

**УДК 621.225.001.1**

№ держреєстрації 0121U109974

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ ТА НАУКИ УКРАЇНИ  
ТАВРІЙСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРОТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
ІМЕНІ ДМИТРА МОТОРНОГО**

*Юридична адреса:*

72310, м. Мелітополь, пр. Богдана Хмельницького, 18; тел. (0619) 42 06 18

*Фактична адреса:*

69063, м. Запоріжжя, вул. Університетська, 66; тел. +38 099 614 83 02



**ЗАТВЕРДЖУЮ:**

Проректор з наукової роботи  
д-р техн. наук, професор

Анатолій ПАНЧЕНКО

« 25 » грудня 2025 р.

**З В І Т  
ПРО НАУКОВО-ДОСЛІДНУ РОБОТУ**

**УДОСКОНАЛЕННЯ І РОЗРОБКА НАУКОВИХ ОСНОВ ПІДВИЩЕННЯ  
ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ГІДРОПРИВОДІВ  
МЕХАТРОННИХ СИСТЕМ СУЧАСНОЇ САМОХІДНОЇ ТЕХНІКИ  
(остаточний)**

Керівник НДР,  
доктор технічних наук, професор

Анатолій ПАНЧЕНКО

2025

Рукопис закінчено 23 грудня 2025 року

Результати роботи розглянуто Науково-технічною радою  
Науково-дослідного інституту механізації землеробства Півдня України  
протокол № 4 від 24 грудня 2025 року

## СПИСОК АВТОРІВ

Керівник НДР:  
доктор технічних наук,  
професор

Анатолій ПАНЧЕНКО  
(вступ, розділи 1, 2, 3,  
4, 5, висновки)

Відповідальний виконавець:  
доктор технічних наук  
професор

Анжела ВОЛОШИНА  
(вступ, розділи 1, 2, 3,  
4, 5, висновки)

Виконавці:

доктор технічних наук,  
професор

Сергій КЮРЧЕВ  
(розділи 1.1, 1.6, 2.1,  
2.4, 3.1, 3.4, 4.1, 5.1,  
5.4, висновки)

доктор технічних наук,  
професор

Володимир КЮРЧЕВ  
(розділи 1.3, 1.5, 2.5,  
3.4., 4.3, 5.5, висновки)

доктор педагогічних наук,  
професор

Олена ТІТОВА  
(вступ, розділи 1.2, 1.6,  
2.2, 3.1., 3.2, 2.6, 3.2,  
4.2, 5.2, 5.6, висновки)

асистент

Ігор ХОЛОД  
(вступ, розділи 1.4, 2.4,  
3.4, 4.4, 5.6)

асистент

Ігор ПАНЧЕНКО  
(вступ, розділи 1.5, 2.5,  
3.5, 4.5, 5.5)

## РЕФЕРАТ

Звіт про НДР: 108 с., 47 рис., 2 табл., 134 літературних джерела.

Об'єкт дослідження – гідравлічні, гідродинамічні та механічні процеси взаємодії потоку робочої рідини з елементами планетарного гідромотора, працюючого у складі гідроприводу мехатронної системи самохідної техніки, що впливають на зміну його вихідних характеристик.

Мета дослідження – поліпшення вихідних характеристик планетарних гідромоторів, які працюють у складі гідроприводів мехатронних систем самохідної техніки шляхом дослідження робочих процесів, що відбуваються у системі роторів та розподільному блоці шляхом розробки та впровадження комплексних заходів щодо моделювання, проектування, виготовлення та експлуатації планетарних гідромоторів.

Методів дослідження – методи розрахунку, проектування та моделювання робочих процесів, що відбуваються планетарних гідромашин для приводу активних робочих органів та ходових систем самохідної техніки, з урахуванням умов її експлуатації, оброблення та аналіз отриманих результатів

В результаті проведених досліджень визначено вплив конструктивних особливостей системи роторів та розподільного блоку серійного та модернізованого гідромоторів на динамічні характеристики гідроприводу мехатронної системи при експлуатації самохідної техніки, розроблено засоби та пристрої для контролю точності виготовлення деталей та вузлів планетарного гідромотору, розроблено експериментальний стенд для випробувань планетарних гідромоторів та проведення порівняльних експериментальних досліджень серійного і модернізованого гідромоторів. Встановлено, що розроблена математична модель адекватно описує досліджувані процеси з ймовірністю  $\alpha = 0,95$ . Отже, всі результати, отримані при моделюванні процесів, що відбуваються в мехатронній системі з планетарним гідромотором, достовірні, а сама модель може бути рекомендована для дослідження гідравлічних систем та їх елементів.

Результати виконаних досліджень можуть бути використані при розвитку наукових основ проектування планетарних гідромашин для приводу активних робочих органів та ходових систем самохідної техніки.

**МЕХАТРОННА СИСТЕМА, ГІДРАВЛІЧНИЙ ПРИВОД, ПЛАНЕТАРНИЙ ГІДРОМОТОР, СИСТЕМА РОТОРІВ, РОЗПОДІЛЬНИЙ БЛОК, АДЕКВАТНІСТЬ, БАГАТОКРИТЕРІАЛЬНА ОПТИМІЗАЦІЯ, РЕЖИМ ЕКСПЛУАТАЦІЇ, ВИХІДНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ.**

## ЗМІСТ

<b>ВСТУП</b>	<b>6</b>
<b>РОЗДІЛ 1. ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КОНСТРУКТИВНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ СЕРІЙНОГО ГІДРОМОТОРА НА ДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГІДРОПРИВОДУ МЕХАТРОННОЇ СИСТЕМИ</b>	<b>7</b>
1.1. Програма досліджень	7
1.2. Методика досліджень	8
1.3. Постановка задачі	9
1.4. Дослідження впливу конструктивних особливостей серійного розподільного блоку на динамічні характеристики гідроприводу мехатронної системи	10
1.5. Дослідження впливу конструктивних особливостей серійного витискувального блоку на динамічні характеристики гідроприводу мехатронної системи	11
1.6. Дослідження впливу конструктивних особливостей серійних розподільного і витискувального блоків та зовнішніх обурюючих впливів на динамічні характеристики гідроприводу мехатронної системи	16
1.7. Висновки по розділу 1	21
1.8. Література до розділу 1	23
<b>РОЗДІЛ 2. ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КОНСТРУКТИВНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ МОДЕРНІЗОВАНОГО ГІДРОМОТОРА НА ДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГІДРОПРИВОДУ МЕХАТРОННОЇ СИСТЕМИ</b>	<b>25</b>
2.1. Програма досліджень	25
2.2. Методика досліджень	26
2.3. Постановка задачі	26
2.4. Дослідження впливу конструктивних особливостей модернізованого розподільного та витискувального блоків на динамічні характеристики гідроприводу мехатронної системи	30
2.5. Дослідження впливу конструктивних особливостей модернізованих розподільного і витискувального блоків та зовнішніх обурюючих впливів на динамічні характеристики гідроприводу мехатронної системи	32
2.6. Дослідження впливу пасивного гасителя пульсацій на стабілізацію динамічних процесів, що відбуваються у гідроприводах та їх елементах при перехідних процесах в умовах експлуатації самохідної техніки	34
2.7. Висновки по розділу 2	37
2.8. Література до розділу 2	37

<b>РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА СТЕНДА ДЛЯ ВИПРОБУВАНЬ СІМЕЙСТВА УНІФІКОВАНИХ РЯДІВ ПЛАНЕТАРНИХ ГІДРОМОТОРІВ</b>	40
3.1. Програма досліджень	40
3.2. Методика досліджень	41
3.3. Постановка задачі	41
3.4. Розробка стенда для випробувань сімейства уніфікованих рядів планетарних гідромоторів	42
3.5. Виготовлення та контроль точності виготовлення деталей і вузлів планетарних гідромоторів	48
3.6. Висновки по розділу 3	56
3.7. Література до розділу 3	57
<b>РОЗДІЛ 4. ПОРІВНЯЛЬНІ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ СЕРІЙНОГО І МОДЕРНІЗОВАНОГО ГІДРОМОТОРІВ</b>	59
4.1. Програма досліджень	59
4.2. Методика досліджень	60
4.3. Постановка задачі	60
4.4. Прогнозування зміни вихідних характеристик при проектуванні планетарного гідромотора	61
4.5. Експериментальні дослідження витискувального блоку планетарного гідромотора	66
4.6. Експериментальні дослідження розподільного блоку планетарного гідромотора	72
4.7. Висновки по розділу 4	80
4.8. Література до розділу 4	81
<b>РОЗДІЛ 5. ОЦІНКА АДЕКВАТНОСТІ РОЗРОБЛЕНОЇ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ПЛАНЕТАРНОГО ГІДРОМОТОРА, ПРАЦЮЮЧОГО У СКЛАДІ ГІДРОПРИВОДУ МЕХАТРОННОЇ СИСТЕМИ</b>	84
5.1. Програма досліджень	84
5.2. Методика досліджень	85
5.3. Постановка задачі	85
5.4. Оцінка адекватності розробленої математичної моделі планетарного гідромотора реальному об'єкту	86
5.5. Проектування мехатронних систем з заданими вихідними характеристиками	89
5.6. Експлуатаційні характеристики мехатронної системи з гідромоторами планетарного типу	99
5.7. Висновки по розділу 5	105
5.8. Література до розділу 5	106

## ВСТУП

Недостатньо широке застосування мехатронних систем з гідравлічним приводом активних робочих органів та ходових систем самохідної техніки, як у нас у країні, так і за рубежом, пояснюється наступними причинами: специфікою вимог до приводів робочих органів самохідної техніки; обмеженою номенклатурою гідромашин та на їх основі мехатронних систем з гідравлічним приводом; незадовільними їхніми вихідними характеристиками та ін.

У гідроприводах мехатронних систем самохідної техніки знайшли широке застосування героторні, орбітальні та порівняно нові – планетарні гідромотори. Планетарні гідромотори аналогічні орбітальним і героторним, у яких закладено принцип планетарного редуктора.

Основними вузлами планетарних гідромашин є витискувальний та розподільний блоки. В основу конструкції витискувальної системи закладено принцип роботи зубчастої пари (рухомого та нерухомого роторів) з внутрішнім гіпоциклоїдальним зачепленням. Під дією гідравлічного поля, що виконує роль кривошипа планетарного редуктора, рухомий ротор котиться по нерухомому. Розподільна система планетарних гідромашин, утворена рухомим та нерухомим розподільниками, що дозволяє формувати гідравлічне поле, яке обертається, що необхідно для отримання планетарного руху роторів.

Досвід проектування машин різного технологічного призначення із застосуванням методів оптимізації параметрів показує, що ці завдання багатокритеріальні, так як при виборі найкращого варіанту доводиться враховувати багато різних вимог, що пред'являються до машини, часто дуже суперечливих (зменшити вагу, зменшити габарити, підвищити міцність, обмежити максимальну швидкість, зменшити собівартість та ін.). Тому доводиться враховувати багато критеріїв якості (оптимальності) одночасно, щоб отримати найкращий варіант.

Аналіз гідродинамічних процесів, що протікають при роботі висококомоментних гідромоторів, показує, що об'ємні, гідравлічні і гідромеханічні втрати в основних вузлах, що надають істотний вплив на вихідні характеристики, визначаються як загальними, так і різними за своєю фізичною природою параметрами. Доцільно, кожен вид втрат у вузлах гідромотора, характеристики (кінематичні, габаритні, динамічні) розглядати як окремий критерій якості, що дозволить при розробці та дослідженні отримати більш повне уявлення, про його можливості.

Таким чином, поліпшенням вихідних характеристик планетарних гідромоторів, які працюють у складі гідроприводів мехатронних систем самохідної техніки шляхом дослідження робочих процесів, що відбуваються у системі роторів та розподільному блоці шляхом розробки та впровадження комплексних заходів щодо моделювання, проектування, виготовлення та експлуатації планетарних гідромоторів є актуальним завданням.

# РОЗДІЛ 1.

## ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КОНСТРУКТИВНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ СЕРІЙНОГО ГІДРОМОТОРА НА ДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГІДРОПРИВОДУ МЕХАТРОННОЇ СИСТЕМИ

### 1.1. Програма досліджень

У гідроприводах мехатронних систем самохідної техніки знайшли широке застосування героторні [1, 2], орбітальні [3-5] та порівняно нові – планетарні [6, 7] гідромотори. Планетарні гідромотори аналогічні орбітальним [8, 9] і героторним [10], у яких закладено принцип планетарного редуктора.

Основними вузлами планетарних гідромашин є витискувальний та розподільний блоки. В основу конструкції витискувальної системи закладено принцип роботи зубчастої пари (рухомого та нерухомого роторів) з внутрішнім гіпоциклоїдальним зачепленням [11]. Під дією гідравлічного поля [6, 7], що виконує роль кривошипа планетарного редуктора, рухомий ротор котиться по нерухомому. Розподільна система планетарних гідромашин, утворена рухомим та нерухомим розподільниками, що дозволяє формувати гідравлічне поле, яке обертається, що необхідно для отримання планетарного руху роторів.

Якість мехатронної системи з планетарним гідромотором більшою мірою визначається стабільністю вихідних параметрів планетарного гідромотора. З метою покращення функціонування самохідної техніки, шляхом прогнозування вихідних характеристик її мехатронних систем, необхідно досліджувати вплив конструктивних особливостей розподільного та витіснювального блоків планетарного гідромотора на зміну динаміки перехідних процесів, що відбуваються в цих системах.

Об'єкт дослідження – гідравлічні, гідродинамічні та механічні процеси взаємодії потоку робочої рідини з елементами планетарного гідромотора, працюючого у складі гідроприводу мехатронної системи самохідної техніки, що впливають на зміну його вихідних характеристик.

Предмет дослідження – функціональні залежності, що описують перехідні процеси, що відбуваються в елементах планетарного гідромотора, працюючого у складі гідроприводу мехатронної системи самохідної техніки.

Мета дослідження – покращення функціонування самохідної техніки, шляхом прогнозування вихідних характеристик гідравлічних приводів мехатронних систем, шляхом дослідження впливу конструктивних особливостей розподільного та витискувального блоків планетарного гідромотора на зміну динаміки перехідних процесів, що відбуваються в цих системах.

У зв'язку з цим виникає необхідність у рішенні наступних задач:

1. Дослідження впливу конструктивних особливостей серійного розподільного блоку на динамічні характеристики гідроприводу мехатронної системи.

2. Дослідження впливу конструктивних особливостей серійного витискувального блоку на динамічні характеристики гідроприводу мехатронної

системи.

3. Дослідження впливу конструктивних особливостей серійних розподільного і витискувального блоків та зовнішніх обурюючих впливів на динамічні характеристики гідроприводу мехатронної системи.

## 1.2. Методика досліджень

1. Для дослідження динамічних процесів, що відбуваються в мехатронних системах з планетарними гідромоторами, з метою прогнозування зміни стабільності їх вихідних характеристик необхідно:

- обґрунтувати вихідні дані та початкові умови моделювання перехідних процесів, що відбуваються в мехатронній системі з планетарним гідромотором, а також дослідити динаміку зміни вихідних характеристик мехатронної системи із серійним гідромотором з урахуванням конструктивних особливостей його розподільного блоку;
- обґрунтувати вихідні дані та початкові умови моделювання перехідних процесів, що відбуваються в мехатронній системі з планетарним гідромотором, а також дослідити динаміку зміни вихідних характеристик мехатронної системи із серійним гідромотором з урахуванням конструктивних особливостей його витискувального блоку.

2. Для прогнозування стабільності вихідних характеристик гідроприводів мехатронних систем самохідної техніки в експлуатаційних умовах необхідно:

- дослідити взаємний вплив конструктивних особливостей розподільного та витискувального блоків планетарного гідромотора на динаміку зміни вихідних характеристик гідроприводу мехатронної системи самохідної техніки;
- дослідити взаємний вплив конструктивних особливостей розподільного та витискувального блоків планетарного гідромотора на стабільність вихідних характеристик гідроприводу під час експлуатації самохідної техніки.

## 1.3. Постановка задачі

Виконані теоретичні та параметричні дослідження [13, 14] дозволили виявити особливості зміни вихідних характеристик планетарного гідромотора від його геометричних параметрів з урахуванням особливостей переміщення елементів витискувального блоку [15-17] та коливань площі прохідного перерізу розподільного блоку [18-22]. Для більш повного та раціонального використання планетарних гідромоторів у приводах мехатронних систем самохідної техніки, необхідно дослідити зміну вихідних характеристик гідроприводу з планетарним гідромотором. З метою дослідження характеру зміни вихідних характеристик планетарних гідромоторів у складі гідроприводу мехатронної системи, розроблено схему (рис. 1.1).

Схема передбачає порівняльне проведення досліджень модернізованого та серійного гідромоторів, з урахуванням конструктивних особливостей витискувального та розподільного блоків планетарного гідромотора, а також

зовнішніх обурюючих впливів (пульсацій подачі насоса та коливань навантаження) на стабільність вихідних характеристик мехатронної системи з гідравлічним приводом при експлуатації самохідної техніки.



Рис. 1.1. Схема проведення досліджень динаміки зміни вихідних характеристик планетарного гідромотора у складі гідроприводу мехатронної системи

Для серійного гідромотора по черзі досліджуються (рис 1.1) вплив пульсацій у розподільному блоці, коливань моменту у витискувальному блоці, а також їх спільний вплив. Потім досліджується зовнішній обурюючий вплив та згладжування коливань за допомогою пасивного гасника пульсацій. Для модернізованого гідромотора дослідження виконувались за аналогічною схемою (рис. 1.1), проте, у зв'язку з тим, що у конструкції модернізованого гідромотора усунуті недоліки, властиві серійному, досліджувався лише спільний вплив конструктивних особливостей планетарного гідромотора.

Таким чином, покращення функціонування самохідної техніки, шляхом прогнозування вихідних характеристик гідравлічних приводів мехатронних систем, шляхом дослідження впливу конструктивних особливостей розподільного та витискувального блоків планетарного гідромотора на зміну динаміки перехідних процесів, що відбуваються в цих системах з актуальним завданням.

#### 1.4. Дослідження впливу конструктивних особливостей серійного розподільного блоку на динамічні характеристики гідроприводу мехатронної системи

Дослідження динаміки зміни вихідних характеристик гідроприводу з планетарним гідромотором проводились на ПЕОМ за допомогою пакета імітаційного моделювання Vissim. Дослідження динамічних процесів мехатронної системи з планетарним гідромотором проводилися за допомогою пакету імітаційного моделювання Vissim.

При дослідженнях мехатронної системи прийняті наступні вихідні дані та початкові умови [23, 24]:

- *насос*: подача насоса постійна та дорівнює  $Q_{n.g}(t) = 1770 \text{ см}^3/\text{с}$ ; кутова швидкість валу насоса дорівнює  $\omega_n = 125 \text{ с}^{-1}$ ; для нерегульованого насоса параметр регулювання дорівнює  $e = 1$ ; тиск в зливний магістралі дорівнює нулю,  $p_{sl} = 0$ ;

- *гідромотор*: робочий об'єм гідромотора дорівнює  $V_{ogm} = 160 \text{ см}^3$ ; момент опору постійний та дорівнює  $M_c = 365 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ; момент інерції обертових мас дорівнює  $J = 3,6 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ; об'ємний ККД гідромотора дорівнює  $\eta_{ob} = 0,95$ ; зміни площі прохідного перетину  $A_{n.c} = 220 \dots 226 \text{ мм}^2$ ; гідромеханічний ККД гідромотора складає  $\eta_{gm} = 0,9$ ;

- *кран*: запобіжний, жорсткість пружини дорівнює  $C = 200 \text{ кг/см}$ ; величина попереднього стиснення пружини складає  $x_0 = 0,125 \text{ см}$ ; позитивне перекриття щілини становить  $X_Z = 0,53 \text{ см}$ ;

- *робоча рідина*: показник політропи дорівнює  $K = 1,2$ ; параметри робочої рідини, що залежать від типу масла та робочої температури гідравлічної системи складають  $A = 12,62$  і  $B = 1740$ ; зміст нерозчиненого повітря в робочій рідині в відносних одиницях дорівнює  $m_0 = 0,925$ .

Аналіз перехідного процесу тиску в гідроприводі в момент його розгону (рис. 1.2) показує, що при пуску ( $t = 0 \dots 0,007 \text{ с}$ ) спостерігається досить великий пік до 88 МПа тиску (рис. 1.2, б – крива 1) та до 85 МПа – тиску в гідроприводі (рис. 1.2, б – крива 2), що в 5,5 рази перевищує своє значення при сталому русі. Далі, при  $t > 0,04 \text{ с}$ , тиск у стабілізується та зі значними пульсаціями до 18%, амплітуда яких становить 2...2,5 МПа (рис. 1.2, а – крива 2), викликаними коливаннями площі прохідного перетину розподільного блоку (6 мм) поступово зменшується від 29 МПа до 26, 5 МПа (рис. 1.2, в – крива 2) на відрізку часу  $0,04 < t < 0,8$ , перевищуючи своє номінальне значення у 1,8 рази (рис. 1.2, а – крива 2).

При подальшому розгоні ( $0,8 < t < 0,9 \text{ с}$ ) тиск у гідроприводі досить різко знижується (рис. 1.2, а – крива 2) та досягає свого номінального значення. У період часу  $t > 0,9$  спостерігається сталий рух валу гідромотора. При цьому пульсація тиску (рис. 1.2 г – крива 2), викликана конструктивними особливостями розподільного блоку, знижується та становить вже 9...10% при амплітуді 1,5 МПа. Необхідно відзначити, що тиск у гідромоторі (криві 1) змінюється строго синхронно тиску в гідроприводі (криві 2), будучи практично його середньоарифметичним значенням.

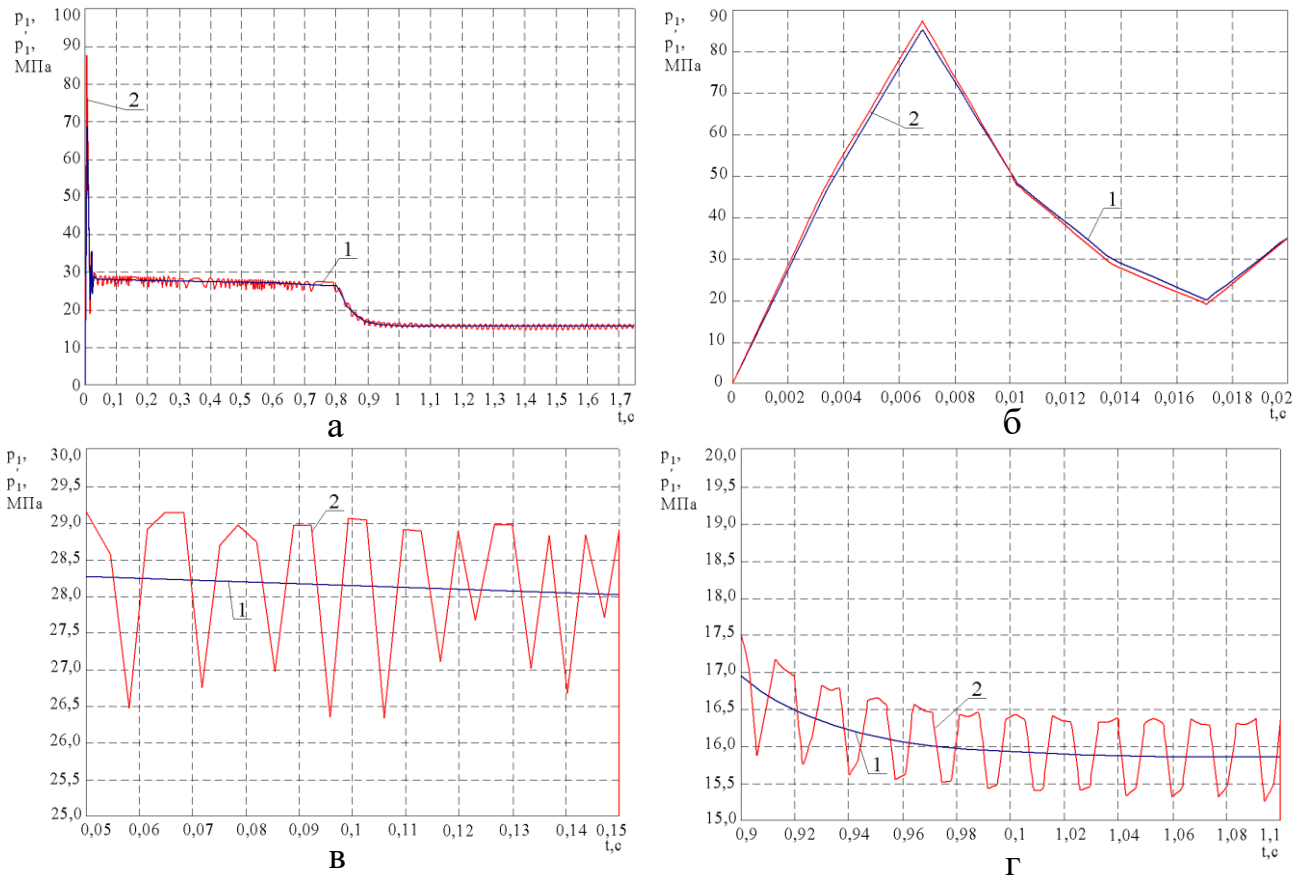


Рис. 1.2. Залежність перехідних процесів зміни тиску в гідромоторі (1) та гідроприводі (2) при зміні площі прохідного перетину розподільного блоку

Аналіз залежностей зміни моментів (рис. 1.3, а) у період розгону гідроприводу показує, що на початку пуску ( $t = 0 \dots 0,007$  с) спостерігається досить великий пік крутного моменту, 2000 Н·м (рис. 1.3, б – крива 1), що перевищує своє номінальне значення у 5,7 разів.

При  $t > 0,04$  с значення крутного моменту знижуються (рис. 1.3, в – крива 1) і мають пульсації до 17%, амплітуда яких становить до 65...70 Н·м, викликана конструктивними особливостями розподільного блоку. Значення крутного моменту поступово зменшуються від 670 до 610 Н·м на відрізку часу  $0,02 < t < 0,8$  с, перевищуючи в 1,7 рази своє номінальне значення (рис. 1.3, а – крива 1). При подальшому розгоні ( $0,8 < t < 0,9$  с) значення крутного моменту досить різко знижуються, досягаючи свого номінального значення (крива 1). У період часу  $t > 0,9$  спостерігається сталий рух валу гідромотора, при цьому пульсації, викликані конструктивними особливостями розподільного блоку знижуються та становлять вже 9% при амплітуді коливань до 35 Н·м (рис. 1.3, г – крива 1).

Аналіз залежності, що характеризує зміну витрати робочої рідини через запобіжний клапан при розгоні гідроприводу (рис. 1.4, а - крива 2) показує, що в момент часу  $0 < t < 0,8$  с значення витрати через запобіжний клапан (крива 2) досягає свого максимального значення  $1660 \text{ см}^3/\text{с}$  та має досить значну пульсацію до  $400 \dots 440 \text{ см}^3/\text{с}$ , викликану розподільним механізмом серійного гідромотора. У період часу  $0,08 < t < 0,7$  с витрата робочої рідини через

запобіжний клапан поступово зменшується (рис. 1.4, а – крива 2). При цьому знижується і величина пульсацій. У період часу  $t > 0,7$  пульсація клапана практично відсутня та при  $t > 0,78$  клапан повністю закривається, характеризуючи сталий рух валу гідромотора.

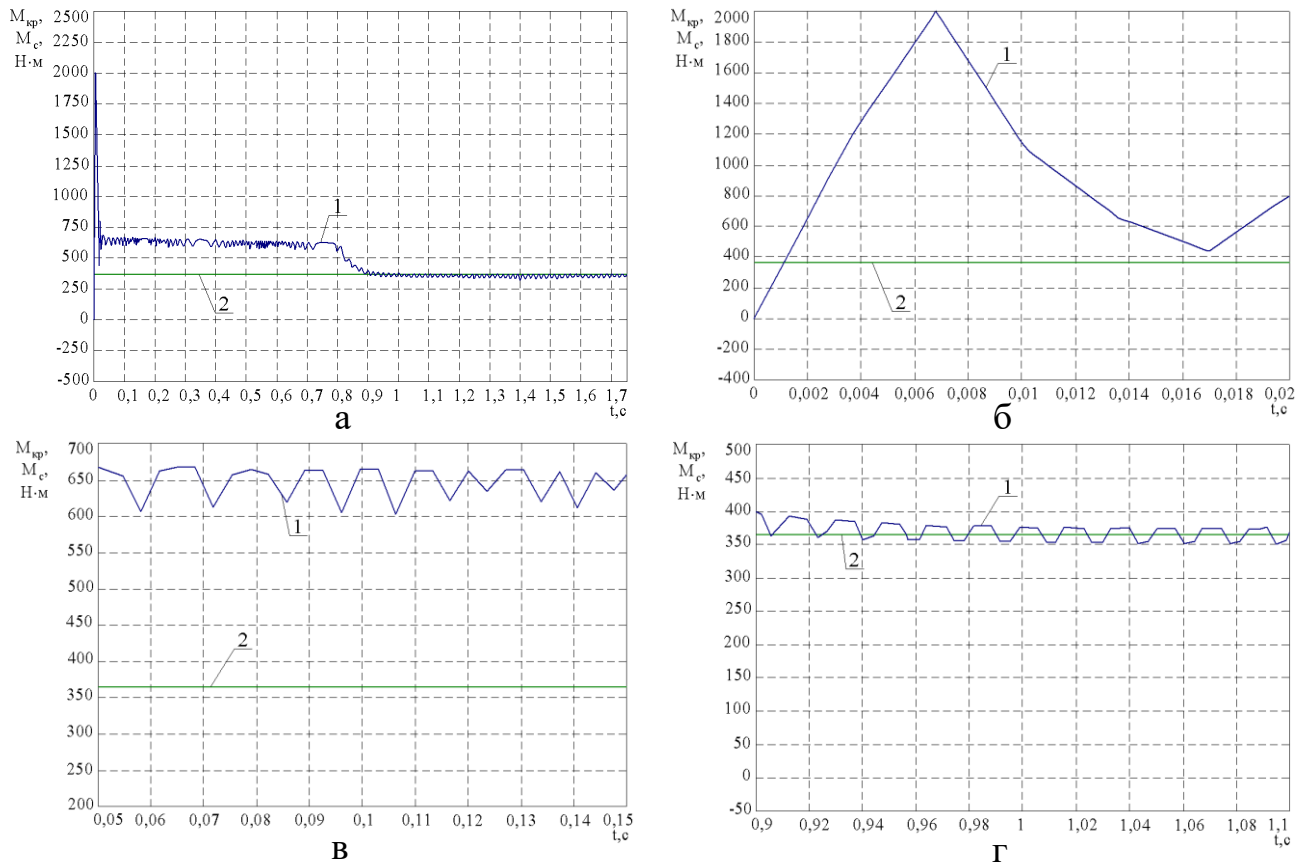


Рис. 1.3. Залежність перехідних процесів зміни крутного моменту (1) та моменту опору (2) при зміні площі прохідного перетину розподільного блоку

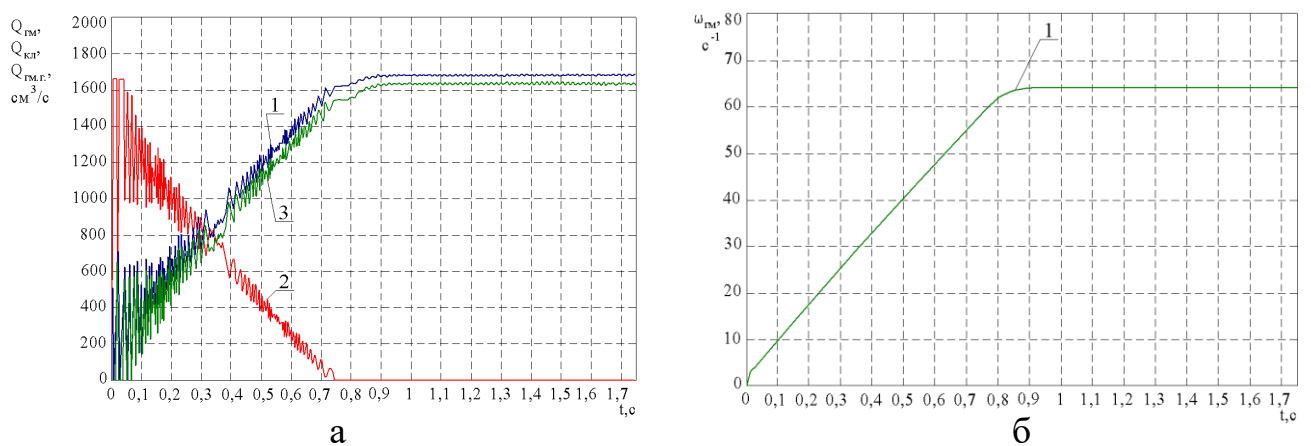


Рис. 1.4. Залежність перехідних процесів зміни а – витрат через гідромотор (1), запобіжний клапан (2), геометричної витрати (3); б – кутової швидкості (1) при зміні площі прохідного перетину розподільного блоку

Аналіз залежностей зміни витрати робочої рідини (рис. 1.4, а) через гідромотор (крива 1) та геометричної витрати (крива 3) при розгоні

гідроприводу показує, що в момент часу  $0 < t < 0,08$  с, значення витрат мають досить значну пульсацію до  $400...450$  см<sup>3</sup>/с, викликану конструктивними особливостями розподільного блоку. У період часу  $0,08 < t < 0,7$  с витрата робочої рідини, підведена до гідромотора та геометрична витрата рівномірно зростають (криві 1, 3, відповідно) при значному зниженні пульсації. У період часу  $t > 0,7$  пульсація практично відсутня та обидві криві розташовані еквідистантно, а при  $t > 0,9$  спостерігається сталий рух валу гідромотора та витрати приймають свої номінальні значення.

Аналіз залежності зміни кутової швидкості валу гідромотора при розгоні гідроприводу показує (рис. 1.4 б), що в момент часу  $0 < t < 0,8$  с зміна кутової швидкості (крива 3) має лінійний характер. У період часу  $0,8 < t < 0,9$  с значення кутової швидкості зростає та досягає свого номінального значення, а при  $t > 0,9$  с спостерігається сталий рух валу гідромотора. Слід зазначити, що на зміну кутової швидкості, ніяк не впливають пульсації, викликані пульсацією тиску, яка обумовлена коливаннями площі прохідного перетину розподільного блоку.

Проведені дослідження впливу конструктивних особливостей серійного гідромотора на динамічні характеристики гідроприводу мехатронної системи самохідної техніки дозволяють зробити наступні висновки:

- конструктивні особливості розподільного блоку (коливання площі прохідного перетину) серійного гідромотора викликають пульсацію тиску в нагнітальній магістралі гідроприводу. Пульсація тиску робочої рідини становить до 18% ( $2...2,5$  МПа) в період розгону та 9...10% (1,5 МПа) – при сталому режимі роботи. Як наслідок, спостерігаються пульсації крутного моменту до 17% ( $65...70$  Н·м) у період розгону гідроагрегату та до 9 % ( $35$  Н·м) – при сталому режимі роботи;
- конструктивні особливості розподільного блоку викликають значні пульсації витрати робочої рідини через запобіжний клапан до  $600$  см<sup>3</sup>/с при розгоні гідроприводу. Як наслідок, спостерігаються пульсації витрати робочої рідини, підведеної до гідромотора та геометричної витрати до  $450$  см<sup>3</sup>/с. При сталому режимі роботи пульсації витрат та кутової швидкості валу гідромотора – практично відсутні.

### **1.5. Дослідження впливу конструктивних особливостей серійного витискувального блоку на динамічні характеристики гідроприводу мехатронної системи**

При дослідженнях мехатронної системи прийняті аналогічні вихідні дані та початкові умови [23, 24], окрім зміни діаметрального зазору, яка складає  $G = 0,02...0,21$  мм та сумарної похибки форми виготовлення роторів серійного гідромотора, що становить  $E = 0,15$  мм.

Аналіз залежності зміни тиску в гідромоторі та гідроприводі показує (рис. 1.5, а), що тиск в гідроприводі (крива 2) дорівнює тиску в гідромоторі (крива 1) на всіх етапах роботи. При пуску гідроприводу  $t = 0...0,02$  (рис. 1.5, а) спостерігається досить великий пік тиску до  $88$  МПа, що в  $5,5$  рази перевищує

своє номінальне значення. Далі, в момент часу  $0,04 < t < 0,8$  с тиск стабілізується і його значення поступово зменшується від 28,5 МПа до 27,5 МПа, перевищуючи в 1,8 рази своє номінальне значення (рис. 1.5, а - крива 2). Пульсація тиску відсутня, тобто. діаметральний зазор на цій ділянці розгону не надає жодного впливу тиск. При подальшому розгоні ( $0,8 < t < 0,9$  с) тиск досить різко знижується (рис. 1.5, а – крива 2), досягаючи свого номінального значення. У період часу  $t > 0,9$  с спостерігається сталий рух валу гідромотора. При цьому пульсація тиску, викликана конструктивними особливостями витискувального блоку (діаметральний зазор), хоч і неявно виражена, але досягає 9...10% номінального значення, з амплітудою 1,5 МПа.

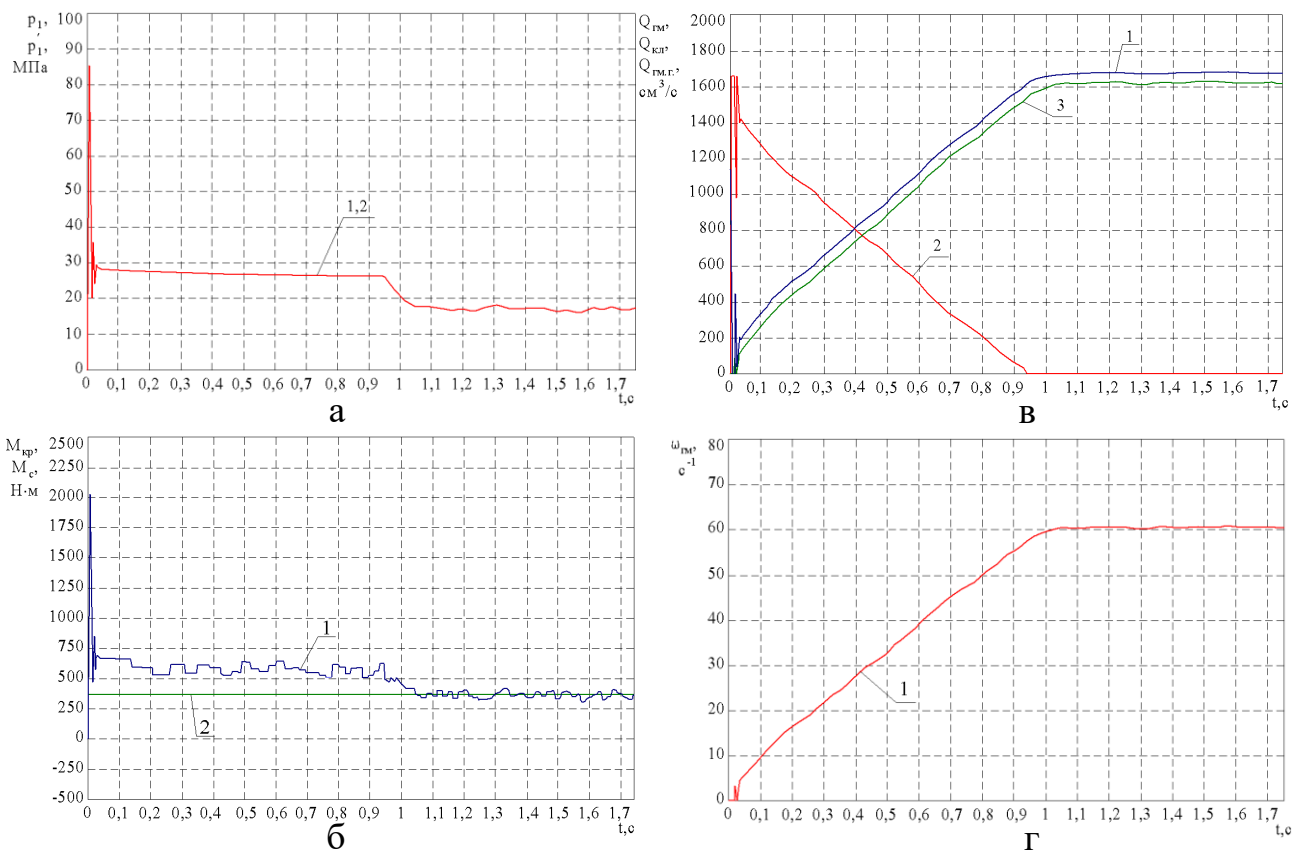


Рис. 1.5. Залежність перехідних процесів зміни а – тиску, б – моментів; в – витрати через гідромотор (1), запобіжний клапан (2), геометричної витрати (3); г – кутової швидкості при зміні діаметрального зазору

Аналіз залежностей зміни моментів в період розгону гідроприводу показує (рис. 1.5, б), що в період пуску ( $t = 0 \dots 0,02$ ) спостерігається досить великий пік крутного моменту (крива 1) до 2000 Н·м, що в 5,7 разів перевищує номінальне значення. Далі, при  $t > 0,04$  с значення крутного моменту стабілізуються та на відріжку часу  $0,04 < t < 0,8$  с поступово зменшуються від 630 Н·м до 620 Н·м, перевищуючи в 1,7 рази своє номінальне значення (крива 1). При цьому, крутний момент має значні пульсації до 34%, амплітуда яких становить до 120...130 Н·м, викликані зміною діаметрального зазору. При подальшому розгоні ( $0,8 < t < 0,9$  с) значення крутного моменту досить різко знижуються, досягаючи свого номінального значення (крива 1). У період часу

$t > 0,9$  с спостерігається сталий рух валу гідромотора, а пульсації, викликані конструктивними особливостями витискувального блоку, знижуються та становлять 18% при амплітуді коливань до  $63\text{Н}\cdot\text{м}$ .

Аналіз залежності, що характеризує зміну витрати робочої рідини через запобіжний клапан при розгоні гідроприводу показує (рис. 1.5, в), що в момент часу  $t = 0 \dots 0,04$  с значення витрати запобіжного клапана (крива 2) досягає свого максимального значення та має досить значну пульсацію до  $640\text{ см}^3/\text{с}$ . У період часу  $0,04 < t < 0,83$  с витрата робочої рідини через клапан поступово зменшується, а пульсації майже відсутні. При  $t > 0,83$  с клапан закривається (крива 2), характеризуючи сталий рух валу гідромотора.

Аналіз залежностей (рис. 1.5, в) зміни витрати робочої рідини, підведеної до гідромотора (крива 1) та геометричної витрати (крива 3) при розгоні гідроприводу, показує, що в момент часу  $t = 0 \dots 0,04$  с значення витрати робочої рідини, підведеної до гідромотора (крива 1) має досить значну пульсацію до  $430\text{ см}^3/\text{с}$ , а значення геометричної витрати (крива 3) – до  $100\text{ см}^3/\text{с}$ . У період часу  $0,04 < t < 0,85$  с витрата рідини, підведена до гідромотора та геометрична витрата гідромотора поступово зростають, а пульсації при цьому відсутні. У період часу  $t > 0,04$  с обидві криві розташовані еквідистантно, а при  $t > 0,9$  с спостерігається сталий рух валу гідромотора, і витрати приймають свої номінальні значення (криві 1 і 3, відповідно). Необхідно відзначити, що зміна діаметрального зазору не впливає на характер кривих, що характеризують витрати робочої рідини (рис. 1.5, в).

Аналіз залежності зміни реальної кутової швидкості валу гідромотора при розгоні показує (рис. 1.5, г), що в момент часу  $t = 0 \dots 0,04$  с кутова швидкість (крива 2) має пульсуючий характер, зумовлений роботою запобіжного клапана (рис. 1.5, крива 2). У період часу  $0,04 < t < 0,88$  с кутова швидкість рівномірно зростає та досягає свого номінального значення (рис. 1.5, г – крива 2). При  $t > 0,9$  с спостерігається сталий рух валу гідромотора. Необхідно відзначити, що зміна діаметрального зазору не впливає на зміну кутової швидкості валу гідромотора при розгоні гідроприводу.

Проведені дослідження впливу конструктивних особливостей серійного гідромотора на динамічні характеристики гідроприводу мехатронної системи самохідної техніки дозволяють зробити наступні висновки:

- діаметральний зазор надає значний вплив на пульсацію крутного моменту до 34% ( $120 \dots 130\text{ Н}\cdot\text{м}$ ) – при розгоні гідропривода та 18% ( $63\text{ Н}\cdot\text{м}$ ) – при сталому режимі роботи. На решту вихідних характеристик гідроприводу зміна діаметрального зазору впливає незначно;
- конструктивні особливості розподільного та витискувального блоків серійного гідромотора впливають на вихідні характеристики гідроприводу навіть за відсутності зовнішніх обурюючих впливів (подача насоса та навантаження постійні).

## 1.6. Дослідження впливу конструктивних особливостей серійних розподільного і витискувального блоків та зовнішніх обурюючих впливів на динамічні характеристики гідроприводу мехатронної системи

При дослідженні мехатронної системи прийняті аналогічні вихідні дані та початкові умови [23, 24].

Досліджено одночасний вплив конструктивних особливостей серійного гідромотора (зміна діаметрального зазору в діапазоні  $G = 0,02...0,21$  мм та зміна площі прохідного перетину розподільного блоку в діапазоні  $A_{n.c} = 220...226$  мм<sup>2</sup>) та зовнішніх збурюючих впливів: момент опорів та пульсація подачі насоса на динамічні характеристики гідроприводу мехатронної системи самохідної техніки.

Моделювання нерівномірності подачі насоса здійснювалося шляхом підсумовування напівсинусоїд з тимчасовим усуненням, тобто.

$$Q_n(t) = Q_\omega \cdot \sin \omega t + Q_\omega \cdot \sin \omega(t - \tau), \quad (1.1)$$

де  $\tau$  - тимчасове усунення,  $\tau = 0,05$  с,

а моделювання зміни навантаження, виражений через момент опору, який змінюється за експонентним та синусоїдальним законами, тобто

$$M_c = M_{c0} \cdot \left(1 - e^{-\frac{t}{T}}\right) + M_\omega \cdot \sin \omega t. \quad (1.2)$$

Аналіз залежності зміни тиску на початку розгону гідроприводу показує (рис. 1.6, а), що при пуску в момент часу  $t = 0...0,04$  с спостерігається досить великий пік тиску (до 90 МПа), що в 5,6 разів перевищує своє номінальне значення. У період часу  $0,04 < t < 0,78$  с тиск у нагнітальній магістралі гідроприводу (крива 2) різко знижується та стабілізується, а його значення поступово зменшуються від 28,5 до 27,5 МПа, перевищуючи в 1,8 разу своє номінальне значення. На цій ділянці тиск має значні пульсації до 21% (3...4 МПа), обумовлені коливаннями площі прохідного перетину розподільного блоку та пульсаціями подачі насоса. Необхідно відзначити, що тиск в гідромоторі (крива 1) змінюється строго синхронно тиску в гідроприводі (крива 2), будучи практично його середньоарифметичним значенням. При подальшому розгоні в період часу  $0,78 < t < 0,9$  с тиск знижується, досягаючи свого номінального значення, а при  $t > 0,9$  с спостерігається сталий рух валу гідромотора. На ділянці, що розглядається, різко підвищується пульсація тиску, складаючи вже 95...100% 15...16 МПа), викликана пульсацією подачі насоса, а так само яскраво виражені синусоїдальні обурення, викликані коливаннями моменту опору. При цьому амплітуда коливань тиску дорівнює  $\pm 5$  МПа, що становить 31% від номінального значення. Необхідно відзначити, що зміни діаметрального зазору не мають практично ніякого впливу на зміну тиску в гідроприводі мехатронної системи самохідної техніки.

Аналіз залежностей зміни моментів в період розгону гідроприводу показує (рис. 1.6, б), що в період пуску ( $t = 0...0,046$  с) спостерігається досить великий пік крутного моменту 2100 Н (крива 1), що в 5,7 разів перевищує своє

номінальне значення. У період часу  $0,04 < t < 0,78$  с значення крутного моменту різко знижуються та стабілізуються, а його значення поступово зменшується від 630 до 620 Н·м, перевищуючи в 1,8 рази номінальне значення. На цій ділянці крутний момент має значні пульсації до 40% (140...150 Н·м), викликані коливаннями діаметрального зазору, та пульсацією моменту опорів (крива 3). При подальшому розгоні в період часу  $0,78 < t < 0,9$  с значення крутного моменту знижуються, досягаючи свого номінального значення, а при  $t > 0,9$  с спостерігається сталий рух валу гідромотора. При цьому пульсації крутного моменту, викликані пульсацією подачі насоса, різко зростають та становлять вже 95...100% (360...365 Н·м). На ділянці, що розглядається, яскраво виражені синусоїдальні обурення, викликані коливаннями моменту опору, при цьому амплітуда коливань дорівнює  $\pm 130$  Н·м, що становить 35% від номінального значення.

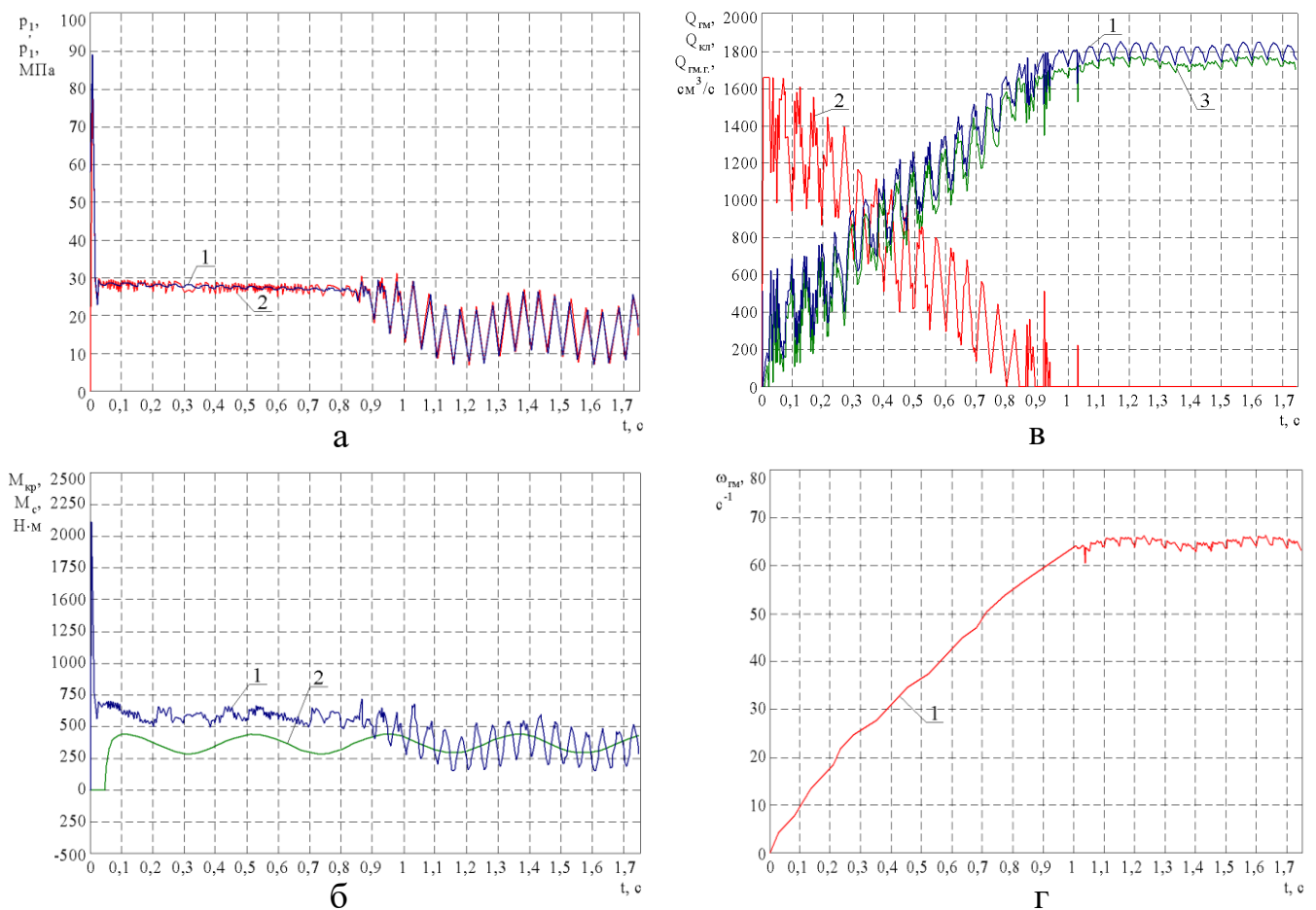


Рис. 1.6. Залежність перехідних процесів зміни а – тиску, б – моментів; в – витрати через гідромотор (1), запобіжний клапан (2), геометричної витрати (3); г – кутової швидкості з урахуванням конструктивних особливостей планетарного гідромотора та зовнішніх збурюючих впливів

Аналіз залежності, що характеризує зміну витрати робочої рідини через запобіжний клапан при розгоні гідроприводу, показує (рис. 1.6, крива 2), що в момент часу  $0 < t < 0,18$  с клапан відкритий, а витрата має значні пульсації, амплітуда яких становить 460...640 см³/с. У період часу  $0,18 < t < 0,79$  с витрата

робочої рідини через клапан рівномірно зменшується при пульсаціях до  $640\text{см}^3/\text{с}$ , а при  $t > 0,79$  с клапан закривається, характеризуючи сталий рух валу гідромотора. Необхідно відзначити, що така велика пульсація робочої рідини, що проходить через запобіжний клапан під час розгону, викликана пульсацією подачі насоса.

Аналіз залежностей зміни витрати робочої рідини показує (рис. 1.6, в), що при розгоні гідроприводу ( $0 < t < 0,8$  с) витрата рідини, підведена до гідромотора (крива 1) та геометрична витрата (крива 3) поступово зростають та мають досить значні пульсації, амплітуди яких становлять до  $420\text{см}^3/\text{с}$ . Необхідно відзначити, що така велика пульсація витрати робочої рідини, підведеної до гідромотора (крива 1) та геометричної витрати (крива 3) у період розгону гідроагрегату, викликана пульсацією подачі насоса. У період часу  $t > 0,8$  с спостерігається сталий рух валу гідромотора. На ділянці, що розглядається, спостерігаються пульсації витрати робочої рідини, підведеної до гідромотора (крива 1), амплітуда яких становить до  $100\text{см}^3/\text{с}$  та незначна пульсація геометричної витрати (крива 3), амплітуда якої становить до  $40\text{см}^3/\text{с}$ . Амплітуди цих пульсацій, викликані коливаннями моменту опорів незначні та становлять до  $\pm 20\text{см}^3/\text{с}$ .

Аналіз залежності зміни кутової швидкості валу гідромотора при розгоні гідроприводу показує (рис. 1.6), що в момент часу  $0 < t < 0,79$  с значення кутової швидкості валу гідромотора поступово зростає та має незначну пульсацію. У період часу  $t > 0,79$  с спостерігається сталий рух валу гідромотора. Однак при цьому присутні синусоїдальні обурення, викликані коливаннями моменту опорів. Амплітуда цих коливань дорівнює  $\pm 3\text{с}^{-1}$ , що становить 6 % від номінального значення.

Відомо [23], що коливання потоку робочої рідини обумовлені нерівномірністю подачі насоса та викликають при навантаженні насоса пульсації тиску, які набагато перевищують перші. Одним з відомих та ефективних шляхів зниження піків тиску, що виникають при пуску гідроприводу під навантаженням, є застосування пасивного гасителя пульсацій [13].

Використання пасивного гасителя пульсацій значно змінило (покращило) динамічні характеристики гідроприводу мехатронної системи самохідної техніки. Динаміка зміни вихідних характеристик гідроприводу з планетарним гідромотором (з урахуванням експлуатаційних умов та пасивного гасителя пульсацій об'ємом  $5000\text{см}^3$ ) представлена залежностями (рис. 1.7, а...г).

Аналіз залежності зміни тиску в момент розгону гідроприводу показує (рис. 1.7, а), що при пуску ( $t = 0 \dots 0,6$  с) спостерігається великий закид тиску до  $39\text{МПа}$  (крива 2), що в 2,4 рази перевищує своє номінальне значення. У період часу  $0,06 < t < 0,11$  с тиск (крива 2) різко знижується та при  $0,11 < t < 0,9$  с – стабілізується, а його значення поступово зменшується від  $28,5$  до  $27,5\text{МПа}$ , перевищуючи в 1,8 разу своє номінальне значення. На цій ділянці тиск має значні пульсації до 21% ( $3 \dots 4\text{МПа}$ ), викликані коливаннями площі прохідного перерізу розподільного блоку та пульсацією подачі насоса. При подальшому розгоні в період часу  $t > 0,9$  с спостерігається сталий рух валу гідромотора. При

цьому пульсації знижуються і складають 9...10% (1,5 МПа). На ділянці, що розглядається, яскраво виражені синусоїдальні обурення, викликані коливаннями моменту опору, при цьому амплітуда коливань дорівнює  $\pm 5$  МПа, що становить 31% від номінального значення. Необхідно відзначити, що зміна діаметрального зазору витискувачів не впливає на зміну тиску в гідроприводі (крива 2), а використання пасивного гасителя пульсацій в 2,3 рази знижує пік тиску при пуску гідроприводу та в 10 разів знижує пульсації подачі насоса при сталому режимі роботи.

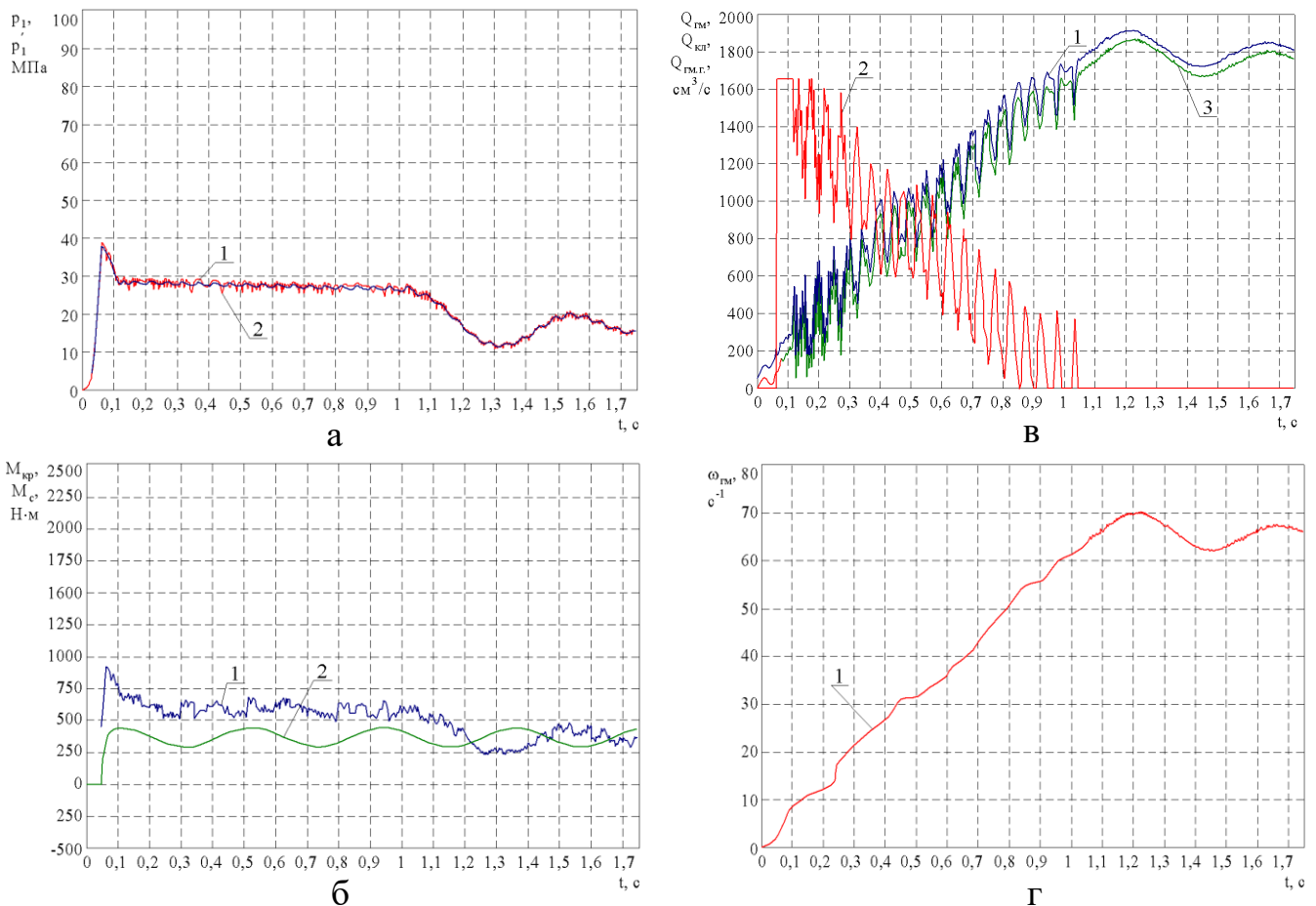


Рис. 1.7. Залежність перехідних процесів зміни а – тиску, б – моментів; в – витрати через гідромотор (1), запобіжний клапан (2), геометричної витрати (3); г – кутової швидкості з урахуванням конструктивних особливостей планетарного гідромотора та зовнішніх збурюючих впливів з використанням пасивного гасителя пульсацій об'ємом 5000 см<sup>3</sup>

Аналіз залежності зміни моментів в період розгону гідроприводу показує (рис. 1.7, б), що при пуску ( $t = 0 \dots 0,6$  с) спостерігається великий пік крутного моменту 900 Н·м (крива 1), що в 2,5 рази перевищує своє номінальне значення. У період часу  $0,06 < t < 0,1$  с значення крутного моменту різко знижується і при  $0,1 < t < 0,9$  с – стабілізується, а його значення поступово зменшується від 630 до 620 Н·м, перевищуючи в 1,8 рази своє номінальне значення. На цій ділянці крутний момент має значні пульсації до 40% (140...150 Н·м), викликані як зміною діаметрального зазору витискувачів, так і пульсацією моменту опору

(крива 3). При подальшому розгоні ( $t > 0,9$  с) спостерігається сталий рух валу гідромотора. При цьому пульсації крутного моменту (крива 1) знижуються та складають 18 % (63 Н·м). На ділянці, що розглядається, яскраво виражені синусоїдальні обурення, викликані коливаннями моменту опору (крива 3), причому амплітуда коливань дорівнює  $\pm 130$  Н·м, що становить 35% від номінального значення. Необхідно відзначити, що пульсація подачі насоса не впливає на зміну крутного моменту, а використання пасивного гасителя пульсацій в 2,3 рази знижує пік крутного моменту при пуску гідроприводу.

Аналіз залежності, що характеризує зміну витрати робочої рідини через запобіжний клапан при розгоні гідроприводу показує (рис. 1.7, в), що в момент часу  $t = 0 \dots 0,6$  с клапан закритий (т.к. відбувається наповнення об'єму пасивного гасителя пульсацій –  $5000 \text{ см}^3$ ). Далі при  $0,06 < t < 0,22$  с витрата запобіжного клапана (крива 2) досягає свого максимального значення та має досить значні пульсації, амплітуда яких становить до  $640 \text{ см}^3/\text{с}$ . У період часу  $0,22 < t < 0,9$  с витрата робочої рідини через клапан рівномірно зменшується, але пульсація при цьому не знижується, а при  $t > 0,9$  с клапан закривається, характеризуючи сталий рух валу гідромотора. Необхідно відзначити, що така велика пульсація робочої рідини, що проходить через запобіжний клапан під час розгону, викликана пульсацією подачі насоса.

Аналіз залежностей зміни витрати робочої рідини, підведеної до гідромотора та геометричної витрати при розгоні гідроприводу, показує (рис.1.7, в), що в момент часу  $t = 0 \dots 0,12$  с витрати зростають без значних пульсацій. У період часу  $0,12 < t < 0,9$  с витрата рідини, підведена до гідромотора (крива 1) і геометрична витрата (крива 3), рівномірно зростають та мають досить значні пульсації, амплітуда яких становить до  $420 \text{ см}^3/\text{с}$ . Необхідно відзначити, що така велика пульсація витрати робочої рідини, підведеної до гідромотора (крива 1) та геометричної витрати (крива 3) у період розгону гідроприводу, викликана пульсацією подачі насоса. У період часу  $t > 0,9$  с спостерігається сталий рух валу гідромотора та обидві криві розташовані еквідистантно. На даній ділянці пульсація витрат відсутня, але при цьому яскраво виражені синусоїдальні коливання, викликані коливаннями моменту опору, амплітуда коливань дорівнює  $\pm 100 \text{ см}^3/\text{с}$ , що становить 5% номінального значення.

Аналіз залежностей зміни кутової швидкості валу гідромотора показує (рис. 1.7, г), що в момент часу  $0 < t < 0,9$  с значення кутової швидкості зростають без значних пульсацій. У період часу  $t > 0,9$  с спостерігається сталий рух валу гідромотора. На даній ділянці пульсація кутової швидкості відсутня, але при цьому яскраво виражені синусоїдальні коливання, викликані коливаннями моменту опору. При цьому амплітуда коливань кутової швидкості дорівнює  $\pm 4 \text{ с}^{-1}$ , що становить 6 % від номінального значення.

Проведені дослідження впливу зовнішніх обурюючих впливів на динамічні характеристики гідроприводу з серійним планетарним гідромотором дозволяють зробити наступні висновки:

- в період розгону гідроприводу ( $t = 0 \dots 0,9$  с), при відкритому запобіжному клапані, значення тиску робочої рідини в нагнітальній магістралі поступово

зменшується від 28,5 до 27,5 МПа, перевищуючи в 1,8 разу своє номінальне значення. На цій ділянці тиск має значні пульсації до 21%, амплітуда яких становить 3...4 МПа. Вони викликані зміною площі прохідного перетину розподільного блоку та пульсацією подачі насоса. Використання для компенсації негативного впливу зовнішніх збурень пасивного гасителя пульсацій дозволило значно (в 2,3 рази) знизити піки тиску, що виникають при страгуванні валу гідромотора;

- при подальшому розгоні гідроприводу ( $t > 0,9$  с) спостерігається сталий рух валу гідромотора, при цьому використання пасивного гасителя пульсацій дозволило значно (в 10 разів) знизити пульсації тиску, що складають 9...10 % при амплітуді 1,5 МПа. На ділянці, що розглядається, яскраво виражені синусоїдальні коливання, викликані коливаннями моменту опору. При цьому амплітуда коливань тиску дорівнює  $\pm 5$  МПа, що становить 31% від номінального значення;
- в період розгону гідроагрегату ( $t = 0...0,06$  с) використання пасивного гасителя пульсацій об'ємом  $5000 \text{ см}^3$  дозволило значно (в 2,3 рази) знизити піки крутного моменту. В період часу  $0,06 < t < 0,9$  с значення крутного моменту стабілізуються та поступово зменшуються від 630 до 620 Н·м, перевищуючи в 1,8 рази своє номінальне значення. На цій ділянці крутний момент має значні пульсації до 40% при амплітуді 140...150 Н·м, викликані як зміною діаметрального зазору, так і пульсацією моменту опору;
- при подальшому розгоні гідроприводу ( $t > 0,9$  с) спостерігається сталий рух валу гідромотора, при цьому використання пасивного гасителя пульсацій дозволило значно (в 5 разів) знизити пульсації крутного моменту, викликані пульсаціями подачі насоса, які складають 18% при амплітуді 63 Н·м. На ділянці, що розглядається, яскраво виражені синусоїдальні коливання, викликані коливаннями моменту опору. При цьому амплітуда коливань крутного моменту  $\pm 130$  Н·м, що становить 35% номінального значення;
- в період розгону гідроприводу, використання пасивного гасителя пульсацій практично не впливає на зміну таких характеристик як витрата робочої рідини через запобіжний клапан, що має досить значні пульсації до  $640 \text{ см}^3/\text{с}$ ; витрата робочої рідини, підведена до гідромотора та геометрична витрата, що мають пульсації до  $420 \text{ см}^3/\text{с}$ ; кутова швидкість валу гідромотора, що має досить значні пульсації до  $16 \text{ с}^{-1}$ , що становлять 26% номінального значення.

## 1.7. Висновки по розділу 1

1. Проведеними дослідженнями впливу конструктивних особливостей розподільного блоку серійного гідромотора на динамічні характеристики гідроприводу мехатронної системи самохідної техніки встановлено, що:

- конструктивні особливості розподільного блоку (коливання площі прохідного перетину) серійного гідромотора викликають пульсацію тиску в нагнітальній магістралі гідроприводу. Пульсація тиску робочої рідини становить до 18% (2...2,5 МПа) в період розгону та 9...10% (1,5 МПа) – при сталому режимі роботи. Як наслідок, спостерігаються пульсації крутного моменту до 17% ( $65...70 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ) у період розгону гідроагрегату та до 9 %

(35Н·м) – при сталому режимі роботи;

- конструктивні особливості розподільного блоку викликають значні пульсації витрати робочої рідини через запобіжний клапан до 600 см<sup>3</sup>/с при розгоні гідроприводу. Як наслідок, спостерігаються пульсації витрати робочої рідини, підведеної до гідромотора та геометричної витрати до 450 см<sup>3</sup>/с. При сталому режимі роботи пульсації витрат та кутової швидкості валу гідромотора – практично відсутні.

2. Проведеними дослідженнями впливу конструктивних особливостей витискувального блоків серійного гідромотора на динамічні характеристики гідроприводу мехатронної системи самохідної техніки встановлено, що діаметральний зазор надає значний вплив на пульсацію крутного моменту до 34% (120...130 Н·м) – при розгоні гідропривода та 18% (63 Н·м) – при сталому режимі роботи. На решту вихідних характеристик гідроприводу зміна діаметрального зазору впливає незначно.

Необхідно відзначити, що конструктивні особливості розподільного та витискувального блоків серійного гідромотора впливають на вихідні характеристики гідроприводу навіть за відсутності зовнішніх обурюючих впливів (подача насоса та навантаження постійні).

3. Проведеними дослідженнями впливу зовнішніх обурюючих впливів на динамічні характеристики гідроприводу з серійним планетарним гідромотором встановлено, що:

- в період розгону гідроприводу ( $t = 0...0,9$  с), при відкритому запобіжному клапані, значення тиску робочої рідини в нагнітальній магістралі поступово зменшується від 28,5 до 27,5 МПа, перевищуючи в 1,8 разу своє номінальне значення. На цій ділянці тиск має значні пульсації до 21%, амплітуда яких становить 3...4 МПа. Вони викликані зміною площі прохідного перетину розподільного блоку та пульсацією подачі насоса. Використання для компенсації негативного впливу зовнішніх збурень пасивного гасителя пульсацій дозволило значно (в 2,3 рази) знизити піки тиску, що виникають при страгуванні валу гідромотора;
- при подальшому розгоні гідроприводу ( $t > 0,9$  с) спостерігається сталий рух валу гідромотора, при цьому використання пасивного гасителя пульсацій дозволило значно (в 10 разів) знизити пульсації тиску, що складають 9...10 % при амплітуді 1,5 МПа. На ділянці, що розглядається, яскраво виражені синусоїдальні коливання, викликані коливаннями моменту опору. При цьому амплітуда коливань тиску дорівнює  $\pm 5$  МПа, що становить 31% від номінального значення;
- в період розгону гідроагрегату ( $t = 0...0,06$  с) використання пасивного гасителя пульсацій об'ємом 5000 см<sup>3</sup> дозволило значно (в 2,3 рази) знизити піки крутного моменту. В період часу  $0,06 < t < 0,9$  с значення крутного моменту стабілізуються та поступово зменшуються від 630 до 620 Н·м, перевищуючи в 1,8 рази своє номінальне значення. На цій ділянці крутний момент має значні пульсації до 40% при амплітуді 140...150 Н·м, викликані як зміною діаметрального зазору, так і пульсацією моменту опору;
- при подальшому розгоні гідроприводу ( $t > 0,9$  с) спостерігається сталий рух

- валу гідромотора, при цьому використання пасивного гасителя пульсацій дозволило значно (в 5 разів) знизити пульсації крутного моменту, викликані пульсаціями подачі насоса, які складають 18% при амплітуді 63 Н·м. На ділянці, що розглядається, яскраво виражені синусоїдальні коливання, викликані коливаннями моменту опору. При цьому амплітуда коливань крутного моменту  $\pm 130$  Н·м, що становить 35% номінального значення;
- в період розгону гідроприводу, використання пасивного гасителя пульсацій практично не впливає на зміну таких характеристик як витрата робочої рідини через запобіжний клапан, що має досить значні пульсації до  $640 \text{ см}^3/\text{с}$ ; витрата робочої рідини, підведена до гідромотора та геометрична витрата, що мають пульсації до  $420 \text{ см}^3/\text{с}$ ; кутова швидкість валу гідромотора, що має досить значні пульсації до  $16 \text{ с}^{-1}$ , що становлять 26% номінального значення.

### 1.8. Література до розділу 1

1. Chang, Y., Kim, J., Jeon, C., Chul, K., Jung, S.: Development of an Integrated System for the Automated Design of a Gerotor Oil Pump. *Journal of Mechanical Design* 129(10), 1099–1105 (2006), doi: 10.1115/1.2757629.
2. Gamez-Montero, P. J., Garcia-Vilchez, M., Raush, G., Freire, J., Codina, E.: Teeth Clearance and Relief Grooves Effects in a Trochoidal-Gear Pump Using New Modules of GeroLAB. *Journal of Mechanical Design* 134(5), 054502-7 (2012), doi:10.1115/1.4006440.
3. Yang, D., Yan, J., Tong, S. Flowrate Formulation of Deviation Function Based Gerotor Pumps. *Journal of Mechanical Design* 132(6), 064503-5 (2010), doi:10.1115/1.4001595.
4. Choi, T., Kim, M., Lee, G. et al.: Design of rotor for internal gear pump using cycloid and circular-arc curves. *Journal of Mechanical Design* 134(1), 011005-12 (2012), doi: 10.1115/1.4004423.
5. Xing, K., Zhang, Y., Jin, X.: Performance analysis and experimental research of the orbital motor. *Proceedings of the seventh international conference on fluid power transmission and control*, 131-135 (2009).
6. Voloshina, A., Panchenko, A., Panchenko, I., Titova, O. and Zasiadko, A.: Improving the output characteristics of planetary hydraulic machines. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering* 708(1), 012038 (2019), doi: 10.1088/1757-899X/708/1/012038.
7. 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* 7(4.3), 6–11 (2018), doi: 10.14419/ijet.v7i4.3.19544.
8. 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), doi: 10.14419/ijet.v7i4.3.19542.
9. Panchenko, A., Voloshina, A., Panchenko, I., Titova, O. and Pastushenko, A. Reliability design of rotors for orbital hydraulic motors. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering* 708(1), 012017 (2019), doi: 10.1088/1757-899X/708/1/012017.
10. Strmcnik, E., Majdic, F.: The Pressure and Efficiency Characteristic of Hydraulic

Gerotor Motor with the Floating Outer Ring. *Tehnicki vjesnik-technical gazette*, 25(2), 609-615 (2018).

11. Stryczek, J.: Characteristic parameters of hydraulic displacement machines with cycloidal gearing. *Mechanism and machine theory* 1(28), 97–112 (1993), doi.org/10.1016/0094-114x(93)90050-6.

12. Panchenko, A., Voloshina, A., Kiurchev, S. et al: Development of the universal model of mechatronic system with a hydraulic drive. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies* 4(7(94)), 51–60 (2018), doi: 10.15587/1729-4061.2018.139577.

13. Панченко А. И., Волошина А. А. Планетарно-роторные гидромоторы. Расчет и проектирование: монография. Мелитополь: Издательско-полиграфический центр «Люкс», 2016. 236 с.

14. Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А. Модель гідралічного приводу мехатронної системи. *Праці ТДАТУ*, 2018. Вип. 18. Т. 2. С. 59-83, doi: 10.31388/2078-0877-18-2-58-82.

15. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Пастушенко С.І. Дослідження впливу похибки форми виготовлення роторів на вихідні характеристики планетарних гідромоторів. *Праці ТДАТУ*, 2019. Вип. 19, Т. 4. С. 33-48.

16. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А. Надійність конструкції роторів планетарного гідромотора. *Праці ТДАТУ*, 2020. Вип. 20. – Т. 2. –С. 23-35, doi:10.31388/2078-0877-20-2-23-35.

17. Панченко А. И., Волошина А. А., Гуйва С. Д., Леус Г. В. Методика контроля точности изготовления элементов вытеснительных и распределительных систем планетарных гидромашин. *Праці ТДАТУ*, 2016. Вип. 16. Т. 2. С. 3-27.

18. Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А. Способы распределения рабочей жидкости в планетарных гидромашинах. *Вісник НТУ «ХП»*, 2016. № 20 (1192). С.46-52.

19. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А. Обґрунтування кінематичних схем розподільних систем гідромашин планетарного типу. *Праці ТДАТУ*, 2018. Вип. 18. Т. 2. С. 30-49, doi: 10.31388/2078-0877-18-2-29-48.

20. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Пастушенко С.І. Обґрунтування розташування вікон розподільних систем планетарних гідромашин. *Праці ТДАТУ*, 2019. Вип. 19. Т. 4. С. 3-20, doi: 10.31388/2078-0877-19-4-3-20.

21. 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, doi: 10.31388/2078-0877-19-2-68-85.

22. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А. Обґрунтування геометричних параметрів розподільних систем планетарних гідромашин. *Праці ТДАТУ*, 2020. Вип. 20. Т. 1. С. 82-92, doi: 10.31388/2078-0877-20-1-82-92.

23. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Волошин А. А. Дослідження динамічних характеристик мехатронних систем з гідралічним приводом. *Праці ТДАТУ*, 2020. Вип. 20. Т. 4. С. 58-72, doi: 10.31388/2078-0877-2020-20-4-58-72.

24. 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. DOI:10.31388/2078-0877-2020-20-4-91-105.

## **РОЗДІЛ 2.**

### **ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КОНСТРУКТИВНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ МОДЕРНІЗОВАНОГО ГІДРОМОТОРА НА ДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГІДРОПРИВОДУ МЕХАТРОННОЇ СИСТЕМИ**

#### **2.1. Програма досліджень**

У гідроприводах мехатронних систем самохідної техніки знайшли широке застосування героторні [1, 2], орбітальні [3-5] та порівняно нові – планетарні [6, 7] гідромотори. Планетарні гідромотори аналогічні орбітальним [8, 9] і героторним [10], у яких закладено принцип планетарного редуктора.

Основними вузлами планетарних гідромашин є витискувальний та розподільний блоки. В основу конструкції витискувальної системи закладено принцип роботи зубчастої пари (рухомого та нерухомого роторів) з внутрішнім гіпоциклоїдальним зачепленням [11]. Під дією гідравлічного поля [6, 7], що виконує роль кривошипа планетарного редуктора, рухомий ротор котиться по нерухомому. Розподільна система планетарних гідромашин, утворена рухомим та нерухомим розподільниками, що дозволяє формувати гідравлічне поле, яке обертається, що необхідно для отримання планетарного руху роторів.

Якість мехатронної системи з планетарним гідромотором більшою мірою визначається стабільністю вихідних параметрів планетарного гідромотора. З метою покращення функціонування самохідної техніки, шляхом прогнозування вихідних характеристик її мехатронних систем, необхідно досліджувати вплив конструктивних особливостей розподільного та витискувального блоків планетарного гідромотора на зміну динаміки перехідних процесів, що відбуваються в цих системах.

Об'єкт дослідження – гідравлічні, гідродинамічні та механічні процеси взаємодії потоку робочої рідини з елементами планетарного гідромотора, працюючого у складі гідроприводу мехатронної системи самохідної техніки, що впливають на зміну його вихідних характеристик.

Предмет дослідження – функціональні залежності, що описують перехідні процеси, що відбуваються в елементах планетарного гідромотора, працюючого у складі гідроприводу мехатронної системи самохідної техніки.

Мета дослідження – покращення функціонування самохідної техніки, шляхом прогнозування вихідних характеристик гідравлічних приводів мехатронних систем, шляхом дослідження впливу конструктивних особливостей розподільного та витискувального блоків планетарного гідромотора на зміну динаміки перехідних процесів, що відбуваються в цих системах.

У зв'язку з цим виникає необхідність у рішенні наступних задач:

4. Дослідження впливу конструктивних особливостей модернізованого розподільного та витискувального блоків на динамічні характеристики гідроприводу мехатронної системи.

5. Дослідження впливу конструктивних особливостей модернізованих розподільного і витискувального блоків та зовнішніх обумовлюючих впливів на

динамічні характеристики гідроприводу мехатронної системи.

6. Дослідження впливу пасивного гасителя пульсацій на стабілізацію динамічних процесів, що відбуваються у гідроприводах та їх елементах при перехідних процесах в умовах експлуатації самохідної техніки.

## 2.2. Методика досліджень

1. Для дослідження динамічних процесів, що відбуваються в мехатронних системах з планетарними гідромоторами, з метою прогнозування зміни стабільності їх вихідних характеристик необхідно:

- розробити структурно-функціональну схему математичної моделі гідроприводу з модернізованим планетарним гідромотором, з урахуванням конструктивних особливостей його витискувального та розподільчого блоків, а також зовнішніх обурюючих впливів, що дозволяє моделювати процеси, що відбуваються в планетарному гідромоторі та дозволяє дослідити динамічні процеси, що відбуваються при розгоні гідропривода в умовах експлуатації самохідної техніки;
- обґрунтувати вихідні дані та початкові умови моделювання перехідних процесів, що відбуваються в мехатронній системі з планетарним гідромотором, а також дослідити динаміку зміни вихідних характеристик мехатронної системи із модернізованим гідромотором з урахуванням конструктивних особливостей його розподільчого та витискувального блоків.

2. Для прогнозування стабільності вихідних характеристик гідроприводів мехатронних систем самохідної техніки в експлуатаційних умовах необхідно:

- дослідити взаємний вплив конструктивних особливостей розподільного та витискувального блоків планетарного гідромотора на динаміку зміни вихідних характеристик гідроприводу мехатронної системи самохідної техніки;
- дослідити взаємний вплив конструктивних особливостей розподільного та витискувального блоків планетарного гідромотора на стабільність вихідних характеристик гідроприводу під час експлуатації самохідної техніки;
- дослідити вплив пасивного гасителя пульсацій на стабілізацію динамічних процесів, що відбуваються у гідроприводах та їх елементах при перехідних процесах в умовах експлуатації самохідної техніки.

## 2.3. Постановка задачі

Виконані теоретичні та параметричні дослідження [13, 14] дозволили виявити особливості зміни вихідних характеристик планетарного гідромотора від його геометричних параметрів з урахуванням особливостей переміщення елементів витискувального блоку [15-17] та коливань площі прохідного перерізу розподільного блоку [18-22]. Для більш повного та раціонального використання планетарних гідромоторів у приводах мехатронних систем самохідної техніки, необхідно дослідити зміну вихідних характеристик

гідроприводу з планетарним гідромотором. З метою дослідження характеру зміни вихідних характеристик планетарних гідромоторів у складі гідроприводу мехатронної системи, розроблено схему (рис. 2.1).



Рис. 2.1. Схема проведення досліджень динаміки зміни вихідних характеристик планетарного гідромотора у складі гідроприводу мехатронної системи

Схема передбачає порівняльне проведення досліджень модернізованого та серійного гідромоторів, з урахуванням конструктивних особливостей витискувального та розподільного блоків планетарного гідромотора, а також зовнішніх обурюючих впливів (пульсацій подачі насоса та коливань навантаження) на стабільність вихідних характеристик мехатронної системи з гідравлічним приводом при експлуатації самохідної техніки.

Для серійного гідромотора по черзі досліджувалися (рис. 2.1) вплив пульсацій у розподільному блоці, коливань моменту у витискувальному блоці, а також їх спільний вплив. Потім досліджується зовнішній обурюючий вплив та згладжування коливань за допомогою пасивного гасника пульсацій [23]. Для модернізованого гідромотора дослідження виконувалися за аналогічною схемою (рис. 1.1), проте, у зв'язку з тим, що у конструкції модернізованого гідромотора усунуті недоліки, властиві серійному, досліджувався лише

спільний вплив конструктивних особливостей планетарного гідромотора.

Дослідження динамічних процесів мехатронної системи з модернізованим планетарним гідромотором проводилися за допомогою пакету імітаційного моделювання Vissim.

При дослідженнях динамічних процесів, що відбуваються в гідроприводі мехатронної системи прийняті наступні вихідні дані та початкові умови [23-29]:

- *насос*: подача насоса постійна та дорівнює  $Q_{n.g}(t) = 1770 \text{ см}^3/\text{с}$ ; кутова швидкість валу насоса дорівнює  $\omega_n = 125 \text{ с}^{-1}$ ; для нерегульованого насоса параметр регулювання дорівнює  $e = 1$ ; тиск в зливний магістралі дорівнює нулю,  $p_{sl} = 0$ ;

- *гідромотор*: робочий об'єм гідромотора дорівнює  $V_{ogm} = 160 \text{ см}^3$ ; момент опору постійний та дорівнює  $M_c = 365 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ; момент інерції обертових мас дорівнює  $J = 3,6 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ; об'ємний ККД гідромотора дорівнює  $\eta_{ob} = 0,95$ ; площа прохідного перетину дорівнює  $A_{n.c} = 226 \text{ мм}^2$ ; діаметральний зазор деталей силового з'єднання (витискувачів) змінюється в діапазоні  $S = 0,02 \dots 0,065 \text{ мм}$ ; гідромеханічний ККД гідромотора складає  $\eta_{gm} = 0,9$ ;

- *клапан*: запобіжний, жорсткість пружини дорівнює  $C = 200 \text{ кг/см}$ ; величина попереднього стиснення пружини складає  $x_0 = 0,125 \text{ см}$ ; позитивне перекриття щілини становить  $X_Z = 0,53 \text{ см}$ ;

- *робоча рідина*: показник політропи дорівнює  $K = 1,2$ ; параметри робочої рідини, що залежать від типу масла та робочої температури гідравлічної системи складають  $A = 12,62$  і  $B = 1740$ ; зміст нерозчиненого повітря в робочій рідині в відносних одиницях дорівнює  $m_0 = 0,925$ .

На рис. 2.2 представлена структурно-функціональна схема математичної моделі гідроприводу з планетарним гідромотором, з урахуванням конструктивних особливостей його витискувального та розподільчого блоків, а також зовнішніх збурювальних впливів, що дозволяє моделювати процеси, що відбуваються в планетарному гідромоторі та дозволяє дослідити динамічні процеси, що відбуваються при розгоні гідропривода в умовах експлуатації самохідної техніки.

Вихідні дані задані блоком 1. Відомо, що в процесі експлуатації подача насоса та навантаження нерівномірні. Моделювання нерівномірності подачі насоса, описане блоком 2, а моделювання зміни навантаження – блоком 3. Зміна площі прохідного перетину розподільного блоку описано блоком 4 (рис.1.2).

Зміна об'ємних втрат торцевого розподільного блоку з урахуванням його конструктивних особливостей описано блоком 5. Зміна механічного ККД з урахуванням конструктивних особливостей (похибки форми) витискувального блоку описано блоком 6 (рис. 2.2). Зміна моментів опору, крутного та інерційного представлена блоком 7. Зміна тиску в гідроприводі з урахуванням зміни площі прохідного перетину розподільного блоку описано блоком 8. Зміна витрати робочої рідини, що підводиться до гідромотора і геометрична витрата, з урахуванням конструктивних особливостей розподільного та витискувального блоків представлено блоком 9 (рис. 2.2).



Зміна кутової швидкості описана блоком 10. Блок 11 дозволяє вивести на екран графічні залежності тиску в гідроприводі, моментів опору, крутного та інерційного, кутової швидкості та частоти обертання вала гідромотора, а також витрат через запобіжний клапан та гідромотор з урахуванням конструктивних особливостей розподільного та витискувального блоків за різних умов експлуатації і в будь-який момент часу.

#### **2.4. Дослідження впливу конструктивних особливостей модернізованого розподільного та витискувального блоків на динамічні характеристики гідроприводу мехатронної системи**

Аналіз залежності зміни тиску в нагнітальній магістралі гідроприводу при його розгоні (рис. 2.3 а) показує, що при пуску ( $t = 0 \dots 0,02$ ) спостерігається досить великий стрибок тиску до  $88 \text{ МПа}$  (рис. 1,3, а), який в 5,5 рази перевищує номінальне значення.

Далі при  $t > 0,04$  тиск стабілізується, його значення поступово зменшуються від  $28,5 \text{ МПа}$  до  $27,5 \text{ МПа}$  на відрізку часу  $0,04 < t < 0,82$ , перевищуючи в 1,8 рази своє номінальне значення. При подальшому розгоні ( $0,82 < t < 0,9$ ) тиск досить різко знижується (рис. 2.3 а), досягаючи свого номінального значення. У період часу  $t > 0,9$  спостерігається сталий рух вала гідромотора. На всьому протязі досліджень процесу розгону ( $t > 0,04$ ) пульсації тиску відсутні.

Аналіз залежностей зміни моментів у період розгону гідроприводу (рис. 2.3, б) показує, що при пуску ( $t = 0 \dots 0,02$ ) спостерігається досить великий стрибок крутного моменту до  $2100 \text{ Н}\cdot\text{м}$  (рис. 2.3, б – крива 1), що у 5,7 рази перевищує своє номінальне значення. Далі при  $t > 0,04$  значення крутного моменту стабілізуються і на відрізку часу  $0,04 < t < 0,72$  поступово зменшуються від  $630 \text{ Н}\cdot\text{м}$  до  $620 \text{ Н}\cdot\text{м}$ , перевищуючи в 1,7 рази своє номінальне значення. При подальшому розгоні ( $0,72 < t < 0,9$ ) значення крутного моменту досить різко знижується, досягаючи свого номінального значення. У період часу  $t > 0,9$  спостерігається сталий рух вала гідромотора. На всьому протязі досліджень процесу розгону ( $t > 0,04$ ) пульсації крутного моменту відсутні.

Аналіз залежності, що характеризує зміну витрати робочої рідини через запобіжний клапан при розгоні гідроприводу (рис. 2.3, крива 2) показує, що в момент часу  $0 < t < 0,04$  витрата робочої рідини через запобіжний клапан досягає свого максимального значення  $1660 \text{ см}^3/\text{с}$  і має досить значні пульсації до  $500 \text{ см}^3/\text{с}$ , викликані страгуванням вала гідромотора. У період часу  $0,04 < t < 0,82$  витрата робочої рідини через клапан поступово зменшується, а пульсації при цьому зовсім відсутні. У період часу  $t > 0,82$  клапан закривається, характеризуючи сталий рух вала гідромотора, що працює в системі гідроприводу.

Аналіз залежностей зміни витрати робочої рідини, підведеної до гідромотора (рис. 2.3, в – крива 1) та геометричної витрати (рис. 2.3, в – крива 3) при розгоні гідроприводу показує, що в момент часу  $0 < t < 0,04$  значення витрат мають значні пульсації до  $420 \dots 440 \text{ см}^3/\text{с}$ , викликані спрацьовуванням

запобіжного клапана. У період часу  $0,04 < t < 0,82$  витрата рідини, підведена до гідромотора (крива 1) і геометрична витрата (крива 3) рівномірно зростають, а при  $0,82 < t < 0,9$  значення витрат досягають свого номінального значення  $1660 \text{ см}^3/\text{с}$  та  $1620 \text{ см}^3/\text{с}$ , відповідно. При  $t > 0,9$  спостерігається сталий рух валу гідромотора. На всьому протязі досліджень процесу розгону ( $t > 0,04$ ) пульсації витрат відсутні, а криві 1 і 3, що характеризують витрату робочої рідини, підведену до гідромотора та геометричну витрату, відповідно, розташовуються еквідистантно.

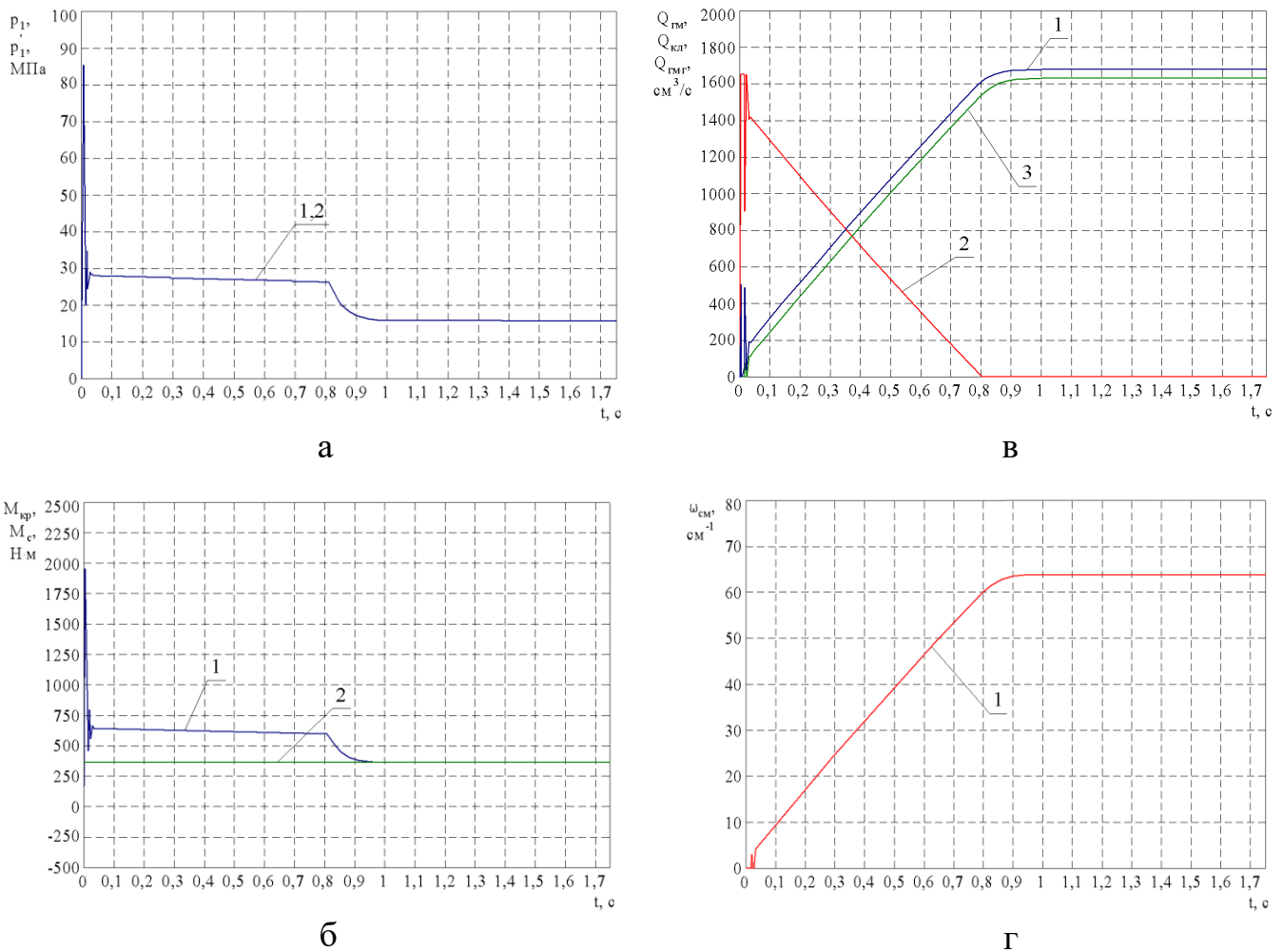


Рис. 2.3. Залежність перехідних процесів зміни а – тиску, б – моментів: крутного (1) та опору (2); в – витрати: через гідромотор (1), запобіжний клапан (2), геометричної витрати (3); г – кутової швидкості з урахуванням конструктивних особливостей модернізованого планетарного гідромотора при розгоні гідроприводу

Аналіз залежності зміни кутової швидкості валу гідромотора при розгоні гідроприводу (рис. 2.3 г) показує, що в момент часу  $0 < t < 0,04$  значення кутової швидкості мають пульсацію до  $4 \text{ с}^{-1}$  (рис. 2.3 г – крива 2), спричинені спрацюванням запобіжного клапана. У період часу  $0,04 < t < 0,8$  значення кутової швидкості рівномірно зростає і при  $0,8 < t < 0,9$  досягає номінального значення  $61 \text{ с}^{-1}$ , а на ділянці часу  $t > 0,9$  спостерігається сталий рух валу

гідромотора, що працює у складі гідроприводу. На всьому протязі досліджень процесу розгону ( $t > 0,04$ ) пульсації кутової швидкості відсутні.

## **2.5. Дослідження впливу конструктивних особливостей модернізованих розподільного і витискувального блоків та зовнішніх обурюючих впливів на динамічні характеристики гідроприводу мехатронної системи**

Моделювання зміни навантаження та подачі насоса здійснювалося за умов, описаних у попередньому звіті [23].

Аналіз залежності зміни тиску в нагнітальній магістралі гідроприводу в момент його розгону (рис. 2.4 а) показує, що при пуску ( $0 < t < 0,04$ ) спостерігається досить великий стрибок тиску до  $88 \text{ МПа}$ , що в 5,5 рази перевищує своє номінальне значення. У період часу  $0,04 < t < 0,7$  тиск стабілізується, а його значення поступово зменшуються від  $28,5 \text{ МПа}$  до  $27,5 \text{ МПа}$ , перевищуючи в 1,8 рази своє номінальне значення. На цій ділянці тиск має незначні пульсації (до 6%) з амплітудою коливань до  $1,0 \text{ МПа}$ , які спричинені пульсацією подачі насоса. При подальшому розгоні ( $0,7 < t < 0,8$ ) спостерігаються значні пульсації та різке зниження тиску до номінального значення. При  $t > 0,8$  спостерігається сталий рух валу гідромотора за наявності значних пульсацій тиску. У період  $t > 0,7$  пульсація тиску становить 95...100% при амплітуді  $150...160 \text{ МПа}$ . На ділянці, що розглядається, яскраво виражені синусоїдальні коливання, викликані коливаннями моменту опорів. При цьому амплітуда коливань тиску дорівнює  $\pm 5 \text{ МПа}$ , що становить 31% номінального значення.

Аналіз залежностей зміни моментів у період розгону гідроприводу (рис. 2.4, б) показує, що при пуску ( $0 < t < 0,04$ ) спостерігається великий стрибок крутного моменту (рис. 1.4, б – крива 1) до  $2100 \text{ Н}\cdot\text{м}$ , який у 5,7 рази перевищує своє номінальне значення. У період часу  $0,04 < t < 0,7$  значення крутного моменту стабілізується та поступово зменшуються від  $630 \text{ Н}\cdot\text{м}$  до  $620 \text{ Н}\cdot\text{м}$ , перевищуючи в 1,8 рази номінальне значення. На цій ділянці крутний момент, має незначні пульсації до 3% при амплітуді коливання  $110 \text{ Н}\cdot\text{м}$ , які викликані пульсацією подачі насоса. При подальшому розгоні ( $0,7 < t < 0,8$ ) значення крутного моменту (рис. 2.4, б – крива 1) знижуються, досягаючи свого номінального значення за наявності значних пульсацій. У період часу  $t > 0,8$  спостерігається сталий рух валу гідромотора при значних пульсаціях крутного моменту. На ділянці часу  $t > 0,7$  мають місце досить значні пульсації крутного моменту, викликані пульсацією подачі насоса, що становлять майже 100% при амплітуді коливань  $360 \text{ Н}\cdot\text{м}$ . На ділянці, що розглядається, яскраво виражені синусоїдальні коливання, викликані коливаннями моменту опору (рис. 2.4, б – крива 3). При цьому амплітуда коливань крутного моменту дорівнює  $\pm 130 \text{ Н}\cdot\text{м}$ , що становить 35% від номінального значення.

Аналіз залежності, що характеризує зміну витрати робочої рідини через запобіжний клапан при розгоні гідроприводу (рис. 2.4, в – крива 2) показує, що в момент часу  $0 < t < 0,04$  значення витрати через запобіжний клапан досягає

свого максимального значення  $1660 \text{ см}^3/\text{с}$  має велику пульсацію до  $240 \text{ см}^3/\text{с}$ . У період часу  $0,04 < t < 0,73$  витрата робочої рідини через запобіжний клапан поступово зменшується, проте пульсації при цьому не знижуються. При  $t > 0,73$  клапан закривається, характеризуючи сталий рух валу гідромотора, що працює в складі гідроприводу. Необхідно відзначити, що пульсації робочої рідини, що проходить через запобіжний клапан у період розгону, викликані пульсацією подачі насоса.

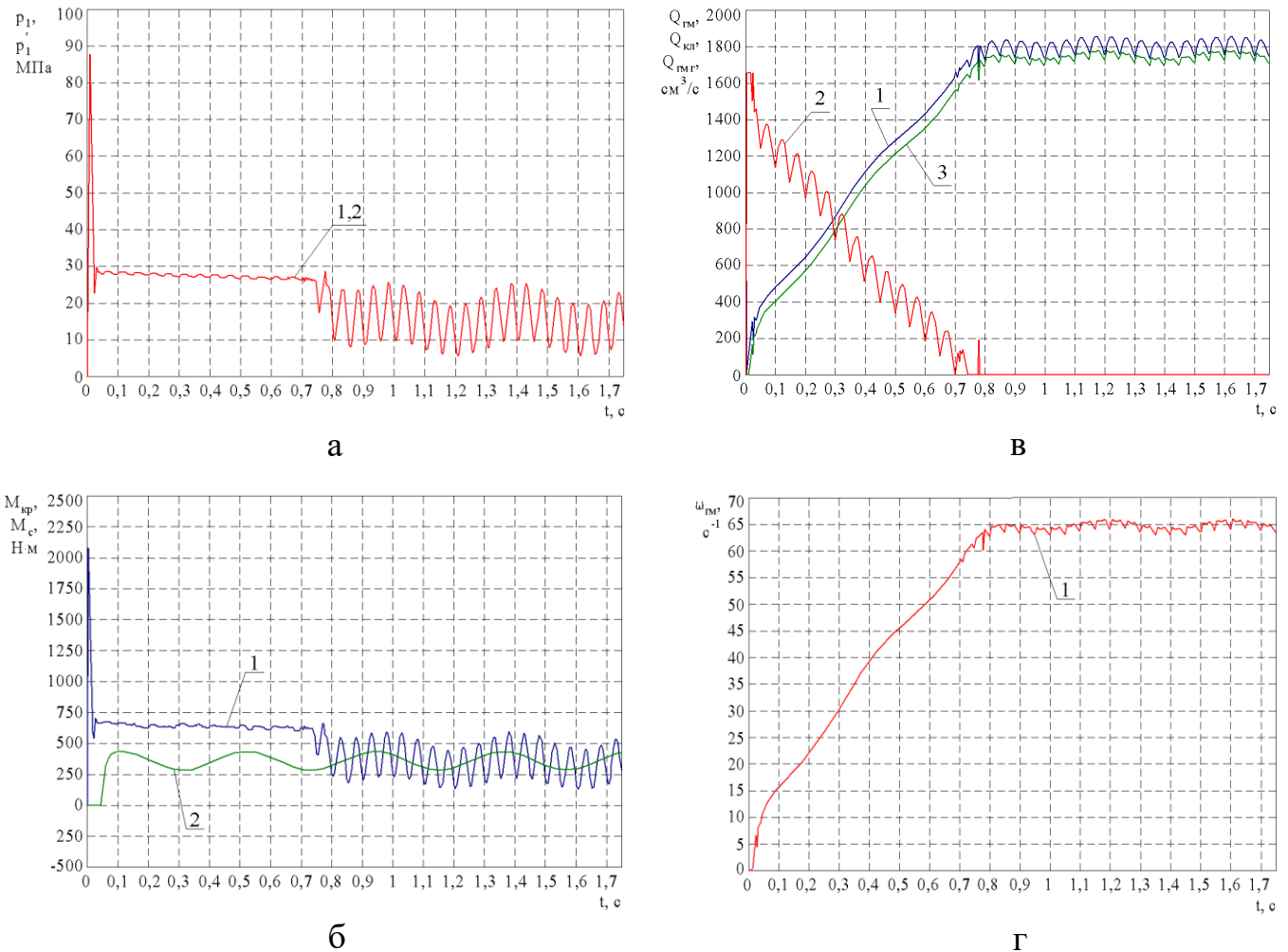


Рис. 2.4. Залежність перехідних процесів зміни а – тиску, б – моментів: крутного (1) та опору (2); в – витрати: через гідромотор (1), запобіжний клапан (2), геометричної витрати (3); г – кутової швидкості з урахуванням конструктивних особливостей модернізованого планетарного гідромотора та зовнішніх збурюючих впливів при розгоні гідроприводу

Аналіз залежностей зміни витрати робочої рідини (рис. 2.4, в), підведеного до гідромотора (крива 1) та геометричної витрати (крива 3) при розгоні гідроприводу показує, що в момент часу  $0 < t < 0,04$  витрати мають значні пульсації до  $380 \text{ см}^3/\text{с}$ , викликані відкриттям запобіжного клапана, а в період часу  $0,04 < t < 0,73$  значення витрат зростають практично без пульсацій. У період часу  $0,73 < t < 0,8$  значення витрати робочої рідини, підведеної до гідромотора і геометричної витрати рівномірно зростають і при  $t > 0,8$

спостерігається сталий рух валу гідромотора. На ділянці, що відповідає часу  $t > 0,8$  пульсації витрати робочої рідини, підведеної до гідромотора (рис. 2.4, в – крива 1) і геометричної витрати (рис. 2.4, в – крива 3) викликані пульсацією подачі насоса і складають до  $100 \text{ см}^3/\text{с}$  та  $20 \text{ см}^3/\text{с}$ , відповідно. На ділянці, що розглядається, незначно виражені синусоїдальні коливання, викликані коливаннями моменту опору з амплітудою  $\pm 15 \text{ см}^3/\text{с}$ .

Аналіз залежностей зміни кутової швидкості валу гідромотора при розгоні гідроприводу (рис. 2.4, г) показує, що в момент часу  $0 < t < 0,72$  значення кутової швидкості зростають без пульсацій, а при  $t > 0,8$  спостерігається сталий рух валу гідромотора, працюючого у складі гідроприводу. На ділянці, що відповідає часу  $t > 0,72$ , спостерігаються незначні синусоїдальні коливання, викликані коливаннями моменту опору, амплітуда яких дорівнює  $\pm 2 \text{ с}^{-1}$ , що становить 6% від номінального значення.

## **2.6. Дослідження впливу пасивного гасителя пульсацій на стабілізацію динамічних процесів, що відбуваються у гідроприводах та їх елементах при перехідних процесах в умовах експлуатації самохідної техніки**

Відомо [24], що коливання потоку робочої рідини обумовлені нерівномірністю подачі насоса та викликають при навантаженні насоса пульсації тиску, які набагато перевищують перші. Одним з відомих та ефективних шляхів зниження піків тиску, що виникають при пуску гідроприводу під навантаженням, є застосування пасивного гасителя пульсацій [13]. При моделюванні, для компенсації негативного впливу зовнішніх обурюючих впливів використовувався пасивний гаситель пульсацій об'ємом  $5000 \text{ см}^3$ .

Аналіз залежності зміни тиску в нагнітальній магістралі гідроприводу при його розгоні (рис. 2.5 а) показує, що в момент пуску ( $0 < t < 0,06$ ) спостерігається стрибок тиску до  $39 \text{ МПа}$ , що перевищує в 2,4 рази своє номінальне значення. У період часу  $0,06 < t < 0,11$  тиск різко знижується і на ділянці часу  $0,11 < t < 0,79$  – стабілізується, а його значення поступово зменшуються від  $28,5 \text{ МПа}$  до  $27,5 \text{ МПа}$ , перевищуючи 1,8 рази своє номінальне значення. При подальшому розгоні ( $0,79 < t < 0,9$ ) тиск в гідроприводі знижується і при  $t > 0,8$  спостерігається сталий рух валу гідромотора, що працює в складі гідроприводу. На ділянці, що розглядається, яскраво виражені синусоїдальні коливання, викликані коливаннями моменту опору, при цьому амплітуда коливань тиску дорівнює  $\pm 3 \text{ МПа}$ , що становить 18% від номінального значення. На ділянці, що відповідає часу  $t > 0,11$ , спостерігаються пульсації тиску до 6% при амплітуді  $1 \text{ МПа}$ , викликані пульсацією подачі насоса. Слід зазначити, що використання пасивного гасителя пульсацій в 2,3 рази знижує стрибки тиску при пуску гідроприводу.

Аналіз залежностей зміни моментів у період розгону гідроприводу (рис. 2.5, б) показує, що при пуску ( $0 < t < 0,06$ ) спостерігається стрибок крутного моменту (крива 1) до  $900 \text{ Н}\cdot\text{м}$ , що перевищує в 2,5 рази своє номінальне

значення. У період часу  $0,06 < t < 0,11$  значення крутного моменту різко знижуються і при  $0,11 < t < 0,79$  – стабілізуються, а його значення поступово зменшуються від  $630 \text{ Н}\cdot\text{м}$  до  $620 \text{ Н}\cdot\text{м}$ , перевищуючи в 1,8 рази номінальне значення. При подальшому розгоні ( $0,79 < t < 0,9$ ) значення крутного моменту знижуються, досягаючи свого номінального значення, і при  $t > 0,9$  спостерігається сталий рух валу гідромотора, що працює в складі гідроприводу. На ділянці, що розглядається, яскраво виражені синусоїдальні коливання, викликані коливаннями моменту опору. При цьому амплітуда коливань крутного моменту дорівнює  $\pm 130 \text{ Н}\cdot\text{м}$ , що становить 35% від номінального значення. На ділянці часу  $t > 0,11$  крутний момент має незначні пульсації до 3% при амплітуді  $10 \text{ Н}\cdot\text{м}$ , викликані пульсаціями подачі насоса. Необхідно відзначити, що використання пасивного гасителя пульсацій в 2,3 рази знижує стрибки крутного моменту при пуску гідроприводу.

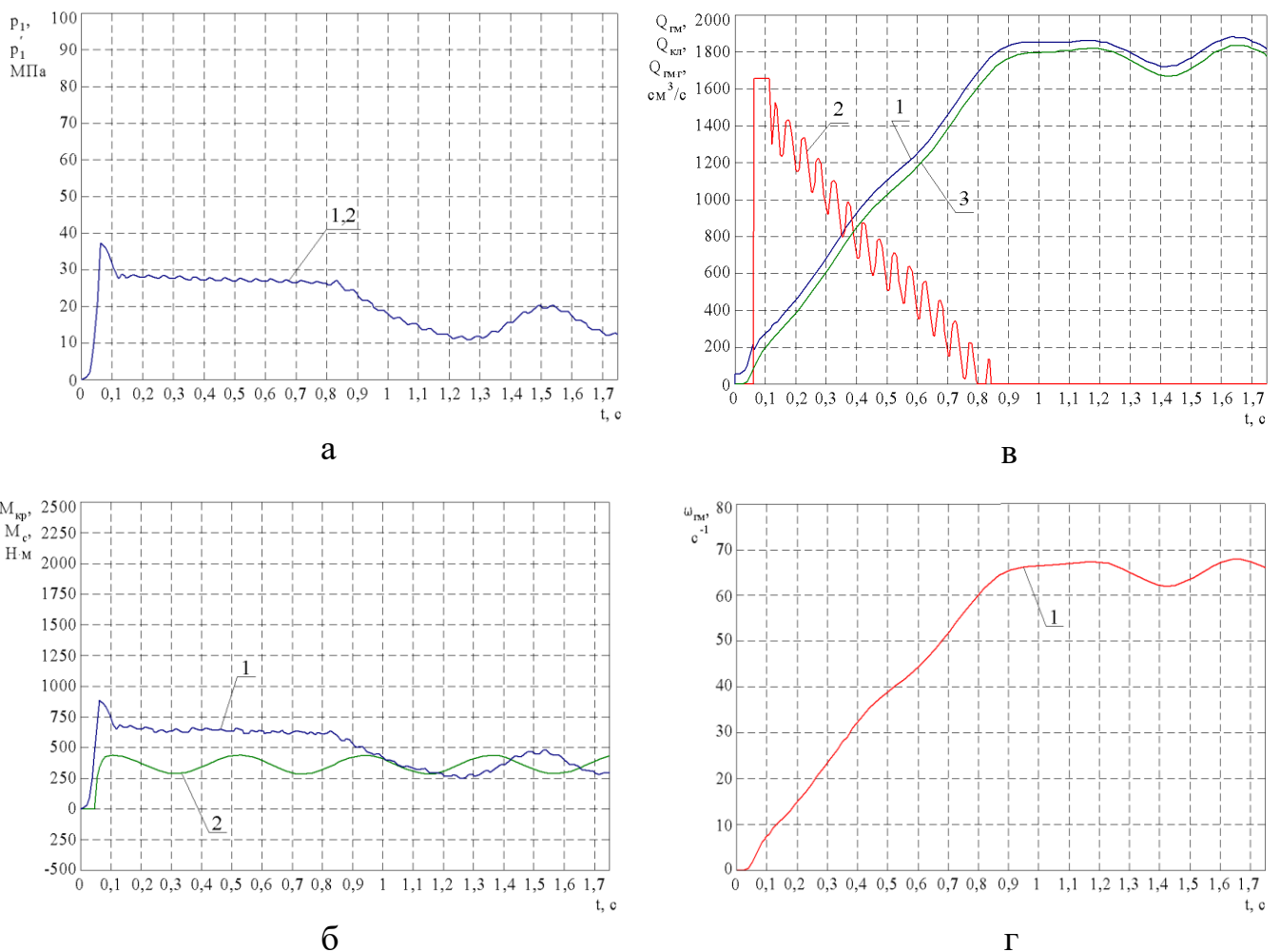


Рис. 2.5. Залежність перехідних процесів зміни а – тиску, б – моментів: крутного (1) та опору (2); в – витрати: через гідромотор (1), запобіжний клапан (2), геометричної витрати (3); г – кутової швидкості з урахуванням конструктивних особливостей модернізованого планетарного гідромотора, зовнішніх збурюючих впливів та пасивного гасителя пульсацій при розгоні гідроприводу

Аналіз залежності, що характеризує зміну витрати робочої рідини через запобіжний клапан при розгоні гідроприводу (рис. 2.5, в), показує, що в момент часу  $0 < t < 0,06$  клапан закритий (бо відбувається наповнення об'єму пасивного гасителя пульсацій). Далі при  $0,06 < t < 0,12$  значення витрати робочої рідини через запобіжний клапан (рис. 2.5, в – крива 2) досягає свого максимального значення  $1660 \text{ см}^3/\text{с}$  при повній відсутності пульсацій. У період часу  $0,12 < t < 0,79$  витрата рідини, що пройшла через клапан, поступово зменшується, при цьому спостерігаються значні пульсації до  $240 \text{ см}^3/\text{с}$ . При  $t > 0,79$  клапан закривається, характеризуючи сталий рух валу гідромотора, що працює в складі гідроприводу. Необхідно відзначити, що пульсація робочої рідини, що проходить через запобіжний клапан під час розгону, викликана пульсацією подачі насоса.

Аналіз залежностей зміни витрати робочої рідини (рис. 2.5, в), підведеної до гідромотора (крива 1) та геометричної витрати (крива 3) при розгоні гідроприводу показує, що в момент часу  $0 < t < 0,9$  витрати зростають без пульсацій, а при  $t > 0,9$  спостерігається сталий рух валу гідромотора. На ділянці, що розглядається, за відсутності пульсацій витрат яскраво виражені синусоїдальні коливання, викликані коливаннями моменту опору, амплітуда яких дорівнює  $\pm 100 \text{ см}^3/\text{с}$ , що становить 5% від номінального значення. Обидві криві розташовані еквідистантно протягом усього процесу дослідження.

Аналіз залежностей зміни кутової швидкості валу гідромотора при розгоні гідроприводу (рис. 2.5, г) показує, що в момент часу  $0 < t < 0,9$  значення кутової швидкості зростає при відсутності пульсацій і при  $t > 0,9$  спостерігається сталий рух валу гідромотора. На ділянці, що розглядається, за відсутності пульсацій кутової швидкості спостерігаються синусоїдальні коливання, викликані коливаннями моменту опору, амплітуда яких дорівнює  $\pm 2 \text{ с}^{-1}$ , що становить 3% від номінального значення.

Проведеними дослідженнями впливу зовнішніх впливів на динамічні характеристики гідроприводу з модернізованим гідромотором встановлено, що використання пасивного гасника пульсацій для компенсації негативних наслідків зовнішніх збурень дозволяє:

- у 2,3 рази знизити стрибки тиску при пуску гідроприводу та у 16 разів знизити пульсації тиску, викликані пульсаціями подачі насоса (амплітуда коливань тиску дорівнює  $1 \text{ МПа}$ , що становить до 6%);

- у 2,3 рази знизити стрибки крутного моменту при пуску гідроприводу та в 33 рази знизити пульсації крутного моменту, викликані пульсаціями подачі насоса (амплітуда коливань крутного моменту дорівнює  $10 \text{ Н}\cdot\text{м}$ , що становить до 3%);

- усунути пульсації витрати підведеної до гідромотора, геометричної витрати та кутової швидкості, викликані пульсаціями подачі насоса при сталому режимі роботи.

## 2.7. Висновки по розділу 2

В результаті проведених досліджень розроблено структурно-функціональну схему моделі гідроприводу з планетарним гідромотором, що дозволяє досліджувати динамічні процеси, що відбуваються в елементах гідроприводу з урахуванням конструктивних особливостей витискувального та розподільного блоків планетарного гідромотора, а також їх взаємний вплив на вихідні характеристики гідроприводу.

Дослідження впливу конструктивних особливостей модернізованого гідромотора на динамічні характеристики гідроприводу показують, що всі вихідні характеристики гідроприводу, що моделюється, не мають пульсацій і збігаються із заданими.

Проведеними дослідженнями впливу зовнішніх впливів на динамічні характеристики гідроприводу з модернізованим гідромотором встановлено, що використання пасивного гасника пульсацій для компенсації негативних наслідків зовнішніх збурень дозволяє:

- у 2,3 рази знизити стрибки тиску при пуску гідроприводу та у 16 разів знизити пульсації тиску, викликані пульсаціями подачі насоса (амплітуда коливань тиску дорівнює 1 МПа, що становить до 6%);

- у 2,3 рази знизити стрибки крутного моменту при пуску гідроприводу та в 33 рази знизити пульсації крутного моменту, викликані пульсаціями подачі насоса (амплітуда коливань крутного моменту дорівнює 10 Н·м, що становить до 3%);

- усунути пульсації витрати підведеної до гідромотора, геометричної витрати та кутової швидкості, викликані пульсаціями подачі насоса при сталому режимі роботи.

Застосування пасивного гасителя пульсацій, що працює як демпфуючий пристрій, дозволяє стабілізувати динамічні процеси, що відбуваються в гідроприводах та їх елементах при перехідних процесах, а також в сталому режимі в процесі експлуатації самохідної техніки.

## 2.8. Література до розділу 2

1. Chang, Y., Kim, J., Jeon, C., Chul, K., Jung, S.: Development of an Integrated System for the Automated Design of a Gerotor Oil Pump. *Journal of Mechanical Design* 129(10), 1099–1105 (2006), doi: 10.1115/1.2757629.

2. Gamez-Montero, P. J., Garcia-Vilchez, M., Raush, G., Freire, J., Codina, E.: Teeth Clearance and Relief Grooves Effects in a Trochoidal-Gear Pump Using New Modules of GeroLAB. *Journal of Mechanical Design* 134(5), 054502-7 (2012), doi:10.1115/1.4006440.

3. Yang, D., Yan, J., Tong, S. Flowrate Formulation of Deviation Function Based Gerotor Pumps. *Journal of Mechanical Design* 132(6), 064503-5 (2010), doi:10.1115/1.4001595.

4. Choi, T., Kim, M., Lee, G. et al.: Design of rotor for internal gear pump using cycloid and circular-arc curves. *Journal of Mechanical Design* 134(1), 011005-

12 (2012), doi: 10.1115/1.4004423.

5. Xing, K., Zhang, Y., Jin, X.: Performance analysis and experimental research of the orbital motor. Proceedings of the seventh international conference on fluid power transmission and control, 131-135 (2009).

6. Voloshina, A., Panchenko, A., Panchenko, I., Titova, O. and Zasiadko, A.: Improving the output characteristics of planetary hydraulic machines. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering 708(1), 012038 (2019), doi: 10.1088/1757-899X/708/1/012038.

7. 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 7(4.3), 6–11 (2018), doi: 10.14419/ijet.v7i4.3.19544.

8. 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), doi: 10.14419/ijet.v7i4.3.19542.

9. Panchenko, A., Voloshina, A., Panchenko, I., Titova, O. and Pastushenko, A. Reliability design of rotors for orbital hydraulic motors. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering 708(1), 012017 (2019), doi: 10.1088/1757-899X/708/1/012017.

10. Strmcnik, E., Majdic, F.: The Pressure and Efficiency Characteristic of Hydraulic Gerotor Motor with the Floating Outer Ring. Tehnicki vjesnik-technical gazette, 25(2), 609-615 (2018).

11. Stryczek, J.: Characteristic parameters of hydraulic displacement machines with cycloidal gearing. Mechanism and machine theory 1(28), 97–112 (1993), doi.org/10.1016/0094-114x(93)90050-6.

12. Panchenko, A., Voloshina, A., Kiurchev, S. et al: Development of the universal model of mechatronic system with a hydraulic drive. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies 4(7(94)), 51–60 (2018), doi: 10.15587/1729-4061.2018.139577.

13. Панченко А. И., Волошина А. А. Планетарно-роторные гидромоторы. Расчет и проектирование: монография. Мелитополь: Издательско-полиграфический центр «Люкс», 2016. 236 с.

14. Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А. Модель гідравлічного приводу мехатронної системи. Праці ТДАТУ, 2018. Вип. 18. Т. 2. С. 59-83, doi: 10.31388/2078-0877-18-2-58-82.

15. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Пастушенко С.І. Дослідження впливу похибки форми виготовлення роторів на вихідні характеристики планетарних гідромоторів. Праці ТДАТУ, 2019. Вип. 19. Т. 4. С. 33-48.

16. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А. Надійність конструкції роторів планетарного гідромотора. Праці ТДАТУ, 2020. Вип. 20. Т. 2. С. 23-35, doi: 10.31388/2078-0877-20-2-23-35

17. Панченко А. И., Волошина А. А., Гуйва С. Д., Леус Г. В. Методика контролю точности изготовления элементов вытеснительных и

распределительных систем планетарных гидромашин. Праці ТДАТУ, 2016. Вип. 16. Т. 2. С. 3-27.

18. Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А. Способы распределения рабочей жидкости в планетарных гидромашинах. Вісник НТУ «ХП», 2016. № 20 (1192). С.46-52.

19. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А. Обґрунтування кінематичних схем розподільних систем гідромашин планетарного типу. Праці ТДАТУ, 2018. Вип. 18. Т. 2. С. 30-49, doi: 10.31388/2078-0877-18-2-29-48.

20. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Пастушенко С.І. Обґрунтування розташування вікон розподільних систем планетарних гідромашин. Праці ТДАТУ, 2019. Вип. 19. Т. 4. С. 3-20.

21. 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, doi: 10.31388/2078-0877-19-2-68-85.

22. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А. Обґрунтування геометричних параметрів розподільних систем планетарних гідромашин // Праці ТДАТУ, 2020. Вип. 20. Т. 1. С. 82-92, doi: 10.31388/2078-0877-20-1-82-92.

23. Звіт про НДР лабораторії «Гідравлічні машини та приводи мехатронних систем сучасної самохідної техніки». Мелітополь, 2021: 24 стор., 24 літературних джерела.

24. 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, doi: 10.31388/2078-0877-2020-20-4-58-72.

25. Панченко А. І., Волошина А. А., Мітков В. Б., Панченко І. А., Засядько А. І., Нестеренко К. В. Прогнозування зміни вихідних характеристик при проектуванні планетарного гідромотора. Праці ТДАТУ, 2020. Вип. 20. Т. 4. С. 91-105, doi: 10.31388/2078-0877-2020-20-4-91-105.

26. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Волошин А. А. Динаміка зміни вихідних характеристик мехатронних систем з планетарними гідромоторами. Праці ТДАТУ, 2021. Вип. 21. Т. 4. С. 28-41, doi: 10.31388/2078-0877-2021-21-2-28-41.

27. Panchenko A., Voloshina A., Titova O., Panchenko I. and Zasiadko A. The Study of Dynamic Processes of Mechatronic Systems with Planetary Hydraulic Motors. InterPartner 2020: Advanced Manufacturing Processes II. LNME. Springer, 2021. 704-713, doi: 10.1007/978-3-030-68014-5\_68.

28. A Voloshina, A Panchenko, O Titova, I Panchenko. Changes in the dynamics of the output characteristics of mechatronic systems with planetary hydraulic motors. Journal of Physics: Conference Series, 2021. 1741. 012045. doi: 10.1088/1742-6596/1741/1/012045.

29. Panchenko, A., Voloshina, A., Sadullozoda, S. S., Boltyansky, O., Panina, V.: Influence of the Design Features of Orbital Hydraulic Motors on the Change in the Dynamic Characteristics of Hydraulic Drives. In: Ivanov V. et al. (eds). DSMIE 2022: Advances in Design, Simulation and Manufacturing V. LNME. Springer, Cham, 2022. 2. 101-111, doi: 10.1007/978-3-031-06044-1\_10.

## РОЗДІЛ 3.

### РОЗРОБКА СТЕНДА ДЛЯ ВИПРОБУВАНЬ СІМЕЙСТВА УНІФІКОВАНИХ РЯДІВ ПЛАНЕТАРНИХ ГІДРОМОТОРІВ

#### 3.1. Програма досліджень

У гідроприводах мехатронних систем самохідної техніки знайшли широке застосування героторні [1, 2], орбітальні [3-5] та порівняно нові – планетарні [6, 7] гідромотори. Планетарні гідромотори аналогічні орбітальним [8, 9] і героторним [10], у яких закладено принцип планетарного редуктора.

Основними вузлами планетарних гідромашин є витискувальний та розподільний блоки. В основу конструкції витискувальної системи закладено принцип роботи зубчастої пари (рухомого та нерухомого роторів) з внутрішнім гіпоциклоїдальним зачепленням [11]. Під дією гідравлічного поля [6, 7], що виконує роль кривошипа планетарного редуктора, рухомий ротор котиться по нерухомому. Розподільна система планетарних гідромашин, утворена рухомим та нерухомим розподільниками, що дозволяє формувати гідравлічне поле, яке обертається, що необхідно для отримання планетарного руху роторів.

Об'єкт дослідження – гідравлічні, гідродинамічні та механічні процеси взаємодії потоку робочої рідини з елементами планетарного гідромотора, працюючого у складі гідроприводу мехатронної системи самохідної техніки, що впливають на зміну його вихідних характеристик.

Предмет дослідження – функціональні залежності, що описують перехідні процеси, що відбуваються в елементах планетарного гідромотора, працюючого у складі гідроприводу мехатронної системи самохідної техніки.

Мета дослідження – покращення визначення функціональних показників планетарних гідромашин шляхом розробки експериментального стенду для їх випробування, а також методів та засобів контролю виготовлення вузлів та деталей планетарних гідромашин.

У зв'язку з цим виникає необхідність у рішенні наступних задач:

7. Розробка принципової гідравлічної схеми експериментального стенду для проведення порівняльних стендових випробувань сімейства високомоментних планетарних гідромоторів.

8. Розробка стенда для випробувань сімейства уніфікованих рядів планетарних гідромоторів.

9. Розробка методики проведення експериментальних досліджень впливу конструктивних особливостей планетарних гідромоторів на їх вихідні характеристики.

10. Розробка методів та засобів автоматизованого контролю зубчастої поверхні роторів планетарних гідромашин, з метою забезпечення їх прецизійного складання шляхом селективного підбору відповідних пар.

### 3.2. Методика досліджень

1. Для проведення стендових випробувань планетарних гідромоторів з метою дослідження впливу конструктивних особливостей витискувальної та розподільної систем на вихідні характеристики планетарних гідромоторів необхідно:

- розробити принципову гідравлічну схему експериментального стенду для проведення стендових випробувань сімейства високомоментних планетарних гідромоторів;
- розробити стенд для проведення випробувань високомоментних низькооборотних гідромоторів планетарного типу;
- розробити методику проведення експериментальних досліджень впливу конструктивних особливостей витискувальної та розподільної систем планетарних гідромоторів на їх вихідні характеристики;

2. Для покращення вихідних характеристик планетарного гідромотора при його виготовленні необхідно:

- розробити розрахункову схему блоку роторів планетарної гідравлічної машини для визначення контрольованих параметрів;
- обґрунтувати методологічну можливість автоматизації контролю зубчастої поверхні роторів планетарних гідромашин;
- розробити методи та засоби автоматизованого контролю зубчастої поверхні роторів планетарних гідромашин, з метою забезпечення їхнього прецизійного складання шляхом селективного підбору відповідних пар необхідно.

### 3.3. Постановка задачі

Виконавчі механізми гідроприводів мехатронних систем самохідної техніки [11] найчастіше оснащені героторними [12, 13], орбітальними [14, 5] та планетарними [15, 16] гідромоторами. Однією з переваг цих гідромоторів є можливість встановлення безпосередньо в приводні механізми активних робочих органів самохідної техніки [17]. Основною конструктивною особливістю аналізованих гідромашин, зокрема планетарних, є [18] система роторів (зовнішнього та внутрішнього), що утворює робочі камери, необхідні для заповнення та витіснення робочої рідини [19, 20]. Зовнішній і внутрішній ротора є зубчастою парою з внутрішнім гіпоциклоїдальним зачепленням, що виконує одночасно функцію обкатки та герметизації робочих камер. Одним із недоліків планетарних гідромашин, як і всіх роторних гідромашин об'ємної дії, є наявність похибки форми зубчастого профілю, яка зумовлено точністю їх виготовлення, що призводить до зниження вихідних характеристик цих гідромашин.

Одним з основних вузлів, що зумовлюють зниження функціональних параметрів гідромоторів є система розподілу робочої рідини, яка створює гідравлічне поле, що обертається. Гідравлічне поле необхідне для руху внутрішнього ротора зазначених гідромашин [21, 22]. Основним недоліком

розподільної системи є коливання потоку робочої рідини, що підводиться до гідромотора, які спричинені нерівномірністю її пропускної здатності [22].

Під пропускною здатністю розподільної системи планетарного гідромотора розуміється сумарна площа перекриття робочих вікон. Нераціональне проектування елементів розподільної системи призводить до коливань площі перекриття та зміни функціональних параметрів гідромотора в цілому, що підтверджується параметричними дослідженнями [21, 22].

У зв'язку з цим, проведення експериментальних досліджень планетарних гідромоторів з метою визначення впливу конструктивних особливостей їх витискувальних та розподільних систем на зміну функціональних параметрів планетарних гідромоторів є актуальним завданням.

### **3.4. Розробка стенда для випробувань сімейства уніфікованих рядів планетарних гідромоторів**

Проведені раніше параметричні дослідження [22-24] визначення впливу конструктивних особливостей розподільної системи планетарного гідромотора на зміну його функціональних параметрів пов'язані з низкою припущень і обмежень. Тому, з метою підтвердження та коригування отриманих раніше результатів параметричних досліджень, необхідно провести порівняльні стендові випробування планетарних гідромоторів із серійною та модернізованою розподільними системами.

Розроблений стенд для проведення стендових випробувань планетарних гідромоторів (рис. 3.1, а) складається з чотирьох основних вузлів: насосної станції (рис. 3.1, б), навантажувального пристрою (рис. 3.1, в), вузла вимірювання витрати і зміни напрямку потоку робочої рідини (рис. 3.1, г) та пульта управління (рис. 3.1, д). Цей стенд дозволяє проводити випробування сімейства уніфікованих рядів планетарних гідромоторів потужністю 6,5; 11; 22 та 33 *кВт*, відповідно.

Насосна станція складається (рис. 3.1, б) з рами, на якій розміщений бак для робочої рідини з термометром, аксіально-поршневого регульованого насосу робочим об'ємом 89 *см<sup>3</sup>* з приводним електродвигуном, насосу підживлення та трьох запобіжних (переливних) клапанів. Для кондиціонування робочої рідини на насосній станції розміщені два фільтри тонкого очищення, два теплообмінники, два манометри та запірні вентиля.

Навантажувальний пристрій (рис. 3.1, в) призначений для імітації навантаження на вал гідромотора шляхом його гальмування та являє собою порошкове гальмо, розміщене на рамі спільно з випробуваним гідромотором. При вимірюванні функціональних параметрів випробуваного гідромотора використовуються два манометри для контролю тиску та тахометр з датчиком імпульсів для визначення кутової швидкості.

Вузол вимірювання витрати та зміни напрямку потоку робочої рідини (рис. 3.1, г) призначений для вимірювання кількості робочої рідини, що проходить через гідромотор та для реверсивного включення гідромоторів при випробуваннях. Він складається з рами, на якій розміщені два розподільники з

електроуправлінням, два таровані аксіально-поршневі гідромотори з тахометрами і датчиками імпульсів з дисками та два фільтри тонкого очищення.



а



б



в



г



д

Рис. 3.1. Експериментальний стенд щодо випробувань планетарних гідромоторів: а – загальний вигляд; б – насосна станція; в – навантажувальний пристрій; г – вузол вимірювання витрати та зміни напрямку потоку робочої рідини; д – пульт управління

Пульт управління (рис. 3.1, д) призначений для керування за відповідним алгоритмом електричними елементами стенду: приводними електродвигунами,

розподільниками потоку, тахометрами, порошковими гальмами тощо.

Експериментальні стендові дослідження проводилися на серійному та модернізованому гідромоторах серії PRG-22 із робочим об'ємом  $160 \text{ см}^3$ . Модернізація гідромотора полягала у зміні геометричних параметрів рухомого та нерухомого розподільників, інші деталі гідромотора залишалися серійними. Дослідження проводилися для планетарних гідромоторів із кінематичною схемою розподільної системи 7/6 [6]. Кількість розподільних вікон рухомого розподільника дорівнює 12 (6 робочих та 6 розвантажувальних вікон), а кількість розподільних вікон нерухомого розподільника дорівнює 14 (7 вікон нагнітання та 7 вікон зливу). У серійній розподільній системі використовуються 3 розвантажувальних вікна як додаткові робочі, а зазор між вікнами рухомого і нерухомого розподільників становить  $0^\circ 51'$ . У модернізованій розподільній системі гідромотора використовуються 2 розвантажувальні вікна як додаткові робочі, а зазор між розподільними вікнами дорівнює  $0^\circ$  [4]. Пропускна здатність розподільних систем гідромоторів визначалася сумарною площею прохідного перерізу робочих вікон. Для серійного гідромотора площа прохідного перерізу коливається у межах  $222 \dots 226 \text{ мм}^2$ , середня площа становить  $223 \text{ мм}^2$ , для модернізованого – площа прохідного перерізу постійна та дорівнює  $226 \text{ мм}^2$ .

Номінальне (поточне) значення витрати встановлювалося за допомогою зміни потоку робочої рідини, при роботі гідромотора на холостому ходу (без навантаження) відповідно рівним 50, 70, 90 і  $110 \text{ л/хв}$ .

Перепад тиску задавали відповідною зміною навантаження рівним 8, 16 та  $20 \text{ МПа}$ .

Необхідне навантаження задавали за допомогою гальмівного пристрою випробувального стенду в діапазоні  $100 \dots 1500 \text{ Н}\cdot\text{м}$  з кроком  $100 \text{ Н}\cdot\text{м}$ .

Основними факторами, що визначають зміни вихідних характеристик планетарного гідромотора, з урахуванням конструктивних особливостей системи роторів, є: перепад тиску –  $\Delta p$ , витрата робочої рідини  $Q_{г.м}$  та похибка форми роторів  $E$ .

Дослідження зміни вихідних характеристик розробленого модернізованого планетарного гідромотора оцінюється за результатами його порівняльних випробувань із серійним гідромотором.

Випробування проводилися з двома гідромоторами робочим об'ємом  $630 \text{ см}^3$  (з серійною та модернізованою системою роторів). У модернізованій конструкції гідромотора з метою підвищення сумісності результатів використано всі деталі серійного гідромотора, крім роторів. Похибка форми виготовлення роторів модернізованого гідромотора становила  $E = 0,02 \dots 0,065 \text{ мм}$ , а серійного –  $E = 0,02 \dots 0,21 \text{ мм}$ .

Для проведення стендових випробувань сімейства високомоментних планетарних гідромоторів розроблено принципову гідравлічну схему стенду (рис. 3.2), яка показує розташування, взаємозв'язок та роботу основних елементів.

Робоча рідина, необхідна для проведення випробувань, знаходиться в баку 13 об'ємом 250 літрів. При випробуваннях гідромоторів потужністю 22 і

33 кВт робоча рідина з бака 12 подається через клапан 12.1 (при закритому клапані 12.2) до регульованого аксіально-поршневого насоса 1.1 ( $Q = 220 \text{ л/хв}$ ,  $p = 30 \text{ МПа}$ ) з допомогою пластинчастого насоса 1.2 ( $Q = 220 \text{ л/хв}$ ). Далі рідина надходить до розподільника 3.1 і від нього до випробуваного гідромотора 2.1 (потужністю  $22 \text{ кВт}$ ) або 2.2 (потужністю  $33 \text{ кВт}$ ). Після гідромотора 2.1 робоча рідина знову надходить до розподільника 3.1, далі до фільтру тонкого очищення 5.1, аксіально-поршневому гідромотору 2.5, фільтру тонкого очищення 5.2, теплообміннику 6.1 і повертається в бак.

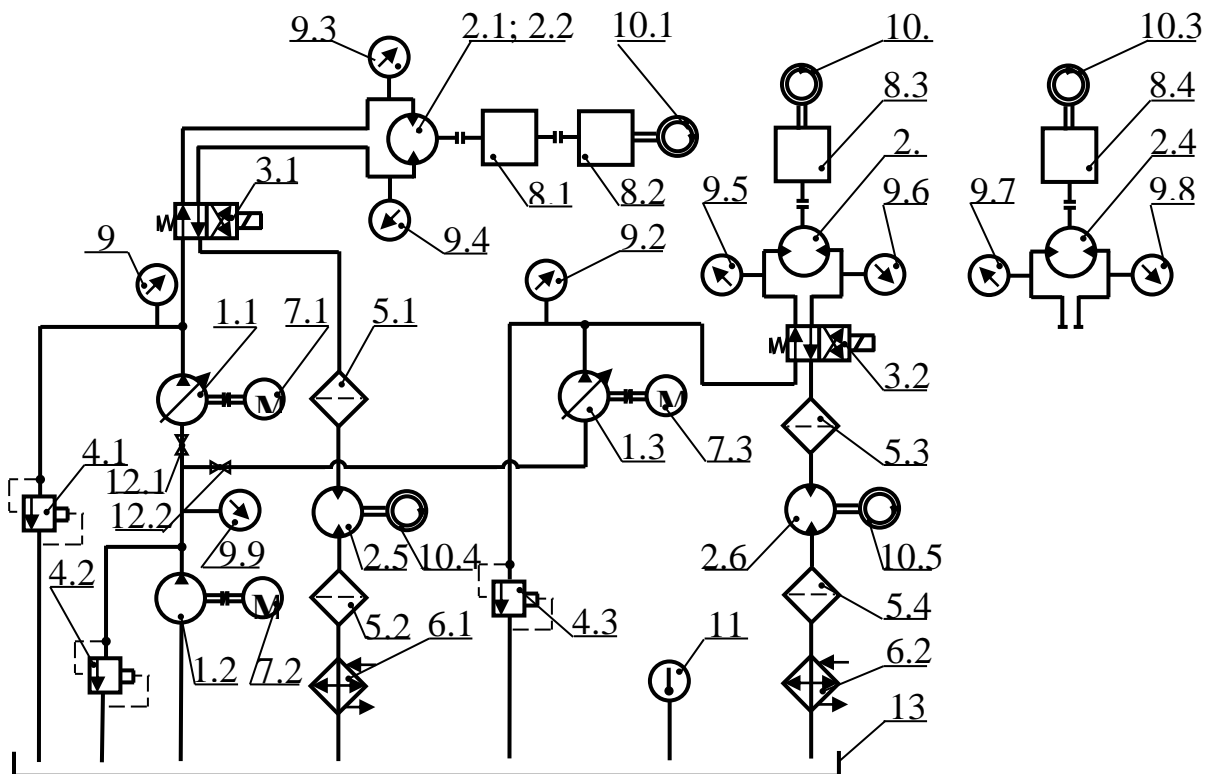


Рис. 3.2. Принципова гідравлічна схема експериментального стенду для випробувань сімейства уніфікованих високомоментних гідромоторів:

- 1.1 – регульований аксіально-поршневий насос; 1.2 – пластинчастий насос підживлення; 1.3 – регульований аксіально-поршневий насос;
- 2.1 – випробуваний планетарний гідромотор (потужністю  $22 \text{ кВт}$ );
- 2.2 – випробуваний планетарний гідромотор (потужністю  $33 \text{ кВт}$ );
- 2.3 – випробуваний планетарний гідромотор (потужністю  $6,5 \text{ кВт}$ );
- 2.4 – випробуваний планетарний гідромотор (потужністю  $11 \text{ кВт}$ );
- 2.5, 2.6 – аксіально-поршневий гідромотор; 3.1, 3.2 – розподільник;
- 4.1, 4.3 – запобіжний клапан; 4.2 – переливний клапан; 5.1-5.4 – фільтри тонкого очищення; 6.1, 6.2 – теплообмінник; 7.1, 7.2 – приводні двигуни;
- 8.1-8.4 – порошкове гальмо; 9.1-9.9 – манометри; 10.1-10.5 – тахометри;
- 11 – термометр; 12 – бак

При випробуваннях гідромотора 2.1, як навантаження (для створення необхідного гальмівного моменту) працює одне порошкове гальмо 8.1, а при випробуваннях гідромотора 2.2 – працюють обидва порошкові гальма 8.1 і 8.2, включені послідовно. Реверсивний напрямок обертання випробуваного

гідромотора 2.1 (2.2) забезпечує розподільник 3.1.

Тиск на вході та виході випробуваного гідромотора 2.1 (2.2) контролюється за допомогою манометрів 9.3 та 9.4. Частота обертання вала гідромотора визначається за допомогою тахометра 10.1 датчиком імпульсів і диском, встановленим на валу порошкового гальма 8.1 (8.2). Витрата робочої рідини визначається непрямым шляхом за частотою обертання вала, тарованого аксіально-поршневого гідромотора 2.5, що визначається тахометром 10.4.

Фільтрування робочої рідини здійснюється за допомогою фільтрів тонкого очищення 5.1 та 5.2. Необхідна температура робочої рідини в баку 13 забезпечується теплообмінником 6.1 з примусовим охолодженням проточною водою та контролюється термометром 11.

Для запобігання перевантаженням, що виникають при випробуваннях гідромотора 2.1 (2.2), паралельно насосу 1.1 встановлено запобіжний клапан 4.1. Тиск робочої рідини на виході із насоса 1.1 контролюється манометром 9.1.

При випробуваннях гідромоторів потужністю 11 і 6,5 кВт робоча рідина з бака 13 подається через вентиль 12.2 (при закритому вентилі 12.1) до регульованого аксіально-поршневого насоса 1.3 ( $Q = 220$  л/хв,  $p = 25$  МПа) за допомогою пластинчастого насоса 1.2 ( $Q = 220$  л/хв). Далі рідина надходить до розподільника 3.2 і від нього до випробуваного гідромотора 2.3 (2.4). Після гідромотора 2.3 (2.4) робоча рідина знову надходить до розподільника 3.2 і далі до фільтру тонкого очищення 5.3, аксіально-поршневому гідромотору 2.6, фільтру тонкого очищення 5.4, теплообміннику 6.2 і повертається в бак.

При випробуваннях гідромотора 2.3 як навантаження (для створення необхідного гальмівного моменту) працює порошкове гальмо 8.3, а при випробуваннях гідромотора 2.4 – порошкове гальмо 8.4. Реверсивний напрямок обертання випробуваних гідромоторів 2.3 та 2.4 забезпечує розподільник 3.2.

Тиск на вході та виході випробуваного гідромотора 2.3 контролюється за допомогою манометрів 9.5 та 9.6, а гідромотора 2.4 – манометрами 9.7 та 9.8. Для запису осцилограм передбачено встановлення тензодатчиків тиску паралельно манометрам 9,3...9,8.

Частота обертання валів гідромоторів 2.3 та 2.4 визначається за допомогою тахометрів 10.2 та 10.3 з датчиками імпульсів та дисками, встановленими на валу порошкового гальма 8.3 та 8.4, відповідно. Витрата робочої рідини визначається непрямым шляхом за частотою обертання вала, тарованого аксіально-поршневого гідромотора 2.6, що визначається тахометром 10.5.

Фільтрування робочої рідини здійснюється за допомогою фільтрів тонкого очищення 5.3 та 5.4. Необхідна температура робочої рідини в баку 13 забезпечується теплообмінником 6.2 з примусовим охолодженням проточною водою та контролюється термометром 11.

Для запобігання перевантаженням, що виникають при випробуваннях гідромоторів 2.3 і 2.4 паралельно насосу 1.3 встановлено запобіжний клапан 4.3. Тиск робочої рідини на виході із насоса 1.3 контролюється манометром 9.2.

З метою забезпечення необхідної витрати робочої рідини на вході в насоси 1.1 та 1.3 паралельно насосу підживлення 1.2 встановлено переливний

клапан 4.2. Тиск рідини у магістралі підживлення (на виході з насоса 1.1) контролюється манометром 9.9.

### 3.5. Виготовлення та контроль точності виготовлення деталей і вузлів планетарних гідромоторів

Так як при роботі планетарного гідромотора його ротора не мають між собою жорсткого кінематичного зв'язку [25], то розмірний ланцюг, що визначає похибку (точність) виготовлення роторів, повинен базуватися на точках контакту їх зубчастих профілів, що забезпечують працездатність гідромотора. Враховуючи специфічні умови роботи роторів планетарного гідромотора [26] було розроблено розмірний ланцюг, що відображає взаємодію зубчастих профілів його зовнішнього та внутрішнього роторів при роботі (рис. 3). Представлений розмірний ланцюг базується на точках контакту, що визначаються дотиком зубчастих поверхонь роторів ( $a_1, a_2$  и  $b_1, b_2$ ) які розташовані діаметрально протилежно щодо їх центрів  $O_1$  і  $O_2$ .

Розглянутий розмірний ланцюг (рис. 3.3) можна представити зменшуючою ланкою  $A_\Delta$ , що характеризує внутрішній ротор та збільшуючою ланкою  $B_\Delta$ , що характеризує зовнішній ротор. Замикає розмірний ланцюг технологічний (діаметральний) зазор  $G$  необхідний для компенсації температурного розширення роторів,  $G = B_\Delta - A_\Delta$  [25, 26].

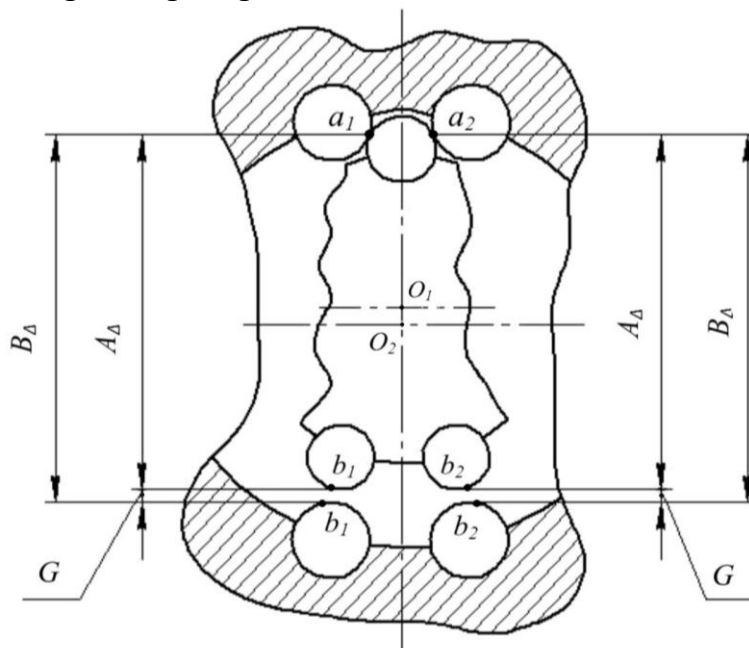


Рис. 3.3. Розмірний ланцюг взаємодії (контакту) роторів планетарного гідромотора

Для реалізації запропонованого розмірного ланцюга розроблено розрахункову схему (рис. 3.4), яка дозволяє визначити взаємозв'язок розташування точок контакту для параметрів  $A_\Delta$  і  $B_\Delta$ . Розглянуті розміри  $A_\Delta$  і  $B_\Delta$  є комплексними і залежать від геометричних параметрів внутрішнього ( $R_1, r_1$  і  $\beta_1$ ) і зовнішнього ( $R_2, r_2$  и  $\beta_2$ ) роторів, відповідно. Розташування точок контакту

$(a_1, a_2)$  зуба внутрішнього ротора та двох зубів (роликів) зовнішнього ротора визначаються радіусом  $r_1$  зуба внутрішнього ротора та кутом  $\lambda$  утвореним нормаллями, що проходять через ці точки контакту (рис. 3.4)

$$\lambda = 2 \arccos \frac{R_2 \cdot \sin \frac{\beta_2}{2}}{r_1 + r_2}, \quad (3.1)$$

де  $R_2$  – радіус кола розташування центрів зубів зовнішнього ротора;  $\beta_2$  – кут розташування центрів зубів зовнішнього ротора;  $r_1$  и  $r_2$  – радіуси зубів внутрішнього та зовнішнього роторів, відповідно.

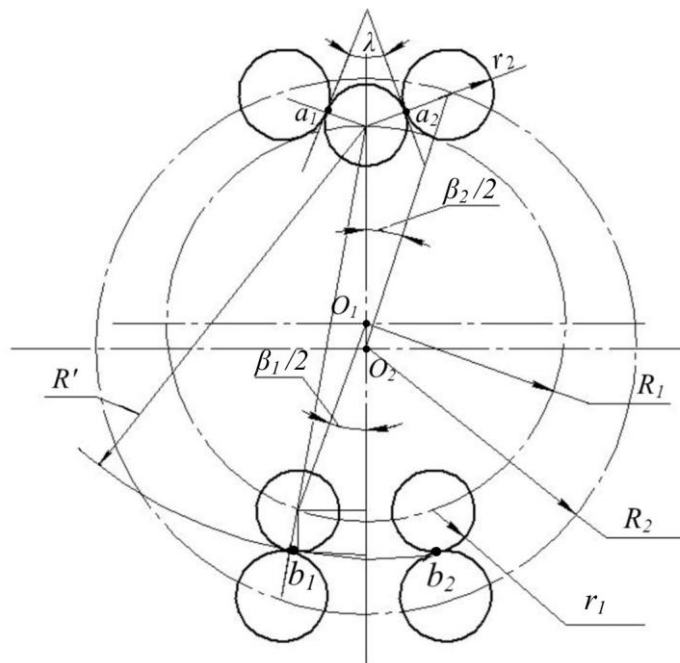


Рис. 3.4. Розрахункова схема для визначення геометричного взаємозв'язку розташування точок контакту утворених зубчастими профілями зовнішнього та внутрішнього роторів

Розташування точок контакту  $(b_1, b_2)$  двох пар зубів внутрішнього та зовнішнього роторів рис. 3) визначаються радіусом точок контакту, що описані з центру протилежного зуба внутрішнього ротора

$$R' = \frac{R_1 \cdot (1 + \cos \frac{\beta_1}{2}) + r_1 \cdot \cos \frac{\beta_1}{4}}{\cos \frac{\beta_1}{4}}, \quad (3.2)$$

де  $R_1$  – радіус кола розташування центрів зубів внутрішнього ротора;  $\beta_1$  – кут розташування центрів зубів внутрішнього ротора.

Відхилення параметрів  $A_\Delta$  і  $B_\Delta$  визначають похибку форми  $E_1$  і  $E_2$  внутрішнього і зовнішнього роторів відповідно [25, 26]:  $E_1 = A_{\max} - A_{\min}$ ,  $E_2 = B_{\max} - B_{\min}$ .

Для вимірювання відхилень параметрів  $A_\Delta$  і  $B_\Delta$  розроблені способи і контролюючі пристрої для їх реалізації (рис. 3.5). Особливістю

запропонованого методу контролю параметрів  $A_{\Delta}$  і  $B_{\Delta}$ , для обох роторів відповідно, є одночасне вимірювання контрольованих параметрів по обидва боки від лінії центрів  $O_1$  і  $O_2$  для кожного ротора. При цьому вимірювальні пристрої спроектовані таким чином, щоб забезпечувалася імітація деталі, що сполучається.

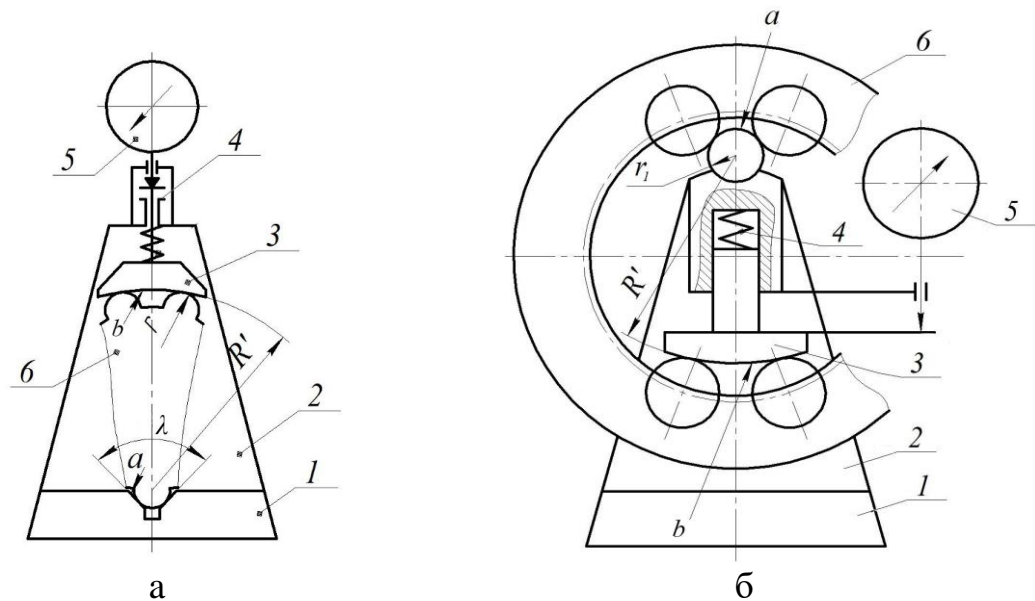


Рис. 3.5. Вимірювальні пристрої контролю похибки форми внутрішнього (а) і зовнішнього (б) роторів планетарного гідромотора: 1 – стіл; 2 – стійка; 3 – вимірювальний наконечник; 4 – пружина; 5 – індикатор; 6 – контрольований ротор

Вимірювальний пристрій контролю параметра  $A_{\Delta}$  внутрішнього ротора (рис. 3.5, а) складається зі столу 1, базова поверхня якого виконана у вигляді призми з кутом  $\lambda$ , обумовленим кінематикою зачеплення. На стійці 2, пов'язаній зі столом 1, закріплений рухомий вимірювальний наконечник 3. Його робоча поверхня  $b$  виконана у вигляді увігнутого сегмента з радіусом  $R'$ , що дозволяє імітувати точки контакту в реальному зачепленні. Пружина 4 забезпечує постійний контакт вимірювального наконечника 3 з зубцями контрольованого ротора 6. Індикатор 5, встановлений на стійці 2, кінематично пов'язаний з вимірювальним наконечником 3

Таке базування контрольованого внутрішнього ротора забезпечує його самовстановлення на вимірювальній позиції.

Вимірювальний пристрій (рис. 3.5 а) налаштовують на номінальний розмір контрольованого параметра  $A_{\Delta}$  внутрішнього ротора 6 по зразковій деталі. Контрольований внутрішній ротор 6 встановлюють на базову поверхню стола 1 так, щоб зуб контрольованого ротора 6 контактував з призмою в точках  $a_1$  і  $a_2$ , а два протилежних зуба ротора 6 розташовувалися на робочій поверхні  $b$  сегментної проточки вимірювального наконечника 3, точками дотику  $b_1$ . За показаннями індикатора 5 вимірюють відхилення від номінального розміру.

Прилад для вимірювання параметра  $B_{\Delta}$  у зовнішнього ротора в зборі з роликми (рис. 3.5, б), має аналогічний принцип вимірювання. Вимірювальний пристрій містить стіл 1 з'єднаний зі стійкою 2, на якій є базова поверхня,

виконана у вигляді ролика з радіусом  $r_1$ . Рухомий вимірювальний наконечник 3 робоча поверхня  $b$  якого виконана у вигляді опуклого сегмента з радіусом  $R'$ , що дозволяє імітувати точки контакту в реальному зачепленні. Пружина 4 забезпечує постійне стиснення вимірювального наконечника 3 з контрольованим ротором 6. За показаннями індикатора 5 визначають відхилення вимірюваного параметра від номінального значення. Вимірювальний наконечник 3 забезпечують самовстановлення контрольованого ротора 6 вимірювальної позиції.

Вимірювальний пристрій (рис. 3.5, б) налаштовують на номінальний розмір контрольованого параметра зовнішнього ротора 6 зразкової деталі. Контрольований зовнішній ротор 6 (з роликками) встановлюють на вимірювальний пристрій таким чином, щоб його два ролика спиралися на базову поверхню, виконану у вигляді ролика з радіусом  $r_1$  в точках  $a_1$  і  $a_2$ . При цьому рухливий вимірювальний наконечник 3 під дією пружини 4 своєю опуклою сегментною поверхнею спирається на два протилежних ролика зовнішнього ротора 6 в точках  $b_1$  і  $b_2$ . За показаннями індикатора 5 вимірюють відхилення від номінального розміру.

Виробнича перевірка розроблених засобів контролю дозволила виявити відхилення похибки форми роторів шляхом вимірювання запропонованих комплексних контрольованих параметрів  $A_\Delta$  і  $B_\Delta$  для внутрішнього і зовнішнього роторів відповідно (рис. 3.6).

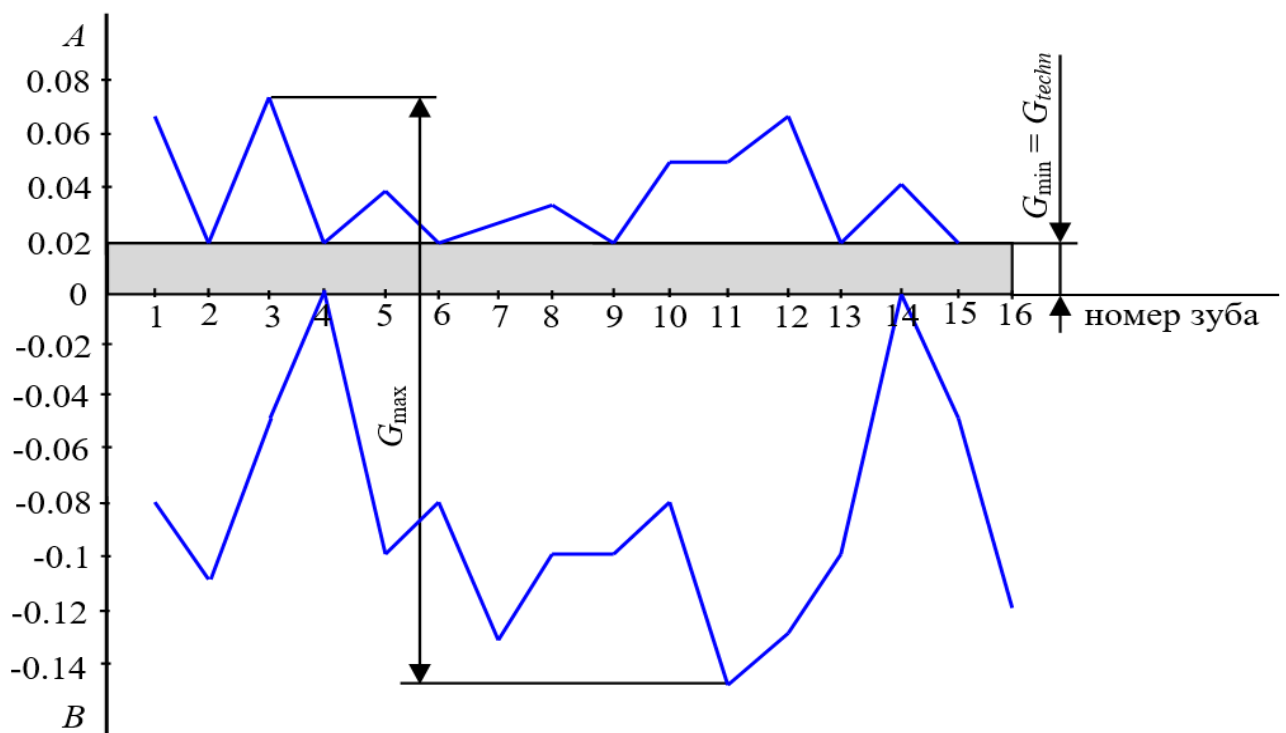


Рис. 3.6. Відхилення похибки форми роторів:  
1 – внутрішнього ротора; 2 – зовнішнього ротора

На підставі проведених вимірювань визначено граничні значення похибки форми внутрішнього та зовнішнього роторів планетарного гідромотора, обумовлені існуючою технологією їх виготовлення.

Похибка форми внутрішнього ротора становить  $E_1 = 0,052$  мм, а зовнішнього –  $E_2 = 0,142$  мм. Робочий зазор у роторах орбітального гідромотора знаходиться в діапазоні  $G = 0,02 \dots 0,214$  мм.

Виробнича перевірка показала, що зазор  $G$  може служити в якості параметра, що визначає технічний стан планетарного гідромотора, а його граничне значення може бути закладено в основу нормування функціональних параметрів, які визначають працездатність планетарного гідромотора.

Відомо, що основним робочим вузлом планетарної гідромашини є блок роторів (рис. 3.7), зубчасті поверхні яких утворюють робочі камери, що взаємодіють з рідиною [25]. Робочі камери (рис. 3.7) розташовані симетрично щодо вертикальної осі та утворюють зони високого та низького тиску. Герметизація цих зон здійснюється в точках контакту зубчастих поверхонь роторів, що знаходяться на нормалях, утворених кутом «контакту»  $k$  та в точках, що лежать на лінії радіусу «контакту»  $R_0$  [27].

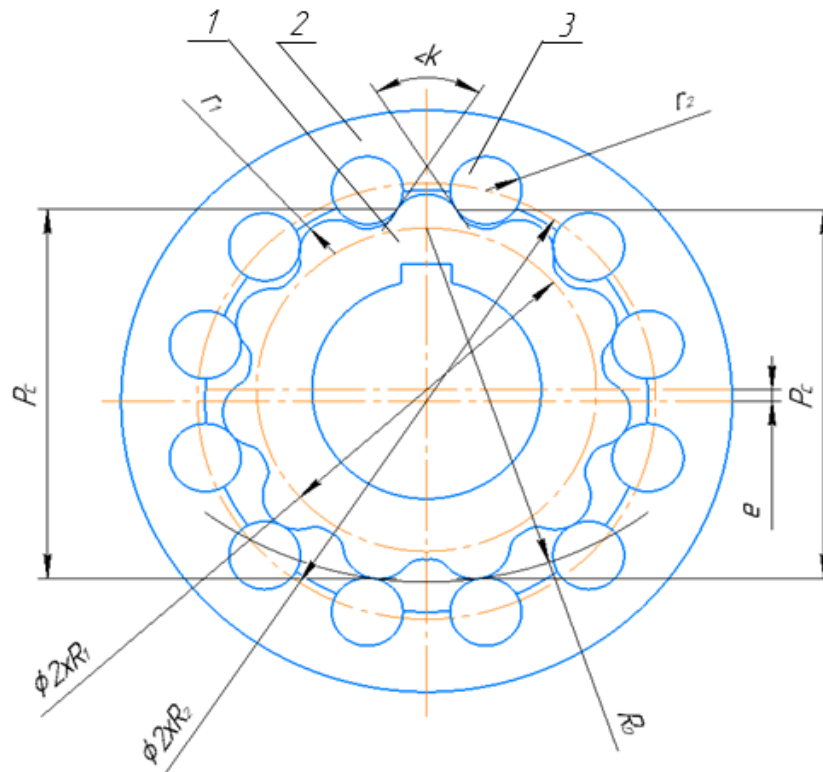


Рис. 3.7. Розрахункова схема блоку роторів планетарної гідромашини:  
 1 – внутрішній ротор; 2 – зовнішній ротор; 3 – зуб зовнішнього ротора (ролик);  
 $R_1$  і  $R_2$  – радіуси розташування центрів зубів внутрішнього та зовнішнього роторів, відповідно;  $r_1$  і  $r_2$  – радіуси зубів внутрішнього та зовнішнього роторів, відповідно;  $e$  – ексцентриситет;  $k$  – кут «контакту»;  
 $R_0$  – радіус «контакту»;  $P_c$  – контролюємий параметр

Зовнішній профіль внутрішнього ротора 1 (рис. 3.7) є зубчастою поверхнею з кількістю зубів  $z_1$ , а контур зубів  $z_1$  апроксимований дугами кола радіусом  $r_1$ . Центри кіл зубів  $z_1$  внутрішнього ротора 1 розташовані на колі радіусом  $R_1$ . Зуби  $z_2$  зовнішнього ротора 2 (рис. 3.7) виконані у вигляді вставних роликів 3 з радіусом  $r_2$ , а їх центри розташовані на колі радіусом  $R_2$ .

Відомо [8], що в гіпоциклоїдальних зубчастих передачах з внутрішнім зачепленням зв'язок між зубами  $z_2$  зовнішнього ротора і зубами  $z_1$  внутрішнього ротора визначається залежністю  $z_2 = z_1 + 1$ . Центр внутрішнього ротора 1 зміщений щодо зовнішнього центру ротора 2 на величину ексцентриситета  $e$ .

Зовнішній ротор являє собою складальну одиницю, у якої внутрішня зубчаста поверхня (рис. 8) утворена вставними роликами 3. Така конструкція зовнішнього ротора 2 дозволяє ролику 3 провертатися в отворі 1 при роботі гідромашини. При цьому існує тертя ковзання між зубчастими поверхностями роторів замінюється на тертя кочення. Для забезпечення цілісності такої (зібраної) конструкції зовнішнього ротора 2 (рис. 3.8), його отвори 1 («гнізда»), виконані діаметром  $D_{2h}$  та «розкриті» на величину  $L$ .

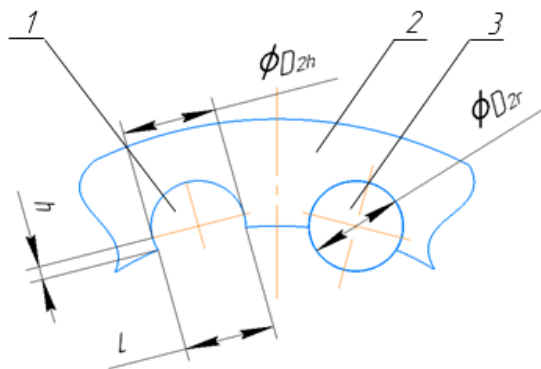


Рис. 3.8. Утворення зубчастої поверхні зовнішнього ротора: 1 – отвір («гніздо») під ролик; 2 – зовнішній ротор; 3 – ролик (зуб зовнішнього ротора)

Номинальні значення діаметра  $D_{2r}$  ролика 3 та діаметра  $D_{2h}$  отвору 1 під ролика чисельно рівні (рис. 3.8). Можливість прокручуватися ролику 3 в отворі 1 під навантаженням забезпечується посадкою  $H7/g6$ . Відповідно до конструкторської документації, різниця між діаметром отвору  $D_{2h}$  та розміром  $L$  дорівнює  $D_{2h} - L = 0.2 \dots 0.3 \text{ mm}$ . Краї отвору 1, розташовані на висоті  $h$ , утримують ролик 3 у робочому положенні, не дозволяючи йому випадати. Така (цілісна) конструкція зовнішнього ротора 2 з роликом 3 дозволяє автоматизувати операції контролю його параметра  $P_c$ .

Обкатка одного ротора всередині іншого з герметизацією робочих зон (працездатність) гіпоциклоїдального зубчастого зачеплення, що розглядається, забезпечується відповідною посадкою  $H7/f7$ .

Номинальні значення контрольованих параметрів  $P_c$  для внутрішнього та зовнішнього роторів (рис. 3.7) планетарної гідромашини рівні та визначається з розрахункової схеми згідно з формулою:

$$P_c = (2R_1 - r_1) \cdot \cos \frac{\pi}{2z_1} + r_1 \cdot \sin \left( \arccos \frac{R_2 \cdot \sin \frac{\pi}{z_2}}{r_1 + r_2} \right). \quad (3.3)$$

Значення технологічного зазору  $G$ , що забезпечує герметичність блоку роторів при складанні визначається конструкторською документацією і

визначається різницею значень розмірів контрольованих параметрів  $P_{2c}$  зовнішнього ротора і  $P_{1c}$  внутрішнього ротора, тобто  $G = P_{2c} - P_{1c}$ . Залежно від геометричних розмірів роторів значення технологічного зазору  $G$  між зубчастими поверхнями роторів витискувального блоку планетарної гідромашини знаходиться в межах 0,02...0,04 мм. Забезпечити таке (задане) значення зазору технологічно, під час виготовлення роторів, досить проблематично, т.к. граничні відхилення номінальних розмірів контрольованих параметрів  $P_c$  кожного ротора практично сумірні з величиною технологічного зазору  $G$ . Тому, необхідний зазор між зубчастими поверхнями роторів витискувального блоку забезпечується шляхом селективного підбору відповідних пар, що вказує на необхідність автоматизації процесу вимірювання контрольованих параметрів  $P_c$ .

Імітація принципу роботи блоку роторів планетарної гідромашини під час вимірювання контрольованих параметрів  $P_c$  для кожного ротора (рис. 3.9) дозволила реалізувати розроблений спосіб автоматизованого процесу контролю роторів.

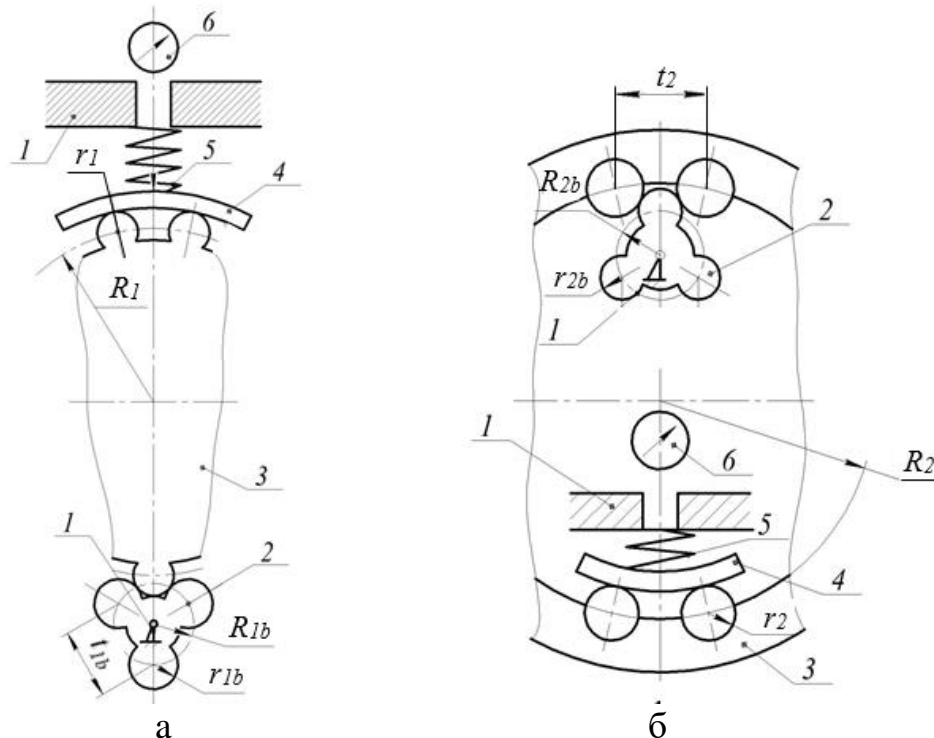


Рис. 3.9. Схеми пристроїв автоматизованого контролю роторів:  
 а – внутрішнього; б – зовнішнього; 1 – стійка; 2 – базова шестерня;  
 3 – контрольований ротор; 4 – вимірювальний наконечник; 5 – пружина;  
 6 – індикатор

Так як умови контролю максимально наближені до умов роботи роторів, то крок між зубами базової шестерні 2 повинен дорівнювати кроку між зубами ротора, що сполучається (рис. 3.9). Отже, при контролі внутрішнього ротора для визначення параметрів базової шестерні 2 (рис. 3.9, а), з урахуванням, що  $t_{1b} = t_2$  використовують геометричні параметри зовнішнього ротора 3 (рис. 3.9, б) як сполучного. Тоді, радіус зуба базової шестерні  $r_{1p}$  дорівнює радіусу зуба  $r_2$

зовнішнього ротора (ролика)  $r_{1b} = r_2$ , а радіус ділильного кола базової шестерні 2 визначається виразом

$$R_{1b} = R_2 \cdot \sin \frac{\pi}{z_2} / \sin \frac{\pi}{z_{1b}}, \quad (3.4)$$

де  $R_2$  – радіус ділильного кола зовнішнього ротора.

Аналогічно проводиться розрахунок параметрів базової шестерні 2 при контролі зовнішнього ротора (рис. 9, б) з урахуванням, що  $t_{2b} = t_1$ , а  $r_{2b} = r_1$

$$R_{2b} = R_1 \cdot \sin \frac{\pi}{z_1} / \sin \frac{\pi}{z_{2b}}, \quad (3.5)$$

де  $R_1$  – радіус ділильного кола внутрішнього ротора.

Вимірювальні пристрої для автоматизованого контролю внутрішнього і зовнішнього роторів виконані за однією кінематичною схемою, що реалізує запропонований спосіб (рис. 9) і включають однотипні базові елементи.

Основою вимірювальних пристроїв (рис. 3.9) служать їх стійки 1, на яких жорстко закріплені приводи, що обертаються навколо осі базових шестерень 2. При вимірі, базові шестерні 2 кінематично пов'язані з контрольованими роторами 3 і тому, в процесі контролю, ротора 3 обертаються. Ротора 3 при контролі здійснюють не менше одного повного обороту, що дозволяє провести вимірювання по всьому зубчастому контуру за одну установку. Рухомі наконечники 4 мають вимірювальні поверхні, описані радіусом «контакту»  $R_0$  і під дією пружин 5 знаходяться в постійному контакті з контрольованими роторами 3. Відхилення від номінального розміру контрольованого параметра  $P_c$  визначають за допомогою індикаторів 6, встановлених на стійках 1 і кінематично пов'язаних з вимірювальними наконечниками 4.

Для виробничої перевірки розроблених засобів контролю обрано зубчасту пару з внутрішнім гіпоциклоїдальним зачепленням. Кінематичні та геометричні параметри внутрішнього та зовнішнього роторів відповідно дорівнюють: число зубів –  $z_1 = 11$  і  $z_2 = 12$ ; радіуси закруглення зубів –  $r_1 = r_2 = 7.0$  мм; радіуси розташування центрів зубів –  $R_1 = 33.35$  і  $R_2 = 45.0$  мм; ексцентриситет –  $e = 2.35$  мм. Номінальний розмір контрольованого параметра  $P_c$  для обох роторів становить  $P_c = 76.22$  мм, а обрана посадка  $H7/f7$  гарантує працездатність зубчастої пари, що досліджується, забезпечуючи мінімальний технологічний зазор  $G = 0.03$  мм. Максимальний зазор при вибраній посадці становить  $G = 0.09$  мм.

Аналіз результатів вимірювань (рис. 3.10) відхилень внутрішнього ротора показує, що відхилення його зубчастої поверхні від номінального розміру мають незначні коливання, викликані похибкою форми зубчастого контуру [8]. Коливання похибки форми зубчастого контуру знаходяться в межах, заданих відповідним квалітетом  $f7_{-0.06}^{0.03}$ , що забезпечує розсіювання розмірів в діапазоні  $0.03$  мм. Розкид вимірюваних значень відхилень від номінального розміру контрольованого параметра  $P_c$  становить  $0.009$  мм і знаходиться в межах  $-0.048 \dots -0.039$  мм, що відповідає заданому квалітету.

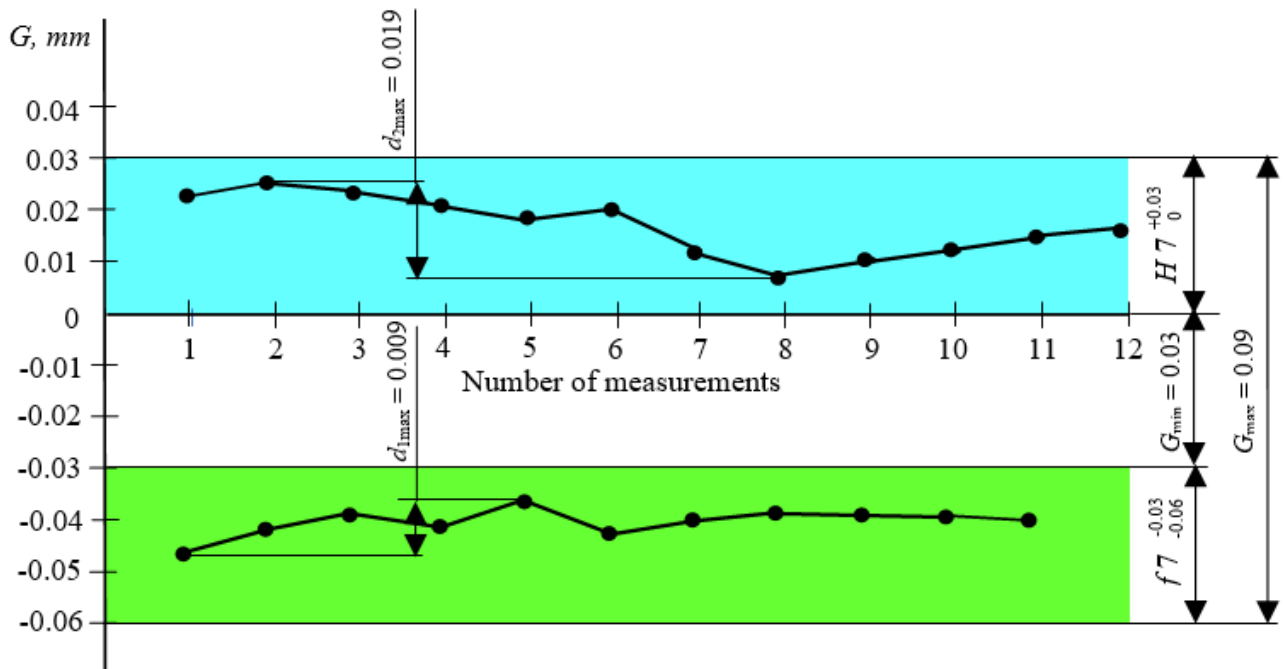


Рис. 3.10. Результати вимірювань відхилень контрольованих параметрів  $P_c$  для зовнішнього та внутрішнього роторів

Аналіз результатів вимірювань відхилень зовнішнього ротора показує (рис. 3.10), що відхилення його зубчастої поверхні від номінального розміру мають більші коливання, викликані похибкою форми зубчастого контуру [8]. Коливання похибки форми зубчастого контуру зовнішнього ротора знаходяться в межах, заданих відповідним квалітетом  $H7_0^{+0.03}$ , що забезпечує розсіювання розмірів в діапазоні 0.03 мм. Для зовнішнього ротора розкид вимірних значень відхилень від номінального розміру контрольованого параметра  $P_c$  становить 0.019 мм і знаходиться в межах 0.006...0.025 мм, що також відповідає заданому квалітету.

Реальний мінімальний зазор для досліджуваної контрольної пари становить  $G_{min} = 0.045$  мм, а максимальний  $G_{max} = 0.073$  мм, що відповідає обраній посадці  $H7/f7$  і, отже, забезпечує працездатність блоку роторів (обкатування та герметизацію).

Виробнича перевірка показала, що запропоновані метод та засоби автоматизованого контролю відхилень зубчастих поверхонь роторів планетарних гідромашин дозволяють здійснювати прецизійне складання їхнього блоку роторів, шляхом селективного підбору відповідних пар.

### 3.6. Висновки по розділу 3

Для проведення порівняльних стендових випробувань сімейства високомоментних планетарних гідромоторів розроблено методику проведення експериментальних досліджень впливу конструктивних особливостей системи роторів серійного та модернізованого планетарних гідромоторів на їх вихідні характеристики, а також принципову гідравлічну схему експериментального стенду для проведення порівняльних стендових випробувань сімейства

високомоментних планетарних гідромоторів. В результаті проведених досліджень розроблено експериментальний стенд для проведення випробувань високомоментних гідромоторів, що дозволяє проводити випробування сімейства уніфікованих рядів планетарних гідромоторів потужністю 6,5; 11; 22 та 33 кВт, відповідно.

В результаті проведених досліджень розроблено розмірний ланцюг, що відображає взаємодію зубчастих профілів роторів планетарного гідромотора та обґрунтовано контрольовані параметри, що визначають похибку виготовлення цих роторів.

Розроблено розрахункову схему та визначено геометричний та функціональний взаємозв'язок розташування точок контакту зубчастих профілів зовнішнього та внутрішнього роторів планетарного гідромотора.

Розроблено методи та пристрої для контролю похибки форми внутрішнього та зовнішнього роторів планетарного гідромотора. Виробнича перевірка розроблених засобів контролю показала, що похибка форми внутрішнього ротора становить 0,052 мм, а зовнішнього – 0,142 мм. Робочий проміжок у роторах планетарного гідромотора знаходиться в діапазоні 0,02...0,214 мм.

Зазор між роторами може служити як параметр визначального технічного стану планетарного гідромотора, яке граничне значення може бути закладено в основу нормування функціональних параметрів визначальних працездатність планетарного гідромотора.

Виробнича перевірка дослідних зразків розроблених засобів автоматизованого контролю зубчастих поверхонь роторів показала, що запропонований метод контролю дозволяє здійснити прецизійне складання блоків витіснення планетарних гідромашин шляхом селективного підбору відповідних пар роторів.

### 3.7. Література до розділу 3

1. Chang, Y., Kim, J., Jeon, C., Chul, K., Jung, S.: Development of an Integrated System for the Automated Design of a Gerotor Oil Pump. *Journal of Mechanical Design* 129(10), 1099–1105 (2006), doi: 10.1115/1.2757629.
2. Gamez-Montero, P. J., Garcia-Vilchez, M., Raush, G., Freire, J., Codina, E.: Teeth Clearance and Relief Grooves Effects in a Trochoidal-Gear Pump Using New Modules of GeroLAB. *Journal of Mechanical Design* 134(5), 054502-7 (2012), doi:10.1115/1.4006440.
3. Yang, D., Yan, J., Tong, S. Flowrate Formulation of Deviation Function Based Gerotor Pumps. *Journal of Mechanical Design* 132(6), 064503-5 (2010), doi:10.1115/1.4001595.
4. Choi, T., Kim, M., Lee, G. et al.: Design of rotor for internal gear pump using cycloid and circular-arc curves. *Journal of Mechanical Design* 134(1), 011005-12 (2012), doi: 10.1115/1.4004423.
5. Xing, K., Zhang, Y., Jin, X.: Performance analysis and experimental research of the orbital motor. *Proceedings of the seventh international conference on*

fluid power transmission and control, 131-135 (2009).

6. Voloshina, A., Panchenko, A., Panchenko, I., Titova, O. and Zasiadko, A.: Improving the output characteristics of planetary hydraulic machines. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering 708(1), 012038 (2019), doi: 10.1088/1757-899X/708/1/012038.

7. 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 7(4.3), 6–11 (2018), doi: 10.14419/ijet.v7i4.3.19544.

8. 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), doi: 10.14419/ijet.v7i4.3.19542.

9. Panchenko, A., Voloshina, A., Panchenko, I., Titova, O. and Pastushenko, A. Reliability design of rotors for orbital hydraulic motors. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering 708(1), 012017 (2019), doi: 10.1088/1757-899X/708/1/012017.

10. Strmcnik, E., Majdic, F.: The Pressure and Efficiency Characteristic of Hydraulic Gerotor Motor with the Floating Outer Ring. Tehnicki vjesnik-technical gazette, 25(2), 609-615 (2018).

11. Stryczek, J.: Characteristic parameters of hydraulic displacement machines with cycloidal gearing. Mechanism and machine theory 1(28), 97–112 (1993), doi.org/10.1016/0094-114x(93)90050-6.

12. 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. Doi: 10.31388/2078-0877-18-2-58-82.

13. Strmcnik, E., Majdic, F. The Pressure and Efficiency Characteristic of Hydraulic Gerotor Motor with the Floating Outer Ring. Tehnicki vjesnik-technical gazette, 2018. 2 (25). 609-615. Doi: 10.17559/TV-20161201093324.

14. Rundo M. Models for Flow Rate Simulation in Gear Pumps: A Review. Energies, 2017. 10. 1261. Doi:10.3390/en10091261.

15. Панченко А.И., Волошина А.А. Конструктивные особенности и принцип работы гидромашин с циклоидальной формой вытеснителей. Промислова гідравліка і пневматика, 2010. №3 (29). С.57-69.

16. Panchenko, A., Voloshina, A., Boltyansky, O. et al. Designing the flow-through parts of distribution systems for the PRG series planetary hydraulic motors. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 2018. 1 (93). 67–77. Doi: 10.15587/1729-4061.2018.132504.

17. Панченко А.И., Волошина А.А., Панченко И.А. Конструктивные особенности планетарных гидромоторов серии PRG. Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ», 2018. № 17 (1293). С.88-95.

18. Panchenko, A., Voloshina, A., Kiurchev, S. et al. Development of the universal model of mechatronic system with a hydraulic drive. Eastern-European

Journal of Enterprise Technologies, 2018. 4. 7 (94). 51–60. Doi: 10.15587/1729-4061.2018.139577.

19. Панченко А.И., Волошина А.А., Панченко И.А. Методика проектирования элементов вытеснительных систем гидровращателей планетарного типа. Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси та устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. № 1 (1044). С. 136-145.

20. 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, 2018. 7 (4.3). 1–5. Doi: 10.14419/ijet.v7i4.3.19542.

21. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А., Пастушенко С.І. Дослідження впливу похибки форми виготовлення роторів на вихідні характеристики планетарних гідромоторів. Праці ТДАТУ. Мелітополь: ТДАТУ, 2019. Вип. 19. Т. 4. С. 33–48. Doi: 10.31388/2078-0877-19-4-33-48.

22. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А. Забезпечення працездатності розподільних систем планетарних гідромашин. Промислова гідравліка і пневматика, 2019. № 1 (63). С. 55–60.

23. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А., Пастушенко С.І. Обґрунтування розташування вікон розподільних систем планетарних гідромашин. Праці ТДАТУ. Мелітополь: ТДАТУ, 2019. Вип. 19. Т. 4. С. 3–20. Doi: 10.31388/2078-0877-19-4-3-20.

24. 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. Doi:10.31388/2078-0877-2020-20-4-58-72.

25. Panchenko, A., Voloshina A., Luzan P., Panchenko I., Volkov, S: Kinematics of motion of rotors of an orbital hydraulic machine. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering 1021, 012045 (2021), doi: 10.1088/1757-899X/1021/1/012045.

26. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А., Волошин А.А.: Вплив величини діаметрального зазору на кінематику руху внутрішнього ротора орбітального гідромотора. Науковий вісник ТДАТУ. Мелітополь: ТДАТУ, 2023. Вип. 13, том 1. DOI: 10.31388/2220-8674-2023-1-3

27. Panchenko, A., Voloshina, A., Titova, O., Panchenko, I.: The influence of the design parameters of the rotors of the planetary hydraulic motor on the change in the output characteristics of the mechatronic system. Journal of Physics: Conference Series, vol. 1741, 012027 (2021), doi: 10.1088/1742-6596/1741/1/012027.

## РОЗДІЛ 4.

### ПОРІВНЯЛЬНІ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ СЕРІЙНОГО І МОДЕРНІЗОВАНОГО ГІДРО-МОТОРІВ

#### 4.1. Програма досліджень

У гідроприводах мехатронних систем самохідної техніки знайшли широке застосування героторні [1, 2], орбітальні [3-5] та порівняно нові – планетарні [6, 7] гідромотори. Планетарні гідромотори аналогічні орбітальним [8, 9] і героторним [10], у яких закладено принцип планетарного редуктора.

Основними вузлами планетарних гідромашин є витискувальний та розподільний блоки. В основу конструкції витискувальної системи закладено принцип роботи зубчастої пари (рухомого та нерухомого роторів) з внутрішнім гіпоциклоїдальним зачепленням [11]. Під дією гідравлічного поля [6, 7], що виконує роль кривошипа планетарного редуктора, рухомий ротор котиться по нерухомому. Розподільна система планетарних гідромашин, утворена рухомим та нерухомим розподільниками, що дозволяє формувати гідравлічне поле, яке обертається, що необхідно для отримання планетарного руху роторів.

Об'єкт дослідження – гідравлічні, гідродинамічні та механічні процеси взаємодії потоку робочої рідини з елементами планетарного гідромотора, працюючого у складі гідроприводу мехатронної системи самохідної техніки, що впливають на зміну його вихідних характеристик.

Предмет дослідження – функціональні залежності, що описують перехідні процеси, що відбуваються в елементах планетарного гідромотора, працюючого у складі гідроприводу мехатронної системи самохідної техніки.

Мета дослідження – Підвищення ефективності роботи планетарних гідромоторів у складі мехатронних систем для приводу активних робочих органів та ходових систем самохідної техніки шляхом проведення експериментальних досліджень впливу конструктивних особливостей витискувальної та розподільної систем серійного та модернізованого планетарних гідромоторів на їх функціональні параметри.

У зв'язку з цим виникає необхідність у рішенні наступних задач:

1. Обґрунтувати параметри варіювання, що визначають зміну вихідних характеристик планетарного гідромотора в залежності від конструктивних особливостей його системи роторів та розподільної систем;

2. Провести повнофакторний експеримент для отримання рівнянь регресії, що описують зміну вихідних характеристик планетарного гідромотора в заданому діапазоні зміни конструктивних параметрів його витискувальної та розподільної систем.

3. Розробка методики проведення експериментальних досліджень впливу конструктивних особливостей витискувальної та розподільної систем планетарних гідромоторів на їх вихідні характеристики.

4. Провести порівняльні стендові випробування серійного та модернізованого планетарних гідромоторів з урахуванням конструктивних особливостей їх витискувальної та розподільної систем.

## 4.2. Методика досліджень

1. Для вирішення проблеми прогнозування зміни вихідних характеристик планетарного гідромотора необхідно:

- обґрунтувати параметри варіювання, що визначають зміну вихідних характеристик планетарного гідромотора в залежності від конструктивних особливостей його системи роторів та розподільної систем;
- провести повнофакторний експеримент для отримання рівнянь регресії, що описують зміну вихідних характеристик планетарного гідромотора в заданому діапазоні зміни конструктивних параметрів витискувальної та розподільної системи;
- провести порівняльні випробування серійного та модернізованого гідромоторів.

2. Для покращення ефективності роботи планетарного гідромотора з урахуванням конструктивних особливостей витискувальної системи при його експлуатації необхідно:

- розробити методику проведення експериментальних досліджень впливу конструктивних особливостей витискувальної системи серійного та модернізованого планетарних гідромоторів на їх вихідні характеристики;
- дослідити зміну вихідних характеристик мехатронної системи із серійним та модернізованим планетарними гідромоторами з урахуванням конструктивних особливостей їх витискувальної системи.

3. Для покращення ефективності роботи планетарного гідромотора з урахуванням конструктивних особливостей розподільної системи при його експлуатації необхідно:

- розробити методику проведення експериментальних досліджень впливу конструктивних особливостей розподільної системи планетарного гідромотора на зміну його функціональних параметрів;
- дослідити вплив конструктивних особливостей розподільної системи планетарного гідромотора на зміну його функціональних параметрів.

## 4.3. Постановка задачі

Виконавчі механізми гідроприводів мехатронних систем самохідної техніки [11] найчастіше оснащені героторними [12, 13], орбітальними [5, 14] та планетарними [15, 16] гідромоторами. Однією з переваг цих гідромоторів є можливість встановлення безпосередньо в приводні механізми активних робочих органів самохідної техніки [17]. Основною конструктивною особливістю аналізованих гідромашин, зокрема планетарних, є [18] система роторів (зовнішнього та внутрішнього), що утворює робочі камери, необхідні для заповнення та витіснення робочої рідини [19, 20]. Зовнішній і внутрішній ротора є зубчастою парою з внутрішнім гіпоциклоїдальним зачепленням, що виконує одночасно функцію обкатки та герметизації робочих камер. Одним із недоліків планетарних гідромашин, як і всіх роторних гідромашин об'ємної дії, є наявність похибки форми зубчастого профілю, яка зумовлено точністю їх

виготовлення, що призводить до зниження вихідних характеристик цих гідромашин.

Одним з основних вузлів, що зумовлюють зниження функціональних параметрів гідромоторів є система розподілу робочої рідини, яка створює гідравлічне поле, що обертається. Гідравлічне поле необхідне для руху внутрішнього ротора зазначених гідромашин [21, 22]. Основним недоліком розподільної системи є коливання потоку робочої рідини, що підводиться до гідромотора, які спричинені нерівномірністю її пропускної здатності [22]. Під пропускною здатністю розподільної системи планетарного гідромотора розуміється сумарна площа перекриття робочих вікон. Нераціональне проектування елементів розподільної системи призводить до коливань площі перекриття та зміни функціональних параметрів гідромотора в цілому, що підтверджується параметричними дослідженнями [21, 22].

Таким чином, на сьогоднішній день дуже важливим є питання прогнозування зміни вихідних характеристик планетарного гідромотора в заданому діапазоні зміни геометричних та робочих параметрів його системи роторів та розподільної системи з метою підвищення ефективності їх використання. У зв'язку з цим, проведення експериментальних досліджень планетарних гідромоторів з метою визначення впливу конструктивних особливостей їх витискувальних та розподільних систем на зміну функціональних параметрів планетарних гідромоторів є актуальним завданням.

#### **4.4. Прогнозування зміни вихідних характеристик при проектуванні планетарного гідромотора**

Проведені теоретичні дослідження показують [23, 24], що розробка математичних моделей, проведення параметричних досліджень і т.п. завжди пов'язане з низкою припущень та обмежень. Тому, з метою коригування моделі, визначення її адекватності, а також визначення ефективності отриманих результатів, необхідно провести порівняльні дослідження серійного та модернізованого гідромоторів.

На даному етапі виконання досліджень передбачається проведення повнофакторного експерименту з метою отримання рівнянь регресії, що описують зміну вихідних характеристик планетарного гідромотора в заданому діапазоні зміни його геометричних та робочих параметрів.

Випробування проводилися з двома планетарними гідромоторами серії PRG-22, потужністю 22 кВт та робочим об'ємом 630 см<sup>3</sup> (з серійною та модернізованою системою роторів та розподільною системою).

Номінальне (поточне) значення витрати встановлювалося за допомогою зміни потоку робочої рідини, при роботі гідромотора на холостому ході (без навантаження), відповідно рівним 50, 70, 90 і 110 л/хв.

Необхідне навантаження задавали за допомогою гальмівного пристрою випробувального стенду в діапазоні 100...1500 Н·м з кроком 100 Н·м.

Для дослідження процесу зміни вихідних характеристик планетарного гідромотора в залежності від перепаду тиску, витрати та похибки форми

роторів використано математичне планування факторного експерименту.

Основними вхідними факторами  $x_i$ , що визначають зміну вихідних характеристик планетарного гідромотора, при дослідженнях системи роторів, є: перепад тиску робочої рідини,  $\Delta p - x_1$ ; витрата робочої рідини,  $Q - x_2$ ; похибка форми роторів,  $E - x_3$ .

Як функції відгуку  $y_i$  вибиралися такі параметри: крутний момент на валу гідромотора,  $M_{кр} - y_1$ ; частота обертання валу гідромотора,  $n - y_2$ ; гідромеханічний ККД,  $\eta_{мех} - y_3$ ; об'ємний ККД,  $\eta_{об} - y_4$ ; загальний ККД гідромотора,  $\eta - y_5$ .

Незмінними факторами  $z_i$  є: температура робочої рідини,  $t - z_1$ ; кінематична в'язкість робочої рідини,  $\nu - z_2$ ; тонкість фільтрації робочої рідини,  $F - z_3$ .

Для визначення взаємозв'язку геометричних та функціональних параметрів планетарного гідромотора необхідно дослідити процес зміни його вихідних характеристик в залежності від конструктивних особливостей системи роторів (похибка форми виготовлення серійних і модернізованих роторів).

В результаті проведених досліджень отримано рівняння регресії (4.1...4.5) з урахуванням значущих коефіцієнтів, які адекватно описують досліджуваний процес зміни вихідних характеристик планетарного гідромотора в залежності від перепаду тиску, витрати робочої рідини та похибки форми виготовлення роторів [25]:

$$y_1(M_{кр}) = 1170,5 + 495 \cdot x_1 - 60,25 \cdot x_2 + 69,5 \cdot x_3 - 28,25 \cdot x_1 \cdot x_2 + 23 \cdot x_1 \cdot x_3 + 5,75 \cdot x_2 \cdot x_3; \quad (4.1)$$

$$y_2(n) = 111 + 75 \cdot x_2; \quad (4.2)$$

$$y_3(\eta_{мех}) = 0,843 - 0,037 \cdot x_2 - 0,056 \cdot x_3 + 0,0051 \cdot x_1 \cdot x_2 + 0,012 \cdot x_2 \cdot x_3; \quad (4.3)$$

$$y_4(\eta_{об}) = 0,942 + 0,015 \cdot x_1 + 0,0345 \cdot x_2 - 0,01 \cdot x_1 \cdot x_2; \quad (4.4)$$

$$y_5(\eta) = 0,792 + 0,013 \cdot x_1 - 0,0054 \cdot x_2 - 0,053 \cdot x_3 + 0,013 \cdot x_2 \cdot x_3. \quad (4.5)$$

Аналіз рівнянь (4.1...4.5) підтверджує, що зміна похибки форми роторів впливає на зміну (збільшення) крутного моменту  $M_{кр}$  на валу гідромотора і не впливає на зміну частоти обертання  $n$ .

Розкодувавши рівняння (4.1...4.5) визначаємо зміну вихідних характеристик планетарного гідромотора з урахуванням конструктивних особливостей його системи роторів [25]:

– зміна крутного моменту  $M_{кр} = f(\Delta p, Q, E)$ :

$$M_{кр} = 83,84 \cdot \Delta p - Q \cdot (0,094 \cdot \Delta p + 0,04) + E \cdot (1,21 \cdot \Delta p + 0,036 \cdot Q + 2,46) - 2,91; \quad (4.6)$$

– зміна частоти обертання  $n = f(Q)$ :

$$n = 6 + 1,5 \cdot Q; \quad (4.7)$$

– зміна гідромеханічного ККД  $\eta_{мех} = f(\Delta p, Q, E)$ :

$$\eta_{\text{мех}} = 0,858 + 0,013 \cdot E - 0,0012 \cdot \Delta p - Q \cdot (0,0013 - 0,000017 \cdot \Delta p - 0,000075 \cdot E); \quad (4.8)$$

– зміна об'ємного ККД  $\eta_{\text{об}} = f(\Delta p, Q)$ :

$$\eta_{\text{об}} = 0,831 + 0,0048 \cdot \Delta p + Q \cdot (0,00115 - 0,000033 \cdot \Delta p); \quad (4.9)$$

– зміна загального ККД  $\eta = f(\Delta p, Q, E)$ :

$$\eta = 0,723 + 0,0022 \cdot \Delta p - 0,00047 \cdot Q + E \cdot (0,000082 \cdot Q + 0,011). \quad (4.10)$$

Отримані залежності 4.6...4.10) описують зміну функціональних параметрів планетарного гідромотора при зміні перепаду тиску  $\Delta p$  в діапазоні 8...20 МПа; витрати робочої рідини  $Q$  – 20...120 л/хв та похибки форми роторів – 0,02...0,21 мм [6].

Основними вхідними факторами  $x_i$ , що визначають зміну вихідних характеристик планетарного гідромотора, при дослідженнях системи роторів, є: перепад тиску робочої рідини,  $\Delta p$  –  $x_1$ ; частота обертання валу гідромотора,  $n$  –  $x_2$ ; зазор між розподільними вікнами рухомого і нерухомого розподільників  $\delta$  –  $x_3$ .

Як функції відгуку  $y_i$  вибиралися такі параметри: витрата робочої рідини,  $Q$  –  $y_1$ ; крутний момент на валу гідромотора,  $M_{\text{кр}}$  –  $y_2$ ; гідромеханічний ККД,  $\eta_{\text{мех}}$  –  $y_3$ ; об'ємний ККД,  $\eta_{\text{об}}$  –  $y_4$ ; загальний ККД гідромотора,  $\eta$  –  $y_5$ .

Незмінними факторами  $z_i$  є: температура робочої рідини,  $t$  –  $z_1$ ; кінематична в'язкість робочої рідини,  $\nu$  –  $z_2$ ; тонкість фільтрації робочої рідини,  $F$  –  $z_3$ .

Для визначення взаємозв'язку геометричних та функціональних параметрів планетарного гідромотора необхідно дослідити процес зміни його вихідних характеристик в залежності від конструктивних особливостей розподільної системи (з зазором між розподільними вікнами та без зазору).

В результаті проведених досліджень отримано рівняння регресії (4.11...4.15) з урахуванням значущих коефіцієнтів, які адекватно описують досліджуваний процес зміни вихідних характеристик планетарного гідромотора в залежності від перепаду тиску, витрати робочої рідини та зазору між розподільними вікнами [25]:

$$y_1(Q) = 54,7 + 44,6 \cdot x_2 + 0,1475 \cdot x_2 \cdot x_3; \quad (4.11)$$

$$y_2(M_{\text{кр}}) = 251 + 81 \cdot x_1 - 4 \cdot x_2 - 20,75 \cdot x_3 + 3 \cdot x_1 \cdot x_2 - 6,25 \cdot x_1 \cdot x_3; \quad (4.12)$$

$$y_3(\eta_{\text{мех}}) = 0,851 - 0,022 \cdot x_2 - 0,061 \cdot x_3 + 0,013 \cdot x_1 \cdot x_2 - 0,005 \cdot x_1 \cdot x_3 - 0,00325 \cdot x_2 \cdot x_3; \quad (4.13)$$

$$y_4(\eta_{\text{об}}) = 0,945 - 0,00325 \cdot x_1 + 0,00625 \cdot x_2 - 0,00275 \cdot x_3; \quad (4.14)$$

$$y_5(\eta) = 0,804 - 0,00363 \cdot x_1 - 0,0161 \cdot x_2 - 0,0609 \cdot x_3 + 0,0129 \cdot x_1 \cdot x_2 - 0,00387 \cdot x_1 \cdot x_3 - 0,00387 \cdot x_2 \cdot x_3. \quad (4.15)$$

Аналіз рівнянь (4.11...4.15) підтверджує, що зміна зазору  $\delta$  між розподільними вікнами рухомого та нерухомого розподільників впливає на

зміну вихідних характеристик планетарного гідромотора: витрату робочої рідини  $Q$ , крутний момент  $M_{кр}$  та ККД  $\eta$ . Зміна перепаду тиску  $\Delta p$  впливає на зміну крутного моменту  $M_{кр}$  та ККД  $\eta$  гідромотора. Зміна частоти обертання  $n$  впливає на зміну витрати робочої рідини  $Q$ , крутного моменту  $M_{кр}$  та ККД  $\eta$  гідромотора.

Визначимо зміну крутного моменту  $M_{кр}$ , частоти обертання  $n$  та ККД  $\eta$  гідромотора при зміні витрати робочої рідини  $Q$  в діапазоні від 20 л/хв до 120 л/хв, перепаду тиску  $\Delta p$  – від 8 МПа до 20 МПа та зазору  $\delta$  між розподільними вікнами рухомого і нерухомого розподільників – від 0 до 0,015 рад. з метою отримання моделі, яка описує роботу планетарного гідромотора.

Для визначення залежності  $M_{кр} = f(\Delta p, Q, \delta)$  з рівняння (4.11) визначимо зміну частоти обертання  $n = f(Q)$ , попередньо розкодувавши його

$$n = \frac{270 \cdot Q - 14769}{44,45 + 19,4 \cdot \delta} + 330. \quad (4.16)$$

Розкодувавши рівняння (4.12) та підставивши в нього рівняння (4.16), визначимо зміну крутного моменту на валу гідромотора:

$$M_{кр} = 8,99 - 263,15 \cdot \delta + (21,82 - 205,59 \cdot \delta) \cdot \Delta p + \frac{(0,75 \cdot \Delta p - 11,99) \cdot Q - 41,06 \cdot \Delta p + 655,74}{44,45 + 19,4 \cdot \delta}. \quad (4.17)$$

Розкодувавши рівняння (4.13...4.15) визначаємо зміну вихідних характеристик планетарного гідромотора з урахуванням конструктивних особливостей його розподільної системи [25]:

– зміна гідромеханічного ККД  $\eta_{мех} = f(n, \Delta p, \delta)$ :

$$\eta_{мех} = 0,967 - n \cdot (0,0002 - 0,000012 \cdot \Delta p + 0,0016 \cdot \delta) - \delta \cdot (5,53 + 0,16 \cdot \Delta p) - 0,0003 \cdot \Delta p. \quad (4.18)$$

– зміна об'ємного ККД  $\eta_{об} = f(n, \Delta p, \delta)$ :

$$\eta_{об} = 0,95 - 0,0008 \cdot \Delta p + 0,00002 \cdot n - 0,36 \cdot \delta. \quad (4.19)$$

– зміна загального ККД  $\eta = f(n, \Delta p, \delta)$ :

$$\eta = 0,926 - n \cdot (0,0002 - 0,000012 \cdot \Delta p + 0,0019 \cdot \delta) - \delta \cdot (5,81 + 0,13 \cdot \Delta p) - 0,004 \cdot \Delta p. \quad (4.20)$$

Отримані залежності (4.16...4.20) описують роботу планетарного гідромотора в умовах експлуатації з модернізованою розподільною системою з кінематичною схемою 7/6 при використанні двох додаткових розвантажувальних вікон рухомого розподільника.

В результаті проведених досліджень отримані рівняння регресії, які адекватно описують зміну функціональних параметрів планетарного

гідромотора в усьому діапазоні зміни параметрів експлуатації. Виконані дослідження дозволяють прогнозувати зміну вихідних характеристик планетарних гідромоторів при їх розробці, проектуванні та модернізації.

Реалізація отриманих рівнянь регресії для визначення загального ККД модернізованого гідромотора представлена на рис. 4.1.

Планетарні гідромотори серії PRG мають досить високий і стабільний ККД в широкому діапазоні зміни вихідних параметрів. При цьому загальний ККД модернізованого гідромотора (рис. 1, а) на 11% вище, ніж серійного (рис. 4.1, б).

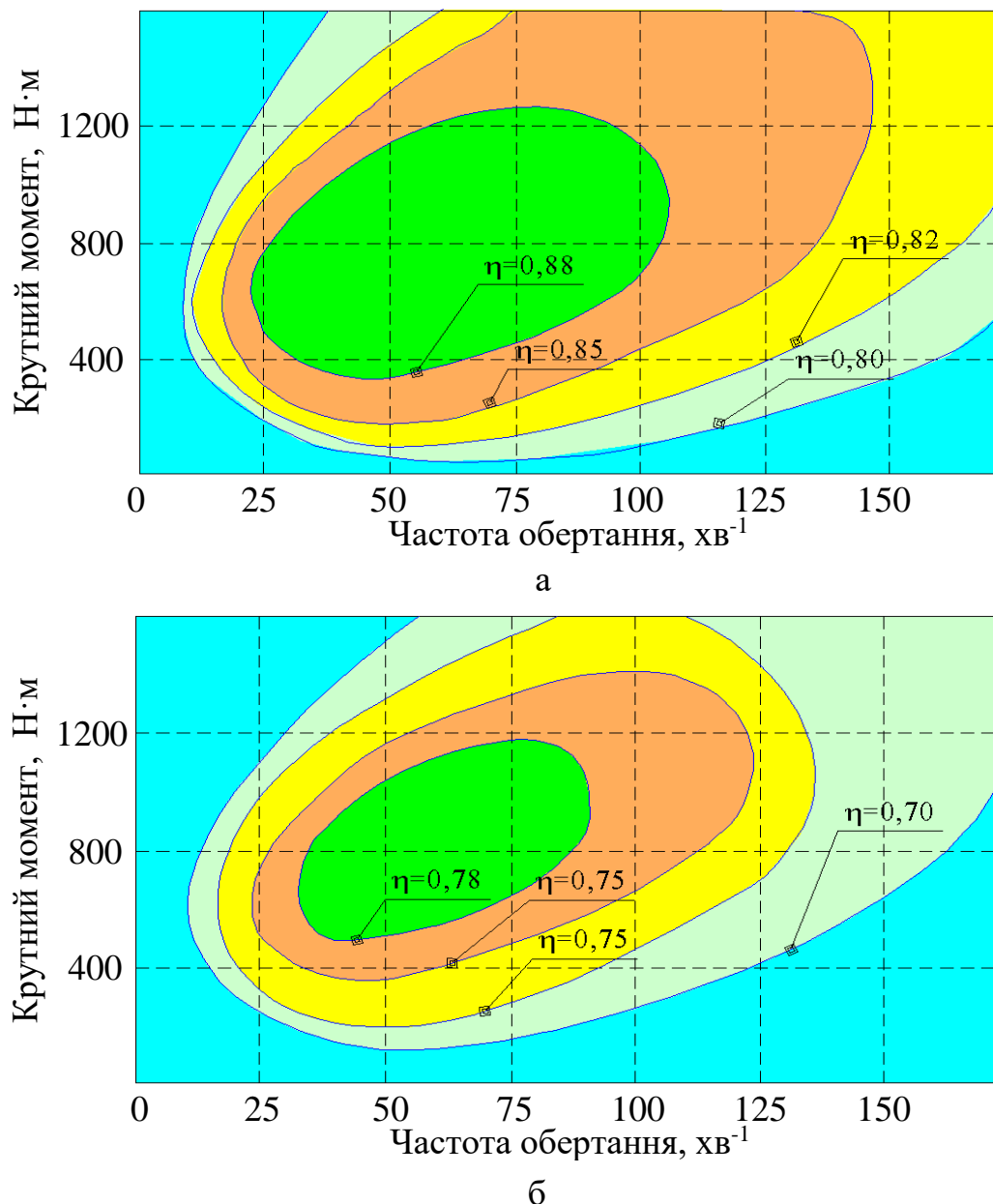


Рис. 4.1. Зовнішні характеристики планетарних гідромоторів серії PRG-22: а – модернізованого, б – серійного

Необхідно відзначити, що загальний ККД модернізованого гідромотора (рис. 4.1, а) змінюється в діапазоні 0,8...0,88 в залежності від зміни вихідних параметрів. Причому найкраще значення ККД ( $\eta = 0,88$ ) залишається

стабільним в діапазоні зміни крутного моменту від 300 Н·м до 1300 Н·м та частоти обертання – від 20 об/хв до 110 об/хв. ККД серійного гідромотора (рис. 4.1, б) змінюється в діапазоні 0,7...0,78. Максимальне значення ККД ( $\eta = 0,78$ ) залишається стабільним зміни крутного моменту в діапазоні при від 500 Н·м до 1200 Н·м та частоти обертання – від 30 об/хв до 90 об/хв.

В результаті проведених експериментальних досліджень отримано математичні моделі у вигляді рівнянь регресії, які адекватно описують зміну функціональних параметрів планетарного гідромотора в усьому діапазоні зміни параметрів його експлуатації. Виконані дослідження дозволяють прогнозувати зміну вихідних характеристик планетарних гідромоторів в експлуатаційних умовах.

*Висновки.* В результаті виконаних досліджень отримано рівняння регресії, що описують зміну функціональних параметрів планетарного гідромотора серії PRG-22 в широкому діапазоні зміни параметрів експлуатації. Діапазон зміни перепаду тиску становив від 8МПа до 20 МПа, витрати робочої рідини – від 20 л/хв до 120 л/хв, похибки форми виготовлення системи роторів – від 0,02 мм до 0,21мм та зазору між розподільними вікнами від 0 рад до 0,015 рад. Отримані рівняння регресії, адекватно описують зміну функціональних параметрів планетарного гідромотора в усьому діапазоні зміни параметрів експлуатації.

Реалізація отриманих рівнянь регресії для визначення загального ККД модернізованого гідромотора показує, що загальний ККД змінюється в діапазоні 0,8...0,88 в залежності від зміни вихідних параметрів. Причому, оптимальне значення ККД ( $\eta = 0,88$ ) залишається стабільним в діапазоні зміни крутного моменту від 300Н·м до 1300 Н·м та частоти обертання – від 20 об/хв до 110 об/хв. ККД серійного гідромотора змінюється в діапазоні 0,7...0,78 і має максимальне значення ( $\eta = 0,78$ ) при зміні крутного моменту від 500Н·м до 1200 Н·м та частоти обертання – від 30 об/хв до 90 об/хв.

Таким чином, виконані дослідження дозволяють прогнозувати зміну вихідних характеристик планетарних гідромоторів в широкому діапазоні зміни параметрів експлуатації при їх проектуванні та модернізації.

#### **4.5. Експериментальні дослідження витискувального блоку планетарного гідромотора**

Основними факторами, що визначають зміни вихідних характеристик планетарного гідромотора, з урахуванням конструктивних особливостей системи роторів, є: перепад тиску –  $\Delta p$ , витрата робочої рідини  $Q_{z,m}$  та похибка форми роторів  $E$ .

Дослідження зміни вихідних характеристик розробленого модернізованого планетарного гідромотора оцінюється за результатами його порівняльних випробувань із серійним гідромотором.

Випробування проводилися з двома гідромоторами робочим об'ємом 630 см<sup>3</sup> (з серійною та модернізованою системою роторів). У модернізованій конструкції гідромотора з метою підвищення сумісності результатів використано всі деталі серійного гідромотора, крім роторів. Похибка форми

виготовлення роторів модернізованого гідромотора становила  $E = 0,02...0,065$  мм, а серійного –  $E = 0,02...0,21$  мм.

Номінальне (поточне) значення витрати встановлювалося за допомогою зміни потоку робочої рідини, при роботі гідромотора на холостому ходу (без навантаження) відповідно рівним 50, 70, 90 і 110 л/хв.

Перепад тиску задавали відповідною зміною навантаження рівним 8, 16 та 20 МПа.

Необхідне навантаження задавали за допомогою гальмівного пристрою випробувального стенду в діапазоні 100...1500 Н·м з кроком 100 Н·м.

Виконані раніше теоретичні дослідження (розробка математичних моделей [16, 18], параметричні дослідження [9, 20] тощо) пов'язані з низкою припущень та обмежень. Тому, з метою коригування моделі, визначення її адекватності, а також визначення ефективності отриманих теоретичних результатів одним з основних етапів комплексних досліджень є проведення порівняльних стендових випробувань серійних та модернізованих планетарних гідромоторів [26].

В результаті проведених досліджень встановлено (рис. 4.2), що для всіх перепадів тиску ( $\Delta p = 8$  МПа,  $\Delta p = 16$  МПа,  $\Delta p = 20$  МПа) та інтервалів зміни частот обертання ( $n = 35...200$  хв<sup>-1</sup>) об'ємний ККД як серійного, так і модернізованого гідромоторів практично не змінюється і близький до одиниці. Деяке зниження об'ємного ККД до 0.87 (рис. 3.3.1) спостерігається за низьких частот обертання вала модернізованого гідромотора ( $n = 40...70$  хв<sup>-1</sup>). Висока стабільність об'ємного ККД у широкому діапазоні частот обертання вказує на те, що запропонована конструкція системи роторів має самогерметизацію не гіршу, ніж серійна.

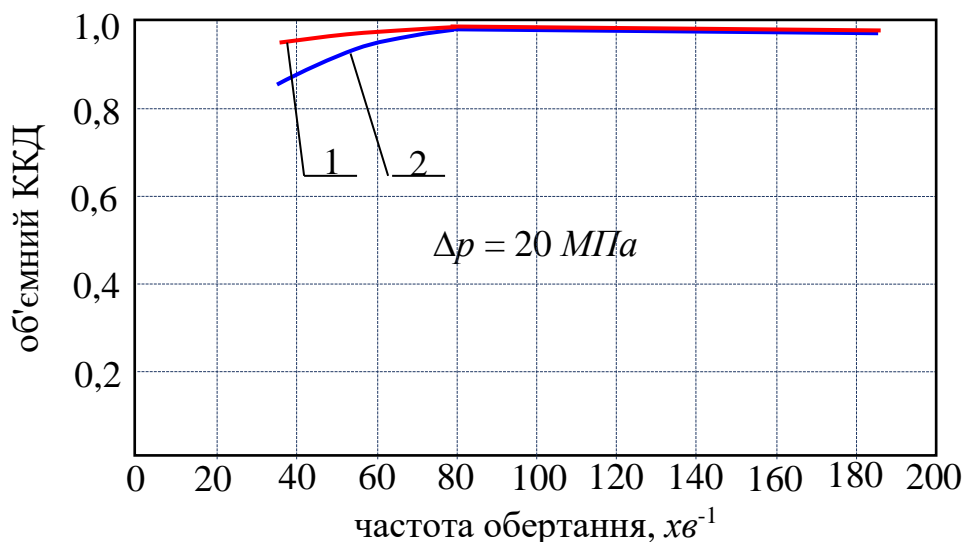


Рис. 4.2. Залежність об'ємного ККД від частоти обертання:  
1 – серійний гідромотор; 2 – модернізований гідромотор

Деяка нелінійність спостерігається у змінах гідромеханічного ККД залежно від частоти обертання вала гідромотора (рис. 4.3).

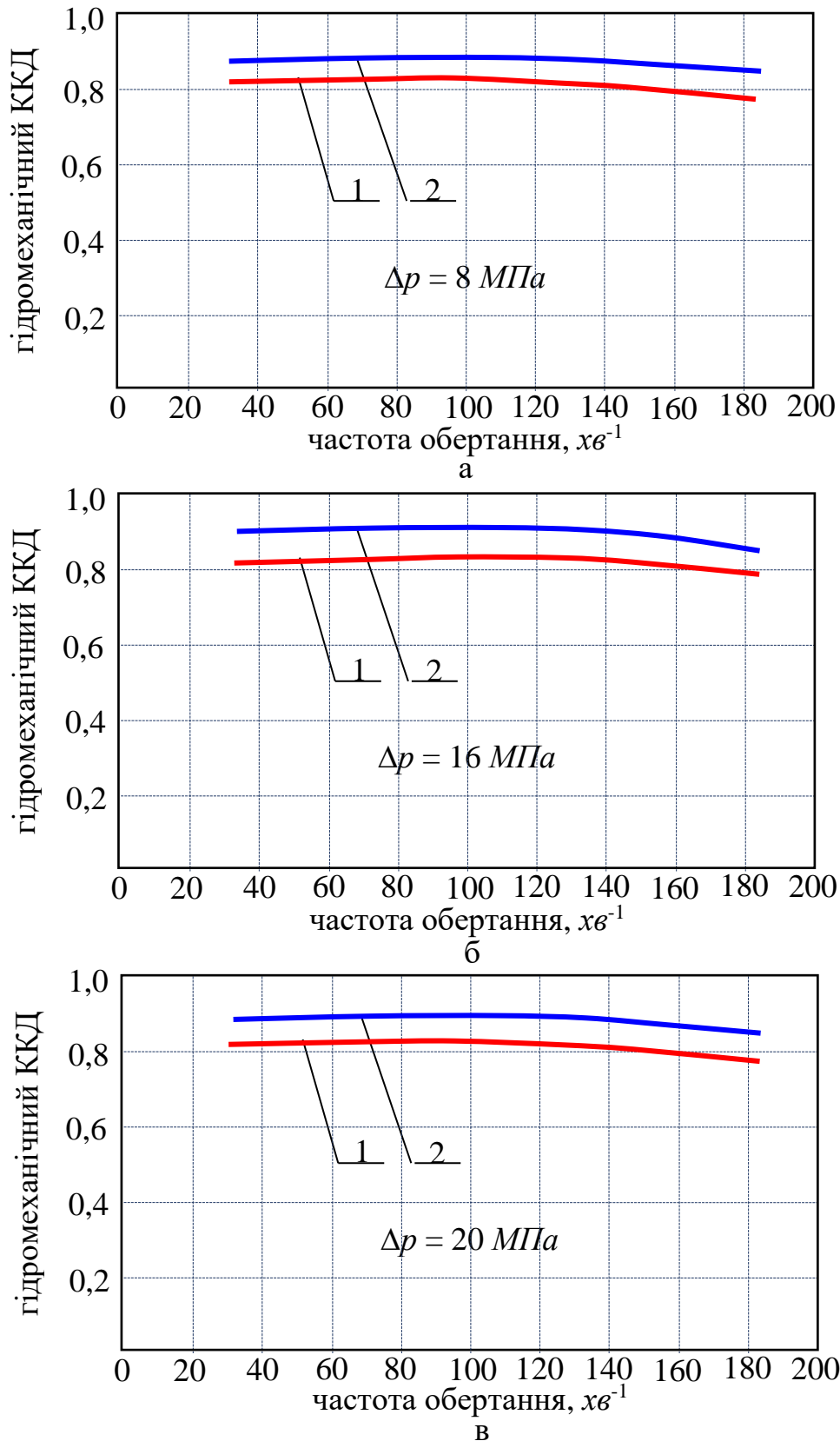


Рис. 4.3. Залежність гідромеханічного ККД від частоти обертання:  
1 – серійний гідромотор; 2 – модернізований гідромотор

Встановлено, що для всіх значень перепадів тиску гідромеханічний ККД модернізованого гідромотора вищий, ніж серійний. Його максимальне значення становить 0.95, що у 7...10% перевищує значення серійного. При збільшенні

частоти обертання до  $200 \text{ хв}^{-1}$  як для модернізованого, так і для серійного гідромоторів характерно зниження гідромеханічного ККД. Очевидно, це пов'язано із збільшенням втрат у розподільній системі при частоті обертання валу гідромотора, що перевищує номінальне значення ( $150 \text{ хв}^{-1}$ ).

Враховуючи, що об'ємний ККД, згідно з проведеними дослідженнями, у всьому інтервалі зміни частоти обертання валу гідромотора для перепадів тиску  $\Delta p = 8 \text{ МПа}$  і  $\Delta p = 16 \text{ МПа}$  практично не змінюється (рис. 4.2), то залежності, отримані для гідромеханічних ККД при цих перепадах тиску (рис. 4.3, а, б), характеризують зміни загального ККД. Відмінними є зміни загального ККД для перепаду тиску  $\Delta p = 20 \text{ МПа}$  (рис. 4.4). Зумовлено це тим, що при низьких частотах обертання валу модернізованого гідромотора спостерігається зниження об'ємного ККД (рис. 4.2).

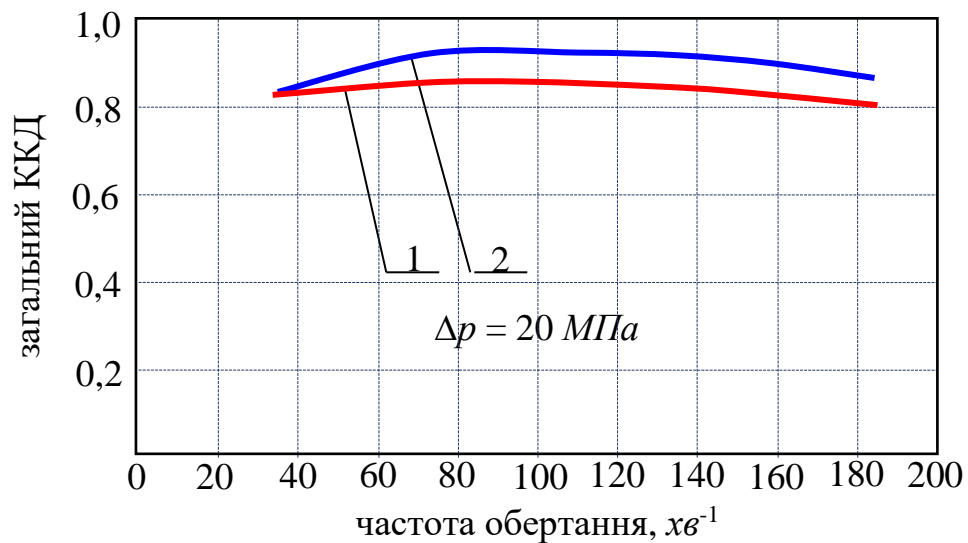


Рис. 4.4. Залежність загального ККД від частоти обертання:  
1 – серійний гідромотор; 2 – модернізований гідромотор

Дослідженнями залежності крутних моментів від частоти обертання встановлено, що характер їх зміни, як для серійного, так і для модернізованого, гідромоторів ідентичний (рис. 4.5). Різниця між значеннями крутного моменту модернізованого і серійного гідромоторів зростає зі збільшенням перепаду тисків. При перепаді тиску  $8 \text{ МПа}$  величина крутного моменту становить близько  $800 \text{ Н}\cdot\text{м}$  (рис. 4.5, а), а при перепаді тисків  $20 \text{ МПа}$  –  $1900 \text{ Н}\cdot\text{м}$  для модернізованого та  $1600 \text{ Н}\cdot\text{м}$  для серійного гідромоторів (рис. 4.5, в).

Встановлено, що при всіх перепадах тисків і частотах обертання модернізований гідромотор розвиває більший крутний момент, ніж серійний. Пояснюється це зниженням механічних втрат за рахунок підвищення гідромеханічного ККД, характерного для розробленої конструкції системи роторів модернізованого гідромотора (рис. 4.3).

Результати досліджень впливу частоти обертання валу модернізованого гідромотора на витрату робочої рідини при різних перепадах тисків представлені у вигляді графічної залежності на рис. 4.6.

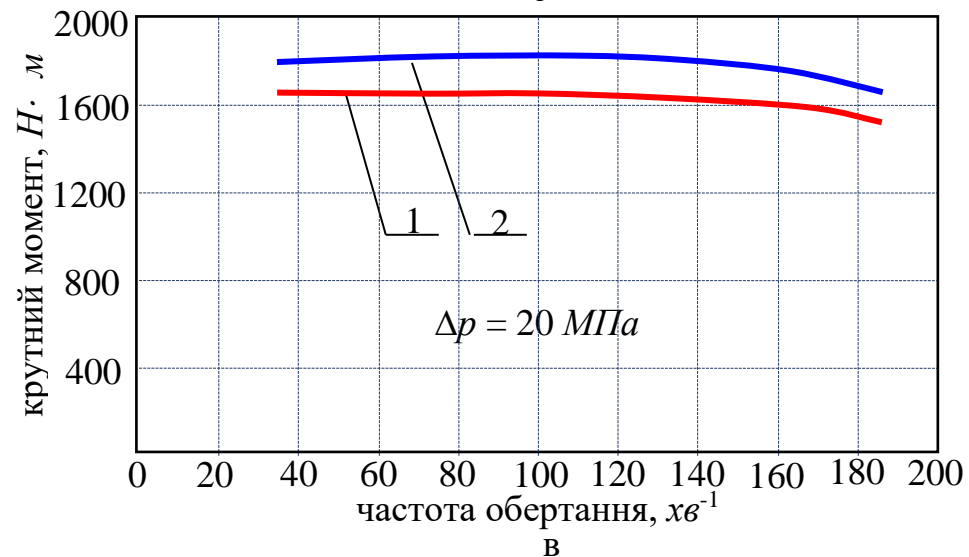
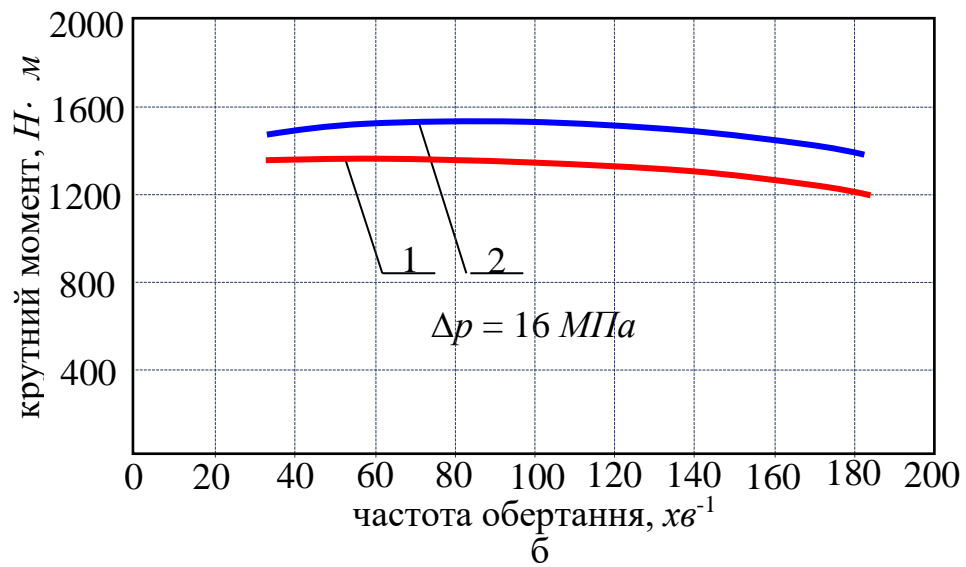
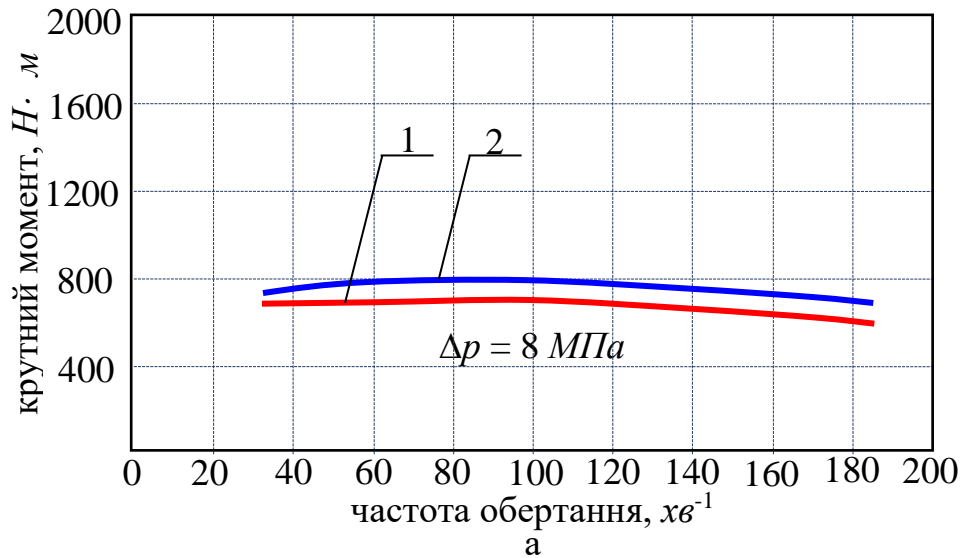


Рис. 4.5. Залежність крутного моменту від частоти обертання:  
1 – серійний гідромотор; 2 – модернізований гідромотор

Дослідженнями впливу частоти обертання валу модернізованого гідромотора на витрату робочої рідини при різних перепадах тисків

встановлено лінійний пропорційний зв'язок між цими параметрами (рис. 4.6). Для серійного гідромотора встановлено аналогічні дані, які графічно ідентичні представленим на рис. 4.6.

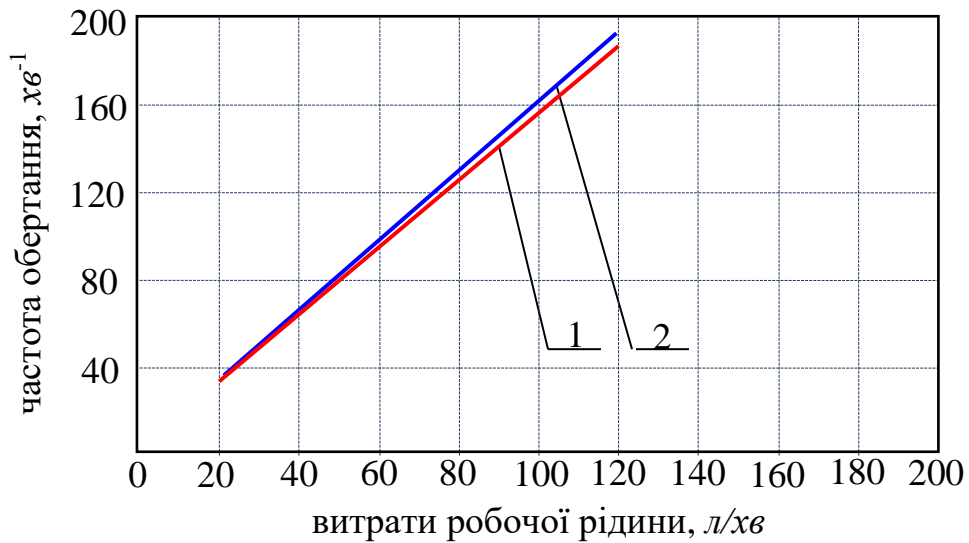


Рис. 4.6. Залежність частоти обертання від витрати робочої рідини:  
1 – серійний гідромотор; 2 – модернізований гідромотор

Таким чином, дослідженнями впливу конструктивних особливостей системи роторів планетарних гідромоторів на зміну їх вихідних характеристик встановлено, що усунення похибки форми виготовлення роторів дозволяє на 7...10% підвищити гідромеханічний та загальний ККД модернізованого гідромотора, і як наслідок, підвищити крутний момент при ідентичності інших вихідних характеристик.

*Висновки.* Для проведення порівняльних стендових випробувань сімейства високомоментних планетарних гідромоторів розроблено методику проведення експериментальних досліджень впливу конструктивних особливостей системи роторів серійного та модернізованого планетарних гідромоторів на їх вихідні характеристики, а також принципову гідравлічну схему експериментального стенду для проведення порівняльних стендових випробувань сімейства високомоментних планетарних гідромоторів.

В результаті проведених досліджень впливу конструктивних особливостей системи роторів серійного та модернізованого планетарних гідромоторів на їх вихідні характеристики встановлено, що усунення похибки форми виготовлення роторів дозволяє на 7...10% підвищити гідромеханічний та загальний ККД модернізованого гідромотора, і як наслідок, підвищити крутний момент при заданих частотах обертання, що дає змогу підвищити ефективність роботи планетарних гідромоторів у складі мехатронних систем самохідної техніки.

#### 4.6. Експериментальні дослідження розподільного блоку планетарного гідромотора

Експериментальні стендові дослідження проводилися на серійному та модернізованому гідромоторах серії PRG-22 із робочим об'ємом  $160 \text{ см}^3$  [27]. Модернізація гідромотора полягала у зміні геометричних параметрів рухомого та нерухомого розподільників, інші деталі гідромотора залишалися серійними. Дослідження проводилися для планетарних гідромоторів із кінематичною схемою розподільної системи 7/6 [22]. Кількість розподільних вікон рухомого розподільника дорівнює 12 (6 робочих та 6 розвантажувальних вікон), а кількість розподільних вікон нерухомого розподільника дорівнює 14 (7 вікон нагнітання та 7 вікон зливу). У серійній розподільній системі використовуються 3 розвантажувальних вікна як додаткові робочі, а зазор між вікнами рухомого і нерухомого розподільників становить  $0^\circ 51'$ . У модернізованій розподільній системі гідромотора використовуються 2 розвантажувальні вікна як додаткові робочі, а зазор між розподільними вікнами дорівнює  $0^\circ$ . Пропускна здатність розподільних систем гідромоторів визначалася сумарною площею прохідного перерізу робочих вікон. Для серійного гідромотора площа прохідного перерізу коливається у межах  $222 \dots 226 \text{ мм}^2$ , середня площа становить  $223 \text{ мм}^2$ , для модернізованого – площа прохідного перерізу постійна та дорівнює  $226 \text{ мм}^2$ .

Необхідне значення витрати робочої рідини через гідромотор дорівнює 50, 70, 90 і 110 л/хв, відповідно, встановлювалося за допомогою регульованого насоса при роботі випробуваного гідромотора на холостому ходу (без навантаження). Необхідне навантаження задавалося за допомогою гальмівного пристрою випробувального стенду в діапазоні  $25 \dots 400 \text{ Н} \cdot \text{м}$  з кроком  $25 \text{ Н} \cdot \text{м}$ .

Основними факторами, що визначають зміну функціональних параметрів планетарного гідромотора є: частота обертання, різниця тиску та зазор між розподільними вікнами рухомого та нерухомого розподільників [22]. Дослідження зміни функціональних параметрів серійного та модернізованого гідромоторів оцінювалося за результатами порівняльних випробувань цих гідромоторів (табл. 4.1).

Механічний, об'ємний та загальний ККД випробуваних гідромоторів визначався згідно зі стандартною методикою за результатами вимірювання перепаду тиску, крутного моменту, частоти обертання валу гідромотора та витрати робочої рідини [27].

В результаті проведених експериментальних досліджень визначено залежність ККД випробуваних гідромоторів від частоти обертання його валу (рис. 4.7...4.9, табл. 4.1). Встановлено, що характер закономірностей зміни ККД серійного та модернізованого гідромоторів у всьому діапазоні зміни частот обертання аналогічний.

Аналіз наведених залежностей показує (рис. 4.7...4.9, табл. 4.1), що: ККД гідромотора зростає при зміні частоти обертання в діапазоні  $10 \dots 450 \text{ хв}^{-1}$ , а при зміні частоти обертання в діапазоні  $600 \dots 780 \text{ хв}^{-1}$  стрімко падає; зі зміною перепаду тиску  $\Delta p$  (в діапазоні  $16 \dots 20 \text{ МПа}$ ) гідромеханічний  $\eta_{зм}$  (рис. 4.7, б, в), об'ємний  $\eta_{об}$  (рис. 4.8, б, в) та загальний  $\eta$  (рис. 4.9, б, в) ККД практично не

змінюються.

Таблиця 4.1 – Результати експериментальних досліджень гідромотора із серійною та модернізованою розподільними системами

$n, \text{хв}^{-1}$	$Q, \text{л/хв}$	$\Delta p, \text{МПа}$	$M, \text{Н}\cdot\text{м}$	$\eta_{\text{зм}}$	$\eta_{\text{об}}$	$\eta$
<b>серійний гідромотор</b>						
<i><math>\Delta p = 8 \text{ МПа}</math></i>						
61	10,56	8,24	181	0,872	0,913	0,796
147	25,29	7,71	174	0,897	0,918	0,823
302	51,002	7,83	180	0,913	0,936	0,855
449	76,18	7,88	174	0,878	0,931	0,817
604	103,82	7,74	160	0,821	0,919	0,754
776	135,08	7,48	132	0,702	0,908	0,637
<i><math>\Delta p = 16 \text{ МПа}</math></i>						
62	10,78	15,7	330	0,834	0,909	0,758
151	26,14	15,45	331	0,851	0,913	0,777
298	50,68	15,47	334	0,858	0,929	0,797
452	77,57	15,63	338	0,859	0,921	0,791
601	103,93	15,54	329	0,841	0,914	0,769
775	135,19	15,16	287	0,752	0,906	0,681
<i><math>\Delta p = 20 \text{ МПа}</math></i>						
58	10,14	19,41	395	0,809	0,904	0,731
150	25,93	19,52	406	0,826	0,914	0,755
301	51,64	19,1	411	0,855	0,921	0,787
449	77,14	19,15	408	0,847	0,919	0,788
598	103,71	19,32	401	0,825	0,911	0,752
779	135,94	18,88	349	0,734	0,905	0,664
<b>модернізований гідромотор</b>						
<i><math>\Delta p = 8 \text{ МПа}</math></i>						
62	10,35	8,08	191	0,94	0,946	0,889
152	25,07	7,9	190	0,955	0,958	0,915
303	49,83	7,88	189	0,953	0,961	0,916
452	74,48	7,63	180	0,938	0,959	0,899
601	99,23	8,04	178	0,878	0,957	0,84
774	129	7,62	145	0,756	0,948	0,717
<i><math>\Delta p = 16 \text{ МПа}</math></i>						
60	10,14	15,39	358	0,925	0,935	0,865
150	25,07	15,5	362	0,928	0,945	0,877
298	49,19	15,62	368	0,936	0,958	0,897
448	74,16	15,13	354	0,929	0,954	0,886
597	99,23	15,74	360	0,909	0,951	0,865
778	129,75	15,52	302	0,773	0,947	0,732
<i><math>\Delta p = 20 \text{ МПа}</math></i>						
61	10,35	19,36	445	0,913	0,933	0,852
149	25,07	19,17	442	0,916	0,939	0,86
301	49,83	19,44	453	0,926	0,954	0,883
449	74,48	19,19	447	0,925	0,952	0,881
598	99,66	19,08	438	0,912	0,948	0,865
776	129,64	19,09	382	0,795	0,946	0,752

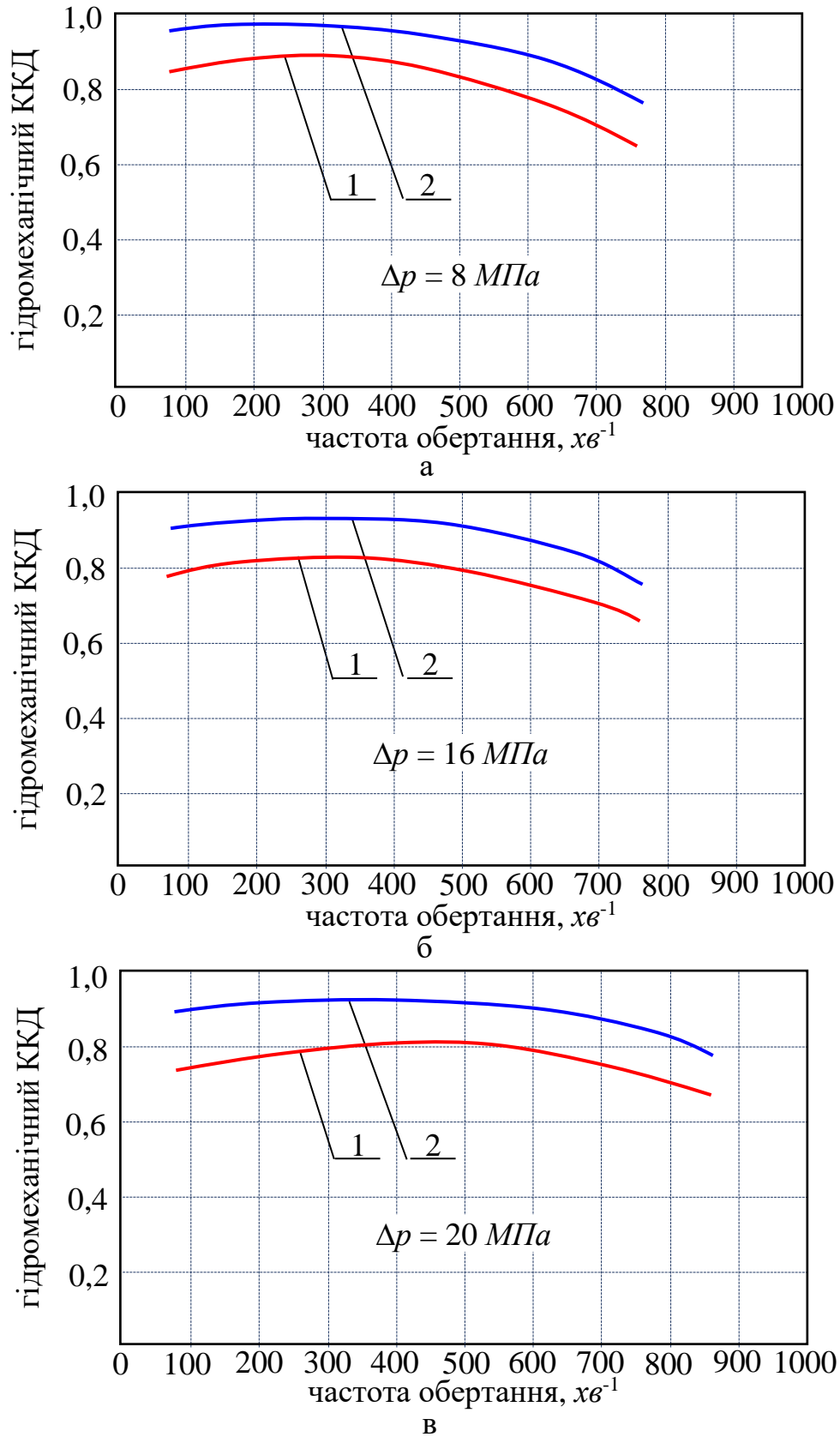


Рис. 4.7. Залежність гідромеханічного ККД від частоти обертання вихідного валу планетарного гідромотора:  
 1 – серійний гідромотор; 2 – модернізований гідромотор

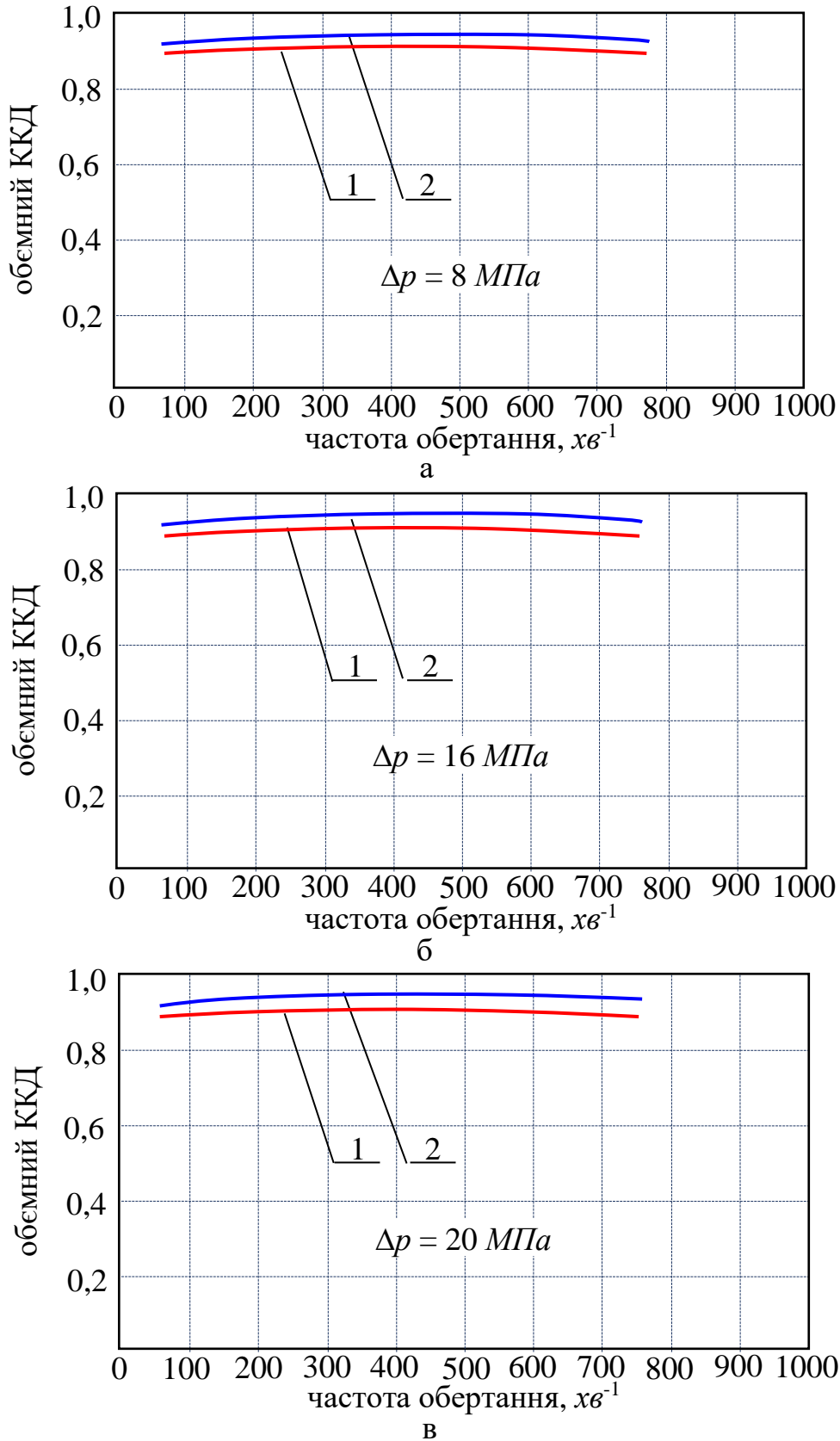


Рис. 4.8. Залежність об'ємного ККД від частоти обертання вихідного валу планетарного гідромотора:  
 1 – серійний гідромотор; 2 – модернізований гідромотор

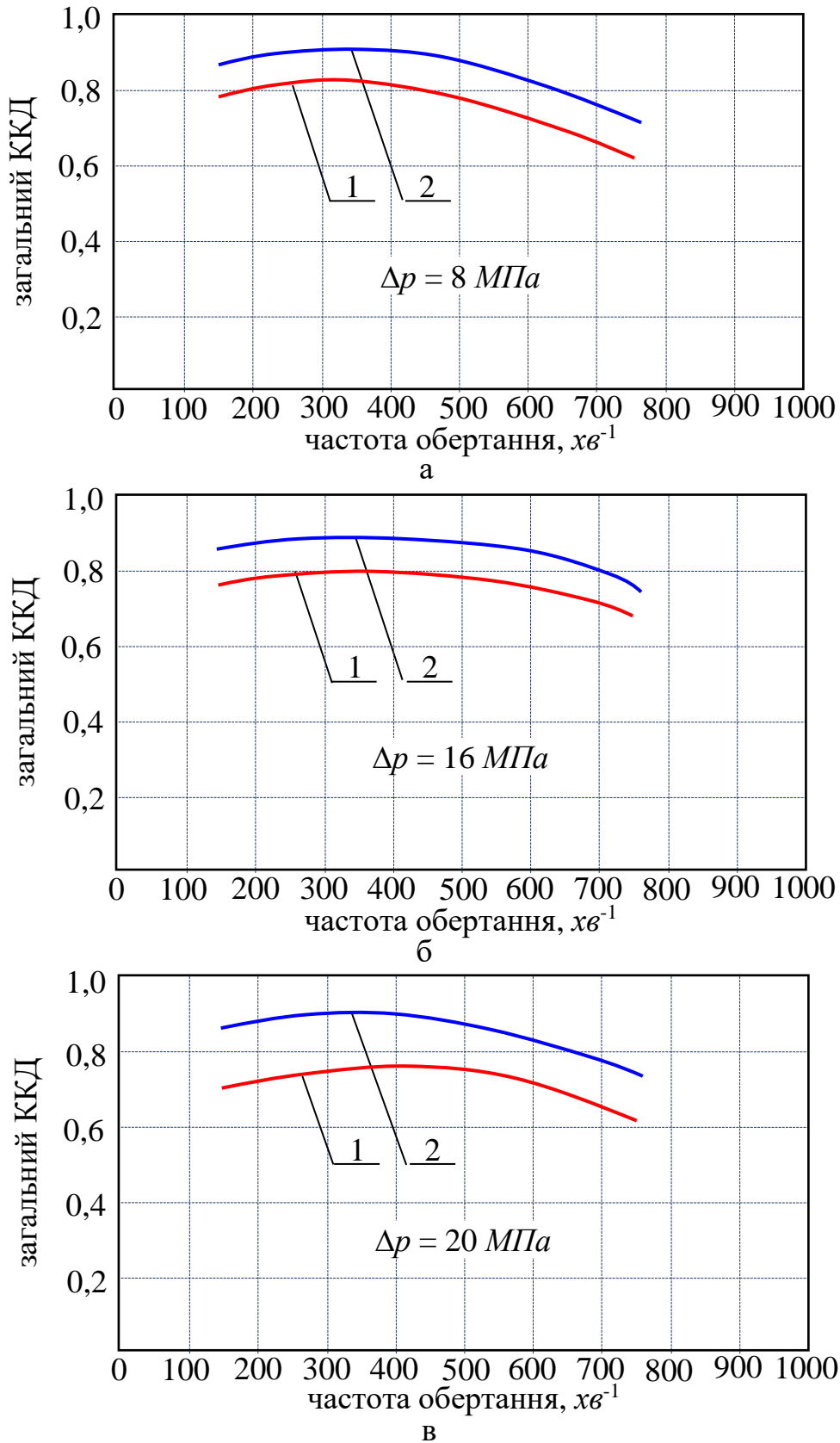


Рис. 4.9. Залежність загального ККД від частоти обертання вихідного валу планетарного гідромотора:  
1 – серійний гідромотор; 2 – модернізований гідромотор

При збільшенні частоти обертання валу гідромотора до  $300 \text{ хв}^{-1}$  гідромеханічний ККД (рис. 4.7, б) обох гідромоторів зростає, приймаючи значення  $0,75...0,81$  для серійного (крива 1) та  $0,89...0,92$  для модернізованого (крива 2) гідромоторів. Максимальне значення гідромеханічного ККД знаходиться в діапазоні частот обертання його валу  $150...450 \text{ хв}^{-1}$ . Збільшення частоти обертання валу гідромотора до  $670 \text{ хв}^{-1}$  призводить до значного зменшення його гідромеханічного ККД до значень  $0,65$  для серійного та  $0,75$  для модернізованого гідромоторів. Гідромеханічний ККД гідромотора з модернізованою розподільною системою на  $11...14\%$  вище, ніж у гідромотора із серійною розподільною системою (рис. 4.7).

Об'ємний ККД гідромотора (рис. 4.8, б) з модернізованою розподільною системою (крива 2) на  $2...4\%$  вище, ніж у гідромотора з серійною розподільною системою (крива 1) і в усьому діапазоні зміни частот обертання залишається практично незмінним.

Зміни загального ККД від частоти обертання (рис. 4.9, б) має такий же характер, як і залежності гідромеханічного ККД (рис. 4.7, б), що пояснюється малими об'ємними втратами. Загальний ККД гідромотора з модернізованою розподільною системою (крива 2) на  $7...9\%$  вище, ніж у гідромотора із серійною розподільною системою (крива 1).

Збільшення значень гідромеханічного, об'ємного та загального ККД модернізованого гідромотора пояснюється збільшенням пропускну здатності його розподільної системи.

Аналіз залежності моменту  $M$  від частоти обертання  $n$  при різних значеннях перепаду тиску  $\Delta p$  серійного та модернізованого гідромоторів показує (рис. 4.10), що:

- зі збільшенням перепаду тиску до максимального значення ( $\Delta p = 20 \text{ МПа}$ ) крутний момент зростає;
- так як крутний момент залежить як від перепаду тиску, так і від гідромеханічного ККД, то залежності крутного моменту (рис. 4.10) носять характер, аналогічний залежностям гідромеханічного ККД (рис. 4.7);
- при зміні частоти обертання в діапазоні  $600...780 \text{ хв}^{-1}$  значення крутного моменту стрімко падають.

Дослідженнями зміни функціональних параметрів планетарного гідромотора встановлено, що характер зміни крутного моменту залежно від частоти обертання (рис. 4.10) для серійного і модернізованого гідромоторів аналогічні. У діапазоні зміни частот обертання  $75...550 \text{ хв}^{-1}$  крутний момент, що розвивається серійним гідромотором, становить  $300...325 \text{ Н}\cdot\text{м}$  (рис. 4.10, б – крива 1) та змінюється незначно (у межах  $8\%$ ), що є ознакою жорсткої характеристики даного гідромотора. Стабільність крутного моменту (в межах  $1,5\%$ ), що розвивається модернізованим гідромотором в межах  $370...375 \text{ Н}\cdot\text{м}$  (рис. 4.10, б – крива 2) у діапазоні зміни частот обертання  $75...450 \text{ хв}^{-1}$  підтверджує його жорстку характеристику. Під жорсткістю характеристики гідромотора розуміється його здатність забезпечувати стабільні показання крутного моменту у великому діапазоні зміни частоти обертання, особливо при низьких оборотах.

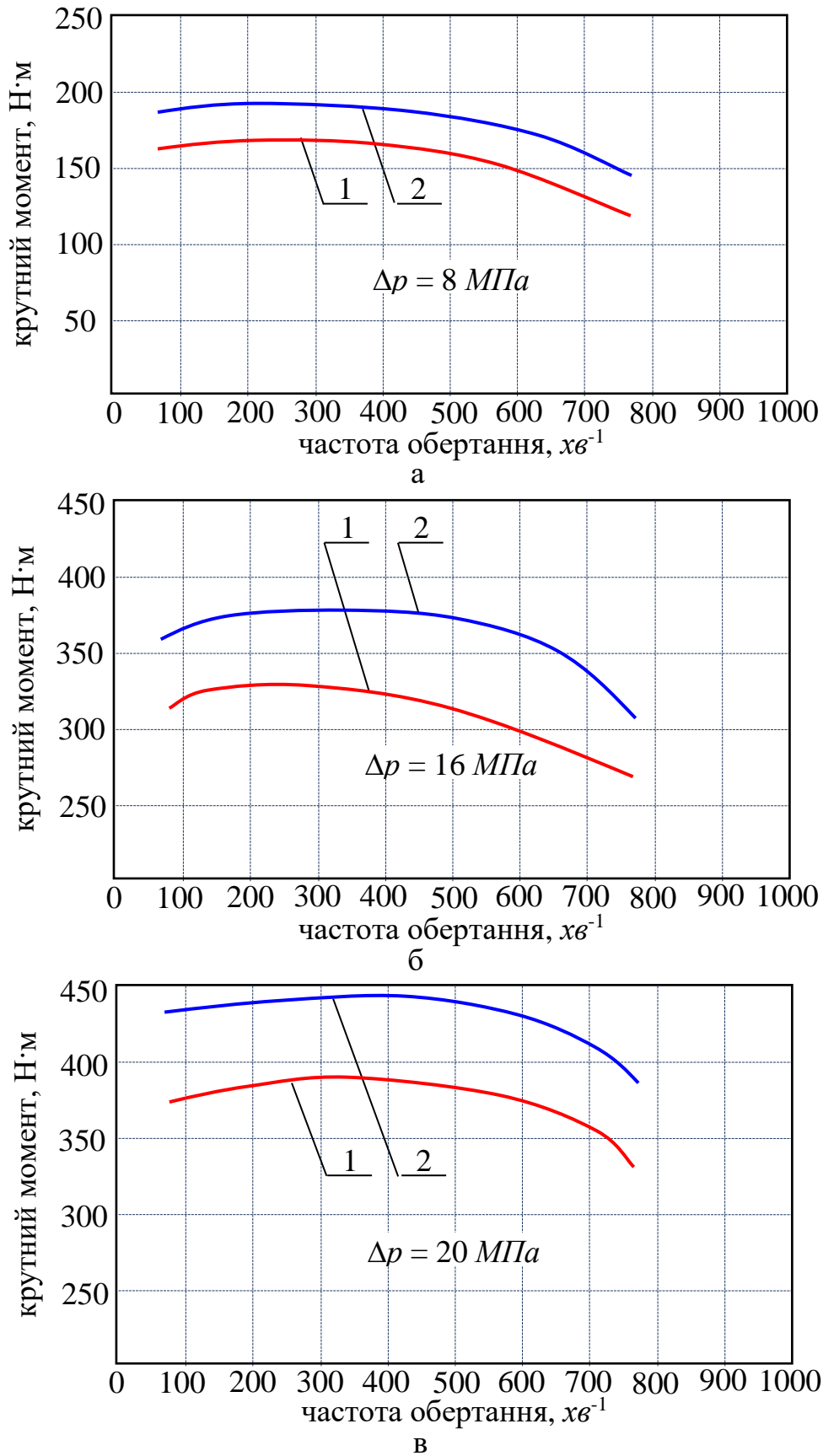


Рис. 4.10. Залежність крутного моменту від частоти обертання вихідного валу планетарного гідромотора:  
1 – серійний гідромотор; 2 – модернізований гідромотор

Підвищена стабільність крутного моменту, що розвивається модернізованим гідромотором і збільшене на 14% абсолютне значення крутного моменту пояснюється раціональним проектуванням конструкції елементів розподільної системи модернізованого гідромотора.

Аналіз залежності зміни частоти обертання вала гідромотора від витрати робочої рідини (рис. 4.11) показує, що ці параметри як для серійного (крива 1), так і для модернізованого (крива 2) гідромоторів знаходяться в лінійній залежності та зі збільшенням витрати робочої рідини збільшуються. Модернізація розподільної системи майже не впливає на зміну розглянутих залежностей.

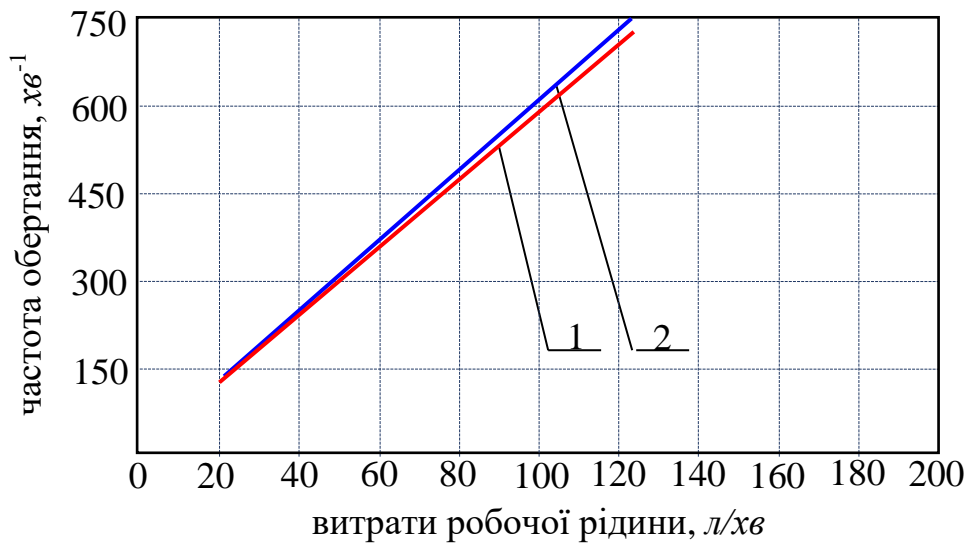


Рис. 4.11. Залежність частоти обертання від витрати робочої рідини:  
1 – серійний гідромотор; 2 – модернізований гідромотор

Аналіз залежності зміни частоти обертання від перепаду тиску при різних значеннях витрати робочої рідини показує (рис. 4.12), що при тому самому значенні витрати робочої рідини зі збільшенням перепаду тиску частота обертання не змінюється, як для серійного (криві 1) так і для модернізованого гідромоторів (криві 2).

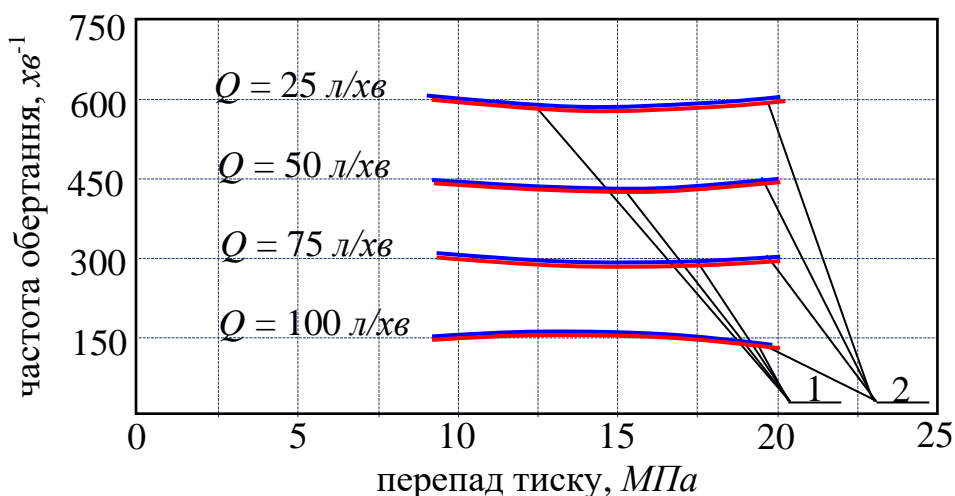


Рис. 4.12. Залежність частоти обертання від перепаду тиску:  
1 – серійний гідромотор; 2 – модернізований гідромотор

Таким чином, дослідженнями впливу конструктивних особливостей розподільної системи планетарного гідромотора на зміну його функціональних параметрів встановлено, що усунення пульсації потоку робочої рідини та підвищення пропускної здатності планетарного гідромотора з модернізованою розподільною системою дозволяє підвищити гідромеханічний ККД модернізованого гідромотора на 11...14%, об'ємний – на 2... 4%, а загальний – на 7...9%. Також необхідно відзначити, що модернізація розподільної системи майже не впливає на зміну частоти обертання від витрати робочої рідини та частоти обертання від перепаду тиску.

*Висновок.* Проведеними дослідженнями встановлено, що максимальне значення гідромеханічного ККД знаходиться в діапазоні частот обертання його валу 150...450 хв<sup>-1</sup>. Гідромеханічний ККД гідромотора з модернізованою розподільною системою на 11...14% вище, ніж у гідромотора із серійною. Об'ємний ККД гідромотора з модернізованою розподільною системою на 2...4% вище, ніж у гідромотора із серійною та в усьому діапазоні зміни частот обертання залишається практично незмінним. Загальний ККД гідромотора з модернізованою розподільною системою на 7...9% вище, ніж у гідромотора із серійною. Збільшення значень гідромеханічного, об'ємного та загального ККД модернізованого гідромотора пояснюється збільшення пропускної здатності його розподільної системи.

Дослідженнями зміни функціональних параметрів планетарного гідромотора встановлено, що в діапазоні частот обертання 75...550 хв<sup>-1</sup> крутний момент, що розвивається серійним гідромотором, становить 300...325 Н·м та змінюється незначно (у межах 8%), що є ознакою жорсткої характеристики даного гідромотора. Стабільність крутного моменту, що розвивається модернізованим гідромотором 370...375 Нм (у межах 1,5%) у діапазоні частот обертання 75...450 хв<sup>-1</sup> підтверджує його жорстку характеристику.

#### **4.7. Висновки по розділу 4**

В результаті виконаних досліджень отримано рівняння регресії, що описують зміну функціональних параметрів планетарного гідромотора серії PRG-22 в широкому діапазоні зміни параметрів експлуатації. Діапазон зміни перепаду тиску становив від 8МПа до 20 МПа, витрати робочої рідини – від 20 л/хв до 120 л/хв, похибки форми виготовлення системи роторів – від 0,02 мм до 0,21мм та зазору між розподільними вікнами від 0 рад до 0,015 рад. Отримані рівняння регресії, адекватно описують зміну функціональних параметрів планетарного гідромотора в усьому діапазоні зміни параметрів експлуатації.

Реалізація отриманих рівнянь регресії для визначення загального ККД модернізованого гідромотора показує, що загальний ККД змінюється в діапазоні 0,8...0,88 в залежності від зміни вихідних параметрів. Причому, оптимальне значення ККД ( $\eta = 0,88$ ) залишається стабільним в діапазоні зміни крутного моменту від 300Н·м до 1300 Н·м та частоти обертання – від 20 об/хв до 110 об/хв. ККД серійного гідромотора змінюється в діапазоні 0,7...0,78 і має максимальне значення ( $\eta = 0,78$ ) при зміні крутного моменту від 500Н·м до

1200 Н·м та частоти обертання – від 30 об/хв до 90 об/хв.

Таким чином, виконані дослідження дозволяють прогнозувати зміну вихідних характеристик планетарних гідромоторів в широкому діапазоні зміни параметрів експлуатації при їх проектуванні та модернізації.

Для проведення порівняльних стендових випробувань сімейства високомоментних планетарних гідромоторів розроблено методику проведення експериментальних досліджень впливу конструктивних особливостей витискувальної системи серійного та модернізованого планетарних гідромоторів на їх вихідні характеристики. В результаті проведених досліджень впливу конструктивних особливостей витискувальної системи серійного та модернізованого планетарних гідромоторів на їх вихідні характеристики встановлено, що усунення похибки форми виготовлення роторів дозволяє на 7...10% підвищити гідромеханічний та загальний ККД модернізованого гідромотора, і як наслідок, підвищити крутний момент при заданих частотах обертання, що дає змогу підвищити ефективність роботи планетарних гідромоторів у складі мехатронних систем самохідної техніки.

Проведеними дослідженнями встановлено, що максимальне значення гідромеханічного ККД знаходиться в діапазоні частот обертання його валу 150...450 хв<sup>-1</sup>. Гідромеханічний ККД гідромотора з модернізованою розподільною системою на 11...14% вище, ніж у гідромотора із серійною. Об'ємний ККД гідромотора з модернізованою розподільною системою на 2...4% вище, ніж у гідромотора із серійною та в усьому діапазоні зміни частот обертання залишається практично незмінним. Загальний ККД гідромотора з модернізованою розподільною системою на 7...9% вище, ніж у гідромотора із серійною. Збільшення значень гідромеханічного, об'ємного та загального ККД модернізованого гідромотора пояснюється збільшення пропускної здатності його розподільної системи.

#### 4.8. Література до розділу 4

1. Chang, Y., Kim, J., Jeon, C., Chul, K., Jung, S.: Development of an Integrated System for the Automated Design of a Gerotor Oil Pump. *Journal of Mechanical Design*, 2006. 129(10). 1099–1105, doi: 10.1115/1.2757629.
2. Gamez-Montero, P. J., Garcia-Vilchez, M., Raush, G., Freire, J., Codina, E.: Teeth Clearance and Relief Grooves Effects in a Trochoidal-Gear Pump Using New Modules of GeroLAB. *Journal of Mechanical Design*, 2012. 134(5). 054502-7, doi:10.1115/1.4006440.
3. Yang, D., Yan, J., Tong, S. Flowrate Formulation of Deviation Function Based Gerotor Pumps. *Journal of Mechanical Design*, 2010. 132(6). 064503-5, doi:10.1115/1.4001595.
4. Choi, T., Kim, M., Lee, G. et al.: Design of rotor for internal gear pump using cycloid and circular-arc curves. *Journal of Mechanical Design*, 2012. 134(1). 011005-12, doi: 10.1115/1.4004423.
5. Xing, K., Zhang, Y., Jin, X.: Performance analysis and experimental research of the orbital motor. *Proceedings of the seventh international conference on*

fluid power transmission and control, 2009. 131-135.

6. Voloshina, A., Panchenko, A., Panchenko, I., Titova, O. and Zasiadko, A.: Improving the output characteristics of planetary hydraulic machines. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2019. 708(1), 012038, doi: 10.1088/1757-899X/708/1/012038.

7. 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, doi: 10.14419/ijet.v7i4.3.19544.

8. 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, 2018. 7(4.3). 1–5, doi: 10.14419/ijet.v7i4.3.19542.

9. Panchenko, A., Voloshina, A., Panchenko, I., Titova, O. and Pastushenko, A. Reliability design of rotors for orbital hydraulic motors. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2019. 708(1). 012017, doi: 10.1088/1757-899X/708/1/012017.

10. Strmcnik, E., Majdic, F.: The Pressure and Efficiency Characteristic of Hydraulic Gerotor Motor with the Floating Outer Ring. Tehnicki vjesnik-technical gazette, 2018. 25(2). 609-615.

11. Stryczek, J.: Characteristic parameters of hydraulic displacement machines with cycloidal gearing. Mechanism and machine theory, 1993. 1(28). 97–112, doi: 10.1016/0094-114x(93)90050-6.

12. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А., Волошин А.А. Модель гідравлічного приводу мехатронної системи. Праці ТДАТУ, 2018. Вип. 18. Т. 2. С. 59-83, doi: 10.31388/2078-0877-18-2-58-82.

13. Strmcnik, E., Majdic, F. The Pressure and Efficiency Characteristic of Hydraulic Gerotor Motor with the Floating Outer Ring. Tehnicki vjesnik-technical gazette, 2018. 2 (25). 609-615, doi: 10.17559/TV-20161201093324.

14. Rundo M. Models for Flow Rate Simulation in Gear Pumps: A Review. Energies, 2017. 10. 1261, doi:10.3390/en10091261.

15. Панченко А.И., Волошина А.А. Конструктивные особенности и принцип работы гидромашин с циклоидальной формой вытеснителей. Промислова гідравліка і пневматика, 2010. №3 (29). С.57-69.

16. Panchenko, A., Voloshina, A., Boltyansky, O. et al. 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, doi: 10.15587/1729-4061.2018.132504.

17. Панченко А.И., Волошина А.А., Панченко И.А. Конструктивные особенности планетарных гидромоторов серии PRG. Вісник НТУ «ХП», 2018. № 17 (1293). С.88-95.

18. Panchenko, A., Voloshina, A., Kiurchev, S. et al. Development of the universal model of mechatronic system with a hydraulic drive. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 2018. 4. 7 (94). 51–60, doi: 10.15587/1729-4061.2018.139577.

19. Панченко А.И., Волошина А.А., Панченко И.А. Методика проектирования элементов вытеснительных систем гидровращателей планетарного типа. Вісник НТУ «ХП», 2014. № 1 (1044). С. 136-145.
20. 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, 2018. 7 (4.3). 1–5, doi: 10.14419/ijet.v7i4.3.19542.
21. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А., Пастушенко С.І. Дослідження впливу похибки форми виготовлення роторів на вихідні характеристики планетарних гідромоторів. Праці ТДАТУ, 2019. Вип. 19. Т. 4. С. 33–48, doi: 10.31388/2078-0877-19-4-33-48.
22. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А. Забезпечення працездатності розподільних систем планетарних гідромашин. Промислова гідравліка і пневматика, 2019. № 1 (63). С. 55–60.
23. Voloshina, A., Panchenko, A., Boltyansky, O., Titova, O.: Improvement of Manufacture Workability for Distribution Systems of Planetary Hydraulic Machines. In: Ivanov V. et al. (eds). Advances in Design, Simulation and Manufacturing II. DSMIE 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham, 2019. 732-741, doi: 10.1007/978-3-030-22365-6\_73.
24. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А. Надійність конструкції роторів планетарного гідромотора. Праці ТДАТУ, 2020. Вип. 20. Т. 2. С. 23-35, doi:10.31388/2078-0877-20-2-23-35.
25. 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, doi:10.31388/2078-0877-2020-20-4-91-105.
26. 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, doi:10.31388/2078-0877-2021-21-2-61-77.
27. Панченко А.І., Волошина А.А., Волков С.В., Панченко І.А., Волошин А.А. вплив конструктивних особливостей розподільної системи планетарного гідромотору на зміну його функціональних параметрів. Науковий вісник ТДАТУ, 2022. Вип. 12. Т. 1, doi: 10.31388/2220-8674-2022-1-1.

## РОЗДІЛ 5.

### ОЦІНКА АДЕКВАТНОСТІ РОЗРОБЛЕНОЇ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ПЛАНЕТАРНОГО ГІДРОМОТОРА, ПРАЦЮЮЧОГО У СКЛАДІ ГІДРОПРИВОДУ МЕХАТРОННОЇ СИСТЕМИ

#### 5.1. Програма досліджень

У гідроприводах мехатронних систем самохідної техніки знайшли широке застосування героторні [1, 2], орбітальні [3-5] та порівняно нові – планетарні [6, 7] гідромотори. Планетарні гідромотори аналогічні орбітальним [8, 9] і героторним [10], у яких закладено принцип планетарного редуктора.

Основними вузлами планетарних гідромашин є витискувальний та розподільний блоки. В основу конструкції витискувальної системи закладено принцип роботи зубчастої пари (рухомого та нерухомого роторів) з внутрішнім гіпоциклоїдальним зачепленням [11]. Під дією гідравлічного поля [6, 7], що виконує роль кривошипа планетарного редуктора, рухомий ротор котиться по нерухомому. Розподільна система планетарних гідромашин, утворена рухомим та нерухомим розподільниками, що дозволяє формувати гідравлічне поле, яке обертається, що необхідно для отримання планетарного руху роторів.

Об'єкт дослідження – гідравлічні, гідродинамічні та механічні процеси взаємодії потоку робочої рідини з елементами планетарного гідромотора, працюючого у складі гідроприводу мехатронної системи самохідної техніки, що впливають на зміну його вихідних характеристик.

Предмет дослідження – функціональні залежності, що описують перехідні процеси, що відбуваються в елементах планетарного гідромотора, працюючого у складі гідроприводу мехатронної системи самохідної техніки.

Мета дослідження – Підвищення ефективності роботи планетарних гідромоторів у складі мехатронних систем для приводу активних робочих органів та ходових систем самохідної техніки шляхом забезпечення заданих вихідних характеристик при проектуванні мехатронної системи з гідравлічним приводом активних робочих органів та ходових систем самохідної техніки.

У зв'язку з цим виникає необхідність у рішенні наступних задач:

1. Розробити методи визначення достовірності (заданої ймовірності) математичної моделі, що описує робочі процеси, що відбуваються в гідроприводах мехатронних систем самохідних машин, реальному об'єкту шляхом визначення адекватності цієї моделі.

2. Розробити методику проектування мехатронної системи з заданими вихідними характеристиками з елементами багатокритеріальної оптимізації.

3. Провести експериментальні дослідження мехатронної системи самохідної машини з гідравлічним приводом ходової частини з регульованим насосом та мехатронними модулями на базі планетарних гідромоторів.

## 5.2. Методика досліджень

1. Для визначення достовірності (заданої ймовірності) математичної моделі, що описує робочі процеси, що відбуваються в гідроприводах мехатронних систем самохідних машин, реальному об'єкту необхідно:

- розробити методику та провести стендові випробування планетарного гідромотора з метою визначення експериментальних залежностей зміни тиску робочої рідини та частоти обертання валу гідромотора при розгоні гідроприводу;
- розробити програму, що реалізує методологію оцінки адекватності розроблених математичних моделей, що описують процеси, що відбуваються в гідравлічних приводах, шляхом оцінки адекватності теоретичних досліджень.

2. 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.

3. Для покращення вихідних характеристик 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.

## 5.3. Постановка задачі

При розробці гідроприводів для нової та модернізованої самохідної техніки необхідно мати можливість прогнозування її функціонування в умовах експлуатації [16]. Прогнозування роботи гідроприводу (як реального об'єкта), можливе за наявності відповідних математичних моделей, що описують процеси, що відбуваються, з тим чи іншим ступенем ідеалізації об'єкта дослідження [17]. Зв'язок математичної моделі з реальним об'єктом здійснюється за допомогою математичних залежностей, гіпотез та спрощень.

Найважливішим критерієм розробки моделі є її адекватність характеризує отримувану достовірність (ймовірності) з якою описується досліджуваний процес.

Адекватний математичний опис досліджуваних процесів забезпечує об'єктивність результатів математичного моделювання робочого стану гідравлічних приводів [12, 13]. Опис процесів, що відбуваються в гідроприводах мехатронних систем, дозволяє використовувати результати математичного моделювання при оптимізації та прогнозуванні процесів, що відбуваються в гідроприводах під час роботи самохідної техніки. Цей опис також використовується при проектуванні гідромашин із заданими вихідними характеристиками [14]. Тому, розробка методів визначення оцінки адекватності математичних моделей, що розробляються, що описують процеси, що відбуваються в гідравлічних приводах реальним об'єктам, є на сьогоднішній день актуальним завданням.

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 [18].

Ще одним актуальним завданням є створення самохідних машин спеціального призначення підвищеної мобільності (сільськогосподарських, комунальних, дорожніх, будівельних и т.п.). 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 [19–21]. Використання мехатронних модулів на базі планетарних гідромоторів у трансмісіях даного типу дозволяє відмовитися від традиційного компонування ходових частин самохідної техніки, а також використовувати активні причіпні модулі з ведучими осями [15]. Тому дослідження зміни вихідних характеристик мехатронних систем з гідравлічним приводом ходової частини самохідної техніки, залежно від умов експлуатації, є актуальним завданням [22].

#### **5.4. Оцінка адекватності розробленої математичної моделі планетарного гідромотора реальному об'єкту**

З метою перевірки результатів математичного моделювання, проведеного за допомогою розробленої моделі гідроприводу мехатронної системи з планетарним гідромотором розроблено спеціальну програму, що дозволяє визначити адекватність теоретичних та експериментальних досліджень за

критерієм Фішера  $F$  (отримати розрахункове значення  $F_{роз}$ , та перевірити виконання умови  $F_{роз} > F_{теор}$ ).

Для перевірки адекватності отриманих теоретичних та експериментальних результатів необхідно їх подати у вигляді кривих та оцифрувати. При цьому обов'язкова умова – криві мають бути виконані в одному масштабі (рис. 5.1).

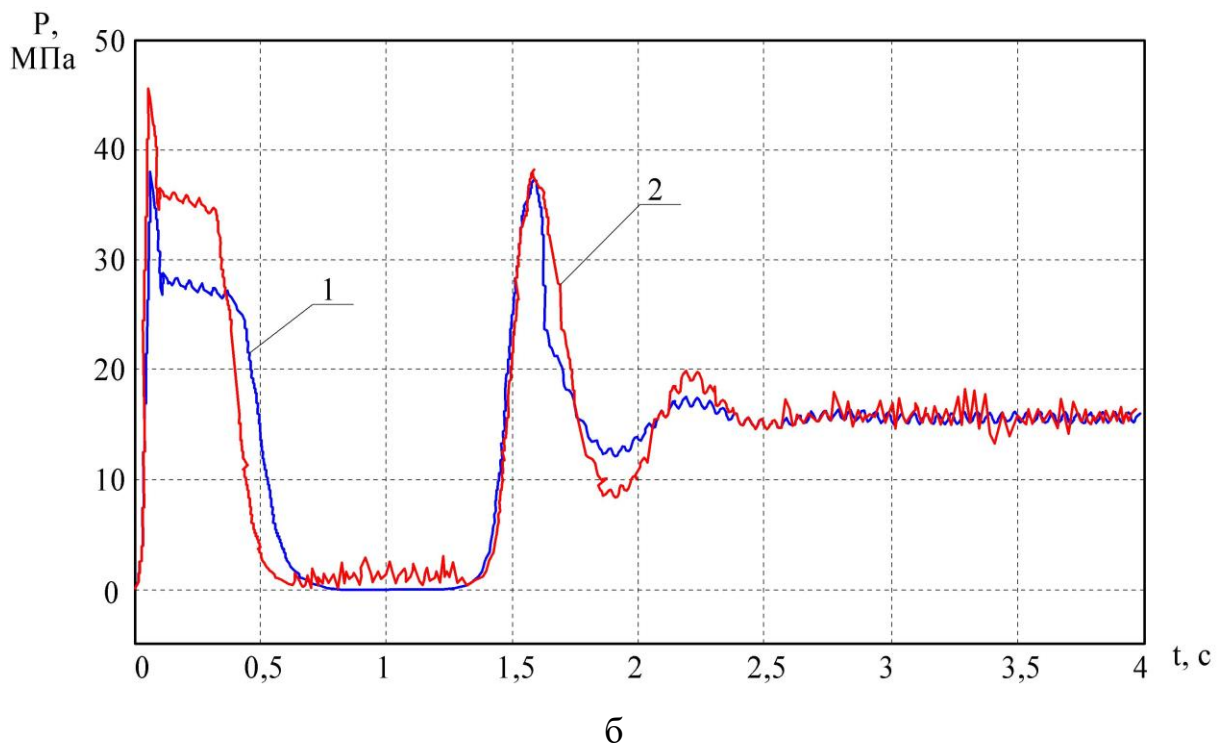
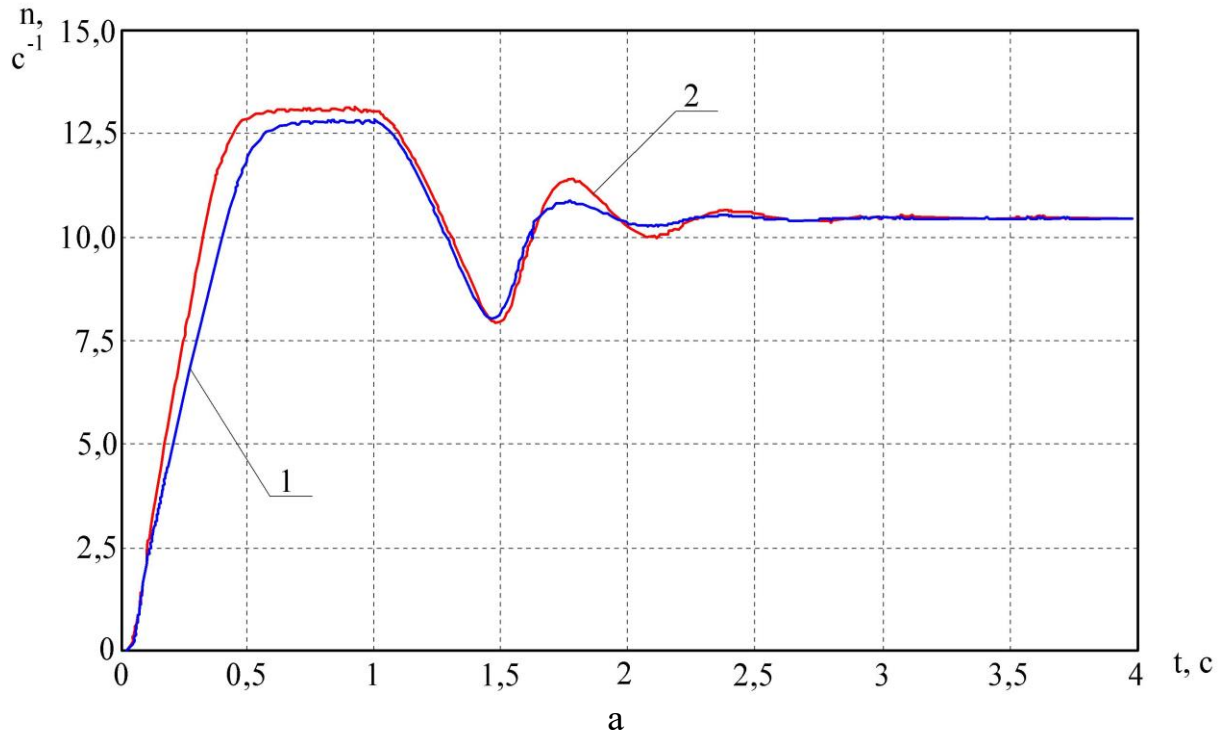


Рис. 5.1. Залежність зміни вихідних характеристик у гідроприводі мехатронної системи з модернізованим гідромотором при розгоні:  
 а – частоти обертання; б – тиск робочої рідини;  
 1 – теоретичні криві; 2 – експериментальні криві

Оцифровані криві зберігаються у форматі *Jpeg*, і потім для отримання координат кожної точки, що розглядається, представлених кривих, поверх отриманих зображень, рисується копія кривої за допомогою будь-якого доступного програмного забезпечення. Отримані (зарисовані) криві зберігаються у текстовому форматі з координатами всіх точок порівнюваних кривих.

Далі отримані текстові файли відкриваються розробленою програмою «*graff*»: меню *File/Open1* для теоретичної кривої (рис. 5.1, криві 1) та меню *File/Open2* – для експериментальної (рис. 5.1, криві 2).

Після відкриття досліджувані криві відображаються на моніторі (рис. 5.2) і запуском меню *Recalc/Graf1* для графіків експериментальних кривих, а *Recalc/Graf2* – для теоретичних, відбувається перерахунок точок графіків з наступним визначенням дисперсій і кривих, що розглядаються :

$$S_1 = \sum_{k=1}^n \frac{(y_i - \hat{y}_i)^2}{n-1}, \quad S_2 = \sum_{k=1}^n \frac{(\bar{y}_i - \hat{y}_i)^2}{n-2}, \quad (5.1)$$

де  $y_i$ ,  $\hat{y}_i$  и  $\bar{y}_i$  – значення координат точок досліджуваних кривих теоретичне, експериментальне та середньоарифметичне, відповідно;  $n$  – кількість вимірених точок на кривій.

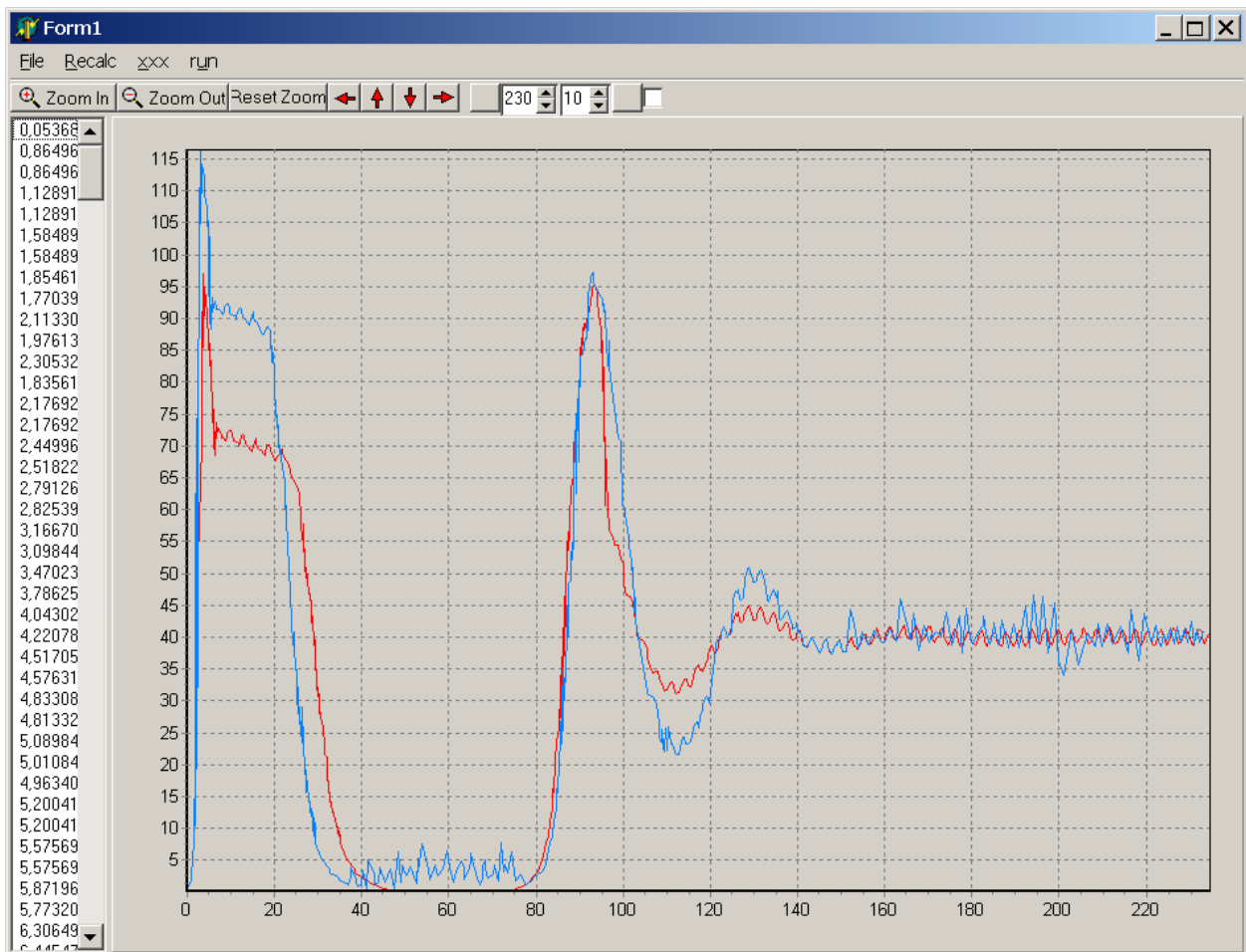


Рис. 5.2. Фрагмент роботи програми «*graff*» щодо адекватності результатів досліджень

Потім визначається розрахункове значення критерію Фішера  $F_{роз} = S_1 / S_2$  при заданій кількості точок  $n$  і порівнюється з теоретичним значенням  $F_{теор}$  критерію Фішера, обраним для заданої ймовірності.

Для нашого випадку  $F_{ро} = 18,8174$ , а  $F_{теор} = 1,071$  при довірчій ймовірності для кількості вимірних точок  $n = 2300$ . Так як теоретична крива, отримана в результаті моделювання процесу розгону гідроприводу мехатронної системи з планетарним гідромотором, адекватно описує досліджуваний процес з ймовірністю  $\alpha = 0,95$ . Отже, всі результати, отримані при моделюванні процесів, що відбуваються в мехатронній системі з планетарним гідромотором, достовірні, а сама модель може бути рекомендована для дослідження гідравлічних систем та їх елементів.

*Висновки.* В результаті проведених досліджень запропоновано методику, що дозволяє оцінити адекватність математичної моделі, що описує робочі процеси, які відбуваються в гідроприводі мехатронної системи самохідної техніки в процесі експлуатації.

Розроблена спеціальна програма дозволяє визначити адекватність математичної моделі із заданою достовірністю, яка визначається за допомогою критерію Фішера. Дослідженнями підтверджено, що розроблена модель процесу розгону гідроприводу мехатронної системи з планетарним гідромотором адекватно описує досліджуваний процес. Отже, всі результати, отримані при моделюванні робочих процесів, що відбуваються в гідроприводі мехатронної системи при експлуатації самохідної техніки, є достовірними, а сама модель може бути рекомендована для дослідження гідравлічних систем та їх елементів.

## **5.5. Проектування мехатронних систем з заданими вихідними характеристиками**

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.

**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  $\omega$ .

**Обґрунтування параметрів елементів управління мехатронною системою, що оптимізуються.** Дослідженнями динаміки мехатронної системи встановлено [23–26], 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 [27]. 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, віднесено до  $p(t)$  і  $\omega(t)$ , відповідно.

При цьому критерій оптимізації  $I$  визначається з виразу [18, 27]

$$I_p = \int_0^{T_{t,p}} \frac{[p(t) - p_{theor}(t)]^2}{[p(t)]^2} dt, \quad ; \quad (5.2)$$

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

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 [18]:

$$p_{theor}(t) = p_0 \cdot \left[ 1 - e^{-\frac{t}{T}} \right] = 20,9 \cdot \left[ 1 - e^{-\frac{t}{0,035}} \right], \quad ; \quad (5.3)$$

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

де  $T$  – постійна часу;  $p_0$ ,  $\omega_0$  – задані значення тиску і кутової швидкості в

процесі розгону, відповідно.

При оптимізації параметрів, що характеризують процес зміни тиску і кутової швидкості при розгоні гідروприводу 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 32 МПа;
- 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.5.3).

Для виконання оптимізації запропоновані математична модель та структурно-функціональна схема мехатронної системи (рис. 5.3) доповнені виразами, що дозволяють визначити критерій оптимальності (5.2) і траєкторію заданої теоретичної кривої (5.3).

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. 5.3) 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. 5.1.

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 [18]. Аналіз наведених залежностей (рис. 5.4, 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%.

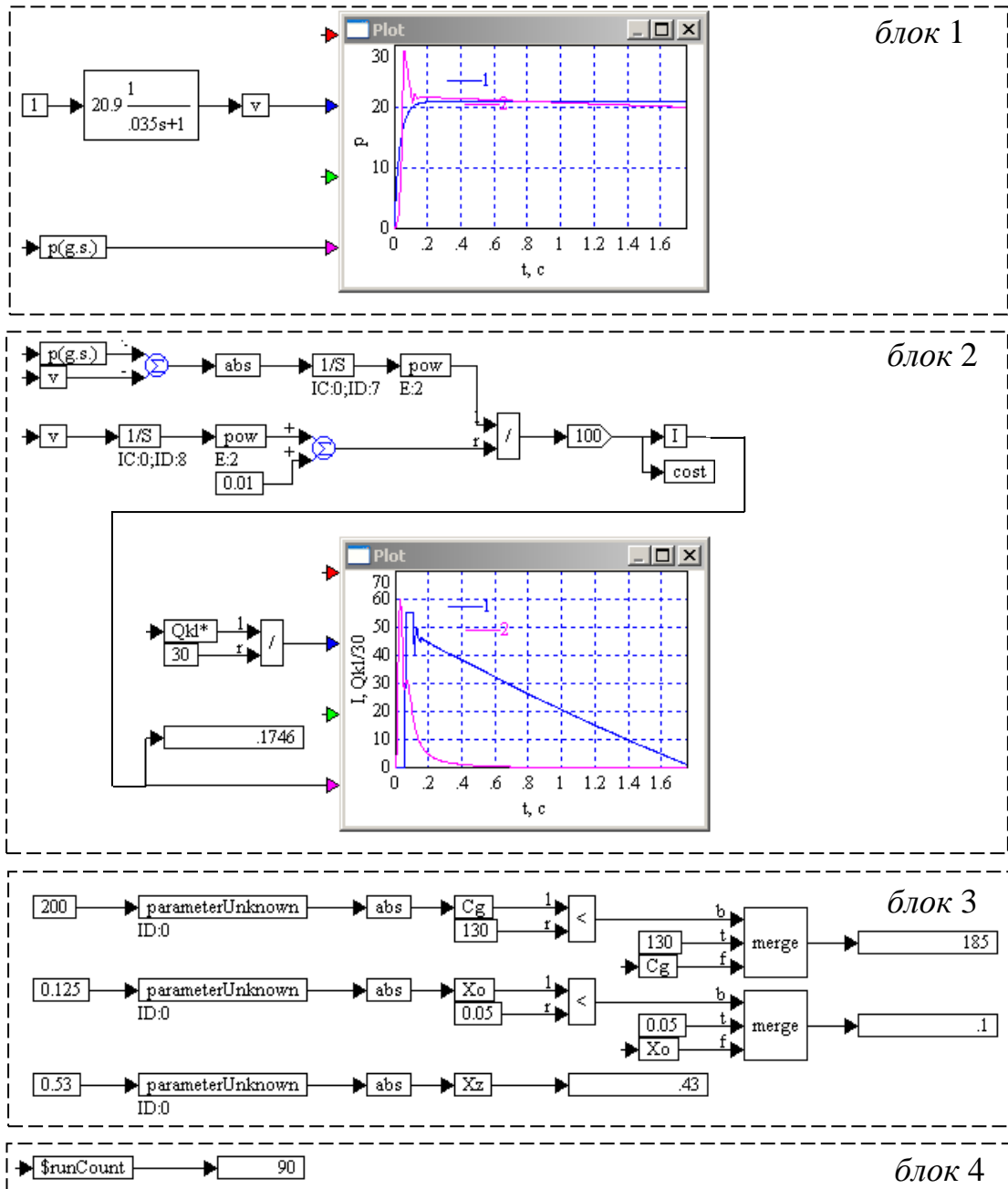


Рис. 5.3. Структурно-функціональна схема оптимізації вихідних характеристик мехатронної системи з планетарним гидромотором

Таблиця 5.1. Результати настройки параметрів запобіжного клапана при оптимізації різними методами

Показники	Методи оптимізації					
	Powell		Polac Ribiere		Fletcher Reeves	
	$p$	$\omega$	$p$	$\omega$	$p$	$\omega$
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

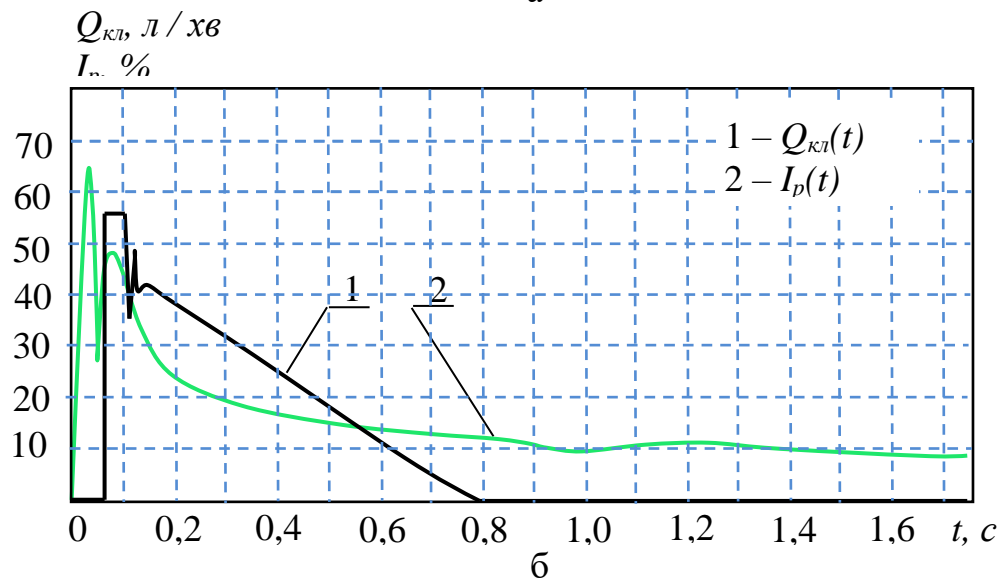
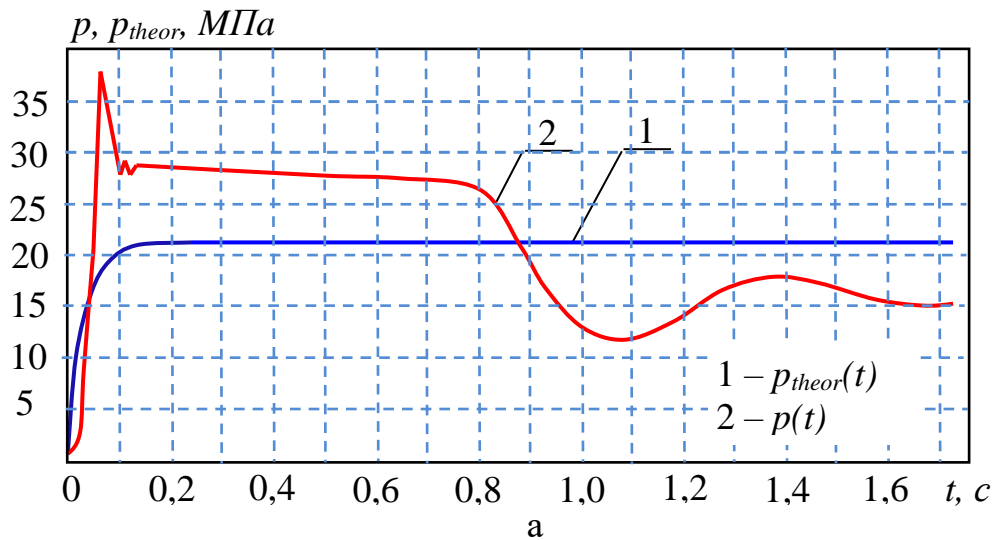


Рис. 5.4. Характеристика процесу розгону гідроприводу мехатронної системи при вихідних значеннях оптимізуються параметрів клапана  $C_x = 200 \text{ Н/см}$ ,  $x_z = 0,53 \text{ см}$ ,  $x_0 = 0,125 \text{ см}$ : а – зміна тиску; б – зміна критерію оптимізації по тиску

Зазначені розбіжності (рис. 5.4, 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  $I_{p(t)} = 9,12\%$ .

Необхідно відзначити (рис. 5.5, 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. 5.5, 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 кутовий швидкості становить  $I_{\omega(t)} = 2,83\%$ .

Тривалість процесу розгону (рис. 5.4, б і рис. 5.5, б – криві 1) становить  $T_{t,p} = 0,8 \text{ с}$ , що є досить прийнятним.

Аналіз наведених залежностей зміни тиску (рис. 5.6) та кутової швидкості (рис. 5.7) при розгоні мехатронної системи показує, що при оптимізації параметрів запобіжного клапана (рис. 5.6, а) процес зміни тиску  $p(t)$  в

мехатронної системи (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 [18].

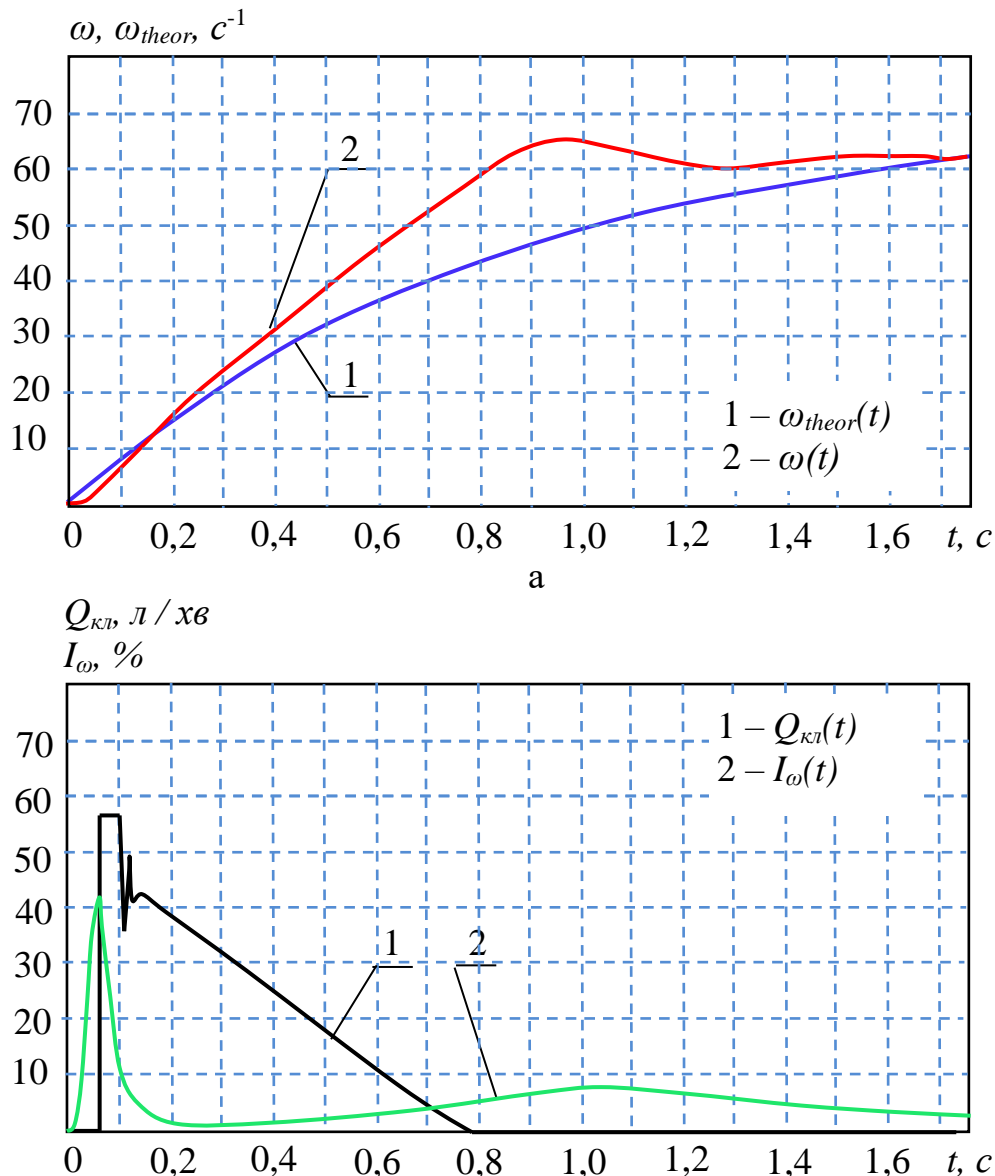


Рис. 5.5. Характеристика процесу розгону гідроприводу мехатронної системи при вихідних значеннях оптимізуються параметрів клапана  $C_x = 200$  Н/см,  $x_z = 0,53$  см,  $x_0 = 0,125$  см: а – зміна кутової швидкості; б – зміна критерію оптимізації по кутовій швидкості

Незначні розбіжності (рис. 5.6, 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. 5.7, 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. 5.7, б) динаміки зміни  $I_{\omega}(t)$  (крива 2). При цьому значення критерію оптимізації по кутовій швидкості становить  $I_{\omega} = 0,67\%$ .

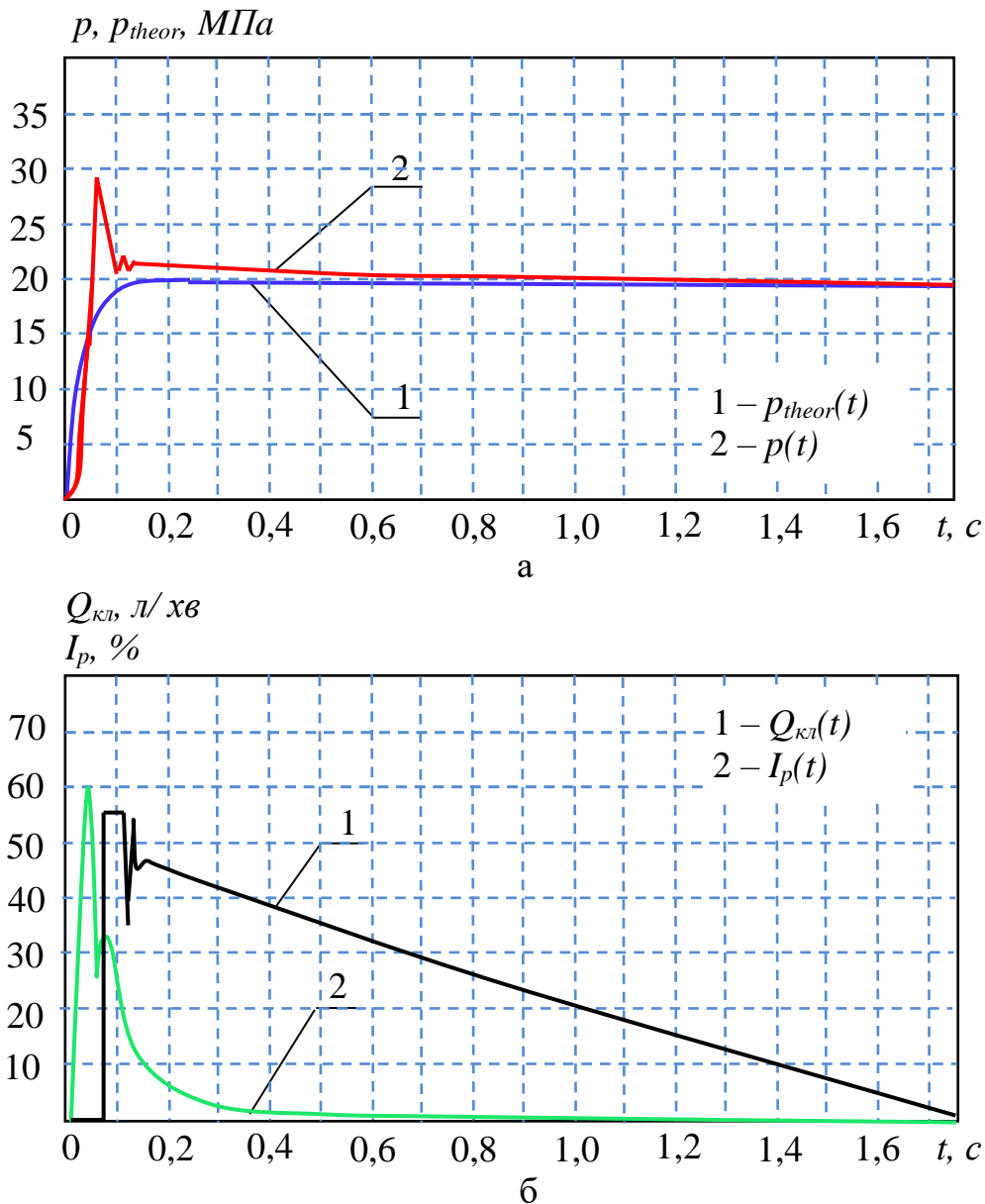


Рис. 5.6. Характеристика процесу розгону гідроприводу мехатронної системи після оптимізації параметрів запобіжного клапана:  
 а – зміна тиску; б – зміна критерію оптимізації по тиску при  
 $C_x = 185 \text{ Н/см}$ ,  $x_z = 0,43 \text{ см}$ ,  $x_0 = 0,1 \text{ см}$ ;

Тривалість процесу розгону (рис. 5.6, б і рис. 5.7, б – 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.

**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 [18].

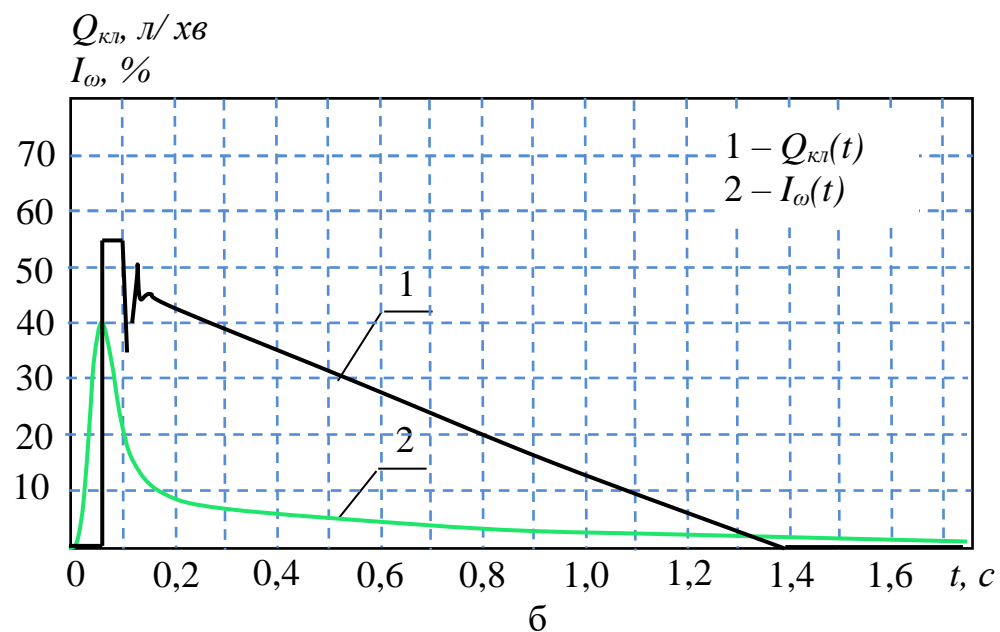
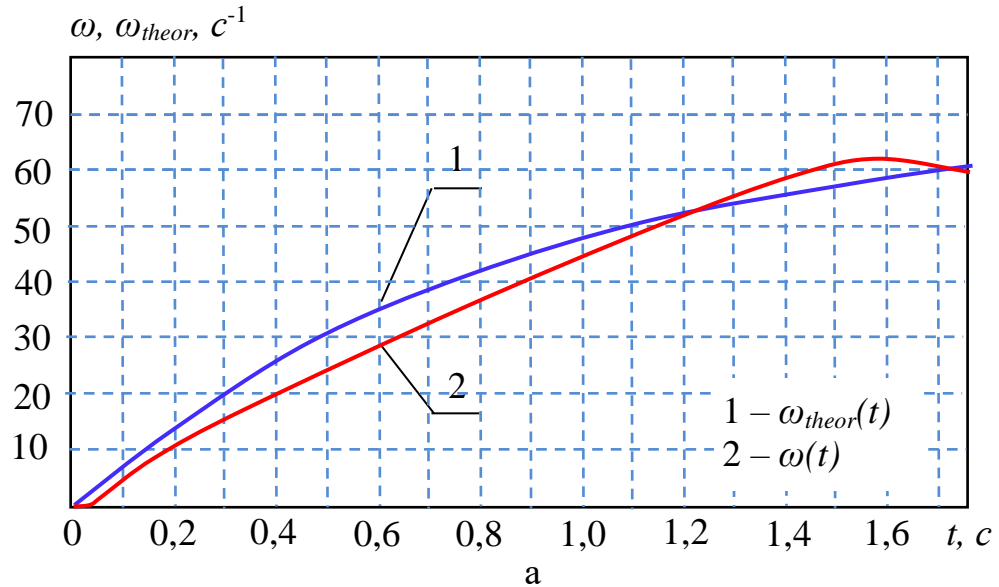


Рис. 5.7. Характеристика процесу розгону гідроприводу мехатронної системи після оптимізації параметрів запобіжного клапана:

а – зміна кутової швидкості; б – зміна критерію оптимізації по кутовій швидкості при  $C_x = 195 \text{ Н/см}$ ,  $x_z = 0,45 \text{ см}$ ,  $x_0 = 0,09 \text{ см}$

Аналіз наведених залежностей (рис. 5.8, 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%.

Незначні розбіжності (рис. 5.8, 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. 5.9, 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. 5.9, б) представлені залежністю  $I_{\omega(t)}$  (крива 2). При цьому значення критерію оптимізації становить  $I_{\omega} = 3,11\%$ .

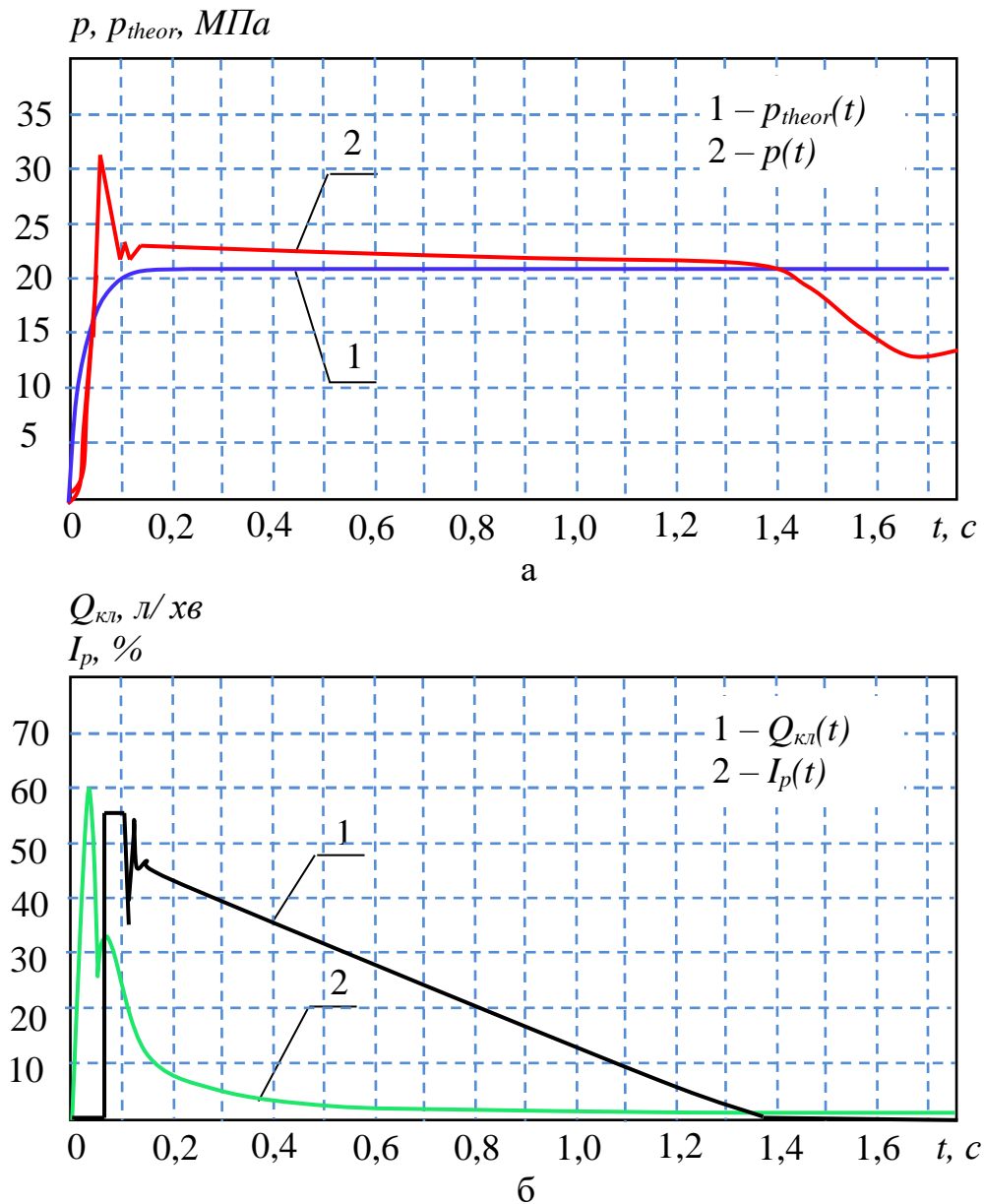


Рис. 5.8. Характеристика процесу розгону гідроприводу мехатронної системи: а – зміна тиску; б – зміна критерію оптимізації по тиску при значеннях параметрів запобіжного клапана  $C_x = 195$  Н/см,  $x_z = 0,45$  см,  $x_0 = 0,09$  см

Тривалість процесу розгону (рис. 5.8, б і рис. 5.9, б – криві 1) також різна і становить для тиску  $T_{t,p} = 1,39$  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.

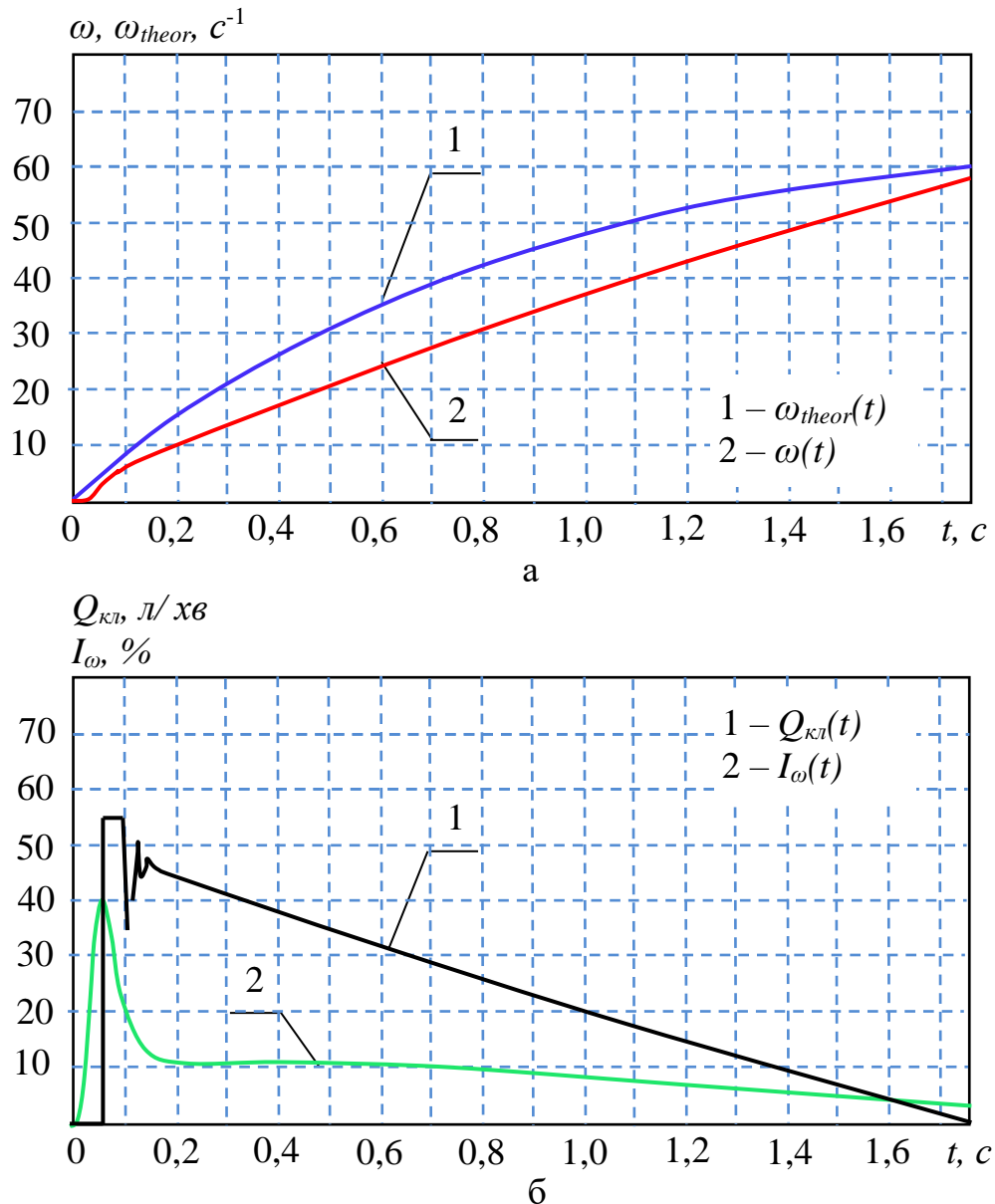


Рис. 5.9. Характеристика процесу розгону гідроприводу мехатронної системи: а – зміна кутової швидкості; б – зміна критерію оптимізації по кутовій швидкості при  $C_x = 185$  Н/см,  $x_z = 0,43$  см,  $x_0 = 0,1$  см

**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.

## 5.6. Експлуатаційні характеристики мехатронної системи з гідромоторами планетарного типу

Для дослідження впливу експлуатаційних умов на зміни функціональних характеристик мехатронної системи з гідравлічним приводом ходової частини самохідної техніки було розроблено методичні рекомендації щодо проведення експериментальних досліджень. Методичні рекомендації включають методику визначення кількості повторюваності дослідів, методику вимірювання вихідних (вхідних) параметрів гідромашин, що входять до складу мехатронної системи [15, 16]. Під експлуатаційними умовами (режимами експлуатації) мехатронної системи в даній роботі розуміється змінне навантаження в приводі ходової частини самохідної техніки і частоту обертання рушіїв (колес), що змінюється. Зміна навантаження в гідроприводі ходової системи в умовах експлуатації, характеризується перепадом тиску  $\Delta p$  робочої рідини.

Досліджувана мехатронна система самохідної техніки з гідравлічним приводом мехатронних модулів ходової частини складається з регульованого насоса та двох мехатронних модулів (мотор-колес) на базі планетарних гідромоторів. Регульований аксіально-поршневий насос має вбудовану конструкцію запобіжних клапанів та робочий об'єм  $89 \text{ см}^3$ .

Виконавчою ланкою досліджуваної мехатронної системи є мехатронний модуль (мотор-колесо) на базі планетарного гідромотора, представленого уніфікованим рядом з робочими обсягами –  $160, 320$  та  $630 \text{ см}^3$  [15, 16].

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  $\Delta p$  робочої рідини в гідроприводі мехатронної системи.

Таким чином, потужність на валу насоса визначається виразом [22]:

$$N_1 = k \cdot \Delta p \cdot e_1 \cdot n_1 = \text{const}, \quad (5.4)$$

де  $k$  – коефіцієнт пропорційності;  $n_1$  – частота обертання валу 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  $\Delta p \cdot e_1 = 0,5 \cdot \Delta p_n = \text{const}$ . В цьому випадку потужність на валу насоса дорівнює [22]:

$$N_1 = 0,5 \cdot k \cdot \Delta p_{\text{ном}} \cdot n_1, \quad (5.5)$$

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 [22]:

$$N_1 = 0,33 \cdot k \cdot \Delta p_{\text{ном}} \cdot n_1. \quad (5.6)$$

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  $2500 \text{ хв}^{-1}$ ).

Відомо [22], що зі збільшенням параметра регулювання насоса  $e_1$ , об'ємний  $\eta_{v1}$ , гідромеханічний  $\eta_{hm1}$  та загальний  $\eta_1$  ККД насоса збільшуються. Аналіз виконаних за розробленою методикою [21] експериментальних досліджень дозволяє 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  $\eta_1$  ККД насоса змінюються в невеликих межах від  $0,5\%$  до  $1,5\%$ . При проведених дослідженнях, імітація зміни навантаження під час руху по пересіченій місцевості в гідроприводі мехатронної системи ходової частини самохідної техніки здійснювалася шляхом зміни перепаду тиску робочої рідини в досить великому діапазоні ( $7...21 \text{ МПа}$ ). Необхідно також відзначити, що у всьому діапазоні зміни параметра регулювання насоса  $e_1$ , збільшення частоти обертання валу насоса  $n_1$  призводить до незначного (до  $3\%$ ) підвищення об'ємного  $\eta_{об1}$  ККД (рис. 5.10, а). При збільшенні частоти обертання  $n_1$  вала насоса з  $1500 \text{ хв}^{-1}$  до  $2500 \text{ хв}^{-1}$ , гідромеханічний  $\eta_{зм1}$  (рис. 5.10, б) та загальний  $\eta_1$  (рис. 5.10, в) ККД насоса знижуються, змінюючись в діапазоні  $2...11\%$ .

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  $5...20\%$  (рис. 5.11, 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  $\eta_{об1} = 0,99...0,8$  та підвищення гідромеханічного  $\eta_{зм1}$  (рис. 5.11, б) ККД насоса. При цьому, зі збільшенням перепаду тисків  $\Delta p$  у мехатронній системі від  $7 \text{ МПа}$  до  $21 \text{ МПа}$  та при зміні параметра регулювання насоса  $e_1$  від  $0,5$  до  $1,0$ , загальний ККД насоса  $\eta_1$  залишається практично незмінним (рис. 5.11, в). Необхідно відзначити, що збільшення частоти обертання валу насоса  $n_1$  призводить до зменшення гідромеханічного  $\eta_{зм1}$  (рис. 5.11, б) та загального  $\eta_1$  ККД насоса (рис. 5.11, в). При цьому об'ємний ККД  $\eta_{об1}$  насоса незначно підвищується (рис. 5.11, а). Зниження параметра регулювання насоса ( $e_1 < 0,5$ ) призводить до зменшення загального  $\eta_1$  ККД.

При зміні параметра регулювання насоса в діапазоні  $e_1 = 0,5...1,0$  при частоті обертання двигуна  $2500 \text{ хв}^{-1}$  загальний ККД насоса  $\eta_1$  практично не змінюється і складає  $\eta_1 = 0,86...0,88$  (рис. 5.12, крива 1). Зі зменшенням частоти обертання валу двигуна до  $1500 \text{ хв}^{-1}$  загальний ККД насоса  $\eta_1$  зростає і складає  $\eta_1 = 0,8...0,9$  (рис. 5.12, крива 2) у діапазоні зміни параметра регулювання  $e_1 = 0,5...1,0$ . Це пояснюється тим, що із зменшенням частоти обертання двигуна зростає гідромеханічний ККД насоса  $\eta_{зм1}$ . Зі збільшенням діапазону навантаження трансмісії, у всьому діапазоні зміни параметра регулювання насоса ( $e_1 = 0,33...1,0$ ) при частоті обертання валу двигуна –  $2500 \text{ хв}^{-1}$ , загальний ККД насоса знижується і складає  $\eta_1 = 0,8...0,83$ . Причому найбільше значення загального ККД насоса ( $\eta_1 = 0,83$ ) досягається при значенні параметра регулювання насоса –  $e_1 = 0,65$  (рис. 5.12, крива 3). Зменшення частоти обертання до  $1500 \text{ хв}^{-1}$  у всьому діапазоні зміни параметра регулювання насоса ( $e_1 = 0,33...1,0$ ) призводить до зростання загального ККД насоса  $\eta_1$  (рис. 3.3, крива 4). При зміні параметра регулювання насоса в діапазоні  $e_1 = 0,6 ... 1,0$

значення загального ККД  $\eta_1$  збільшується до  $\eta_1 = 0,87$ .

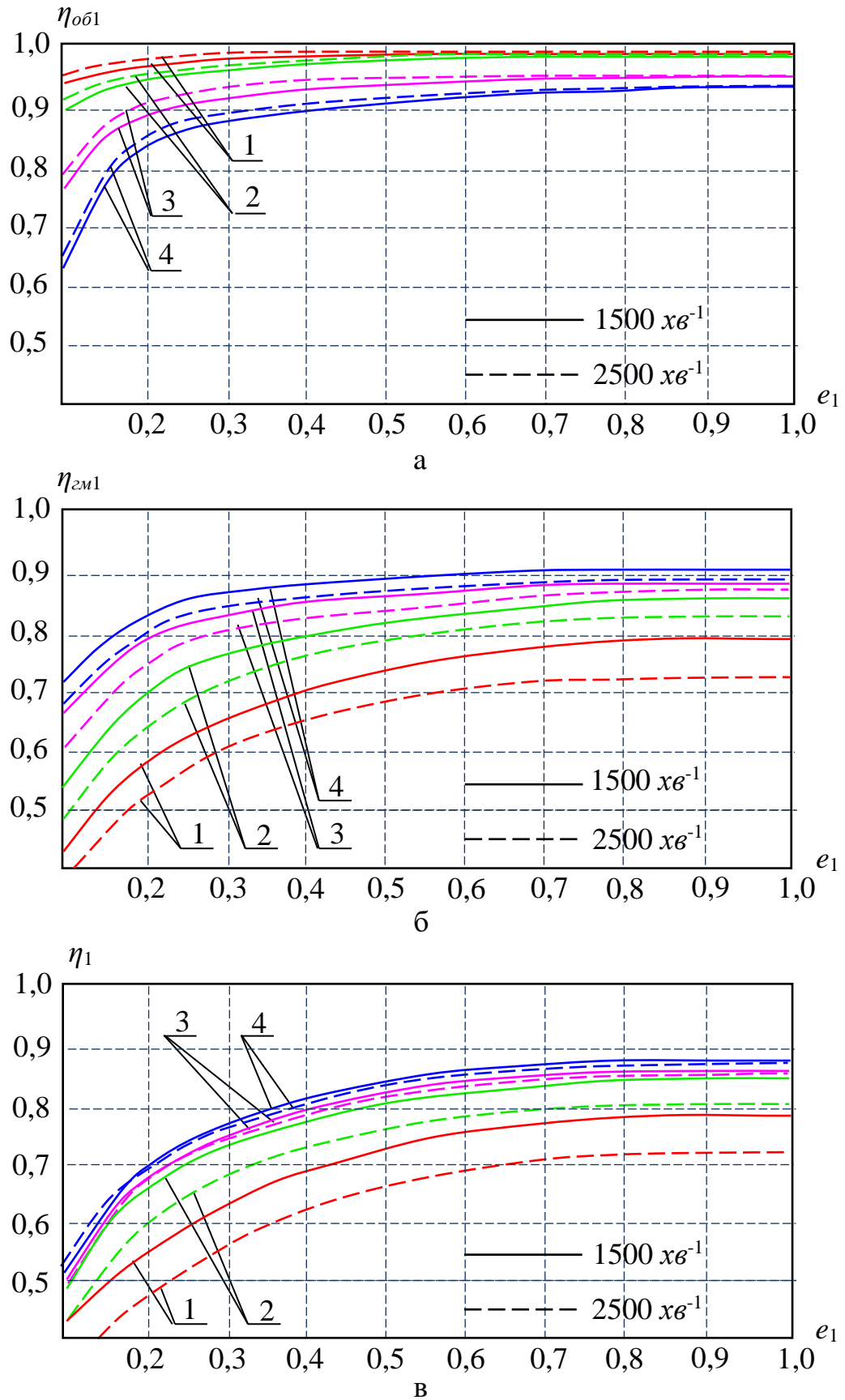


Рис. 5.10. Залежність зміни ККД насоса від параметра регулювання насоса  $e_1$ :  
а – об'ємного  $\eta_{об1}$ ; б - гідромеханічного  $\eta_{гм1}$ ; в – загального  $\eta_1$ ;  
1 –  $\Delta p = 3,5$  МПа; 2 –  $\Delta p = 7$  МПа; 3 –  $\Delta p = 14$  МПа; 4 –  $\Delta p = 21$  МПа.

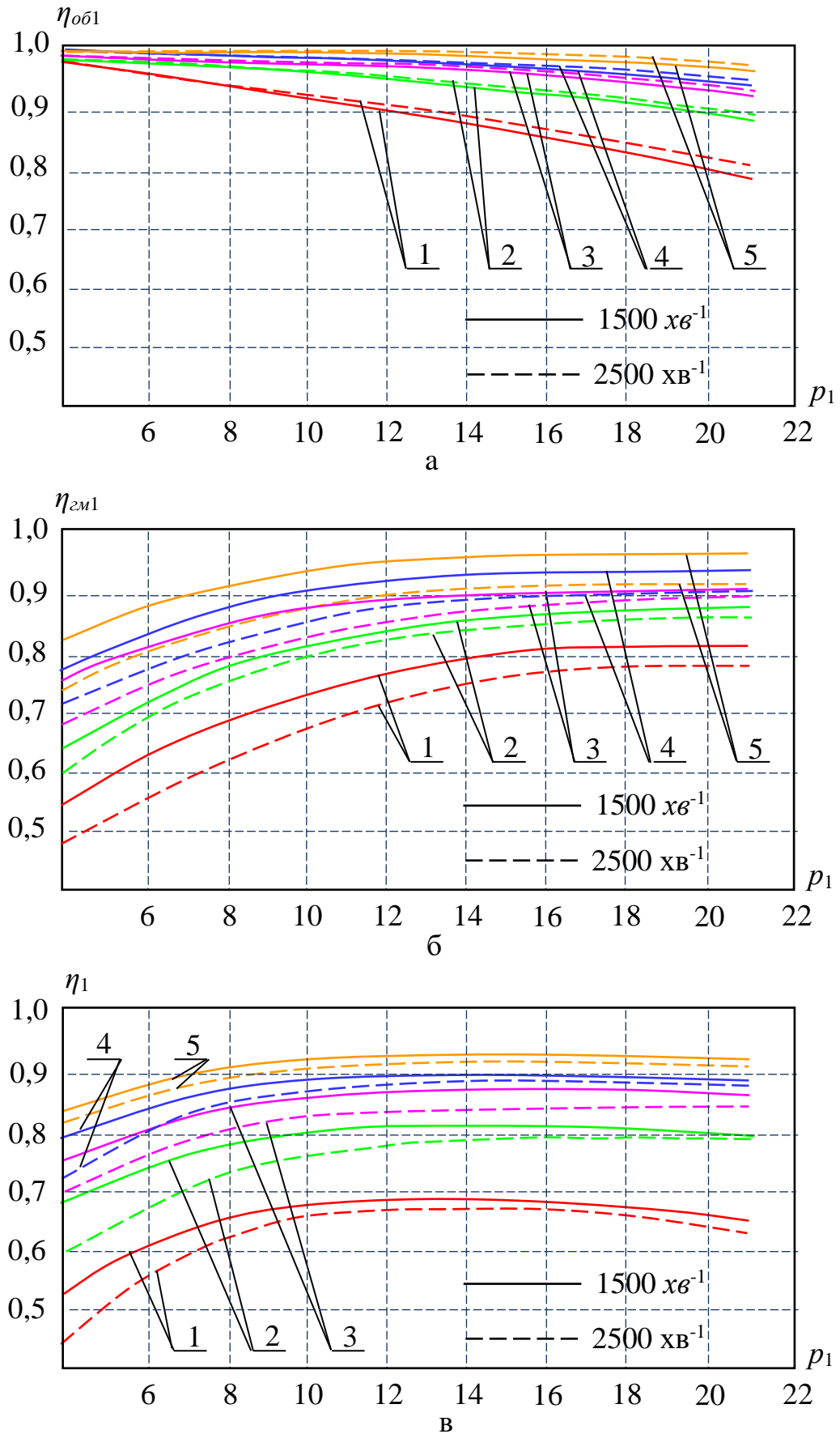


Рис. 5.11. Залежність зміни ККД насоса від перепаду тиску  $\Delta p$  робочої рідини:  
 а – об'ємного  $\eta_{об1}$ ; б - гідромеханічного  $\eta_{гм1}$ ; в – загального  $\eta_1$ ;  
 1 –  $e_1 = 0,18$ ; 2 –  $e_1 = 0,34$ ; 3 –  $e_1 = 0,5$ ; 4 –  $e_1 = 0,69$ ; 5 –  $e_1 = 1,0$ .

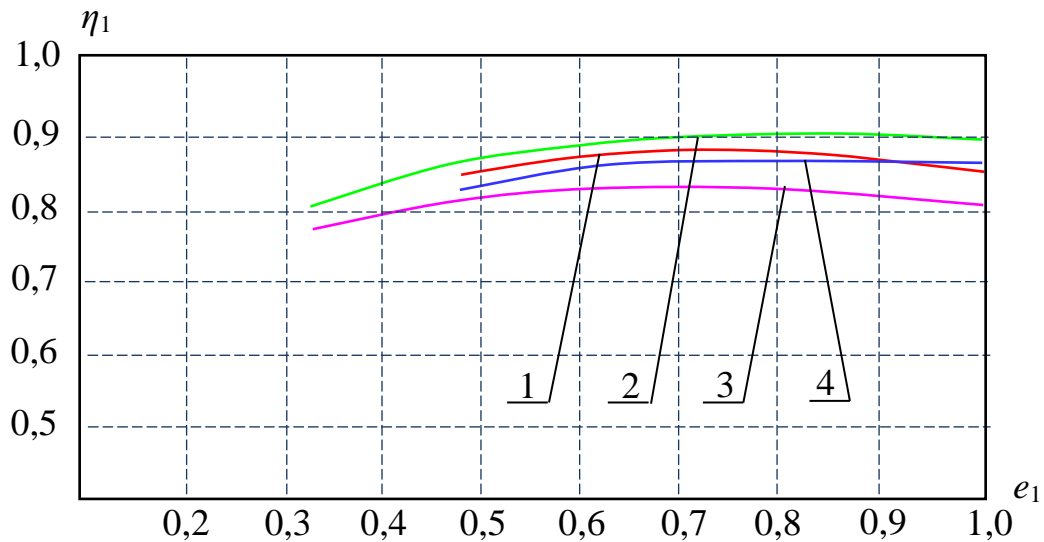


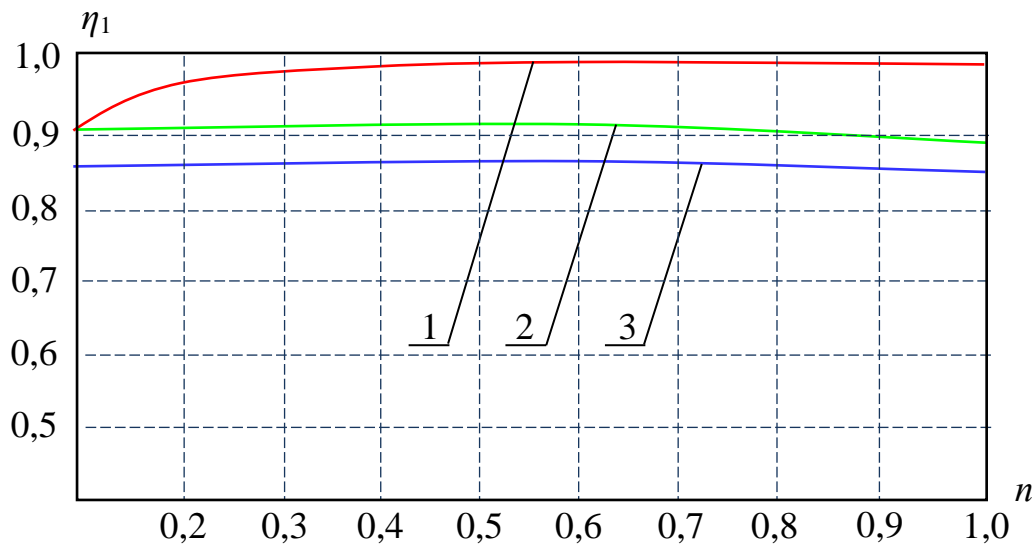
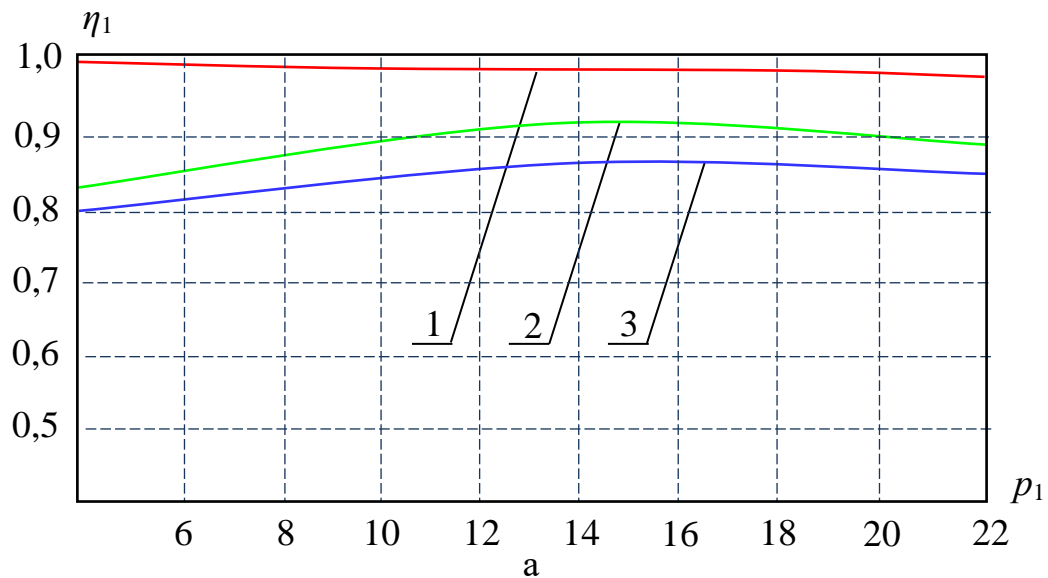
Рис. 5.12. Залежність зміни загального ККД  $\eta_1$  від параметра регулювання насоса  $e_1$ : 1, 3 – при частоті обертання валу двигуна  $2500 \text{ хв}^{-1}$ ; 2, 4 – при частоті обертання валу двигуна  $1500 \text{ хв}^{-1}$

Таким чином, для мехатронної системи з гідравлічним приводом мехатронних модулів ходової частини з планетарними гідромоторами, найбільш доцільними режимами експлуатації, з енергетичної точки зору, 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 при цих режимах експлуатації мехатронної системи моторесурс насоса також збільшується.

Об'ємний ККД  $\eta_{об2}$  досліджуваних планетарних гідромоторів (рис. 5.13, 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  $4 \text{ МПа}$  до  $16 \text{ МПа}$  об'ємний ККД  $\eta_{об2}$  знижується незначно з  $0,98$  до  $0,97$  (рис. 5.13, а – крива 1). Зі збільшенням перепаду тиску  $\Delta p$  гідромеханічний ККД  $\eta_{зм2}$  гідромотора збільшується, і при  $\Delta p = 14 \text{ МПа}$  досягає свого максимального значення  $\eta_{зм2} = 0,92$  (рис. 5.13, а – крива 2). Залежність зміни загального ККД  $\eta_2$  (рис. 5.13, а – крива 3) аналогічна до зміни гідромеханічного ККД  $\eta_{зм2}$  гідромотора.

Збільшення відносної частоти обертання вихідного валу досліджуваного гідромотора, а отже, і швидкості руху самохідної машини з гідروоб'ємною трансмісією, призводить до зростання об'ємного ККД  $\eta_{об2}$  гідромотора (рис. 5.13, б – крива 1) та зниження його гідромеханічного ККД  $\eta_{зм2}$  (рис. 5.13, б – крива 2). Необхідно відзначити, що загальний ККД  $\eta_2$  практично не залежить від частоти обертання  $n_2$  вихідного валу гідромотора (рис. 5.13, б – крива 3). Під відносною частотою обертання вихідного валу досліджуваного гідромотора розуміється відношення поточного  $n_{2i}$  та номінального  $n_{2n}$  значення частот обертання валу гідромотора ( $n = n_{2i} / n_{2n}$ ).

Таким чином, можна обґрунтувати діапазон зміни експлуатаційних параметрів мехатронної системи з гідравлічним приводом мехатронних модулів ходової частини з планетарними гідромоторами, що забезпечують високий ККД.



б

Рис. 5.13. 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  $\eta_{гм2}$ ; 3 – загальний  $\eta_2$

Високий ККД мехатронної системи досягається при зміні відносної частоти обертання валу гідромотора в діапазоні  $n = 0,25 \dots 1,0$  та зміні перепаду тисків робочої рідини в діапазоні  $\Delta p = 7 \dots 21 \text{ МПа}$ . У зазначеному діапазоні зміни параметрів мехатронної системи загальний ККД  $\eta_2$  гідромотора можна прийняти рівним  $\eta_2 = 0,87$ . При експлуатації мехатронної системи у вказаному 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 проводилися на мехатронній системі з двома мехатронними модулями (мотор-колесами), виконаними на базі двох та трьох планетарних гідромоторів з робочими об'ємами  $320 \text{ см}^3$  і  $160 \text{ см}^3$

та  $630 \text{ см}^3$ ,  $320 \text{ см}^3$  і  $160 \text{ см}^3$ , відповідно. В результаті проведених досліджень отримані аналогічні результати, які показують, що гідромеханічний ККД  $\eta_{\text{гм}2}$  у цих гідромоторів інтенсивніше зменшується зі збільшенням частоти обертання валу гідромотора  $n_2$ . В області низьких перепадів тиску  $\Delta p$  гідромеханічний ККД  $\eta_{\text{гм}2}$  також значно знижується. При експлуатації планетарних гідромоторів при зміні відносних частот обертання валу у діапазоні  $n = 0,2 \dots 1,0$  та перепаду тиску –  $\Delta p = 8 \dots 22 \text{ МПа}$ , загальний ККД  $\eta_2$  гідромотора можна прийняти рівним  $\eta_2 = 0,85$ .

*Висновки.* 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 валу 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  $2 \dots 11\%$ .

В 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-коліс) на базі планетарних гідромоторів. Встановлено, що найбільш раціональними режимами експлуатації насоса є зміна параметру 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 їх експлуатація в діапазоні зміни відносних частот обертання  $0,25 \dots 1,0$  при зміні перепаду тиску робочої рідини в діапазоні  $7 \dots 21 \text{ МПа}$ .

## 5.7. Висновки по розділу 5

Розроблена методика дозволяє оцінити адекватність математичної моделі, що описує робочі процеси, які відбуваються в гідроприводі мехатронної системи самохідної техніки в процесі експлуатації. Розроблена спеціальна програма дозволяє визначити адекватність математичної моделі із заданою достовірністю, яка визначається за допомогою критерію Фішера. Дослідженнями підтверджено, що розроблена модель розгону гідроприводу мехатронної системи з планетарним гідромотором адекватно описує досліджуваний процес. Отже, результати, отримані при моделюванні робочих процесів, що відбуваються в гідроприводі мехатронної системи при експлуатації самохідної техніки, є достовірними, а модель може бути рекомендована для дослідження гідравлічних систем та їх елементів.

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.

Експериментальні дослідження проводилися з використанням мехатронної системи самохідної машини з гідравлічним приводом ходової частини, що складається з регульованого насоса та двох мехатронних модулів (мотор-коліс) на базі планетарних гідромоторів. При зміні навантаження в гідроприводі мехатронної системи, яке визначається перепадом тиску робочої рідини, потужність насоса підтримувалася постійною зміною параметра регулювання насоса. Встановлено, що за зміни параметра регулювання насоса в межах 0,5...1,0, об'ємний, гідромеханічний та загальний ККД насоса змінюються у невеликих межах від 0,5...1,5%. Необхідно також відзначити, що збільшення частоти обертання валу насоса в діапазоні 1500...2500  $\text{хв}^{-1}$  призводить до незначного (до 3%) підвищення об'ємного ККД і зниження гідромеханічного і загального ККД в діапазоні 2...11%.

В 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-коліс) на базі планетарних гідромоторів. Встановлено, що найбільш раціональними режимами експлуатації насоса є зміна параметру регулювання насоса в діапазоні 0,5...1,0, а перепад тиску робочої рідини – 7...21 МПа. Умовою забезпечення високого ККД планетарних гідромоторів є їх експлуатація в діапазоні зміни відносних частот обертання 0,25...1,0 при зміні перепаду тиску робочої рідини в діапазоні 7...21 МПа.

## 5.8. Література до розділу 5

1. Chang, Y., Kim, J., Jeon, C., Chul, K., Jung, S.: Development of an Integrated System for the Automated Design of a Gerotor Oil Pump. *Journal of Mechanical Design*, 2006. 129(10). 1099–1105, doi: 10.1115/1.2757629.
2. Gamez-Montero, P. J., Garcia-Vilchez, M., Raush, G., Freire, J., Codina, E.: Teeth Clearance and Relief Grooves Effects in a Trochoidal-Gear Pump Using New Modules of GeroLAB. *Journal of Mechanical Design*, 2012. 134(5). 054502-7, doi:10.1115/1.4006440.
3. Yang, D., Yan, J., Tong, S. Flowrate Formulation of Deviation Function Based Gerotor Pumps. *Journal of Mechanical Design*, 2010. 132(6). 064503-5, doi:10.1115/1.4001595.
4. Choi, T., Kim, M., Lee, G. et al.: Design of rotor for internal gear pump using cycloid and circular-arc curves. *Journal of Mechanical Design*, 2012. 134(1). 011005-12, doi: 10.1115/1.4004423.
5. Xing, K., Zhang, Y., Jin, X.: Performance analysis and experimental research of the orbital motor. *Proceedings of the seventh international conference on fluid power transmission and control*, 2009. 131-135.

6. Voloshina, A., Panchenko, A., Panchenko, I., Titova, O. and Zasiadko, A.: Improving the output characteristics of planetary hydraulic machines. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2019. 708(1), 012038, doi: 10.1088/1757-899X/708/1/012038.
7. 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, doi: 10.14419/ijet.v7i4.3.19544.
8. 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, 2018. 7(4.3). 1–5, doi: 10.14419/ijet.v7i4.3.19542.
9. Panchenko, A., Voloshina, A., Panchenko, I., Titova, O. and Pastushenko, A. Reliability design of rotors for orbital hydraulic motors. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2019. 708(1). 012017, doi: 10.1088/1757-899X/708/1/012017.
10. Strmcnik, E., Majdic, F.: The Pressure and Efficiency Characteristic of Hydraulic Gerotor Motor with the Floating Outer Ring. Tehnicki vjesnik-technical gazette, 2018. 25(2). 609-615.
11. Stryczek, J.: Characteristic parameters of hydraulic displacement machines with cycloidal gearing. Mechanism and machine theory, 1993. 1(28). 97–112, doi: 10.1016/0094-114x(93)90050-6.
12. Panchenko, A., Voloshina, A., Kiurchev, S. et al. Development of the universal model of mechatronic system with a hydraulic drive. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 2018. 7 (94). 51–60, doi: 10.15587/1729-4061.2018.139577.
13. Panchenko, A., Voloshina, A., Fatyeyev, A., Tynyanova, I., Mudryk, K.: Stabilization of the Transient Dynamic Characteristics for a Hydraulic Drive with a Planetary Hydraulic Motor. DSMIE 2023: Advances in Design, Simulation and Manufacturing VI. LNME. Springer, Cham, 2023. 2. 95–105, doi: 10.1007/978-3-031-32774-2\_10
14. Panchenko, A., Voloshina, A., Panchenko, I., Titova, O., Caldare A.: Design of Hydraulic Mechatronic Systems with Specified Output Characteristics. DSMIE 2020: Advances in Design, Simulation and Manufacturing III. LNME, Springer, Cham, 2020. 42–51, doi: 10.1007/978-3-030-50491-5\_5
15. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А., Волошин А.А. Модель гідравлічного приводу мехатронної системи. Праці ТДАТУ, 2018. Вип. 18. Т. 2. С. 59–83, doi: 10.31388/2078-0877-18-2-58-82.
16. 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, doi: 10.1007/978-3-030-14918-5\_18.
17. Voloshina, A., Panchenko, A., Titova, O., Milaeva, I., Pastushenko, A. Prediction of Changes in the Output Characteristics of the Planetary Hydraulic Motor. InterPartner 2020: Advanced Manufacturing Processes II. LNME, Springer,

Cham, 2021. 744–754, doi: 10.1007/978-3-030-68014-5\_72.

18. 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, doi: 10.31388/2078-0877-2020-20-4-18-35

19. 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», 2020. № 1. 3–9, doi: 10.20998/2078-6840.2020.1.01

20. Самородов В.Б., Аврунін 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», 2020. № 2. 11–18, doi: 10.20998/2078-6840.2020.2.02.

21. 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.

22. Панченко А.І., Волошина А.А., Ковязін О. С., Панченко І.А., Волошин А.А. Зміна функціональних параметрів мехатронних систем з планетарними гідромоторами при різних умовах експлуатації. Науковий вісник ТДАТУ, 2025. Вип. 15. Т. 2. С. 127–135, doi: 10.32782/2220-8674-2025-15-2-15.

23. 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, doi: 10.31388/2078-0877-2020-20-4-58-72.

24. Панченко А.І., Волошина А.А., Мітков В.Б., Панченко І.А., Нестеренко К.В. Динаміка зміни вихідних характеристик мехатронних систем з планетарними гідромоторами. Праці, 2021. Вип. 21. Т. 4. С. 28–41, doi: 10.31388/2078-0877-2021-21-2-28-41.

25. Панченко А.І., Волошина А.А., Мітков В.Б., Панченко І.А., Волошин А.А. Вплив конструктивних особливостей планетарних гідромоторів на зміну динамічних характеристик гідроприводів мехатронних систем самохідної техніки. Праці ТДАТУ, 2023. Вип. 23. Т. 1. С. 6–26, doi: 10.31388/2078-0877-2023-23-1-6-26.

26. Панченко А.І., Волошина А.А., Мітков В.Б., Панченко І.А., Волошин А.А. Стабілізація динамічних характеристик гідроприводу з використання пасивних гасників пульсацій. Праці ТДАТУ, 2025. Вип. 25. Том 2. С. 200–211, doi: 10.32782/2078-0877-2025-25-2-24.

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