

УДК 621.225.001.63

DOI: 10.31388/2078-0877-2020-20-4-18-35

ПРОЕКТУВАННЯ МЕХАТРОННИХ СИСТЕМ З ЗАДАНИМИ ВИХІДНИМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ

Панченко А. І., д.т.н,

ORCID 0000-0002-1230-1463

Волошина А. А., д.т.н.,

ORCID 0000-0003-4052-2674

Панченко І. А., інженер

ORCID 0000-0003-2150-4278

*Таврійський державний агротехнологічний університет
імені Дмитра Моторного*

Волошин А. А., інженер

ВСП «Мелітопольський коледж ТДАТУ»

e-mail: mez@tsatu.edu.ua

Постановка проблеми. Тенденція до розширення сфери застосування мехатронних систем з гідравлічним приводом активних робочих органів самохідної техніки викликає необхідність створення нового покоління гідромашин обертальної дії [1, 2]. Прискорення темпів зростання вимог до технічного рівня гідромашин призводить до збільшення обсягу досліджень і трудомісткості проектних робіт.

Прискорити етап освоєння нових зразків гідромашин для гідроприводів мехатронних систем самохідної техніки можна, розробляючи і впроваджуючи більш прогресивні методи проектування на основі сучасних досягнень в області розрахунку і моделювання.

Відомо, що для приводу активних робочих органів та ходових систем самохідної техніки, найбільше застосування отримали орбітальні [3-6] і планетарні [7-10] гідромотори. Необхідно відзначити, що в попередніх дослідженнях недостатньо уваги приділено питанням розрахунку і проектування елементів мехатронних систем [11] 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.

Таким чином, сучасні тенденції до розширення області застосування мехатронних систем з гідравлічним приводом активних робочих органів самохідної техніки вимагають розробки нових підходів у вирішенні проблеми поліпшення вихідних характеристик гідроприводів з гідромашинами обертальної дії.

Аналіз останніх досліджень. В даний час велика увага приділена дослідженню нагнітачів, що використовуються в гідравлічних

системах [12]. Визначено критерії подібності і зроблена їх перевірка числовими дослідженнями [13], що враховують відношення трьох основних чинників подібності: геометричні розміри, тиск активного потоку на вході в пристрій, щільність робочого середовища. Представлена обґрунтована оцінка ефективності роботи гідродинамічних машин по дисипативній потужності [14]. Запропоновано математичне моделювання течії з використанням SST-моделі турбулентності [15]. Розглянуто реалізацію математичної моделі коливань ротора для багатоступінчастого відцентрового компресора [16]. Досліджено динаміку ротора багатоступеневих відцентрових машин [17]. Розроблено методику розрахунку пружних деформацій. Адекватність запропонованої методики підтверджується результатами розрахунків [18]. Однак в роботах не розглянуті питання, пов'язані з розрахунком, моделюванням і проектуванням гідромашин обертального дії.

Аналіз досліджень [3, 4, 19], пов'язаних з проектуванням гідромашин обертального дії, дозволяє зробити висновок, що вони виконувалися без належного врахування низки важливих чинників, що дозволяють розробити більш повну математичну модель та ефективніше використовувати сучасні математичні методи оптимізації та обчислювальну техніку.

Запропоновано геометричні [20], математичні [6, 9, 21, 22] та гідродинамічні моделі [23, 24], виконані теоретичні дослідження впливу геометричних параметрів проточних частин героторного насоса на його вихідні характеристики. Багато уваги приділено розподілу робочої рідини [8, 25] та впливу геометричних параметрів розподільних систем на вихідні характеристики планетарних гідромашин [7, 26, 27]. Обґрунтовано геометричні параметри [28] і кінематичні схеми [29] розподільних систем. Не досліджено взаємозв'язок конструктивних особливостей гідромашин, вихідних характеристик і течії робочої рідини.

Запропоновано обчислювальна [30] та експериментальна моделі [31] гідравлічної системи. Розглянуто особливості моделювання робочих процесів, що відбуваються в гідравлічній системі [32]. Розроблено універсальну модель мехатронної системи з гідравлічним приводом [22], проведена оцінка її адекватності [33]. Не розглянуто взаємозв'язок елементів мехатронної системи і робочої рідини, як єдине ціле.

Розглянуто багатокритерійний вибір оптимальної конфігурації [34]. Виконано оптимізує гідродинамічне профілювання [35]. Наведено результати оптимізації геометричних параметрів відцентрових насосів за допомогою математичних моделей просторових течій нестисливої рідини [36]. Однак питання, пов'язані з

методологією проектування орбітальних та планетарних гідромоторів з елементами багатокритеріальної оптимізації в роботах не розглянуті.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Мехатронні системи з планетарними гідромоторами за своїми вихідними характеристиками розробляються для використання в приводах активних робочих органів та ходових системах дорожньої, будівельної, сільськогосподарської та іншої самохідної техніки. 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.

Для забезпечення заданих вихідних характеристик при проектуванні мехатронної системи з гідравлічним приводом активних робочих органів та ходових систем самохідної техніки розроблена методика проектування. Розроблена методика передбачає п'ять етапів:

- вибір параметрів мехатронної системи, що впливають на її вихідні характеристики;
- обґрунтування параметрів елементів управління мехатронною системою, що оптимізуються;
- розробка моделі мехатронної системи з можливістю оптимізації її вихідних характеристик;
- оптимізація обраних параметрів мехатронної системи;
- аналіз результатів оптимізації.

Основна частина. Вибір параметрів мехатронної системи, що впливають на її вихідні характеристики. При проектуванні мехатронної системи, наприклад, для приводів активних робочих органів самохідної сільськогосподарської техніки (як найбільш масової) необхідно враховувати специфічні умови експлуатації цієї техніки. Практично для всіх приводів самохідної сільськогосподарської техніки розгін мехатронної системи повинен здійснюватися при практично повному завантаженні робочого органу (90 ... 95%). При цьому час розгону не повинно перевищувати 2...3 с. Виходячи з цього, основними параметрами мехатронної системи, що впливають на її вихідні характеристики (крутний момент і частоту обертання робочого органу) є зміна тиску p і кутової швидкості ω .

Обґрунтування параметрів елементів управління мехатронною системою, що оптимізуються. Дослідженнями динаміки мехатронної системи встановлено [7], що процес розгону визначається часом закриття запобіжного клапана. Тому, параметрами запобіжного клапана, що оптимізуються, вибираються – жорсткість пружини робочого золотника C_x , її попереднє стиснення x_z і позитивне перекриття робочого золотника x_0 .

Розробка моделі мехатронної системи з можливістю оптимізації її

вихідних характеристик. При оптимізації параметрів, що визначають вихідні характеристики мехатронної системи, в якості критерію оптимальності скористаємося прийнятою в теорії автоматичного управління інтегральною квадратичною оцінкою [37]. Маючи криві параметрів тиску $p(t)$ і кутової швидкості $\omega(t)$, що оптимізуються, а також теоретичні (задані) криві цих же параметрів $p_{theor}(t)$ і $\omega_{theor}(t)$, обчислюємо в будь-який момент часу їх різницю, віднесену до $p(t)$ і $\omega(t)$, відповідно.

При цьому критерій оптимізації I визначається з виразу:

$$I_p = \int_0^{T_{t,p}} \frac{[p(t) - p_{theor}(t)]^2}{[p(t)]^2} dt, \quad (1)$$

$$I_\omega = \int_0^{T_{t,p}} \frac{[\omega(t) - \omega_{theor}(t)]^2}{[\omega(t)]^2} dt;$$

де $T_{t,p}$ – час перехідного процесу; $p(t)$, $\omega(t)$ – залежно кривих перехідного процесу, що визначаються від оптимізуються параметрів запобіжного клапана C_x , x_z і x_0 ; $p_{theor}(t)$, $\omega_{theor}(t)$ – теоретичні (задані) криві перехідного процесу.

В процесі оптимізації критерій I прагне до мінімального значення, а криві $p(t)$, $\omega(t)$ і $p_{theor}(t)$, $\omega_{theor}(t)$, що відображають процес розгону - зближуються. Як заданої траєкторії для кривих $p_{theor}(t)$ і $\omega_{theor}(t)$ при роботі мехатронної системи розглянемо експоненту:

$$p_{theor}(t) = p_0 \cdot \left[1 - e^{-\frac{t}{T}} \right] = 20,9 \cdot \left[1 - e^{-\frac{t}{0,035}} \right], \quad (2)$$

$$\omega_{theor}(t) = \omega_0 \cdot \left[1 - e^{-\frac{t}{T}} \right] = 70 \cdot \left[1 - e^{-\frac{t}{0,85}} \right];$$

де T – постійна часу; p_0 , ω_0 – задані значення тиску і кутової швидкості в процесі розгону, відповідно.

При оптимізації параметрів, що характеризують процес зміни тиску і кутової швидкості при розгоні гідроприводу мехатронної системи, сформульовані наступні початкові умови:

- значення тиску не повинно перевищувати максимального значення робочого тиску планетарного гідромотора $p_{max} = 21$ МПа;
- величина піків тиску при пуску не повинна перевищувати 32МПа;
- час розгону системи (до закриття запобіжного клапана) не

повинен перевищувати двох секунд ($T_{t,p} = 2$ с);

- вихідні значення параметрів запобіжного клапана, що оптимізуються є: $C_x = 200$ Н / см, $x_z = 0,53$ см і $x_0 = 0,125$ см.

При розробці моделі для оптимізації вихідних характеристик мехатронної системи за основу приймаємо математичну модель мехатронної системи з планетарним гідромотором [8], реалізовану за допомогою пакета імітаційного моделювання Vissim та виражену структурно-функціональною схемою (рис. 1).

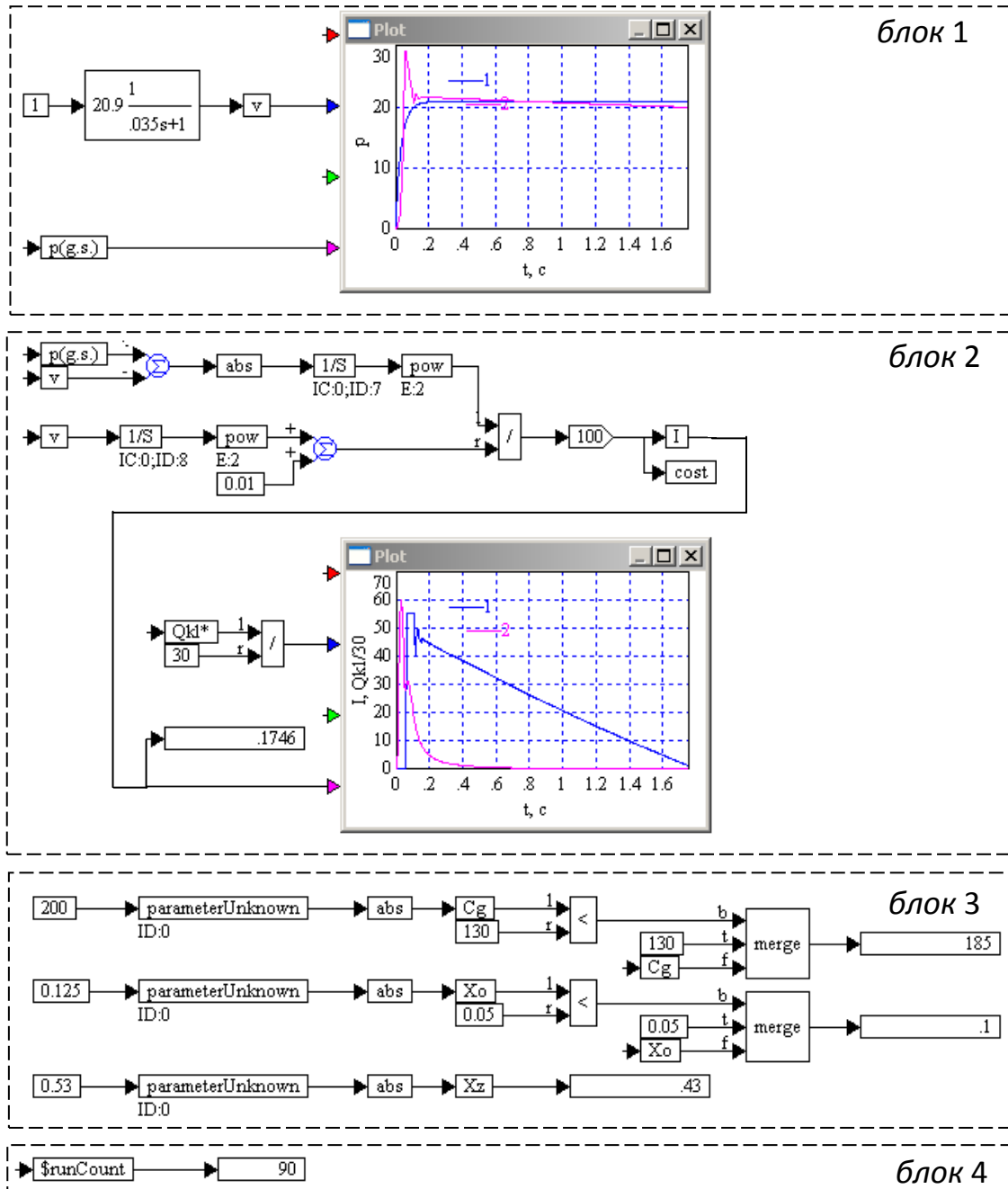


Рис. 1. Структурно-функціональна схема оптимізації вихідних характеристик мехатронної системи з планетарним гідромотором

Для виконання оптимізації запропоновані математична модель та структурно-функціональна схема мехатронної системи (рис. 1) доповнені виразами, що дозволяють визначити критерій оптимальності (1) і траєкторію заданої теоретичної кривої (2).

Блок 1 відображає пуск мехатронної системи, де крива 1 змінюється за експоненціальним законом, а крива 2 характеризує зміну тиску $p(t)$ (кутової швидкості $\omega(t)$) в мехатронній системі (рис. 1) при варіюванні параметрів, що оптимізуються. Блок 2 дозволяє визначити критерій оптимізації I , який прагне до мінімуму. Блок 3 дозволяє варіювати параметрами оптимізації. Кількість ітерацій відображено блоком 4.

Обґрунтування методу оптимізації. Стандартний пакет імітаційного моделювання Vissim дозволяє виконувати оптимізацію трьома методами Powell, Polac Ribiere, Fletcher Reeves. Результати настройки параметрів запобіжного клапана (C_x , x_0 і x_z) при оптимізації вихідних характеристик гідравлічної мехатронної системи активного робочого органу мобільної сільськогосподарської машини і критерій оптимізації I наведені в табл. 1.

Таблиця 1 – Результати настройки параметрів запобіжного клапана при оптимізації різними методами

Показники	Методи оптимізації					
	Powell		Polac Ribiere		Fletcher Reeves	
	p	ω	p	ω	p	ω
Кількість ітерацій	49	26	334	72	334	72
C_x	185	195	199,9	199,9	199,9	199,9
x_0	0,1	0,09	0,15	0,43	0,15	0,43
x_z	0,43	0,45	0,28	$5,7 \cdot 10^{-3}$	0,28	$5,7 \cdot 10^{-3}$
I	0,17	0,67	6,24	13,19	6,24	13,19

Аналіз отриманих результатів показує, що більш точні налаштування параметрів запобіжного клапана при оптимізації вихідних характеристик мехатронної системи отримані при використанні методу оптимізації – Powell; використання методів оптимізації Polac Ribiere і Fletcher Reeves недоцільно, так як дає велику похибку.

Оптимізація обраних параметрів мехатронної системи. Оптимізація параметрів елементів управління мехатронною системою передбачає визначення параметрів, що впливають на її вихідні характеристики, а також визначення вихідних характеристик при оптимальних значеннях параметрів елементів управління.

Аналіз наведених залежностей (рис. 2, а) показує, що при вихідних значеннях параметрів запобіжного клапана процес зміни тиску $p(t)$ (крива 2) значно відрізняється від заданого $p_{theor}(t)$ (крива 1). Закид тиску перевищує заданий на 15%, а значення тиску в процесі розгону перевищують задані на 24%.

Зазначені розбіжності (рис. 2, б) реальної $p(t)$ і заданої $p_{theor}(t)$ кривих тиску характерно представлені залежністю динаміки зміни критерію оптимізації $I_{p(t)}$ (крива 2). При цьому значення критерію оптимізації по тиску становить $I_{p(t)} = 9,12\%$.

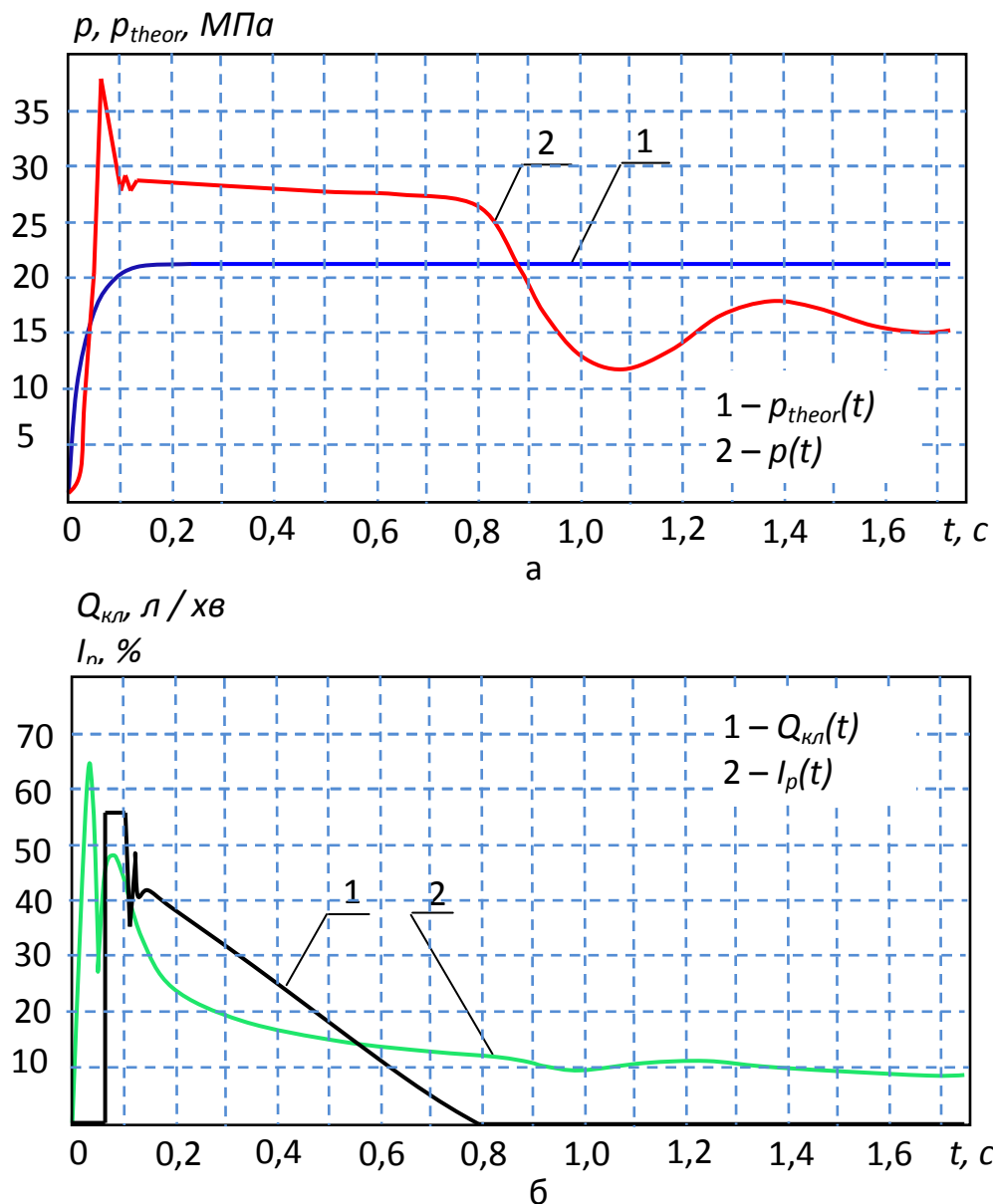


Рис. 2. Характеристика процесу розгону гідроприводу мехатронної системи при вихідних значеннях оптимізуються параметрів клапана $C_x = 200 \text{ Н/см}$, $x_z = 0,53 \text{ см}$, $x_0 = 0,125 \text{ см}$: а – зміна тиску; б – зміна критерію оптимізації по тиску

Необхідно відзначити (рис. 3, а) що зміна кутової швидкості $\omega(t)$ в процесі розгону (крива 2) також значно відрізняється від заданої $\omega_{theor}(t)$ (крива 1). Зазначені розбіжності (рис. 3, б) реальної $\omega(t)$ і заданої $\omega_{theor}(t)$ кривих зміни кутової швидкості представлені залежністю $I_{\omega(t)}$ (крива 2). При цьому значення критерію оптимізації по кутовій швидкості становить $I_{\omega(t)} = 2,83\%$.

Тривалість процесу розгону (рис. 2, б і рис. 3, б – криві 1) становить $T_{t,p} = 0,8$ с, що є досить прийнятним.

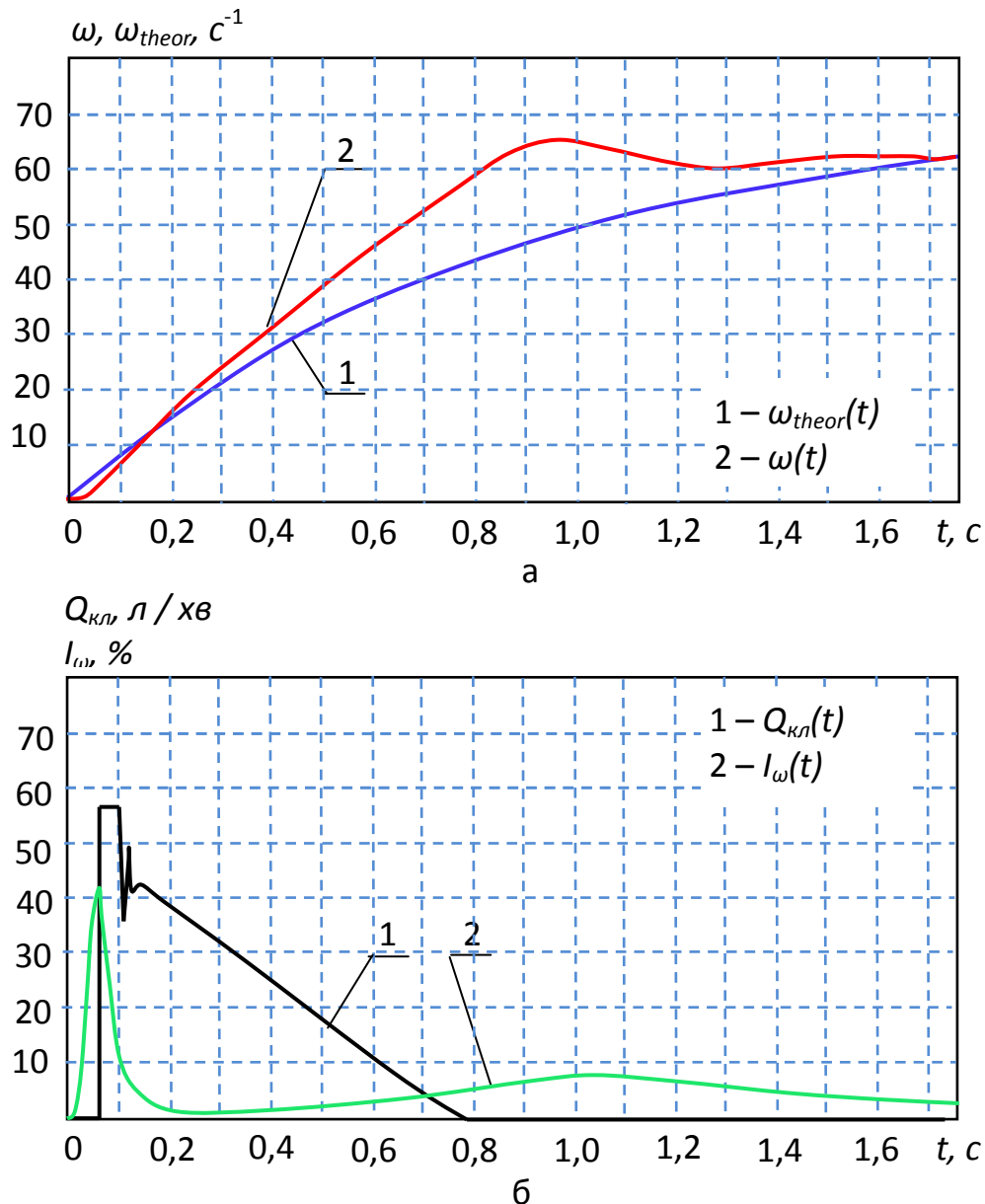


Рис. 3. Характеристика процесу розгону гідроприводу мехатронної системи при вихідних значеннях оптимізуються параметрів клапана $C_x = 200$ Н/см, $x_z = 0,53$ см, $x_0 = 0,125$ см: а – зміна кутової швидкості; б – зміна критерію оптимізації по кутовій швидкості

Аналіз наведених залежностей зміни тиску (рис. 4) та кутової

швидкості (рис. 5) при розгоні мехатронної системи показує, що при оптимізації параметрів запобіжного клапана (рис. 4, а) процес зміни тиску $p(t)$ в мехатронній системі (крива 2) практично не відрізняється від заданого $p_{theor}(t)$ (крива 1). При цьому закид тиску менше заданого на 6%, а значення тиску в процесі розгону не перевищують задані.

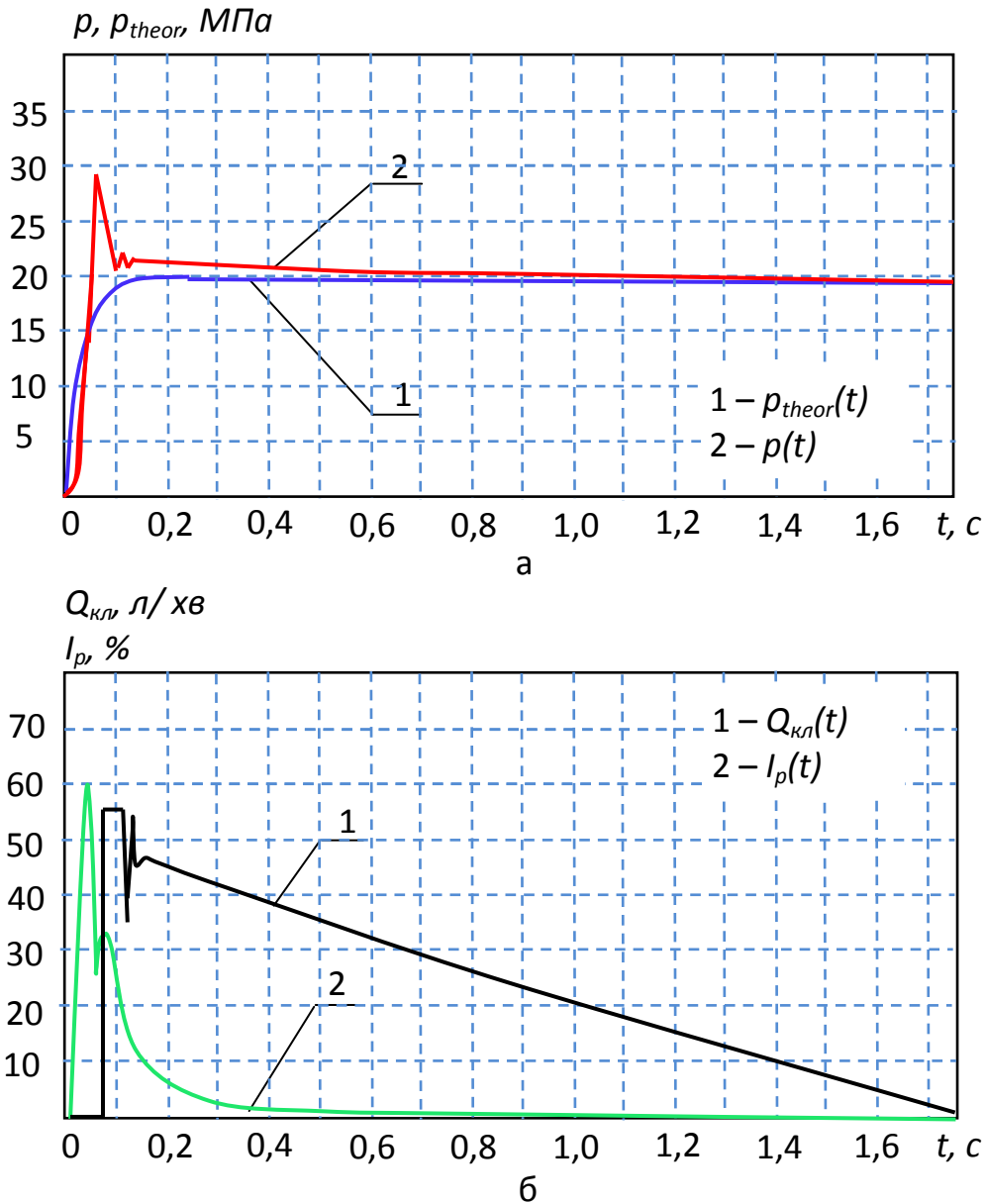


Рис. 4. Характеристика процесу розгону гідроприводу мехатронної системи після оптимізації параметрів запобіжного клапана:
а – зміна тиску; б – зміна критерію оптимізації по тиску при $C_x = 185 \text{ Н/см}$, $x_z = 0,43 \text{ см}$, $x_0 = 0,1 \text{ см}$;

Незначні розбіжності (рис. 4, б) реальної $p(t)$ і заданої $p_{theor}(t)$ кривих тиску представлені залежністю $I_p(t)$ (крива 2). При цьому значення критерію оптимізації по тиску становить $I_p = 0,17\%$.

Необхідно відзначити (рис. 5, а), що зміна кутової швидкості $\omega(t)$ в процесі розгону (крива 2) вже не надто різниться від заданої $\omega_{theor}(t)$ (крива 1). Зазначені розбіжності $\omega(t)$ і $\omega_{theor}(t)$ представлені залежністю (рис. 5, б) динаміки зміни $I_{\omega(t)}$ (крива 2). При цьому значення критерію оптимізації по кутовій швидкості становить $I_{\omega} = 0,67\%$.

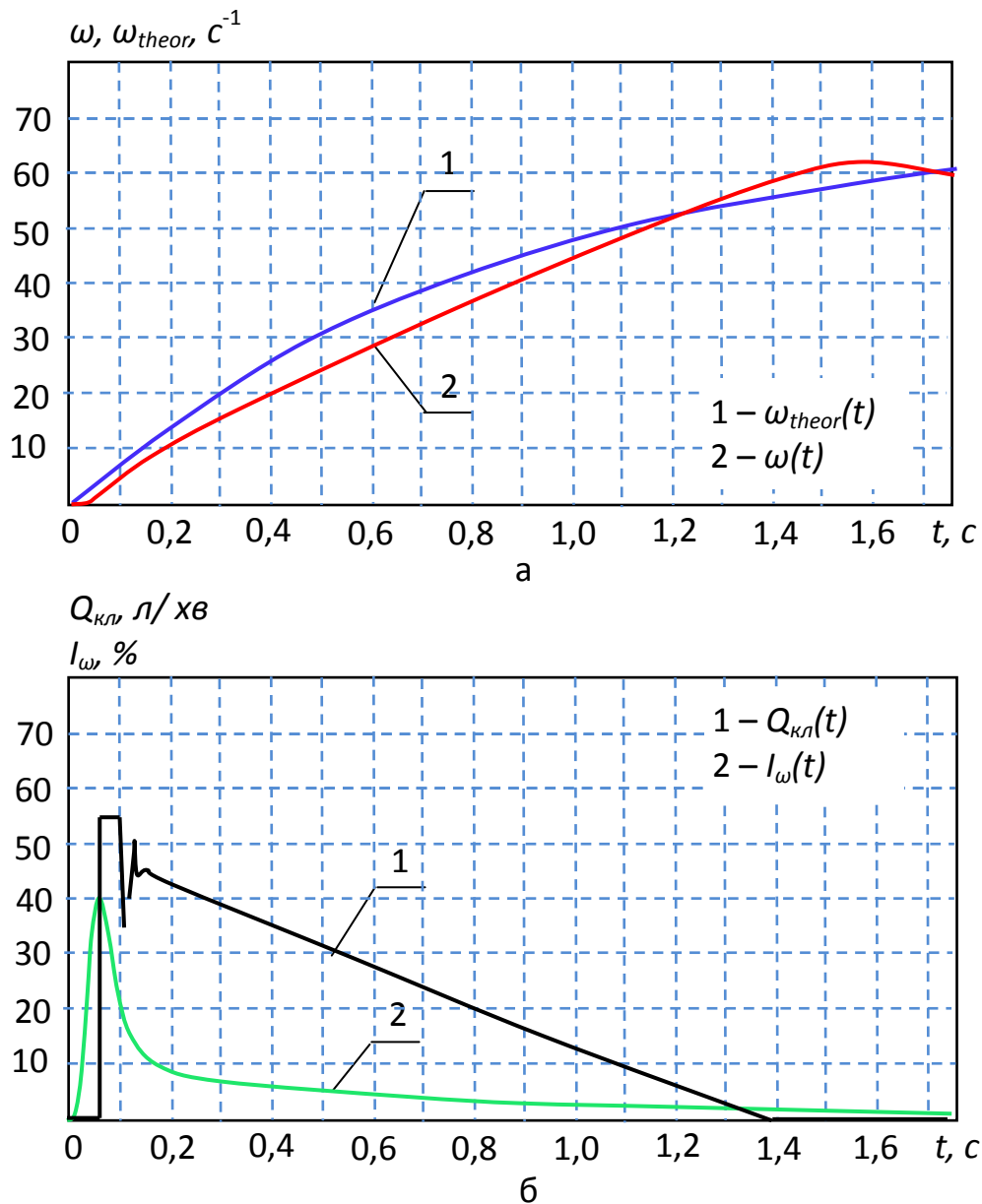


Рис. 5. Характеристика процесу розгону гідроприводу мехатронної системи після оптимізації параметрів запобіжного клапана: а – зміна кутової швидкості; б – зміна критерію оптимізації по кутовій швидкості при $C_x = 195\text{Н/см}$, $x_z = 0,45\text{см}$, $x_0 = 0,09\text{см}$

Тривалість процесу розгону (рис. 4, б і рис. 5, б – криві 1) тепер

різна та становить для тиску $T_{t,p} = 1,75$ с і для кутової швидкості $T_{t,\omega} = 1,39$ с, відповідно.

Аналіз результатів оптимізації. В результаті проведених досліджень встановлено, що оптимальні настройки запобіжного клапана забезпечують відхилення значень $p(t)$ від $p_{theor}(t)$ при розгоні гідроприводу $I_p = 0,17\%$ та $\omega(t)$ від $\omega_{theor}(t)$ складають $I_\omega = 0,67\%$.

З метою встановлення найкращого оптимуму був проведений ще один віртуальний експеримент по визначенню зміни вихідних параметрів мехатронної системи з гідравлічним приводом.

Аналіз наведених залежностей (рис. 6, а) показує, що при оптимізації параметрів запобіжного клапана процес зміни $p(t)$ (крива 2) частково відрізняється від заданого $p_{theor}(t)$ (крива 1). При цьому відхилення тиску в процесі розгону незначне до 7%.

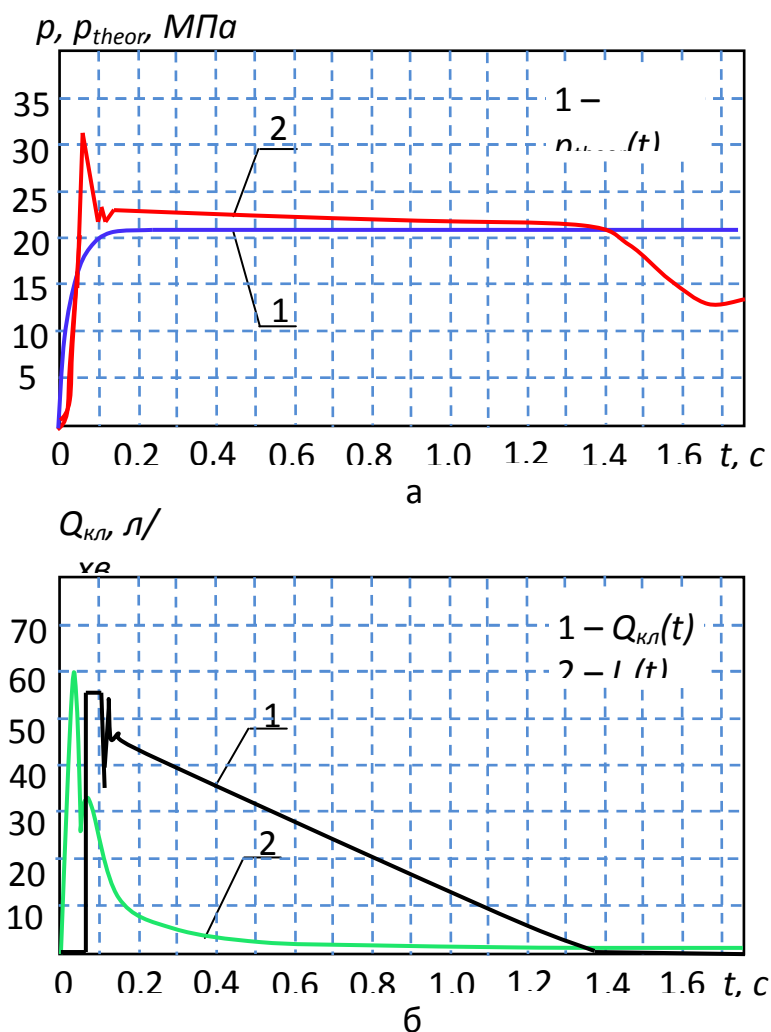


Рис. 6. Характеристика процесу розгону гідроприводу мехатронної системи: а – зміна тиску; б – зміна критерію оптимізації по тиску при значеннях параметрів запобіжного клапана $C_x = 195$ Н/см, $x_z = 0,45$ см, $x_0 = 0,09$ см

Незначні розбіжності (рис. 6, б) реальної $p(t)$ і заданої $p_{theor}(t)$

кривих тиску представлені залежністю динаміки зміни $I_{p(t)}$ (крива 2). При цьому значення критерію оптимізації по тиску становить $I_p = 1,45\%$.

Необхідно відзначити (рис. 7, а), що зміна кутової швидкості $\omega(t)$ в процесі розгону (крива 1) значно відрізняється від заданої $\omega_{theor}(t)$ (крива 2). Зазначені розбіжності реальної $\omega(t)$ і заданої $\omega_{theor}(t)$ кривих зміни кутової швидкості (рис. 7, б) представлені залежністю $I_{\omega(t)}$ (крива 2). При цьому значення критерію оптимізації становить $I_{\omega} = 3,11\%$.

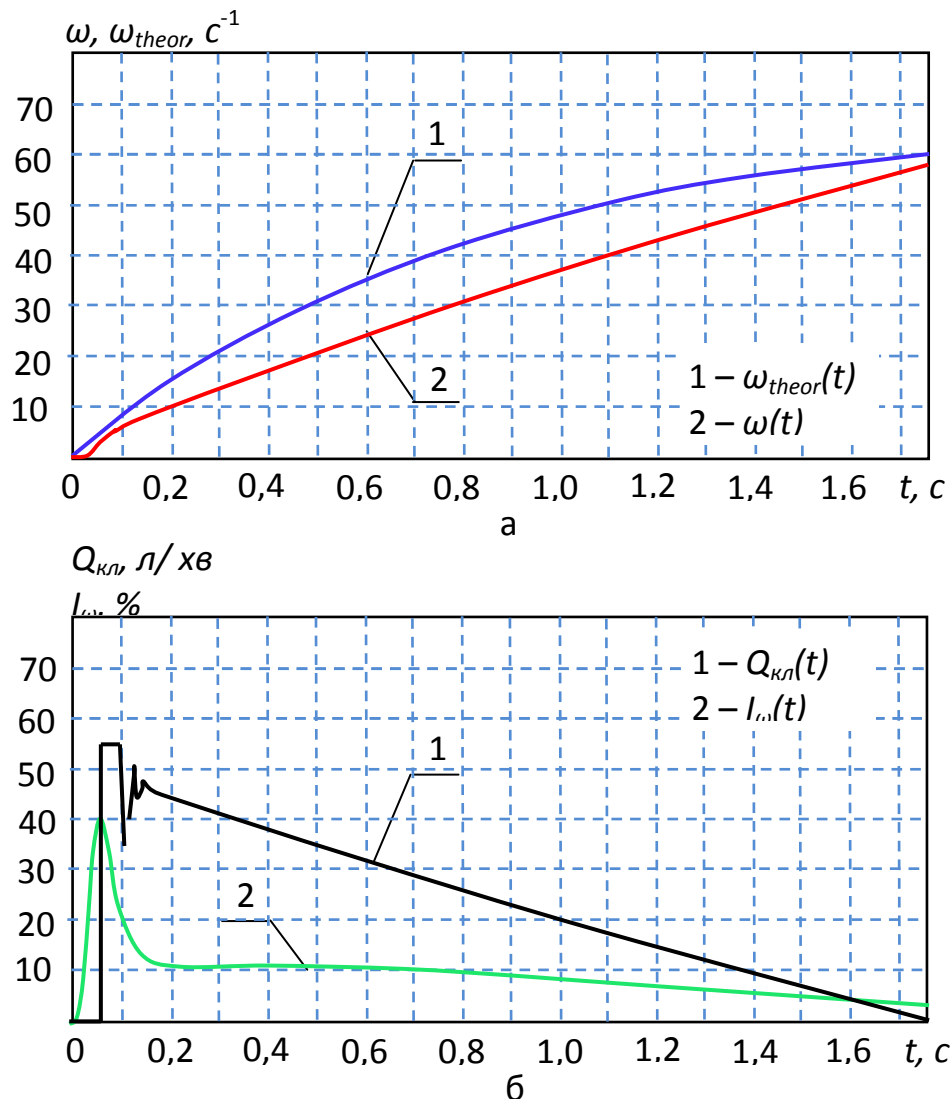


Рис. 7. Характеристика процесу розгону гідроприводу мехатронної системи: а – зміна кутової швидкості; б – зміна критерію оптимізації по кутовий швидкості при $C_x = 185 \text{ Н/см}$, $x_z = 0,43 \text{ см}$, $x_0 = 0,1 \text{ см}$

Тривалість процесу розгону (рис. 6, б і рис. 7, б – криві 1) також різна і становить для тиску $T_{t,p} = 1,39 \text{ с}$, для кутової швидкості $T_{t,\omega} =$

1,75 с, відповідно.

В результаті проведених досліджень, можна зробити наступні твердження, що оптимальні настройки запобіжного клапана: $C_x = 185$ Н/см, $x_z = 0,43$ см, $x_0 = 0,1$ см забезпечують відхилення зміни тиску $p(t)$ в мехатронній системі з гідравлічним приводом активних робочих органів самохідної техніки від заданих $p_{theor}(t)$ з похибкою $I_p = 0,17\%$. Відхилення значень кутової швидкості $\omega(t)$ від заданих $\omega_{theor}(t)$ з похибкою $I_\omega = 0,67\%$ забезпечені настройками запобіжного клапана: $C_x = 195$ Н/см, $x_z = 0,45$ см, $x_0 = 0,09$ см.

Висновки. В результаті проведених досліджень розроблена методика з елементами багатокритеріальної оптимізації, що дозволяє проектувати гідравлічну мехатронну систему з заданими вихідними характеристиками. Обґрунтовано параметри оптимізації елементів управління мехатронною системою з гідравлічним приводом активних робочих органів самохідної техніки.

Аналіз критеріїв оптимізації показує, що оптимальні параметри налаштування запобіжного клапана, забезпечують відхилення зміни тиску з похибкою 0,17% і кутової швидкості – 0,67% від заданих. Для тиску оптимальні параметри налаштування запобіжного клапана становлять: $C_x = 185$ Н/см, $x_z = 0,43$ см, $x_0 = 0,1$ см, а для кутової швидкості – $C_x = 195$ Н/см, $x_z = 0,45$ см, $x_0 = 0,09$ см.

Список використаних джерел:

1. Панченко А. І. Гідромашини для приводу активних робочих органів та ходових систем мобільної сільськогосподарської техніки. *Техніка АПК*. 2006. № 3. С. 11-13.
2. Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А. Конструктивные особенности планетарных гидромоторов серии PRG. *Вісник НТУ «ХПІ». Сер. Гідравлічні машини та гідроагрегати*. 2018. № 17 (1293). С. 88-95.
3. 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. DOI: 10.1016/j.acme.2013.12.005.
4. 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. DOI: 10.1016/j.acme.2013.12.008.
5. The Influence of the form Error after Rotor Manufacturing on the Output Characteristics of an Orbital Hydraulic Motor / A. Panchenko, A. Voloshina, I. Milaeva, I. Panchenko, O. Titova. *International Journal of Engineering and Technology*. 2018. Vol. 7, № 4.3. P. 1–5. DOI: 10.14419/ijet.v7i4.3.19542.

6. Development of the universal model of mechatronic system with a hydraulic drive / A. Panchenko, A. Voloshina, S. Kiurchev et al. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018. Vol. 4, № 7 (94). P. 51–60. DOI: 10.15587/1729-4061.2018.139577.
7. Панченко А. И., Волошина А. А. Планетарно-роторные гидромоторы. Расчет и проектирование: монография. Мелитополь: Люкс, 2016. 236 с.
8. Justification of the Kinematic Diagrams for the Distribution System of a Planetary Hydraulic Motor / A. Voloshina, A. Panchenko, O. Boltyansky, I. Panchenko, O. Titova. *International Journal of Engineering and Technology*. 2018. Vol. 7, № 4.3. P. 6–11. DOI: 10.14419/ijet.v7i4.3.19544.
9. Designing the flow-through parts of distribution systems for the PRG series planetary hydraulic motors / A. Panchenko, A. Voloshina, O. Boltyansky et al. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018. Vol. 3, № 1 (93). P. 67–77. DOI: 10.15587/1729-4061.2018.132504.
10. Voloshina A., Panchenko A., Boltyansky O., Titova O. Improvement of Manufacture Workability for Distribution Systems of Planetary Hydraulic Machines. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing II. DSMIE 2019*. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. 2019. P. 732-741. DOI: 10.1007/978-3-030-22365-6_73.
11. Gamez-Montero P., Codina E., Castilla R. A Review of Gerotor Technology in Hydraulic Machines. *Energies*. 2019. Vol. 12. 2423. DOI: 10.3390/en12122423.
12. Rogovyi A. Energy performances of the vortex chamber supercharger. *Energy*. 2018. Vol. 163. P. 52–60. DOI: 10.1088/1757-899X/233/1/012011.
13. Rogovyi A., Khovansky S. Application of the similarity theory for vortex chamber superchargers. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*. 2017. Vol. 233. 012011. DOI: 10.1088/1757-899X/233/1/012011.
14. Increasing of equipment efficiency by intensification of technological processes, *Periodica Polytechnica* / A. Fesenko et al. *Mechanical Engineering*. 2019. Vol. 63, № 1. P. 67–73. DOI: 10.3311/PPme.13198.
15. The Wall Erosion in a Vortex Chamber Supercharger Due to Pumping Abrasive Mediums / A. Rogovyi et al. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing II. DSMIE 2019*. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. 2019. P. 682-691. DOI: 10.1007/978-3-030-22365-6_68.

16. Application of artificial neural network for identification of bearing stiffness characteristics in rotor dynamics analysis / I. Pavlenko et al. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Cham. 2019. P. 325–335. DOI: 10.1007/978-3-319-93587-4_34.

17. Pavlenko I. V., Simonovskiy V. I., Demianenko M. M. Dynamic analysis of centrifugal machine rotors supported on ball bearings by combined using 3D and beam finite element models. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2017. Vol. 233. 012053. DOI: 10.1088/1757-899X/233/1/012053.

18. Devising an engineering procedure for calculating the ductility of a roller bearing under a no-central radial load / A. Gaydamaka et al. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2019. Vol. 3, № 7 (99). P. 6–10. DOI: 10.15587/1729-4061.2019.168145.

19. Altare G., Rundo M. Computational Fluid Dynamics Analysis of Gerotor Lubricating Pumps at High-Speed: Geometric Features Influencing the Filling Capability. *Journal of Fluids Engineering*. 2016. Vol. 38 (11). FE-15-1757. DOI: 10.1115/1.4033675.

20. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А. Надійність конструкції роторів планетарного гідромотора. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь, 2020. Вип. 20, т. 2. С. 23-35. DOI:10.31388/2078-0877-20-2-23-35.

21. Панченко А. И. Математическая модель гидроагрегата с планетарным гидромотором. *Промислова гідравліка і пневматика*. 2005. № 4 (10). С. 102-112.

22. Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А. Модель гідравлічного приводу мехатронної системи. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь, 2018. Вип. 18, т. 2. С. 59-83.

23. Hsieh C. Flow Characteristics of Gerotor Pumps With Novel Variable Clearance Designs. *Journal of Fluids Engineering*. 2015. Vol. 137 (4). FE-14-1137. DOI: 10.1115/1.4029274.

24. Лурье З. Я., Цента Е. Н., Панченко А. И. Динамика двухмерной системы управления мехатронного гидроагрегата с навесным оборудованием трактора. *Промислова гідравліка і пневматика*, 2017. № 3 (10). С. 29-46.

25. Панченко А. И. Способы распределения рабочей жидкости в планетарных гидромашинах. *Вісник НТУ «ХПИ». Сер. Гідравлічні машини та гідроагрегати*. 2016. № 20 (1192). С. 46-52.

26. Панченко А. И., Волошина А. А., Засядько А. І. Вплив конструктивних особливостей торцевої розподільної системи на функціональні параметри планетарного гідромотора. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*.

Мелітополь, 2017. Вип. 17, т. 3. С. 33-50.

27. Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А., Засядько А. И. Поліпшення вихідних характеристик планетарних гідромашин. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь, 2019. Вип. 19, т. 2. С. 68-85.

28. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А. Обгрунтування геометричних параметрів розподільних систем планетарних гідромашин. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь, 2020. Вип. 20, т. 1. С. 82-92. DOI:10.31388/2078-0877-20-1-82-92.

29. Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А. Обгрунтування кінематичних схем розподільних систем гідромашин планетарного типу. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь, 2018. Вип. 18, т. 2. С. 30-49.

30. Van de Ven J. D. On Fluid Compressibility in Switch-Mode Hydraulic Circuits. Part I: Modeling and Analysis. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*. 2012. Vol. 135 (2). 021013-021013-13. DOI: 10.1115/1.4023062.

31. Van de Ven J. D. On Fluid Compressibility in Switch-Mode Hydraulic Circuits. Part II: Experimental Results. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*. 2012. Vol. 135 (2). 021014-021014-7. DOI: 10.1115/1.4023063.

32. Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А. Особенности моделирования рабочих процессов, происходящих в гидравлической системе насос-клапан-гидровращатель. *Науковий вісник ТДАТУ*. Мелітополь, 2016. Вип. 6, т. 1. С. 63-79.

33. Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А. Оценка адекватности математической модели планетарного гидромотора в составе гидроагрегата. *Промислова гідравліка і пневматика*. 2018. № 1 (59). С. 55-71.

34. Karpus V. E., Ivanov V. A. Choice of the optimal configuration of modular reusable fixtures. *Russian Engineering Research*. 2012. Vol. 32, № 3. P. 213–219. DOI: 10.3103/S1068798X12030124.

35. Appliance of inertial gas-dynamic separation of gas-dispersion flows in the curvilinear convergent-divergent channels for compressor equipment reliability improvement / O. O. Liaposhchenko et al. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2017. Vol. 233. 012025. DOI: 10.1088/1757-899X/233/1/012025.

36. Syomin D., Rogovyi A. Features of a working process and characteristics of irrotational centrifugal pumps. *Procedia Engineering*. 2012. Vol. 39. P. 231–237. DOI: 10.1016/j.proeng.2012.07.029.

37. Strutinsky V. B., Kolot O. V. Simulation mathematical modeling of dissipative characteristics of hydromechanical systems, *Industrial Hydraulics and Pneumatics*. 2003. Vol. 2. P. 63–68.

ПРОЕКТУВАННЯ МЕХАТРОННИХ СИСТЕМ З ЗАДАНИМИ ВИХІДНИМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ

Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Волошин А.А.

Анотація

При проектуванні мехатронних систем, велика увага приділяється забезпеченню заданих вихідних характеристик виконавчих механізмів проектованої системи. Розроблено методику проектування гідравлічних мехатронних систем з елементами багатокритеріальної оптимізації, що дозволяє проектувати мехатронні системи з заданими вихідними характеристиками. Обґрунтовано параметри оптимізації елементів управління мехатронною системою з гідравлічним приводом активних робочих органів самохідної техніки. В результаті проведених досліджень встановлено оптимальні параметри налаштування запобіжного клапана мехатронної системи, що забезпечують відхилення зміни тиску і кутової швидкості виконавчих механізмів від заданих з похибкою 0,17% і 0,67% відповідно.

Ключові слова: мехатронна система, планетарний гідромотор, вихідні характеристики, критерій оптимізації, інтегрально-квадратична оцінка.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕХАТРОННЫХ СИСТЕМ С ЗАДАНЫМИ ВЫХОДНЫМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ

Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А., Волошин А.А.

Аннотация

При проектировании мехатронных систем, большое внимание уделяется обеспечению заданных выходных характеристик исполнительных механизмов проектируемой системы. Разработана методика проектирования гидравлических мехатронных систем с элементами многокритериальной оптимизации, позволяющая проектировать мехатронную систему с заданными выходными характеристиками. Обоснованы параметры оптимизации элементов управления мехатронной системой с гидравлическим приводом активных рабочих органов самоходной техники. В результате проведенных исследований установлены оптимальные параметры настройки предохранительного клапана мехатронной системы, обеспечивающие отклонения изменения давления и угловой скорости исполнительных механизмов от заданных с погрешностью 0,17% и 0,67% соответственно.

Ключевые слова: мехатронная система, планетарный гидромотор, выходные характеристики, критерий оптимизации, интегрально-квадратичная оценка.

DESIGN OF MECHATRONIC SYSTEMS WITH GIVEN OUTPUT CHARACTERISTICS

A. Panchenko, A. Voloshina, I. Panchenko, A. Voloshin

Summary

Modern trends to expand the field of application of mechatronic systems with a hydraulic drive of active working bodies of self-propelled vehicles require the development of new approaches to solving the problem of improving the output characteristics of hydraulic drives of mechatronic systems with rotary hydraulic machines. It has been established that orbital and planetary hydraulic motors are most widely used to drive active working bodies and propelled systems of self-propelled vehicles. It should be noted that in previous studies not enough attention was paid to the issues of calculating and designing elements of mechatronic systems with given output characteristics, the proposed mathematical models did not cover all the units of the hydraulic motor and their interconnections, and the introduced number of assumptions to simplify the calculations reduced the accuracy of the obtained indicators.

When designing mechatronic systems, much attention is paid to ensuring the specified output characteristics of the actuators of the designed system. A method for designing hydraulic mechatronic systems with elements of multicriteria optimization has been developed, which makes it possible to design a mechatronic system with specified output characteristics. The parameters of optimization of control elements of the mechatronic system with a hydraulic drive of the active working bodies of self-propelled equipment are substantiated.

This technique involves five stages: the choice of the parameters of the mechatronic system that affect its output characteristics; justification of the optimized parameters of control elements; development of a model of a mechatronic system with the possibility of optimizing its output characteristics; optimization of the selected parameters of the mechatronic system; analysis of optimization results. The parameters of optimization of control elements of a mechatronic system with a hydraulic drive for active working bodies and propelled systems of self-propelled vehicles are substantiated.

As a result of the research, the optimal settings for the mechatronic system safety valve were established, which ensure the deviations of the pressure and angular velocity of the actuators from the specified ones with an error of 0.17% and 0.67%, respectively.

Key words: mechatronic system, planetary hydraulic motor, output characteristics, optimization criterion, integral quadratic evaluation.