

Панченко А.І., д-р техн. наук
ORCID 0000-0002-1230-1463

Волошина А.А., д-р техн. наук
ORCID 0000-0003-4052-2674

Панченко І.А.
ORCID 0000-0003-2150-4278

Холод І.М.
Таврійський державний
агротехнологічний університет
імені Дмитра Моторного

Волошин А.А.
ORCID 0009-0004-3850-7613

ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ МЕХАТРОННОЇ СИСТЕМИ З ГІДРАВЛІЧНИМ ПРИВОДОМ АКТИВНИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ САМОХІДНОЇ ТЕХНІКИ

Сучасні тенденції до розширення області застосування мехатронних систем з гідравлічним приводом активних робочих органів та ходових систем самохідної техніки вимагають розробки нових підходів у вирішенні проблеми поліпшення вихідних характеристик гідроприводів з гидромашинами обертальної дії.

Відомо з джерел [1–4], що для привода активних робочих органів та ходових систем самохідної техніки, найбільше застосування отримали планетарні (орбітальні) гідромотори. Необхідно відзначити, що в попередніх дослідженнях недостатньо уваги приділено питанням розрахунку і проектування елементів мехатронних систем [5, 6] з заданими вихідними характеристиками, запропоновані математичні моделі не охоплювали всі вузли гідромотора і їх взаємозв'язок, а ряд припущень для спрощення обчислень знижував точність отриманих показників. Тому, проектування мехатронної системи з заданими вихідними характеристиками є одним з основних етапів у загальному ланцюжку питань, що виникають при проектуванні самохідної техніки та її елементів.

Аналіз наведених залежностей зміни тиску (рисунок 1) та кутової швидкості (рисунок 2) при розгоні мехатронної системи показує, що при оптимізації параметрів запобіжного клапана процес

зміни тиску $p(t)$ в мехатронній системі (рисунок 1а – крива 2) практично не відрізняється від заданого $p_T(t)$ (рисунок 1а – крива 1).

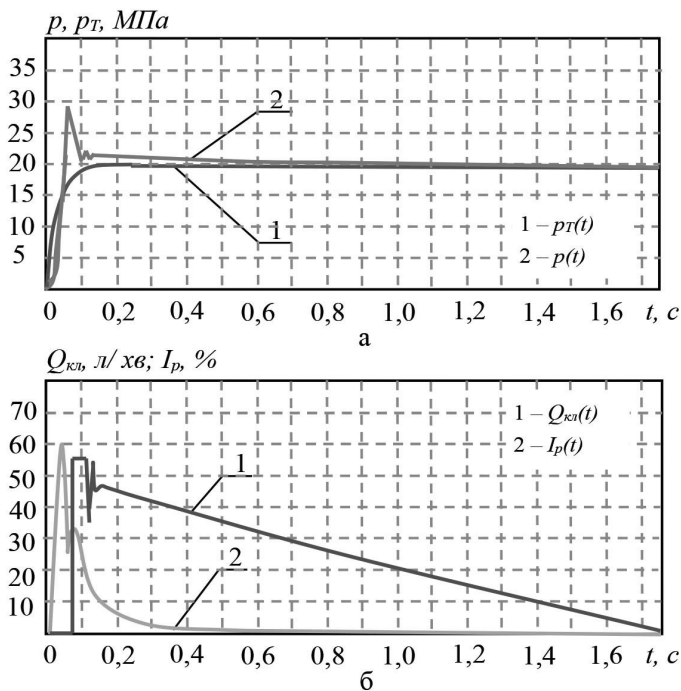


Рисунок 1 – Характеристика процесу розгону гідропривода мехатронної системи після оптимізації параметрів запобіжного клапана: а – зміна тиску; б – зміна критерію оптимізації по тиску при $C_x = 185$ Н/см, $x_z = 0,43$ см, $x_0 = 0,1$ см

При цьому закид тиску менше заданого на 6%, а значення тиску в процесі розгону не перевищують задані. Незначні розбіжності реальної $p(t)$ і заданої $p_{theor}(t)$ кривих тиску представлені залежністю $I_{p(t)}$ (рисунок 1 б – крива 2). При цьому значення критерію оптимізації по тиску становить $I_p = 0,17\%$.

Необхідно відзначити, що зміна кутової швидкості $\omega(t)$ в процесі розгону (рисунок 2, а – крива 2) вже не надто різниться від заданої $\omega_T(t)$ (рисунок 2, а – крива 1).

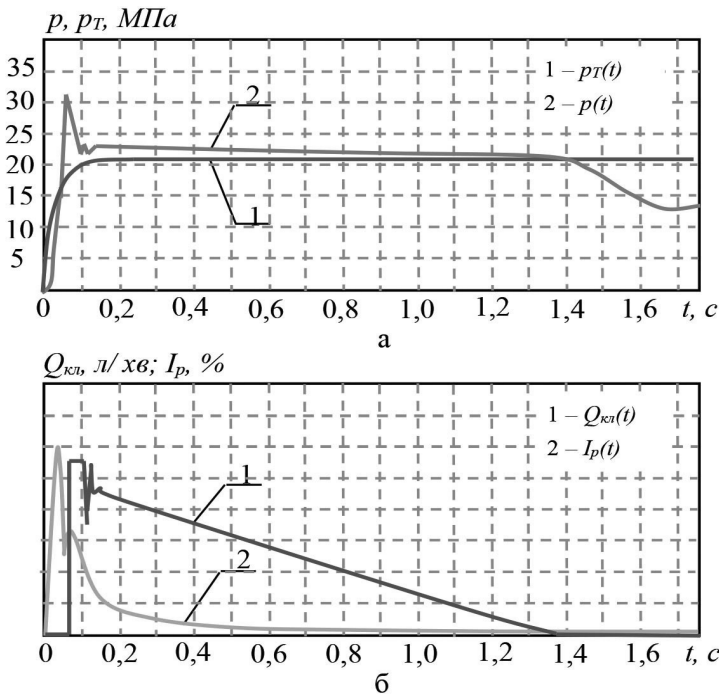


Рисунок 2 – Характеристика процесу розгону гідропривода мехатронної системи після оптимізації параметрів запобіжного клапана: а – зміна кутової швидкості; б – зміна критерію оптимізації по кутовій швидкості при $C_x = 195 \text{ Н/см}$, $x_z = 0,45 \text{ см}$, $x_0 = 0,09 \text{ см}$

Зазначені розбіжності $\omega(t)$ і $\omega_T(t)$ представлені залежністю динаміки зміни $I_{\omega(t)}$ (рисунок 2б – крива 2). При цьому значення критерію оптимізації по кутовій швидкості становить $I_{\omega} = 0,67\%$. Тривалість процесу розгону (рисунок 1б і рисунок 2б – криві 1) тепер різна та становить для тиску $T_{t,p} = 1,75 \text{ с}$ і для кутової швидкості $T_{t,\omega} = 1,39 \text{ с}$, відповідно.

В результаті проведених досліджень встановлено, що оптимальні настройки запобіжного клапана забезпечують відхилення значень $p(t)$ від $p_T(t)$ при розгоні гідропривода $I_p = 0,17\%$ та $\omega(t)$ від $\omega_T(t)$ складають $I_{\omega} = 0,67\%$. З метою встановлення найкращого оптимуму проведений

ще один віртуальний експеримент по визначенню зміни вихідних параметрів мехатронної системи з гідравлічним приводом (рисунок 3, рисунок 4).

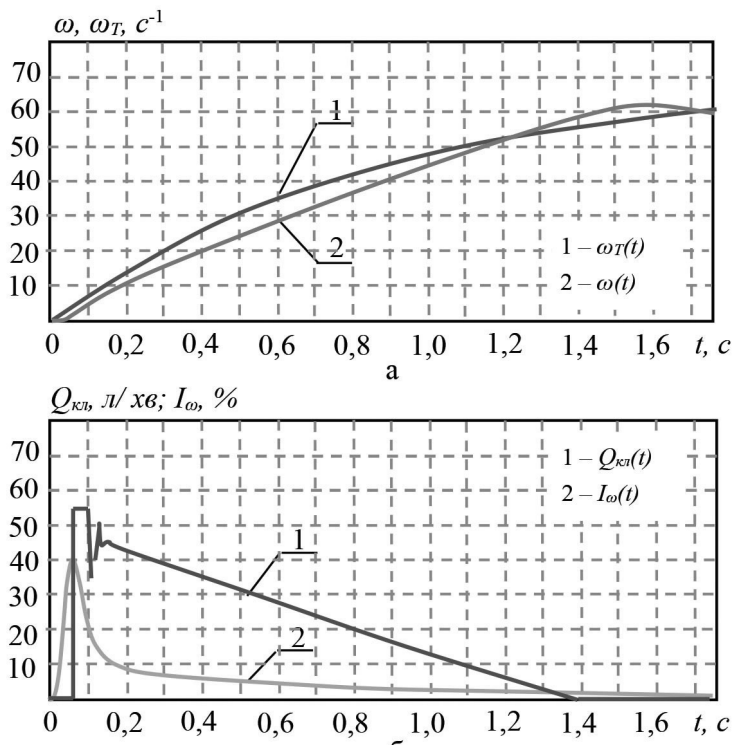


Рисунок 3 – Характеристика процесу розгону гідропривода мехатронної системи: а – зміна тиску; б – зміна критерію оптимізації по тиску при значеннях параметрів запобіжного клапана $C_x = 195 \text{ Н/см}$, $x_z = 0,45 \text{ см}$, $x_0 = 0,09 \text{ см}$

Аналіз наведених залежностей свідчить (рисунок 3а), що при оптимізації параметрів запобіжного клапана процес зміни $p(t)$ (рисунок 3а – крива 2) частково відрізняється від заданого $p_T(t)$ (рисунок 3, а – крива 1). При цьому відхилення тиску в процесі розгону незначне до 7%. Незначні розбіжності реальної $p(t)$ і заданої $p_T(t)$ кривих тиску представлені залежністю динаміки зміни $I_p(t)$ (рисунок 3 б – крива 2). При цьому значення критерію оптимізації по тиску становить $I_p = 1,45\%$.

Необхідно відзначити (рисунок 4), що зміна кутової швидкості $\omega(t)$ в процесі розгону (крива 1) значно відрізняється від заданої $\omega_{theor}(t)$ (рисунок 4а – крива 2). Зазначені розбіжності реальної $\omega(t)$ і заданої $\omega_{theor}(t)$ кривих зміни кутової швидкості представлені залежністю $I_{\omega(t)}$ (рисунок 4б – крива 2). При цьому значення критерію оптимізації становить $I_{\omega} = 3,11\%$.

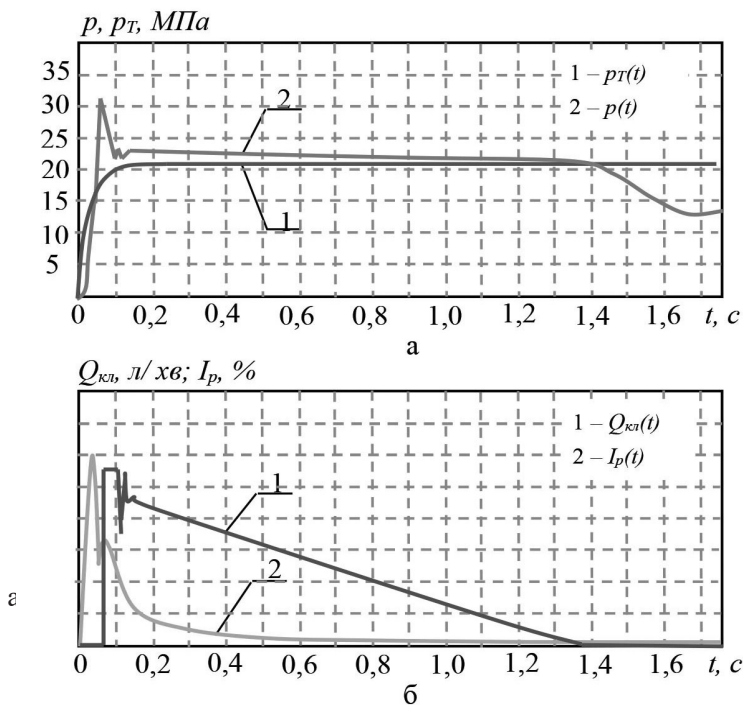


Рисунок. 4 – Характеристика процесу розгону гідроприводу мехатронної системи: а – зміна кутової швидкості; б – зміна критерію оптимізації по кутовій швидкості при $C_x = 185 \text{ Н/см}$, $x_z = 0,43 \text{ см}$, $x_0 = 0,1 \text{ см}$

Тривалість процесу розгону (рисунки 3б та 4б – криві 1) також різна і становить для тиску $T_{l,p} = 1,39 \text{ с}$, для кутової швидкості $T_{t,\omega} = 1,75 \text{ с}$, відповідно. В результаті проведених досліджень, можна стверджувати, що оптимальними настройками запобіжного клапана є наступні:

$$C_x = 185 \text{ Н/см}, \quad x_z = 0,43 \text{ см}, \quad x_0 = 0,1 \text{ см}.$$

Вони забезпечують відхилення зміни тиску $p(t)$ в мехатронній системі з гідравлічним приводом активних робочих органів самохідної техніки від заданих $p_{\text{теор}}(t)$ з похибкою $I_p = 0,17\%$. Відхилення значень кутової швидкості $\omega(t)$ від заданих $\omega T(t)$ відбуваються з похибкою $I_\omega = 0,67\%$ забезпечені настройками запобіжного клапана:

$$C_x = 195 \text{ Н/см}, x_z = 0,45 \text{ см}, x_0 = 0,09 \text{ см}.$$

Список використаних джерел

1. Gamez-Montero P., Codina E. and Castilla R. A Review of Gerotor Technology in Hydraulic Machines. *Energies*. 2019. 12 (12). 2423. <https://doi.org/10.3390/en12122423>

2. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А., Засядько А.І. Прогнозування зміни вихідних характеристик при проектуванні планетарного гідромотора. *Праці ТДАТУ*. Мелітополь: ТДАТУ, 2020. Вип. 20. Т. 4. С. 91–105. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-2020-20-4-91-105>

3. 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*. Мелітополь: ТДАТУ, 2021. Вип. 21. Т. 4. С. 61–77. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-2021-21-2-61-77>

4. Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А. Обґрунтування кінематичних схем розподільних систем гідромашин планетарного типу. *Праці ТДАТУ*. Мелітополь: ТДАТУ, 2018. Вип. 18. Т. 2. С. 30–49. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-18-2-29-48>.

5. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А., Волошин А.А. Дослідження динамічних характеристик мехатронних систем з гідравлічним приводом. *Праці ТДАТУ*. Мелітополь: ТДАТУ, 2020. Вип. 20. Т. 4. С. 58–72. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-2020-20-4-58-72>