого максимального значення  $\Delta p = 0,92$  (рис. 3, а – крива 2). Залежність зміни загального ККД  $\eta_2$  (рис. 3, а – крива 3) аналогічна зміні гідромеханічного ККД гідромотора  $\eta_{зм2}$ .



**Рис. 3.** Залежність зміни ККД гідромотора від: а – перепаду тиску  $\Delta p$ ; б – відносної частоти обертання  $n$  вихідного валу: 1 – об'ємний ККД  $\eta_{об2}$ ; 2 – гідромеханічний  $\eta_{зм2}$ ; 3 – загальний  $\eta_2$

Збільшення відносної частоти обертання вихідного валу досліджуваного гідромотора, а отже, і швидкості руху самохідної машини з гідрооб'ємною трансмісією, (рис. 3, б), призводить до зростання об'ємного ККД гідромотора  $\eta_{об2}$  (рис. 3, б – крива 1) і зниження його гідромеханічного  $\eta_{зм2}$  (рис. 3, б – крива 2). Загальний ККД гідромотора  $\eta_2$  практично не залежить від частоти обертання його вихідного валу  $n_2$  (рис. 3, б – крива 3). Під відносною частотою обертання вихідного валу досліджуваного гідромотора розуміється відношення поточного  $n_{2i}$  до номінального  $n_{2ном}$  значення частот обертання валу гідромотора, відповідно,  $n = n_{2i} / n_{2ном}$ .

Таким чином, можна зумовити діапазон зміни параметрів експлуатації мехатронної системи з гідравлічним приводом ходової частини, що забезпечить високий ККД. Високий ККД мехатронної системи досягається при зміні відносної частоти обертання валу гідромотора  $n$  від 0,25 до 1,0 та зміні перепаду тиску робочої рідини  $\Delta p$  від 7 МПа до 21 МПа. При зазначеному діапазоні зміни параметрів

загальний ККД гідромотора  $\eta_2$  можна прийняти рівним  $\eta_2 = 0,87$ . При експлуатації мехатронної системи у вказаному діапазоні зміни параметрів її загальний ККД можна прийняти рівним  $\eta = 0,77$ .

Одним з етапів експериментальних досліджень були випробування мехатронної системи з гідравлічним приводом ходової частини зі збільшеним навантажувальним діапазоном до значення  $D = 4$  і  $8$ . Дослідження проводилися на мехатронній системі з двома мехатронними модулями (мотор-колесами), виконаними на базі двох і трьох планетарних гідромоторів  $630$ ,  $320$  та  $160 \text{ см}^3$ , відповідно. При випробуваннях були отримані аналогічні результати, гідромеханічний ККД  $\eta_{зм2}$  у цих гідромоторів інтенсивніше зменшується зі збільшенням частоти обертання валу гідромотора  $n_2$ . В області низьких перепадів тиску  $\Delta p$  гідромеханічний ККД  $\eta_{зм2}$  також значно знижується. При експлуатації планетарних гідромоторів у діапазоні зміни відносних частот обертання  $n$  від  $0,2$  до  $1,0$  та перепаду тиску  $\Delta p$  від  $8 \text{ МПа}$  до  $22 \text{ МПа}$ , загальний ККД гідромотора  $\eta_2$  можна прийняти рівним  $\eta_{зм2} = 0,85$ .

**Висновки.** Експериментальні дослідження проводилися з використанням мехатронної системи самохідної машини з гідравлічним приводом ходової частини, що складається з регульованого насоса та двох 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, що визначається перепадом тиску робочої рідини, потужність насоса підтримувалася постійною зміною параметра регулювання насоса.

Проведеними експериментальними дослідженнями обґрунтовано раціональні режими експлуатації насоса та гідромоторів, що покращують функціональні характеристики мехатронної системи самохідної машини з гідравлічним приводом ходової частини. Встановлено, що найбільш раціональними режимами експлуатації насоса є зміни параметрів регулювання насоса в діапазоні  $0,5 \dots 1,0$ , а перепад тиску робочої рідини –  $7 \dots 21 \text{ МПа}$ . Умовою забезпечення високого ККД планетарних гідромоторів є їхня експлуатація в діапазоні зміни відносних частот обертання  $0,25 \dots 1,0$  при зміні перепаду тиску робочої рідини в діапазоні  $7 \dots 21 \text{ МПа}$ .

### **Список використаних джерел**

1. Gamez-Montero P., Codina E. and Castilla R. A Review of Gerotor Technology in Hydraulic Machines. *Energies*. 2019. Vol. 12(12). P. 2423. <https://doi.org/10.3390/en12122423>
2. Stryczek J., Bednarczyk S., Biernack K.: Strength analysis of the polyoxymethylene cycloidal gears of the gerotor pump. *Archives of Civil and Mechanical Engineering*. 2014. Vol. 14(4). P. 647–660. <https://doi.org/10.1016/j.acme.2013.12.005>

3. Stryczek J., Bednarczyk S., Biernack K.: Gerotor pump with POM gears: Design, production technology, research. *Archives of Civil and Mechanical Engineerin*, 2014. Vol. 14(3). P. 391–397. <https://doi.org/10.1016/j.acme.2013.12.008>
4. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Волошин А. А. Дослідження динамічних характеристик мехатронних систем з гідравлічним приводом. *Праці ТДАТУ*. 2020. Вип. 20, т. 4. С. 58-72. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-2020-20-4-58-72>
5. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Засядько А. І. Прогнозування зміни вихідних характеристик при проектуванні планетарного гідромотора. *Праці ТДАТУ*. 2020. Вип. 20, т. 4. С. 91-105. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-2020-20-4-91-105>
6. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Волошин А. А. Проектування мехатронних систем з заданими вихідними характеристиками. *Праці ТДАТУ*. 2020. Вип. 20, т. 4. С. 18-35. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-2020-20-4-18-35>
7. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Волошин А. А., Нестеренко К. В. Вплив конструктивних особливостей системи роторів планетарного гідромотору на зміну його вихідних характеристик. *Праці ТДАТУ*. 2021. Вип. 21, т. 4. С. 61–77. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-2021-21-2-61-77>
8. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А. Обґрунтування кінематичних схем розподільних систем гідромашин планетарного типу. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*. 2018. Вип. 18, т. 2. С. 30–49. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-18-2-29-48>
9. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Засядько А. І. Поліпшення вихідних характеристик планетарних гідромашин. *Праці ТДАТУ*. 2019. Вип. 19, т. 2. С. 68–85. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-19-2-68-85>
10. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А. Надійність конструкції роторів планетарного гідромотора. *Праці ТДАТУ*. 2020. Вип. 20, т. 1. С. 82-92. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-20-1-82-92>

УДК 664 (075.8)

## МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОМАСОПЕРЕНОСЕННЯ В ПОВЕРХНЕВИХ КАПЛЯРНО-ПОРИСТИХ СЕРЕДОВИЩАХ

Дідур В. В.<sup>1</sup>, д.т.н.,  
Журавель Д. П.<sup>1,2</sup>, д.т.н.,  
Колесніченко І. А.<sup>3</sup>, аспірант,