

Кафедра Технологій та Автоматизації машинобудування

Вінницький національний технічний університет  
(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет машинобудування і транспорту  
(повне найменування інституту, назва факультету (відділення))

Кафедра технологій та автоматизації машинобудування  
(повна назва кафедри (предметної, циклової комісії))


**МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**  
на тему:

**«РОЗРОБЛЕННЯ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНОГО РЕГУЛЯТОРА ДЛЯ  
НАСОСА ЗМІННОГО РОБОЧОГО ОБ'ЄМУ»**

Частина 1 «Моделювання роботи гідросистеми з насосом змінного робочого  
об'єму та електрогідравлічним регулятором»

МКР.08-64.027.00.000.ПЗ

Виконав: студент групи ТМ-1м  
спеціальності 131 – прикладна механіка  
(шифр і назва напрямку підготовки, спеціальності)


 Стимковський В. А.  
(прізвище та ініціали)

Керівник: д.т.н., професор, зав. каф. ТАМ  
Леонід КОЗЛОВ  
(прізвище та ініціали)


«15» грудня 2023 р.

Рецензент: д.т.н., проф., директор ІДА  
Андрій КАШКАНОВ  
(прізвище та ініціали)

«15» грудня 2023 р.

Допущено до захисту  
Зав. кафедри  Леонід КОЗЛОВ  
«15» грудня 2023 р.

Вінницький національний технічний університет  
Факультет машинобудування та транспорту  
(повне найменування інституту, факультету)  
Кафедра технологій та автоматизації машинобудування  
(повна назва кафедри)  
Рівень вищої освіти II (магістерський)  
Галузь знань 13 – Механічна інженерія  
(шифр і назва)  
Спеціальність 131 – Прикладна механіка  
(шифр і назва спеціальності)  
Освітньо - професійна програма – Технології машинобудування  
(назва освітньо - професійної програми)

ЗАТВЕРДЖУЮ  
Завідувач кафедри  
 Леонід КОЗЛОВ

“16” жовтня 2023 року

ЗАВДАННЯ  
НА МАГІСТРСЬКУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Стимковському В. А.

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Розроблення електрогідравлічного регулятора для насоса змінного робочого об'єму. Частина I «Моделювання роботи гідросистеми з насосом змінного робочого об'єму та електрогідравлічним регулятором»

Керівник роботи д.т.н., професор Козлов Л. Г.

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від “8” 09 2023 року № 224

2. Термін подання студентом роботи 15.12.2023 р.  
3. Вихідні дані до роботи 1. Номінальний потік  $1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ . 2. Номінальний тиск 6 МПа. 3. Максимальний тиск 20 МПа. 4. Керування електрогідравлічне від контролера.

4. Зміст текстової частини

1. Огляд сучасних регульованих насосів.  
2. Електрогідравлічний регулятор насоса  
3. Розрахункова схема та математична модель.  
4. Дослідження статичних, динамічних та енергетичних характеристик

Перелік ілюстративного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):

1. Схеми керування – аналоги. 2. Схема системи керування насосом.  
3. Розрахункова схема системи керування насосом. 4. Математична модель.  
5. Дослідження стійкості роботи насоса з електрогідравлічним керуванням.  
6. Дослідження динамічних, статичних та енергетичних характеристик.

Кафедра Технологій та Автоматизації

7. Показники економічної ефективності розробленого електрогідравлічного регулятора для насоса.

8. Охорона праці.

9. Визначення ефективності застосування розробленої системи керування.

6. Консультації розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	виконання прийняв
Спеціальна частина	д.т.н., проф. Леонід КОЗЛОВ	4.09.2023	15.12.2023
Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях	д.пед.н., проф. Софія ДЕМБІЦЬКА	4.09.2023	16.12.2023
Економічна частина	к.т.н., проф. Олександр ЛЕСЬКО	4.09.2023	16.12.2023

7. Дата видачі завдання 16.10.2023 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва та зміст етапу	Термін виконання початок закінчення	Приміти
1.	Огляд джерел.	16.10.2023 – 20.10.2023	Вик.
2.	Насос з електрогідравлічним регулятором.	21.10.2023 – 30.10.2023	Вик.
3.	Розрахункова схема та математична модель.	01.11.2023 – 10.11.2023	Вик.
4.	Дослідження характеристик	11.11.2023 – 26.11.2023	Вик.
5.	Охорона праці	27.11.2023 – 3.12.2023	Вик.
6.	Визначення ефективності застосування розробленого системи керування	4.12.2023 – 10.12.2023	Вик.
7.	Нормоконтроль	14.12.2023	Вик.
8.	Захист роботи	21.12.2023	Вик.

Студент

(підпис)

Володимир СТИМКОВСЬКИЙ

(ініціали і прізвище)

Керівник роботи

Леонід КОЗЛОВ

## АНОТАЦІЯ

УДК 62-82:62-503.507

Стимковський В. А. Комплексна магістерська кваліфікаційна робота зі спеціальності 131 – прикладна механіка, освітня програма – технології машинобудування «Розроблення електрогідравлічного регулятора для насоса змінного робочого об'єму». Частина 1 «Моделювання роботи гідросистеми з насосом змінного робочого об'єму та електрогідравлічним регулятором», Вінниця: ВНТУ, 2023 р. 93 с.

На українській мові. Бібліограф. 40 назв; рис.: 31; табл. 17.

У магістерській кваліфікаційній роботі розроблено нову схему електрогідравлічного регулятора для насоса змінного робочого об'єму. Нова схема включає регулятор та сервоклапан. Сервоклапан має електромагнітне керування. Контролер отримує сигнал від датчика тиску та передає його на електромагніт сервоклапана. Такий електрогідравлічний регулятор забезпечує роботу насоса в трьох режимах: холостого ходу, регулювання з чутливістю до навантаження та захисту від перенавантаження. Розроблено нелінійну математичну модель насоса з електрогідравлічним регулятором. Рівняння математичної моделі розв'язані за допомогою чисельного метода Розенброка в середовищі MATLAB-Simulink. Досліджено умови стійкості розробленої системи керування. Розраховані статичні, динамічні та енергетичні характеристики насоса з електрогідравлічним регулятором. Проведено параметричний синтез насоса. Визначено, що кращим сполученням параметрів є:  $f_0 = 3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ,  $k_z = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ,  $f_x = 1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ . При цьому досягаються такі значення показників якості роботи насоса:  $A = 6,9 \%$ ,  $t_p = 0,4 \text{ с}$ ,  $\sigma = 20 \%$ ,  $P_e = 746 \text{ Вт}$ . Розрахована економічна доцільність нової розробки. Інвестор отримає економічний ефект від впровадження розробки у сумі 17965 тис грн на протязі 2024-2026 років при інвестуванні 10775 тис грн. Термін окупності 2,6 років. Розроблено заходи по охороні праці при розробленні та випробуваннях розробки, а також заходи по роботі у надзвичайних ситуаціях.

Ключові слова: електрогідравлічний регулятор, регульований насос, математична модель, дослідження характеристик, параметричний синтез.

## ABSTRACT

У.А. Stymkovskii Comprehensive master's qualification thesis on specialty 131 - applied mechanics, educational program - mechanical engineering technologies on the topic "Development of an electro-hydraulic regulator for a variable displacement pump". Part 1 "Simulation of hydraulic system operation with variable displacement pump and electrohydraulic regulator". Vinnytsia: VNTU, 2023. 93 p.

In Ukrainian. Bibliography: 40 titles; Fig.: 31; table 17.

In the master's qualification work, a new scheme of an electro-hydraulic regulator for a variable displacement pump was developed. The new circuit includes a regulator and a servo valve. The servo valve has electromagnetic control. The controller receives the signal from the pressure sensor and transmits it to the solenoid of the servo valve. Such an electro-hydraulic regulator ensures the operation of the pump in three modes: idling, regulation with sensitivity to load and overload protection. A nonlinear mathematical model of a pump with an electrohydraulic regulator has been developed. The equations of the mathematical model are solved using the Rosenbrock numerical method in the MATLAB-Simulink environment. The stability conditions of the developed control system were studied. Calculated static, dynamic and energy characteristics of the pump with an electrohydraulic regulator. The parametric synthesis of the pump was carried out. It was determined that the best combination of parameters is:  $f_0 = 3 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$ ,  $k_z = 5 \cdot 10^{-3} \text{ m}$ ,  $f_x = 1 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$ . At the same time, the following values of pump performance indicators are achieved:  $A = 6.9\%$ ,  $t_p = 0.4 \text{ s}$ ,  $\sigma = 20\%$ ,  $P_e = 14 \text{ W}$ . The calculated economic feasibility of the new development. The investor will receive an economic effect from the implementation of the development in the amount of UAH 17,965,000 during 2024-2026 with an investment of UAH 10,775,000. The payback period is 2.6 years. Labor protection measures during the development and testing of the development, as well as measures for working in emergency situations, have been developed.

Keywords: electrohydraulic regulator, adjustable pump, mathematical model, characteristics research, parametric synthesis.

## ЗМІСТ

ЗМІСТ.....	2
ВСТУП.....	4
РОЗДІЛ 1 ОГЛЯД РОБІТ ПО ДОСЛІДЖЕННЯМ ГІДРОСИСТЕМ НА БАЗІ РЕГУЛЬОВАНИХ НАСОСІВ, ОСНАЩЕНИХ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНИМИ РЕГУЛЯТОРАМИ.....	7
РОЗДІЛ 2 РЕГУЛЬОВАНИЙ НАСОС З БОГАТОРЕЖИМНИМ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНИМ РЕГУЛЯТОРОМ.....	15
РОЗДІЛ 3 МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ РЕГУЛЬОВАНОГО НАСОСА З БОГАТОРЕЖИМНИМ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНИМ РЕГУЛЯТОРОМ.....	18
РОЗДІЛ 4 ІМІТАЦІЙНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ В РЕГУЛЬОВАНОМУ НАСОСІ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНИМ РЕГУЛЯТОРОМ.....	30
4.1. Параметри математичної моделі насоса з електрогідролічним регулятором.....	30
4.2. Дослідження статичних характеристик.....	31
4.3. Енергетичні характеристики насоса.....	34
4.4. Динамічні характеристики насоса з багаторежимним електрогідролічним регулятором.....	37
4.4.1 Стійкість роботи насоса.....	37
4.4.2 Вплив параметрів насоса на час регулювання.....	44
4.4.3 Вплив конструктивних параметрів насоса на величину перерегулювання.....	50
4.5. Параметричний синтез насоса.....	53
4.6. Висновки.....	56
РОЗДІЛ 5 ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ НАУКОВО-ТЕХНІЧНИХ РОБІТ ПО РОЗРОБЛЕННЮ ГІДРОПРИВОДА З ПРОПОРЦІЙНИМ КЕРУВАННЯМ.....	59
5.1. Проведення наукового аудиту науково-дослідної роботи.....	59
5.2. Проведення комерційного аудита науково технічної розробки.....	60
5.3. Визначення витрат на науково-дослідну роботу.....	63

5.3.1 Заробітна плата персоналу.....	63
5.3.2 Витрати на матеріали для проведення науково-дослідної роботи.....	64
5.3.3 Ступенювання та програмне забезпечення для виконання науково-дослідної роботи.....	65
5.3.4 Електроенергія для науково-дослідної роботи.....	67
5.3.5 Витрати на устаткування та на роботу сторонніх організацій.....	68
5.3.6 Витрати на проведення науково-дослідної роботи.....	68
5.4 Важливість та наукова значущість науково-дослідної роботи.....	69
5.5. Розрахунок економічної ефективності науково-дослідної роботи.....	71
5.6. Висновки.....	74
РОЗДІЛ 6 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ .....	75
6.1. Технічні рішення з безпечного виконання робіт.....	76
6.2. Технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії.....	78
6.2.1 Мікроклімат.....	78
6.2.2 Склад повітря робочої зони.....	79
6.2.3 Виробниче освітлення.....	80
6.2.4 Виробничий шум.....	81
6.2.5. Виробничі випромінювання .....	82
6.3 Безпека у надзвичайних ситуаціях. Дослідження області працездатності РЕС електрогідравлічного регулятора в умовах дії загрозливих чинників надзвичайних ситуацій.....	
6.3.1 Дія електромагнітних випромінювань на радіоелектронні системи.....	83
6.3.2 Визначення області працездатності приладу в умовах дії електромагнітних випромінювань.....	84
6.3.3 Розробка превентивних заходів з розширення області працездатності РЕС електрогідравлічного регулятора в умовах дії НС.....	85
6.4. Висновки.....	86
ВИСНОВКИ.....	87
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	90
Додаток А Довідка про перевірку на плагіат.....	91
Додаток Б Ілюстративні матеріали.....	92

## ВСТУП

Однією з основних тенденцій розвитку гідросистем мобільних та технологічних машин є застосування регульованих насосів. Такі насоси дорожчі, ніж насоси з постійним робочим об'ємом (шестеренний, пластинчасті або аксіальні), але їх використання забезпечує суттєве збільшення коефіцієнта корисної дії та забезпечує значне покращення регульованості машин. Регульовані насоси оснащуються, як правило, автоматичними регуляторами, що забезпечує можливість роботи насоса в декількох режимах. Останнім часом все ширше застосовуються насоси з електрогідравлічними регуляторами. Такі регулятори дозволяють керувати насосами в автоматизованих режимах при застосуванні контролерів. Це суттєво спрощує керування машиною, підвищує її економічність та покращує якість виконуваних робіт. [7,10,15,17,18,29,30]

Лідером серед українських виробників регульованих насосів є завод «Гідросила», що розміщений у м. Кропивницький [30]. Завод випускає аксіально-поршневі насоси з похилою шайбою з різними робочими об'ємами. Такі насоси широко застосовуються в дорожніх та будівельних машинах, сільськогосподарській техніці. Найбільш потужні регульовані насоси цього підприємства застосовуються для використання в гідростатичних трансмісіях сучасних мобільних машин, в основному сільськогосподарських комбайнів та іншої самохідної с/г техніки. В таких випадках регульовані насоси застосовуються в комплекті з нерегульованими аксіально-поршневими гідромоторами. Регульовані насоси можуть використовуватись також у стаціонарних технологічних машинах, наприклад, в буртоукладчиках для цукрових буряків, платформах для розвантаження автомобілів та ін [2,10,13,].

На даний момент часто стоїть проблема створення багаторежмних електрогідравлічних регуляторів для регульованих насосів, що керуються від контролера. Такі регулятори здатні суттєво покращити статичні, динамічні та енергетичні характеристики насосів та гідросистем машин в цілому [13,15,17].



У Вінницькому національному технічному університеті на кафедрі технологій та автоматизації машинобудування проводяться роботи по вдосконаленню регульованим насосів для сільськогосподарських та будівельних машин, а також технологічних машин різного призначення. Ці роботи проводяться в рамках науково-дослідної роботи 17К1 «Розроблення, дослідження та покращення характеристик енергоощадних гідроприводів для мобільних та технологічних машин на базі пропорційної електрогідравлічної апаратури та регульованих насосів», виконання якої заплановане на протязі 2023 – 2024 років.

Метою роботи є розробка нової схеми трьохрежимного електрогідравлічного регулятора для аксіально-плунжерного насоса з покращеними характеристиками.

В процесі виконання магістерської кваліфікаційної роботи розв'язаний ряд задач, основних з яких є:

1. Проведено огляд літературних джерел по дослідженням гідросистем мобільних машин та регульованим насосом.
2. Розроблено нову схему електрогідравлічного регулятора для аксіально-плунжерного насоса.
3. Розроблено нелінійну математичну модель для основним регульованого насоса з електрогідравлічним регулятором.
4. Проведено дослідження впливу основних конструктивних параметрів регулятора насоса на стійкість роботи насоса.
5. Вивчено вплив конструктивних параметрів на час регулювання та перерегулювання при роботі насоса в динамічних режимах.
6. Розраховано статичні характеристики насоса.
7. Визначені енергетичні характеристики насоса.
8. Виконано параметричну оптимізацію регулятора насоса.
9. Розраховано економічну ефективність впровадження нового насоса з електрогідравлічним регулятором.
10. Розглянуті питання забезпечення охорони праці, безпеки в надзвичайних ситуаціях.

Об'єкт досліджень – регульований насос з електрогідравлічним регулятором.

Предмет досліджень – робочі процеси в насосі з електрогідравлічним регулятором.

Новизна роботи полягає в тому, що визначені нелінійні залежності між характеристиками насоса та його конструктивними параметрами.

Апробаціями публікація роботи на ІІІ науково-технічній конференції науково-педагогічних працівників Вінницького національного технічного університету в червні 2023 року, зроблена доповідь та опубліковані тези в збірнику конференції на тему: «Огляд конструкцій та характеристик сучасних регуляторів для насосів змінного робочого об'єму» авторів Товкача А. О., Стимковського В. А., Козлова Л. Г., Грабовського Д.І [16].

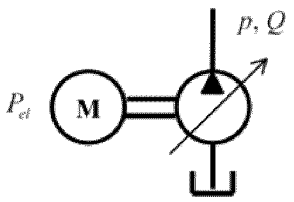
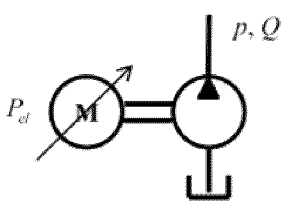
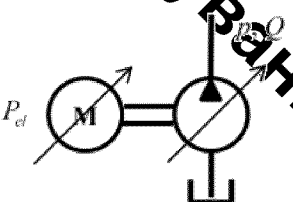
## РОЗДІЛ 1 ОГЛЯД РОБІТ ПО ДОСЛІДЖЕННЯМ ГІДРОСИСТЕМ НА БАЗІ РЕГУЛЬОВАНИХ НАСОСІВ, ОСНАЩЕНИХ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНИМИ РЕГУЛЯТОРАМИ

Сучасні мобільні машини повинні працювати в регульованих режимах з високим ККД та при мінімізації шкідливих викидів в атмосферу. Найбільшим ефективним засобом покращення характеристик мобільних машин є застосування регульованих гідроприводів. Такі гідроприводи забезпечують оптимальні робочі режими машин, знижують споживання пального, що в свою чергу зменшує шкідливі викиди в атмосферу продуктів роботи машин.

Регульовані гідроприводи будуються за декількома основними схемами представленими в роботі [1].

Таблиця 1.1

Схеми регульованих гідросистем

	<b>Design concept CV</b> Asynchronous motor Variable axial piston pump	<b>Design concept VC</b> Variable frequency drive controller Asynchronous motor Constant gear pump	<b>Design concept VV</b> Variable frequency drive controller Asynchronous motor Variable axial piston pump
Pump's rotational speed	Constant	Variable	Variable
Pump's displacement	Variable	Constant	Variable
Scheme			
Efficiency	Lower	Higher	Highest
Reliability	High	High	High
Robustness	Less	More	Less
Operating costs	Highest	Higher	Lower
System dynamics	Highest 4.4	Low 1.0	Control principle dependent (approx. 4)
Purchase price	Higher	Lower	Highest

В роботі (таблиця 1.1) розглядаються особливості побудови та характеристики трьох схем регульованих гідросистем:

- на основі нерегульованого двигуна та регульованого насоса (CV);
- на основі регульованого двигуна та нерегульованого насоса (VC);
- на основі регульованого двигуна та регульованого насоса (VV).

В якості нерегульованих двигунів розглянуто асинхронний двигун, в якості нерегульованого насоса – шестеренний, в якості регульованого – аксіально плунжерний насос. Схема CV забезпечує постійну швидкість обертання валу насоса, а схеми VC та VV – змінну. Робочі об'єми в схемі CV та VV можуть змінюватись, а в схемі VC – постійний. Надійність всіх розглянутих схем авторами публікації оцінено як висока. Ціна придбання схеми VC найменша, а ціна схеми VV – найбільша. Витрати пального на експлуатацію гідроприводу мінімальні для схеми VV, а найбільші для схем CV. Відповідно і шкідливі викиди в атмосферу за рахунок збільшення витрат пального найбільші для схеми CV і найменші для схеми VV. Якщо підсумувати результати проведеного аналізу характеристик представлених схем то можна зробити висновок, що схема VV є найбільш ефективною, але вона одночасно має найбільшу ціну придбання.

На рис. 1.1 представлена реалізація схеми CV для випадку живлення від регульованого насоса декількох гідроприводів [2]. Схема включає регульований насос 1 з гідравлічним регулятором 3, двигун 2, гідроциліндри 4, 5 та гідромотор 6. В гідросистему включені розподільники 7, 8, 9 з електричним керуванням, регулятори потоків 10, 11, 12, зворотні клапани 13, 14, 15 та логічні клапани 16, 17. Для забезпечення можливості регулювання величин потоків до кожного з двигунів насос 1 оснащено гідравлічним регулятором 3. Гідравлічний регулятор 3 керується величиною тиску з лінії нагнітання насоса 1, а також величиною тиску, який передається через логічні клапани 16 та 17 від гідродвигуна, що працює під найбільшим навантаженням. Відповідно до цих сигналів по тиску регулятор 3 буде забезпечувати таку продуктивність насоса 1, яка буде покривати сумарне споживання робочої рідини гідродвигунами 4, 5 та 6. Величина витрати робочої рідини до кожного з гідродвигунів буде визначатись налаштуванням розподільників 7, 8, 9. Тиск на виході насоса 1 буде визначатись найбільшим з навантажень на гідродвигунах 4, 5 або 6.

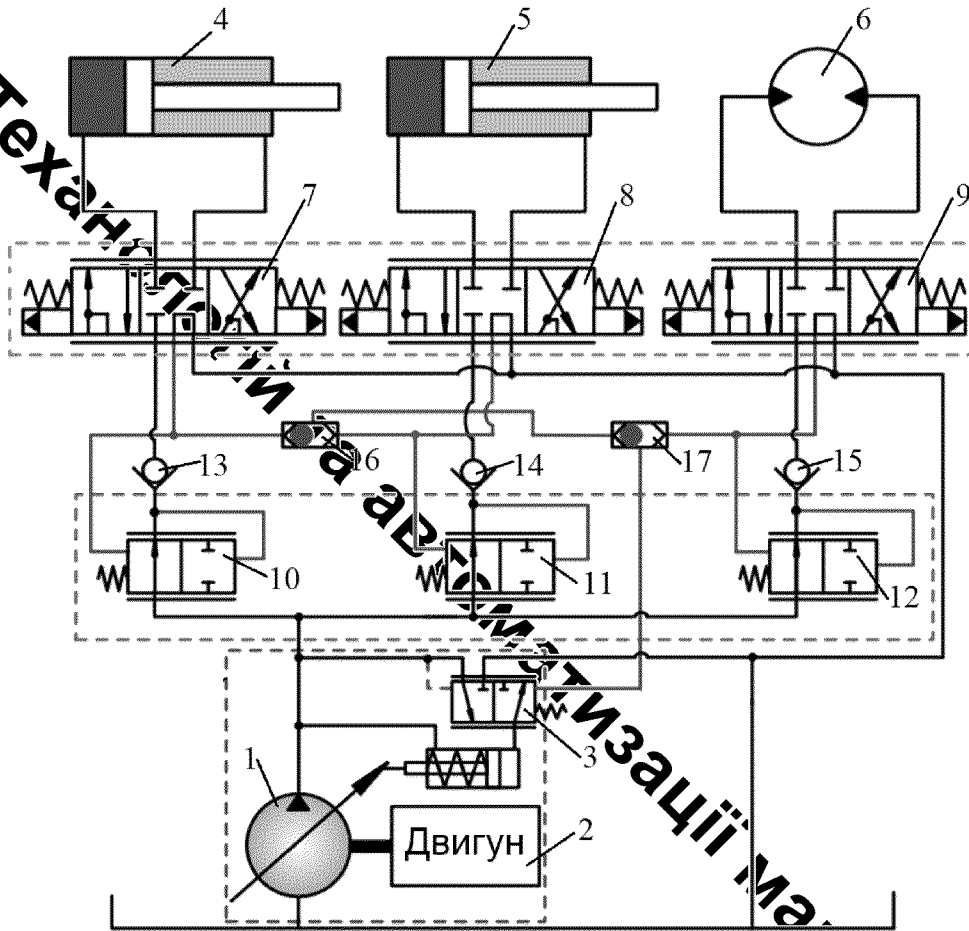


Рисунок 1.1 – Гідросистема на базі регульованого насоса з гідравлічним регулятором

Така робота гідросистеми забезпечує досить високий ККД у випадку коли навантаження на гідродвигунах не сильно відрізняються між собою. Регулятори потоку 10, 11, 12 забезпечують стабілізацію витрати робочої рідини від насоса 1 до гідродвигунів 4, 5 та 6 при зміні навантажень на них. Це в свою чергу забезпечує стабільність швидкісних режимів гідродвигунів навіть при зміні величин навантажень. При цьому суттєво зростає керованість робочих органів мобільної машини. Зворотні клапани 13, 14 та 15 забезпечують фіксацію положень робочих органів при переміщенні мобільної машини, а також утримання робочих під навантаженням у випадку виходу з ладу насоса 1.

На рис. 1.2 представлено схему гідросистеми з програмним керуванням та регульованим насосом [3].

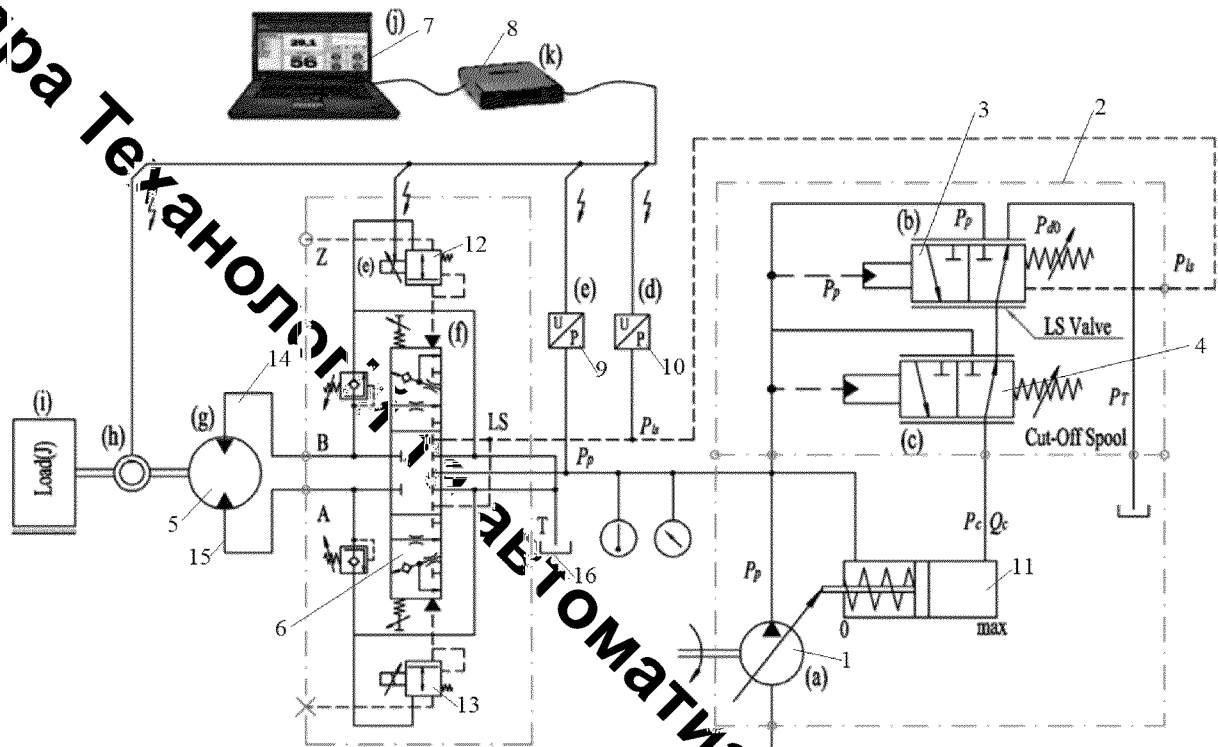


Рисунок 1.2 – Гідросистема з програмним керуванням та регульованим насосом

Схема включає регульований насос 1 з регулятором 2. Регулятор 2 включає золотник 3, що забезпечує LS-регулювання та золотник 4, що забезпечує захист гідросистеми від перенавантаження. Регулятор 2 подає робочу рідину з лінії нагнітання насоса 1 в сервоциліндр 11, який переміщує планшайбу насоса 1 та змінює його продуктивність. На виході насоса 1 встановлено розподільник 6 з електрогідравлічним керуванням. Переміщення розподільника 6 забезпечують 2 сервоклапани 12 та 13 з електромагнітним керуванням. На виході розподільника 6 встановлено реверсивний гідромотор 5.

При перемиканні розподільника 6 в робочу позицію (вниз) робоча рідина від насоса 1 буде поступати через робочу лінію 14 до гідромотору 5 і приводити його до руху. Злив робочої рідини від насоса 1 в бак 16 буде відбуватися через лінію 15 та розподільник 6. При проходженні робочої рідини через вікно розподільника 6 на ньому виникає перепад тиску  $p_p - p_{ts}$ , який діє на золотник 3. Золотник 3 направляє частину робочої рідини з лінії нагнітання насоса 1 в сервоциліндр 11. При цьому продуктивність 1 змінюється у відповідності до зміни площі робочого вікна

розподільника 6. Одночасно буде змінюватись і частота обертання валу гідромотора 5. Таким чином регулюється швидкісний режим роботи гідромотора. Величина тиску  $p_{1s}$ , що подається на золотник 3 пропорційна навантаженню на гідромоторі 5. Це приводить до того, що тиск  $p_p$  на виході насоса буде постійно залежати від навантаження на гідромоторі 5. В результаті гідросистема буде мати високий гідравлічний ККД. При перемиканні розподільника 6 вгору робоча рідина від насоса 1 надходить до гідромотора 5 по лінії 5. Злив робочої рідини від гідромотора 5 в бак 16 забезпечується через лінію 14 та робоче вікно розподільник 6. Робоча рідина з нагнітальної лінії під тиском  $p_p$  надходить також до золотника до золотника 4, який з іншого боку навантажений пружиною. У випадку, коли навантаження на гідромоторі, яке визначає величину тиску  $p_p$  перевищить допустимий поріг, спрацює золотник 4 і направить додатковий потік робочої рідини в сервоциліндр 11. Це призведе до того, що продуктивність насоса буде зменшена до мінімального значення. Робоча рідина від насоса 1 до гідромотора 5 надходити не буде і його вал не буде рухатись. Насос в даному випадку буде компенсувати тільки потік робочої рідини, необхідний для забезпечення роботи регулятора 2. Таким чином буде забезпечувати захист гідросистеми від перенавантаження. В гідросистемі встановленні датчики тиску 9 та 10, які дозволяють контролювати процес регулювання частоти обертання валу гідромотора 5.

Таким чином гідросистема має 2 режими роботи:

- режим регулювання, в якому забезпечуються контрольований рух валу гідромотора 5;
- режим захисту від перенавантаження, в якому обмежується величина тиску  $p_p$  і припиняється рух гідромотора.

На рис. 1.3 представлено гідросистему на основі регульованого насоса з цифровим регулятором [4]. Гідросистема включає регульований насос 1 з регулятором 4 та сервоциліндрами 2, 3. На виході насоса 1 встановлена система трубопроводів 9 та дроселі 7, 8, що імітують навантаження. Керує регульованим

насосом цифровий регулятор 6, який отримує сигнали про переміщення регулятора 4 та сервоциліндра 3.

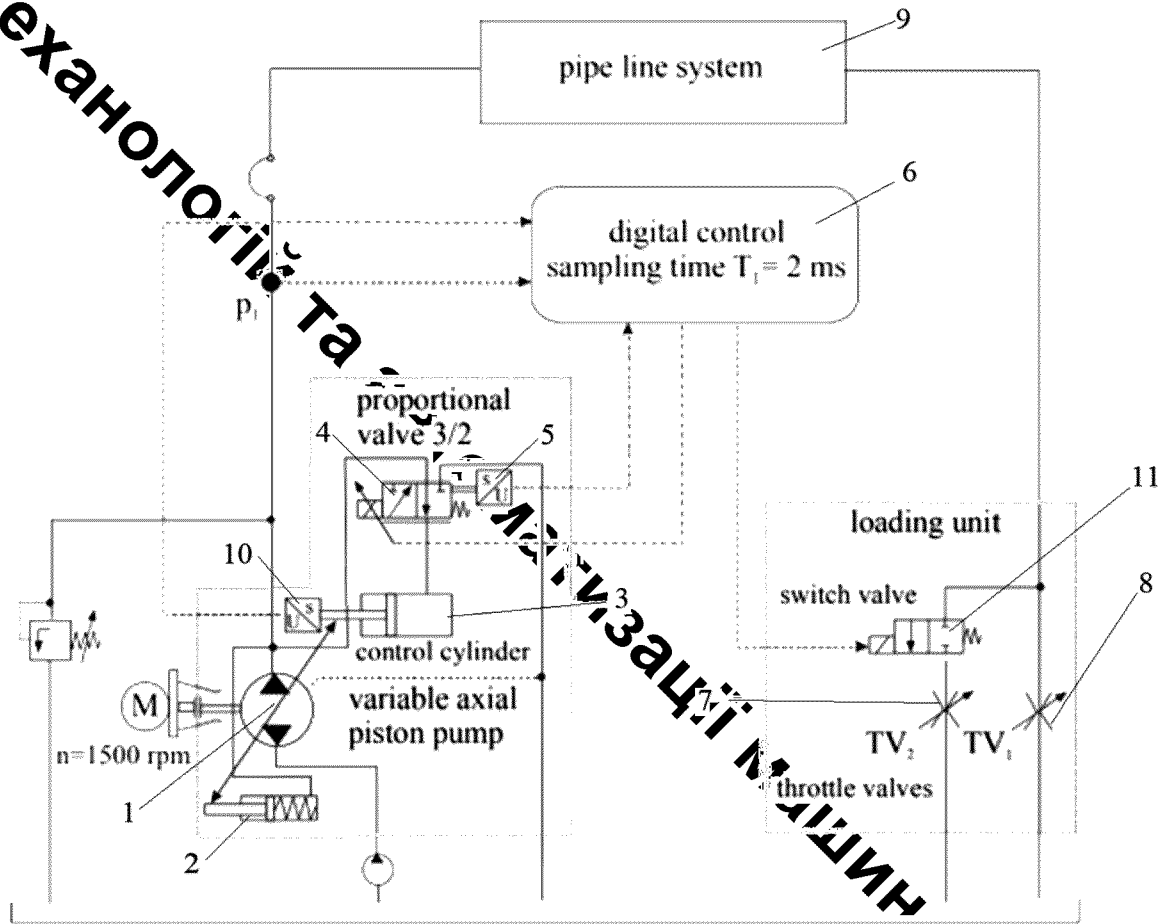


Рисунок 1.3 – Гідросистема на основі регульованого насоса з цифровим регулятором

Обробляючи ці сигнали, цифровий регулятор 6 подає сигнали керування на клапан 10 та електромагніт регулятора 4. Для представленої гідросистеми проводились порівняльні дослідження по впливу структури та алгоритму роботи регулятора 6 на динамічні характеристики гідросистеми. Ступінчастий характер навантаження на регульований насос формувався за допомогою клапана 10, який перенаправляє потік від насоса між регульованими дроселями 7 та 8. В гідросистемі реєструвалась залежність тиску на виході насоса від часу при зміні структури та алгоритму роботи регулятора 6. Порівнювались 2 структури регуляторів:



- пропорційно-диференційний регулятор;

регулятор з нечіткою логікою.

Завдяки контролю переміщення золотника 5 та сервоциліндра 3 була забезпечена можливість формування ефективних алгоритмів функціонування регулятора 6. В результаті досліджень виявлено як можливість ефективного налаштування PD-регулятора так і формування бази правил нечіткого регулятора, який забезпечував підвищення швидкодії та зменшення коливальності в гідросистемі. Дана робота ілюструє наявність високоефективних шляхів вдосконалення гідросистем на основі регульованих насосів за рахунок застосування цифрових регуляторів різної структури.

На рис. 1.4 представлено гідросистему на основі регульованого насоса з багаторежимним регулятором[5].

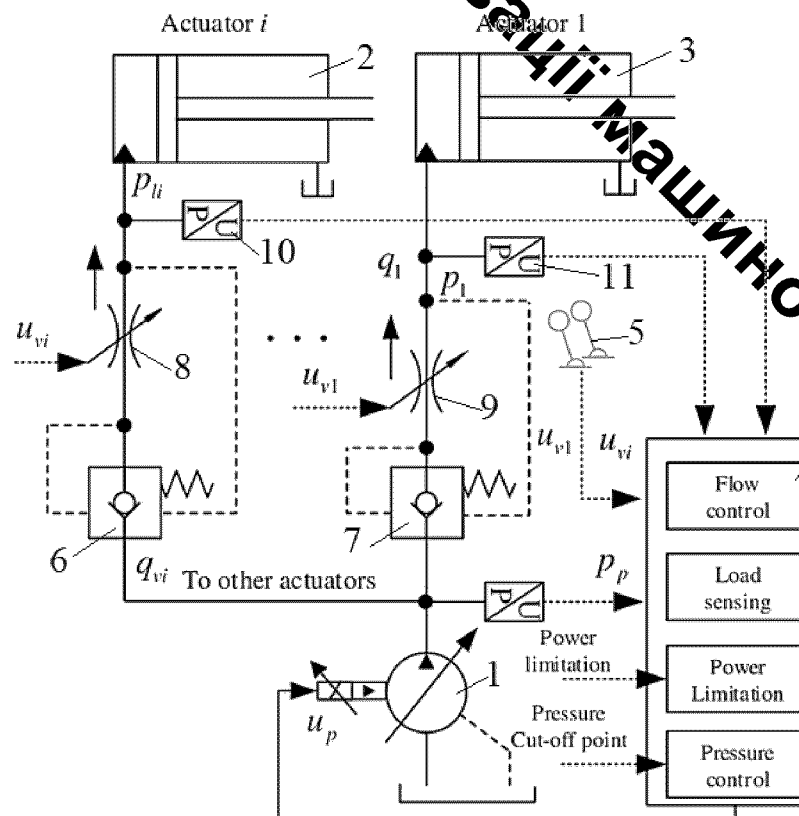


Рисунок 1.4 – Гідросистема на основі регульованого насоса з багаторежимним регулятором

Гідросистема включає регульований насос 1 з багаторежимним регулятором 4 та два гідроциліндри 2 і 3. До насоса 1 паралельно підключені регулятори потоків

та 7 з вбудованими зворотними клапанами. Послідовно до регуляторів 6 та 7 підключені дроселі 8 та 9 відповідно. Дроселі 8 та 9 керуються дистанційно від джойстика 5. Джойстик 5 також забезпечує перемикання режимів регулятора 4. На регулятор 4 поступають сигнали від датчиків тиску 10 та 11. Працює гідросистема наступним чином. Насос 1 подає робочу рідину через регулятори 6, 7 та регульовані дроселі 8, 9 до гідроциліндрів 2, 3. Насос може працювати в чотирьох режимах:

- контроль витрати;
- чутливість до навантаження;
- обмеження потужності;
- контроль тиску.

Перемикання між режимами забезпечується джойстиком 5, який діє на регулятор 4. Регулятор 4 відповідно забезпечує роботу насоса 1 в одному із вказаних чотирьох режимів. Наявність в гідросистемі можливості роботи в чотирьох режимах забезпечує для мобільної машини високу керованість та коефіцієнт корисної дії.

Датчики тиску 10 та 11 забезпечують оперативний контроль тиску на вході в гідроциліндри 2 та 3, що дозволяє керувати насосом 1 таким чином, що тиск  $p_p$  відповідає найбільшому з навантажень на гідроциліндрах. Швидкісний режим гідроциліндрів 2 та 3 налаштовується за допомогою регульованих дроселів 8 та 9. Швидкістю кожного з гідроциліндрів 2 або 3 можливо керувати незалежно.

На сьогоднішній день визначено, що регульований насос в гідросистемі для мобільної машини повинен працювати в 3 або 4 режимах. Це забезпечує підвищення коефіцієнта корисної дії машини та її хорошу керованість. Задача створення структури багаторежимного регулятора насоса, який забезпечує високу швидкодію та економічний процес регулювання продуктивності насоса на сьогоднішній день не має однозначного розв'язання. Йде інтенсивний пошук оптимальних структур регуляторів та обґрунтування їх параметрів для досягнення високих показників точності швидкодії, керованості та економічності.

## РОЗДІЛ 2 РЕГУЛЬОВАНИЙ НАСОС З БОГАТОРЕЖИМНИМ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНИМ РЕГУЛЯТОРОМ

На рис. 2.1 подана схема регульованого насоса з багаторежимним електрогідравлічним регулятором.

Регулятор забезпечує роботу насоса у трьох режимах:

- режим розвантаження насоса;
- робота з чутливістю до навантаження;
- робота з обмеженням тиску.

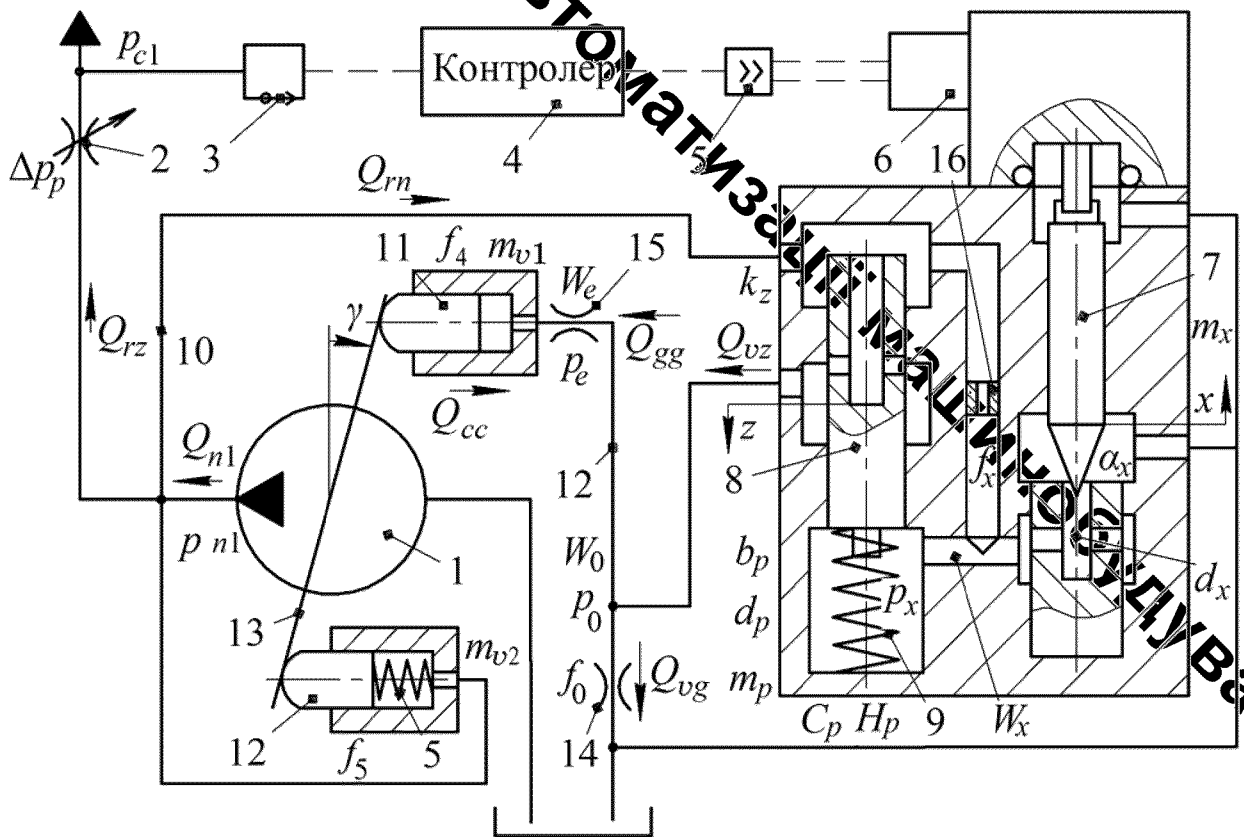


Рисунок 2.1 – Схема регульованого насоса з багаторежимним електрогідравлічним регулятором.

Працює насос таким чином. В режимі розвантаження насоса контролер 4 подає на електромагніт 6 нульовий сигнал по напрузі. В результаті цього тиск  $p_{n1}$  на виході насоса 1 буде обмежуватись тільки дією пружини на золотник 8 і буде складати невелике значення 1,5МПа. Величина витрати насоса 1 при цьому буде

великою і буде компенсувати тільки втрати робочої рідини в регуляторі. Це забезпечує мінімальні втрати потужності в насосі при відсутності навантаження на споживачі.

В режимі роботи з чутливістю до навантаження, при вмиканні насоса 1 робоча рідина під тиском  $p_{n1}$  поступає через робоче вікно пропорційного розподільника золотника 2 до гідроциліндра та датчика тиску 3. Сигнал пропорційний величині тиску  $p_{c1}$  на вході гідроциліндра через контролер 4 та підсилювач 5 подається на електромагніт регулятора. Через клапан 7 електромагніт створює тиск  $p_x$ , величина якого пропорційна тиску  $p_{c1}$ . Золотник 8, що знаходиться під дією тисків  $p_x$ ,  $p_{n1}$  та пружини 9 регулює робоче вікно, яке з'єднує гідролінію 10 з сервоциліндром 11. Регулюючи величину тиску  $p_e$  в сервоциліндрі 11 золотник 8 забезпечує величину тиску  $p_{n1}$  на виході насоса такою, що перевищує тиск  $p_{c1}$  на вході в гідроциліндр на величину

$$\Delta p_p = \frac{4 \cdot c_p \cdot H_p}{\pi \cdot d_p^2}. \text{ Величина перепаду тиску } \Delta p_p \text{ підтримується стабільною на}$$

робочому вікні пропорційного розподільного золотника 2. Це дозволяє регулювати величину витрат  $Q_{rz}$ , що поступає до гідроциліндра, змінюючи величину відкриття  $h_1$  робочого вікна пропорційного розподільного золотника. Величина витрати  $Q_{rz}$  при цьому не залежить від величини навантаження на гідроциліндрі. Величина витрати  $Q_{n1}$ , що подається насосом забезпечується зміною кута повороту  $\gamma$  планшайби 13, яка знаходиться під дією тисків  $p_e$  та  $p_{n1}$  в сервоциліндрах 11 та 12 відповідно. Такий режим роботи також забезпечує в гідросистемі мінімальні втрати, але вже при роботі споживача з великим навантаженням.

В режимі роботи з обмеженням тиску, при надмірному зростанні навантаження на споживачі, контролер обмежує величину напруги на максимальному рівні. При цьому тиск  $p_x$  перестає зростати, тиск  $p_{n1}$  перевищує його на 1,5 МПа. Це приводить до того, що витрата насоса зменшується по мінімальній, а тиск  $p_{n1}$  буде обмежений на максимальному значенні, допустимого

ля даного насоса. Таким чином буде забезпечен захист гідросистеми від перенавантаження при невеликих втратах потужності.

**Кафедра Технологій та автоматизації машинобудування**

### РОЗДІЛ 3 МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ РЕГУЛЬОВАНОВОГО НАСОСА З БОГАТОРЕЖИМНИМ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНИМ РЕГУЛЯТОРОМ

Математична модель насоса побудована з урахуванням таких припущень на спрощень. Розглядаються зосереджені параметри елементів, температуру робочої рідини за час протікання перехідного процесу прийнято постійною, хвильові процеси не враховувались, коефіцієнти потоку через дросельні та золотникові елементи є постійними, режими роботи – безкавітаційними, об'єм гідроліній за час перехідного процесу не змінюється, втрати тиску в гідролініях не враховувались, сили сухого тертя не залежать від швидкості руху елементів, блоки підсилювачів моделювались пропорційною ланкою, сигнал на виході контролера розглядався, як аналоговий. [10]

При розробці математичної моделі регульованого насоса використані такі залежності [10,11,12,13,15,19].

Момент опору на планшайбі 13

$$M = m_0 + m_1 \cdot Q_{n1} + m_2 \cdot p_{n1} + m_3 \cdot Q_{n1}^2 + m_4 \cdot p_{n1}^2 + m_5 \cdot p_{n1} \cdot Q_{n1} + m_f(\omega_x), \quad (3.1)$$

де  $m_0, m_1, m_2, m_3, m_4, m_5$  – експериментально визначені коефіцієнти залежності моменту від тиску  $p_{n1}$  та витрати  $Q_{n1}$ ;

$m_f(\omega_x)$  – стохастична складова моменту опору.

Момент сили в'язкого тертя сервоциліндра 11

$$M_{v1} = \frac{\pi \cdot \rho \cdot v_k \cdot d_4 \cdot l_4}{\varepsilon_0} \cdot l^2 \cdot \frac{d\gamma}{dt} \cdot \cos \gamma, \quad (3.2)$$

де  $d_4$  – діаметр сервоциліндра 11;

$l_4$  – довжина контакту сервоциліндра 11 та корпусу насоса;

– плече дії сервоциліндра відносно осі обертання планшайби;

$\varepsilon_0$  – радіальний зазор між сервоциліндром та корпусом насоса.

Момент сили в'язкого тертя сервоциліндра 12

$$M_{v2} = \frac{\pi \cdot \rho \cdot v_k \cdot d_5 \cdot l_5}{\varepsilon_0} \cdot l^2 \cdot \frac{d\gamma}{dt} \cdot \cos \gamma, \quad (3.3)$$

де  $d_5$  – діаметр сервоциліндра 12;

$l_5$  – довжина контакту сервоциліндра 12 та корпусу насоса.

Рівняння моментів сил, що діють на планшайбу з урахуванням залежностей насоса 1 має вигляд

$$I \frac{d^2 \gamma}{dt^2} = p_{n1} \cdot f_5 \cdot l - p_e \cdot f_4 \cdot l - \frac{\pi \cdot \rho \cdot v_k \cdot d_4 \cdot l_4}{\varepsilon_0} \cdot l^2 \cdot \frac{d\gamma}{dt} \cdot \cos \gamma - M_{v2} + m_0 + m_1 \cdot Q_{n1} + \\ + m_2 \cdot p_{n1} + m_3 \cdot Q_{n1}^2 + m_4 \cdot p_{n1}^2 + m_5 \cdot p_{n1} \cdot Q_{n1} + m_f(\omega_x), \quad (3.4)$$

де  $I$  – момент інерції планшайби 13.

Коефіцієнт в'язкого тертя клапана 7

$$b_x = \frac{\pi \cdot \rho \cdot v_k \cdot d_x \cdot l_x}{\varepsilon_x},$$

де  $d_x$  – діаметр сервоклапана 7;

$l_x$  – довжина контакту сервоклапана 7 з корпусом регулятора насоса;

$\varepsilon_x$  – діаметральний зазор між сервоклапаном 7 та корпусом регулятора насоса.

Зусилля на якорі електромагніта 6

$$F_{em} = k_m \cdot i_m, \quad (3.6)$$

де  $k_m$  – коефіцієнт пропорційності зусилля електромагніта 6.

З урахуванням наведених залежностей рівняння сил, що діють на клапан 7 має вигляд

$$m_x \frac{d^2 x}{dt^2} = p_x \cdot \frac{\pi \cdot d_x^2}{4} - k_m \cdot i_{m1} - \left( \frac{\pi \cdot \rho \cdot v \cdot d_x \cdot l_x}{\varepsilon_x} \right) \cdot \frac{dx}{dt}. \quad (3.7)$$

Коефіцієнт в'язкого тертя між золотником 8 та корпусом регулятора

$$b_p = \frac{\pi \cdot \rho \cdot v_k \cdot d_p \cdot l_p}{\varepsilon_p}, \quad (3.8)$$

де  $d_p$  – діаметр золотника 8;

$l_p$  – довжина контакту між золотником 8 та корпусом регулятора;

$\varepsilon_p$  – радіальний зазор між золотником 8 та корпусом регулятора.

Рівняння сил, що діють на золотник 8 має вигляд

$$m_p \frac{d^2 z}{dt^2} = p_{n1} \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} - p_x \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} - c_p \cdot (H_p + z) - \frac{\pi \cdot v_k \cdot d_p \cdot l_p}{\varepsilon_p} \frac{dz}{dt} \quad (3.9)$$

Залежність величини витрати через робоче вікно золотника 8

$$Q_{vz} = \mu \cdot k_z \cdot z \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{n1} - p_0)}{\rho}}, \quad (3.10)$$

де  $k_z$  – коефіцієнт підсилення робочого вікна золотника 8.

Для моделювання в Matlab-Simulink



$$Q_{vz} = \mu \cdot k_z \cdot z \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{n1} - p_0|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_{n1} - p_0). \quad (3.11)$$

Залежність витрати через дросель 14

$$Q_{vg} = \mu \cdot f_0 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_0}{\rho}}. \quad (3.12)$$

Залежність витрати через демпфер 15

$$Q_{gg} = \mu \cdot f_e \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_0 - p_e)}{\rho}}, \quad (3.13)$$

де  $f_e$  – площа демпфера 15.

Для моделювання в Matlab-Simulink

$$Q_{gg} = \mu \cdot f_e \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_0 - p_e|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_0 - p_e) \quad (3.14)$$

Витрата на стискання робочої рідини в гідролінії між золотником 8, дроселем 14 та демпфером 15

$$Q_{s0} = \beta_p \cdot W_0 \frac{dp_0}{dt}, \quad (3.15)$$

де  $W_0$  – об'єм гідролінії між золотником 8, дроселем 14 та демпфером 15;

$\beta_p$  – коефіцієнт стискання робочої рідини в гідролінії між золотником 8, дроселем 14 та демпфером 15.

Рівняння витрат для гідролінії між золотником 8, дроселем 14 та демпфером 15 має вигляд

$$\begin{aligned} & \mu \cdot k_z \cdot z \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{n1} - p_0|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_{n1} - p_0) = \\ & = \mu \cdot f_0 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_0}{\rho}} + \beta_p \cdot W_0 \frac{dp_0}{dt} + \mu \cdot f_e \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_0 - p_e|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_0 - p_e). \end{aligned} \quad (3.16)$$

Витрата на стискання робочої рідини в гідролінії між демпфером 15 та сервоциліндром 11

$$Q_{se} = \beta_p \cdot W_e \frac{dp_e}{dt}, \quad (3.17)$$

де  $\beta_p$  – коефіцієнт стискання робочої рідини в гідролінії між демпфером 15 та сервоциліндром 11;

$W_e$  – об'єм робочої рідини в гідролінії між демпфером 15 та сервоциліндром 11.

Витоки з гідролінії між демпфером 15 та сервоциліндром 11

$$Q_{gs} = \exp(A_e \cdot p_e + B_e \cdot t^\circ + C_e \cdot \varepsilon_e + D_e), \quad (3.18)$$

де  $A_e, B_e, C_e, D_e$  – коефіцієнти визначені експериментально.

Витрата робочої рідини, що витискається сервоциліндром 11

$$Q_{cc} = f_4 \cdot l \cdot \frac{d\gamma}{dt} \cdot \cos \gamma, \quad (3.19)$$

де  $f_4$  – площа сервоциліндра;

$l$  – плече дії сервоциліндра на планшайбу 13.

Рівняння витрат для камери між сервоциліндром 11 та демпфером 1 має вигляд

$$\begin{aligned} \mu \cdot f_e \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_0 - p_e|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_0 - p_e) = \beta_e \cdot W_e \frac{dp_e}{dt} + \\ + \exp(A_e \cdot p_e + B_e \cdot t^\circ + C_e \cdot \varepsilon_e + D_e) - f_4 \cdot l \cdot \frac{d\gamma}{dt} \cdot \cos \gamma. \end{aligned} \quad (3.20)$$

Витрата робочої рідини на стискання в гідролінії між дроселем 16 та сервоклапаном 7

$$Q = \beta_p \cdot W_x \frac{dp_x}{dt}, \quad (3.21)$$

де  $\beta_p$  – коефіцієнт стискання в гідролінії між дроселем 16 та сервоклапаном 7;

$W_x$  – об'єм робочої рідини в гідролінії між дроселем 16 та сервоклапаном 7.

Витрата робочої рідини через робоче вікно сервоклапана 7

$$Q = \mu \cdot \pi \cdot d_x \cdot \left( \sin \frac{\alpha_x}{2} \right) \cdot x \sqrt{\frac{2 \cdot p_x}{\rho}}, \quad (3.22)$$

де  $d_x$  – діаметр сервоклапана 7;

$\alpha_x$  – кут нахилу робочої кромки сервоклапана 7.

Рівняння нерозривності потоків для гідролінії між золотником 8, дроселем 16 та сервоклапаном 7 має вигляд

$$\begin{aligned} \mu \cdot f_x \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{n1} - p_x|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_{n1} - p_x) = \mu \cdot \pi \cdot d_x \cdot \sin \frac{\alpha_x}{2} \cdot x \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_x}{\rho}} + \\ + \beta_p \cdot W_x \frac{dp_x}{dt}. \end{aligned} \quad (3.23)$$

де  $f_x$  – площа дроселя 16;

$d_x$  – діаметр отвору сідла сервоклапана;

$W_x$  – об'єм гідролінії між дроселем 16 та сервоклапаном 7;

$\alpha_x$  – кут нахилу робочої кромки сервоклапана.

Рівняння нерозривності потоків для гідролінії між насосом 1, регульованим дроселем 2 та регулятором має вигляд:

$$F_7 \cdot d_8 \cdot k_1 \cdot n_n \cdot \operatorname{tgy} - k_{n1} \cdot p_n = \mu f_p \sqrt{\frac{2|p_n - p_c|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_n - p_c) + \mu f_z \sqrt{\frac{2|p_n - p_0|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_n - p_0) + \beta \cdot W_{n1} \frac{dp_n}{dt} + \mu f_x \sqrt{\frac{2|p_n - p_x|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_n - p_x); \quad (3.24)$$

де  $d_8$  – діаметри поршнів насоса;

$n_n$  – число обертів насоса;

$k_l$  – число поршнів насоса;

$k_{n1}$  – коефіцієнт внутрішніх перетікань робочої рідини в насосі;

$f_p$  – площа регульованого дроселя 2.

$$p_c \cdot k_u \cdot k_c \cdot [F_k(i_{pc})] = L_e \frac{di_{m1}}{dt} + i_{m1} \quad (3.25)$$

де  $k_4$  – коефіцієнт передачі датчика тиску 3;

$k_c$  – коефіцієнт підсилювача 5;

$F_k(i_{pc})$  – передавальна функція контролера 4;

$L_e$  – індуктивність обмотки електромагніту 6;

$R_e$  – активний опір електромагніту 6.

Рівняння нерозривності потоків для гідролінії між дроселями 2 та 17 має вигляд:

$$\mu f_p \sqrt{\frac{2|p_n - p_c|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_n - p_c) = \mu f_c \sqrt{\frac{2p_c}{\rho}} + \beta \cdot W_c \frac{dp_c}{dt} \quad (3.26)$$

де  $W_c$  – об'єм гідролінії між дронами 2 та 17;

— площа дроселя 17.

Система рівнянь математичної моделі насоса має вигляд.

Рівняння падінь напруги для лінії керування між дроселями 2, 17 та електромагнітом 6.

$$I \frac{d^2 \gamma}{dt^2} = p_{n1} \cdot f_5 \cdot l - p_e \cdot f_4 \cdot l - \frac{\pi \cdot \rho \cdot v_k \cdot d_4 \cdot l_4}{\varepsilon_0} \cdot l^2 \cdot \frac{d\gamma}{dt} \cdot \cos \gamma - M_{v2} + m_0 + m_1 \cdot Q_{n1} + \quad (3.27)$$

$$+ m_2 \cdot p_{n1} + m_3 \cdot Q_{n1}^2 + m_4 \cdot p_{n1}^2 + m_5 \cdot p_{n1} \cdot Q_{n1} + m_f(\omega_x),$$

$$m_x \frac{d^2 x}{dt^2} = p_x \cdot \frac{\pi \cdot \alpha_x}{4} \cdot k_n \cdot i_{m1} - \left( \frac{\pi \cdot \rho \cdot v \cdot d_x \cdot l_x}{\varepsilon_x} \right) \cdot \frac{dx}{dt} \quad (3.28)$$

$$m_p \frac{d^2 z}{dt^2} = p_{n1} \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} - p_x \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} - c_p \cdot (H_p + z) - \frac{\pi \cdot v_k \cdot d_p \cdot l_p}{\varepsilon_p} \cdot \frac{dz}{dt} \quad (3.29)$$

$$\mu \cdot k_z \cdot z \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{n1} - p_0|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_{n1} - p_0) = \quad (3.30)$$

$$= \mu \cdot f_0 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_0}{\rho}} + \beta_p \cdot W_0 \frac{dp_0}{dt} + \mu \cdot f_e \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_0 - p_e|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_0 - p_e).$$

$$\mu \cdot f_e \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_0 - p_e|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_0 - p_e) = \beta_e \cdot W_e \frac{dp_e}{dt} + \quad (3.31)$$

$$+ \exp(A_e \cdot p_e + B_e \cdot t^\circ + C_e \cdot \varepsilon_e + D_e) - f_4 \cdot l \cdot \frac{d\gamma}{dt} \cdot \cos \gamma.$$

$$\mu \cdot f_x \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{n1} - p_x|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_{n1} - p_x) = \mu \cdot \pi \cdot d_x \cdot \sin \frac{\alpha_x}{2} \cdot x \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_x}{\rho}} + \beta_p \cdot W_x \frac{dp_x}{dt} \quad (3.32)$$

$$F_7 \cdot d_8 \cdot k_1 \cdot n_n \cdot \text{tg} \gamma - k_{n1} \cdot p_n = \mu f_p \sqrt{\frac{2|p_n - p_c|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_n - p_c) +$$

$$\mu \cdot k_z \cdot z \cdot \sqrt{\frac{2|p_n - p_0|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_n - p_0) + \beta_n \cdot W_{n1} \frac{dp_n}{dt} +$$

$$\mu f_x \sqrt{\frac{2|p_n - p_x|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_n - p_x); \quad (3.33)$$

$$p_c \cdot k_u \cdot k_c \cdot [F_k(i_{pc})] = L_e \frac{di_{m1}}{dt} + i_{m1} \cdot R_e; \quad (3.34)$$

$$\mu f_c \sqrt{\frac{2|p_n - p_c|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_n - p_c) = \mu f_c \sqrt{\frac{2p_c}{\rho}} + \beta \cdot W_c \frac{dp_c}{dt}. \quad (3.35)$$

Система нелінійних диференційних рівнянь 3.27 – 3.35 розв'язувалась чисельним методом Розенброка в середовищі MATLAB-Simulink. Абсолютна точність при розв'язуванні рівнянь становила  $10^{-6}$ , а відносна точність  $10^{-3}$ . Блок-схема, яка забезпечує розв'язання рівнянь математичної моделі представлена на рис. 3.1. Блок-схема включає 9 підсистем, які забезпечують розв'язання рівнянь математичної моделі, підсистему яка дозволяє визначити енергетичні характеристики насоса та підсистему для визначення витрати через регульований дросель. До складу блок-схеми входять також блоки, що забезпечують реєстрацію значень змінних математичної моделі в динамічних та статистичних режимах роботи насоса.

Підсистема Planshaiba розв'язує рівняння 3.27 і на основі значень  $p_n$  та  $p_e$  визначає кут повороту  $\gamma$  планшайби насоса та кутову швидкість  $\omega_g$  її переміщення. Підсистема Servoklapан розв'язує рівняння 3.28 і на основі значень  $i$  та  $p_x$  визначає координату положення  $x$  сервоклапана. Підсистема Zolotnsk розв'язує рівняння 3.29, та на основі значень тисків  $p_n$  та  $p_x$  визначає координату  $z$  положення золотника регулятора. Підсистема Regulator nasosa розв'язує рівняння 3.30, та на основі значень  $z$ ,  $p_n$  та  $p_e$  визначає величину тиску  $p_0$  на вході в дросель регулятора насоса та величину витрати  $Q_{vg}$ . Підсистема Servocylindr розв'язує рівняння 3.31 та на основі значень  $p_0$  та  $\omega_g$  визначає величину тиску  $p_e$  в сервоциліндрі насоса. Підсистема Rashodfx розв'язує рівняння 3.32 і на основі значень  $p_n$  та  $x$  визначає величину тиску  $p_x$  на сервоклапані та величину витрати  $Q$ .

Кафедра Технологій та Автоматизації Машинобудування

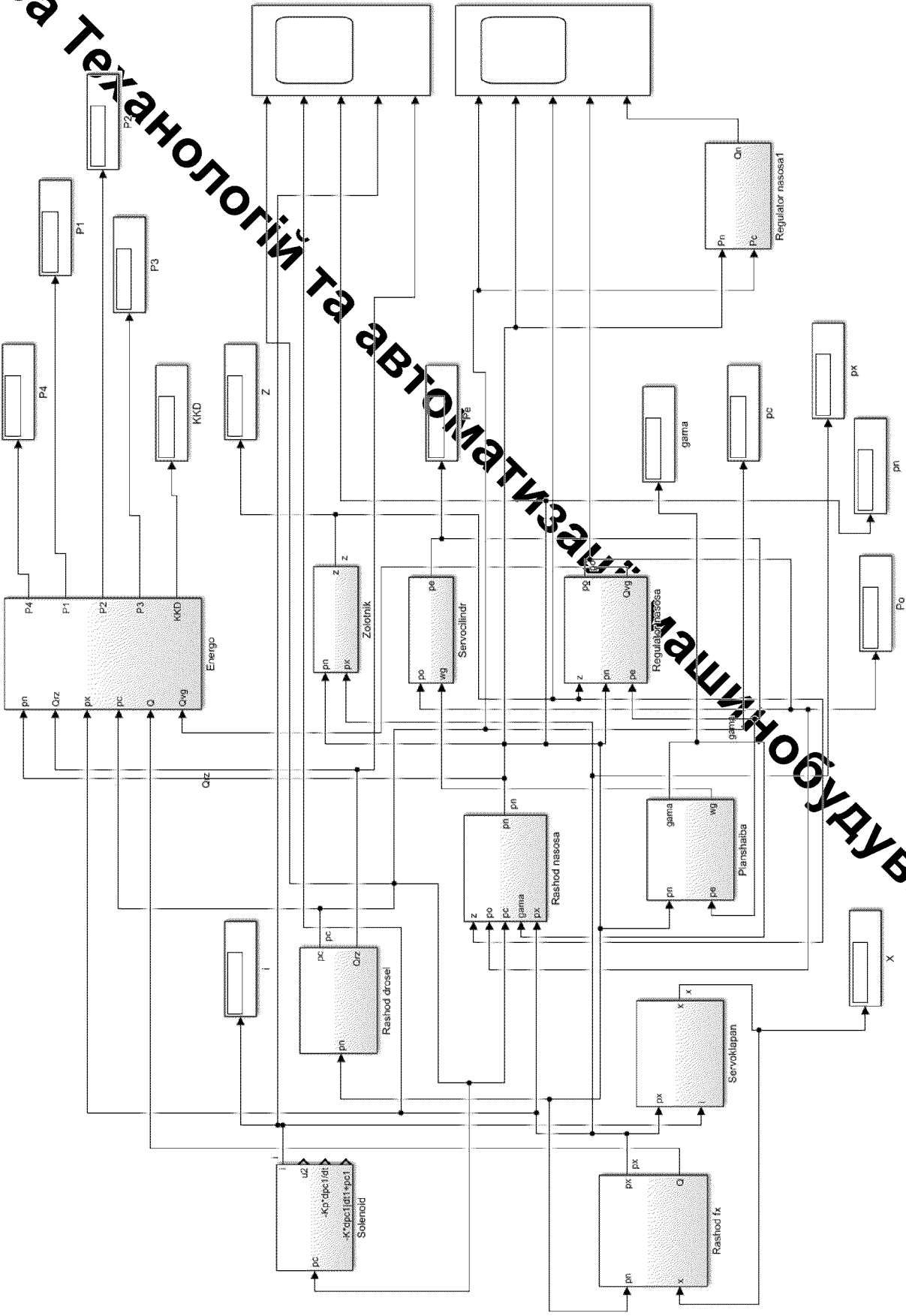


Рисунок 3 - Блок-схема розв'язання рівняння математичної моделі

Підсистема *Rashod nasosa* розв'язує рівняння 3.33 і на основі значень  $z, p_0, p_c, g_{10}, p_x$  визначає величину тиску  $p_n$  на виході насоса. Підсистема *Solenoid* розв'язує рівняння 3.34 і на основі значення тиску  $p_c$  визначає величину струму  $i$  в обмотці електромагніту. Підсистема *Rashod drosel* розв'язує рівняння 3.34 і на основі значення тиску  $p_n$  визначає тиск  $p_c$  та витрату  $Q_{rz}$ .

На рис. 3.2 представлено блок-схему розв'язання рівняння витрати насоса. Блок 1 формує величину витрати  $Q_{vx}$ , яка поступає від насоса через дросель 16 (рис. 2.1) до сервоклапана 7.  $Q_{vx}$  залежить від тисків  $p_n$  та  $p_x$ , а також від площі робочого вікна дроселя 16. Блок 2 формує величину витрати  $Q_{n1}$ , що подається насосом 1, ця витрата залежить від кута нахилу планшайби 13 та від коефіцієнта  $k_g$ , що визначається конструктивними особливостями насоса. Блок 3 формує величину витрату  $Q_{vz}$ , що поступає від насоса 1 через регулятор в гідролінію 12. Величина витрат  $Q_{vz}$  залежить від величини тисків  $p_n$  та  $p_c$ , а також від величини площі  $k_z \cdot z$  робочого вікна золотника 8. Блок 4 формує величину витрати  $Q_{rz}$ , що поступає від насоса 1 через регульований дросель 2. Величина витрати  $Q_{rz}$  залежить від величини тисків  $p_n$  та  $p_c$ , а також від площі  $f_p$  дроселя 2. Блок 5 формує алгебраїчну витрат  $Q_n, Q_{vz}, Q_{vx}$  та  $Q_{rz}$ . Блок 6 враховує вплив на величину витрати насоса 1 стиснення робочої рідини в гідролінії 10. Блок 7 забезпечує процес регування та визначення залежності величини тиску  $p_n$  від часу.



Кафедра Технологій та Автоматизації Машинобудування

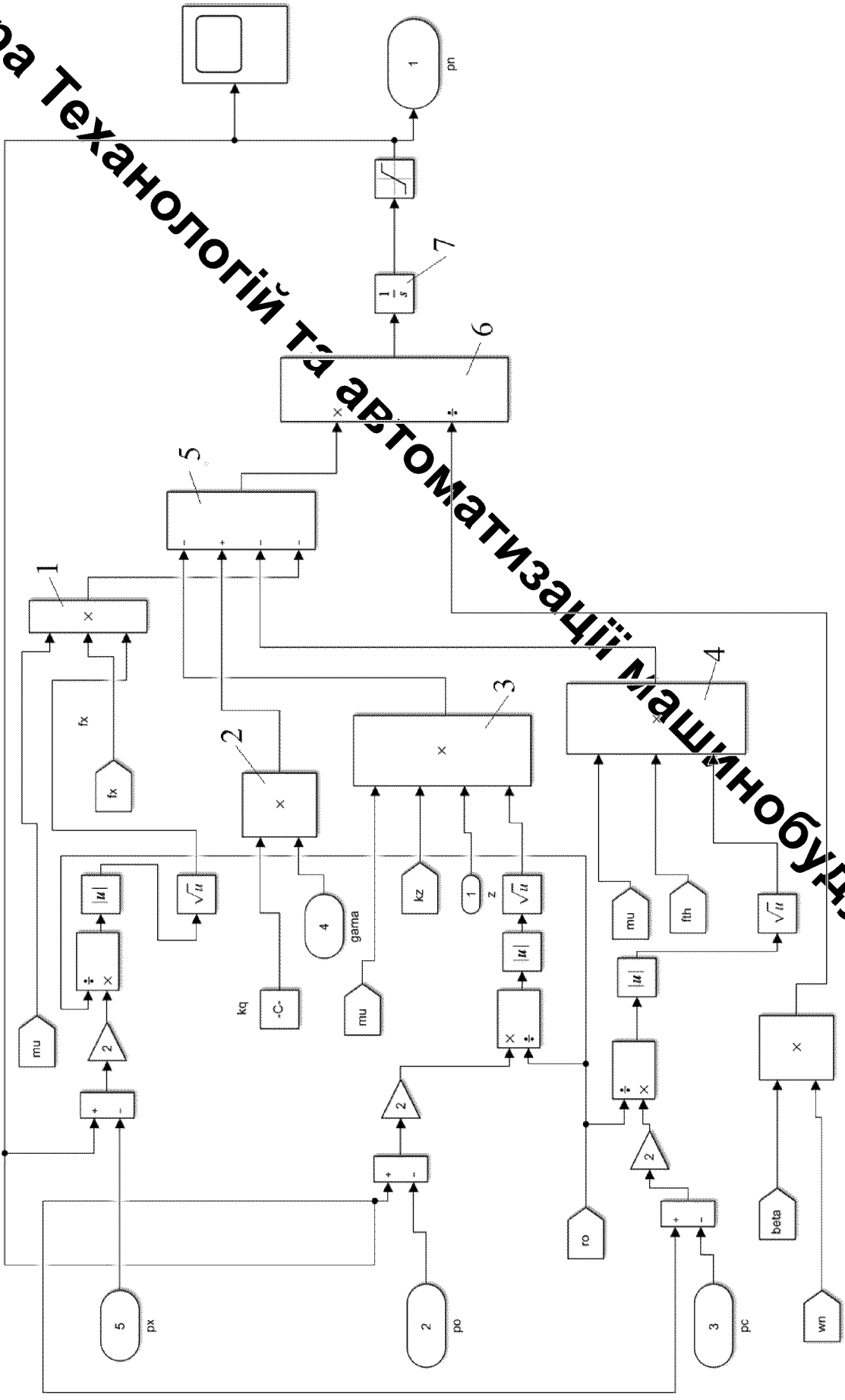


Рисунок 3.2. Блок-схема розв'язання рівняння витрати насоса

## РОЗДІЛ 4 ІМІТАЦІЙНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ В РЕГУЛЬОВАНОМУ НАСОСІ З ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНИМ РЕГУЛЯТОРОМ

### 4.1. Параметри математичної моделі насоса з електрогідравлічним регулятором

Імітація моделювання робочих процесів в насосі з ЕР дозволило визначити статичні, динамічні та енергетичні характеристики, вивчити вплив конструктивних параметрів на вказані характеристики. Такі результати використані для проведення параметричної оптимізації насоса з ЕР та розроблення практичних рекомендацій для створення більш досконалої конструкції насоса.

В процесі імітаційного моделювання ряд ЕР прийнято незмінними, оскільки вони виходячи з досвіду досліджень подібних систем не мають значного впливу на статичні, динамічні та енергетичні характеристики. Параметри, що не змінювались мали такі значення  $\mu = 0,8$ ,  $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$ ,  $d_7 = 12 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ,  $d_8 = 68 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ,  $k = 7$ ,  $n = 25 \text{ об/с}$ ,  $l = 64 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ,  $I = 0,2 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ ,  $d_4 = 23 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ,  $d_5 = 16 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ,  $R_e = 2 \text{ Ом}$ ,  $L_e = 6 \cdot 10^{-3} \text{ Гн}$ ,  $m_p = 0,04 \text{ кг}$ ,  $m_r = 0,03 \text{ кг}$ .

В таблиці 4.1 представлені параметри, що змінювались в процесі досліджень.

Таблиця 4.1

Параметри системи управління

№ п/п	Найменування параметра	Позначення	Одиниця вимірювання	Значення
1	Площа дроселя насоса	$f_0$	м <sup>2</sup>	$(1...3) \cdot 10^{-6}$
2	Площа демпфера сервоциліндра насоса	$f_e$	м <sup>2</sup>	$(1...2,4) \cdot 10^{-6}$
3	Попереднє стиснення пружини золотника регулятора насоса	$H_p$	м	$(4...8) \cdot 10^{-3}$
4	Коефіцієнт підсилення робочого вікна золотника регулятора насоса	$k_z$	м	$(0,5...6) \cdot 10^{-3}$
5	Площа дроселя регулятора	$f_x$	м <sup>2</sup>	$(0,8...1,2) \cdot 10^{-6}$

## Продовження таблиці № 4.1

6	Діаметр сідла сервоклапана	$d_x$	м	$(2,0...2,8) \cdot 10^{-3}$
7	Діаметр золотника регулятора	$d_p$	м	$(6...8) \cdot 10^{-3}$
8	Перепад на регульованому дроселі	$\Delta p_g$	МПа	0,8...1,6
9	Кут сервоклапана	$\alpha_x$	град	30...45
10	Жорсткість пружини регулятора насоса	$C_p$	Н/м	$(1,0...1,5) \cdot 10^4$
11	Об'єм гідролінії гідроциліндра	$W_n$	м <sup>3</sup>	$(1...5) \cdot 10^{-3}$
12	Об'єм гідролінії керування насоса	$W_0$	м <sup>3</sup>	$(0,05...0,1) \cdot 10^{-3}$
13	Об'єм гідролінії керування сервоклапана	$W_x$	м <sup>3</sup>	$(0,03...0,08) \cdot 10^{-3}$

## 4.2. Дослідження статичних характеристик

Статичною характеристикою для насоса (рис. 2.1) є залежність величини витрати  $Q_{rz}$  від величини тиску  $p_c$  на виході регульованого дроселя 2 [10]. Така залежність визначалась при різних налаштуваннях  $Q_{rz}$ , що забезпечувалось зміною величини площі дроселя 2. В режимі чутливості до навантаження (режим 2) величина витрати  $Q_{rz}$  стабілізується регулятором насоса і зміна величини  $Q_{rz}$  при зміні тиску  $p_c$  незначна.

На рис. 4.1 представлено перехідні процеси в насосі при ступінчастому зростанні тиску  $p_c$  з 2,0 МПа до 7,0 МПа, а також при зменшенні тиску  $p_c$  4,0 МПа.

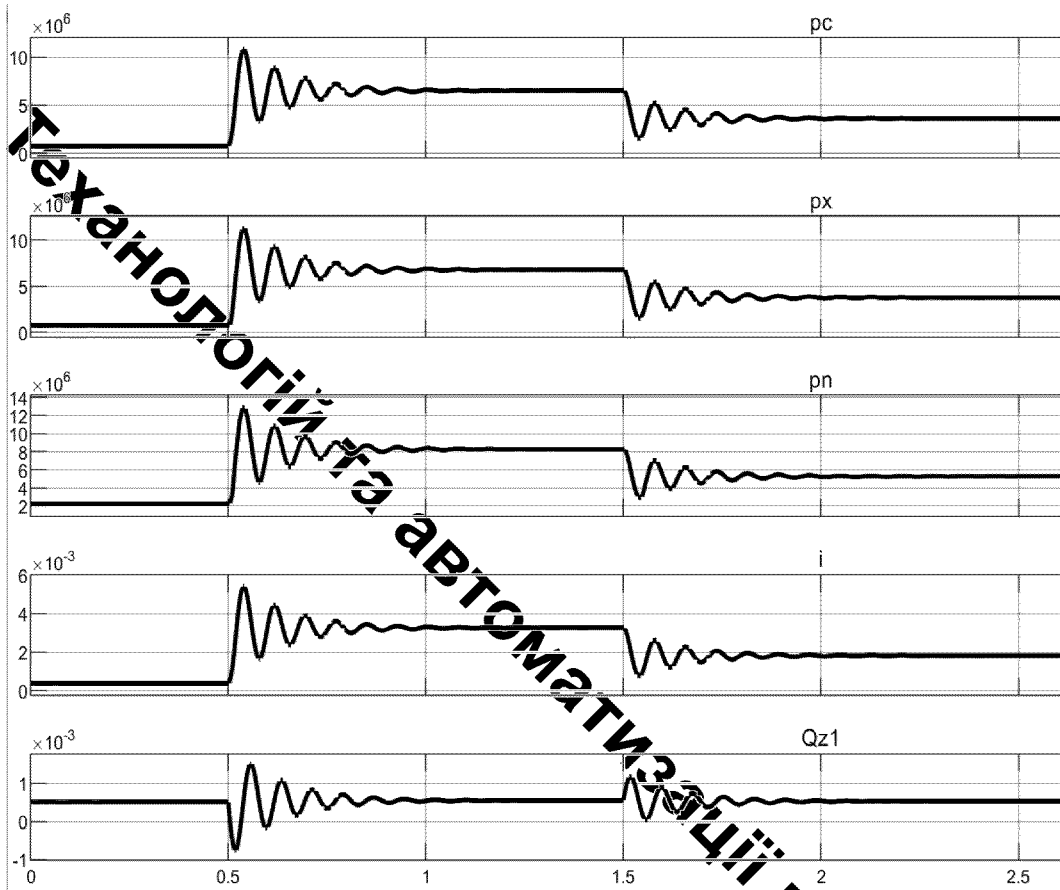


Рисунок 4.1 – Перехідний процес в насосі при зменшенні та збільшенні навантаження

Перехідні процеси тривають 0,5 с. Під час перехідного процесу при збільшенні тиску  $p_c$  підвищується максимально до 10,0 МПа, а тиску  $p_n$  до 12,0 МПа. При зменшенні тиску  $p_c$  відбувається падіння тисків  $p_c$  та  $p_n$  до величини 2,0 МПа. В той же час величина витрати  $Q_{rz}$ , як при збільшенні величини тиску  $p_c$ , так і при зменшенні величини тиску  $p_c$  після завершення перехідного процесу відновлює налаштовані значення  $Q_{rz} = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$  з невеликою похибкою. Так при величній тиску  $p_c = 2,0 \text{ МПа}$  витрата  $Q_{rz} = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ , а при  $p_c = 7,0 \text{ МПа}$   $Q_{rz} = 0,47 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ , при  $p_c = 4,0 \text{ МПа}$   $Q_{rz} = 0,48 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ . Залежність  $Q_{rz} = f(p_c)$  називають статичною характеристикою насоса. Ця характеристика показує наскільки стабільно насос підтримує витрату до гідродвигуна при зміні навантаження. Статична характеристика є надзвичайно важливою у випадках коли необхідно підтримувати стабільний швидкісний режим руху робочого органу машини при зміні навантаження. На рис. 4.2 представлено статичну

Характеристику насоса при зміні навантаження  $p_c$  в діапазоні від 0,5 МПа до 17 МПа.

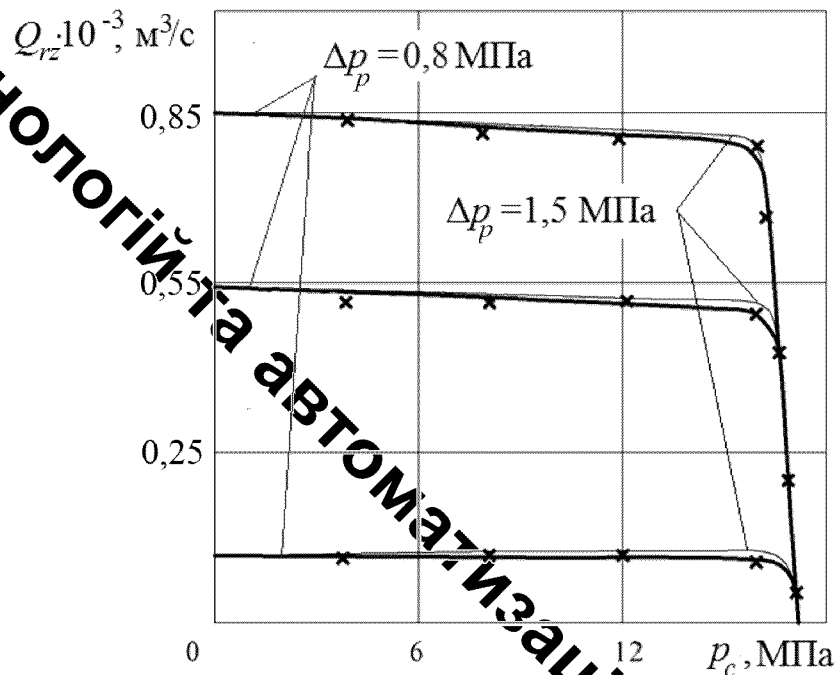


Рисунок 4.2 – Статична характеристика насоса

Характеристики визначені при наступних значеннях налаштування витрати насоса  $Q_{rz} = 0,85 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ ,  $Q_{rz} = 0,55 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ ,  $Q_{rz} = 0,10 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ . Як видно при зростанні величини тиску  $p_c$  відбувається зменшення величини витрати  $Q_{rz}$ , але в незначній степені. Це явище має місце в цьому діапазоні зміни налаштування  $Q_{rz}$ . Степінь залежності  $Q_{rz}$  від величини зміни тиску  $p_c$  оцінювалась за допомогою похибки  $A$  стабілізації витрати робочої рідини через регульований дросель. Похибка стабілізації визначалась за формулою

$$A = \frac{Q_{rz}^{max} - Q_{rz}^{min}}{Q_{rz}^{max}} \cdot 100\%.$$

Похибку стабілізації визначено у всіх діапазонах зміни  $p_c$  та  $Q_{rz}$ . Максимальне значення похибки стабілізації становило  $A = 8\%$  при налаштуванні найбільшої з можливих величин витрати  $Q_{rz}$ . На величину похибки стабілізації витрати насоса впливає також величина перепаду тиску  $\Delta p_p$  на регульованому дроселі. Величина похибки стабілізації  $\Delta p_p$ . Величина перепаду тиску  $\Delta p_p$

налаштовується стисненням пружини 9 (рис. 2.1) і підтримується стабільною золотником 8 регулятора насоса. Визначено залежності  $Q_{rz} = f(p_c)$ , як при передачі  $\Delta p_p = 0,8$  МПа так і при передачі  $\Delta p_p = 1,5$  МПа. При збільшенні величини перепаду  $\Delta p_p$  на регульованому дроселі з 0,8 МПа до 1,5 МПа максимальне значення похибки стабілізації знижується з  $A = 8\%$  до  $A = 7\%$ .

При досягненні тиском  $p_c$  величини 16,8 МПа витрата  $Q_{rz}$  починає різко знижуватись і досягає нуля при величині  $p_c = 17,2$  МПа. Таким чином забезпечується захист насоса від перенавантаження. Ця функція забезпечується програмно контролером, який обмежує зростання струму на електромагніті в при досягненні тиском  $p_c$  величини 16,0 МПа.

#### 4.3. Енергетичні характеристики насоса

Енергетичні характеристики визначають ефективність використання енергії в насосі. Функціонування насоса в усіх трьох режимах може забезпечуватись при різному співвідношенні корисної та втраченої потужності. Для визначення ефективності використання енергії застосовувався гідравлічний ККД. Гідравлічний ККД насоса визначався як відношення корисної потужності до всієї втраченої на роботу насоса потужності [10].

Корисна потужності  $P_1$  насоса визначалась за формулою:

$$P_1 = Q_{rz} \cdot p_c.$$

Затрачена на роботу насоса потужність визначалась як

$$P_{\Sigma} = P_1 + P_2 + P_3 + P_4,$$

де  $P_2$  – потужність втрачена на регульованому дроселі;

$P_3$  – потужність втрачена на сервоклапані;

$P_4$  – потужність втрачена на золотнику регулятора.

Потужність  $P_2$  визначалась за формулою:

$$P_2 = Q_{rz} \cdot (p_n - p_c);$$

Потужність  $P_3$  визначалась за формулою:

$$P_3 = Q \cdot p_x;$$

Потужність  $P_4$  визначалась за формулою:

$$P_4 = Q_{vg} \cdot p_n.$$

Гідрравлічний ККД визначався за формулою:

$$\text{ККД} = \frac{P_1}{P_1 + P_2 + P_3 + P_4}.$$

Для визначення значень величин потужностей використовувались результати моделювання по математичній моделі (рівняння ...). Розрахунок ККД та величин потужностей  $P_1 + P_2 + P_3 + P_4$  виконувався у блоці Energo (рис...).

Структура блока Energo представлена на рис. 4.3. На виході блока формувалось значення гідрравлічного ККД та складових затрат та корисної потужності при зміні величини насоса та навантаження на ньому.

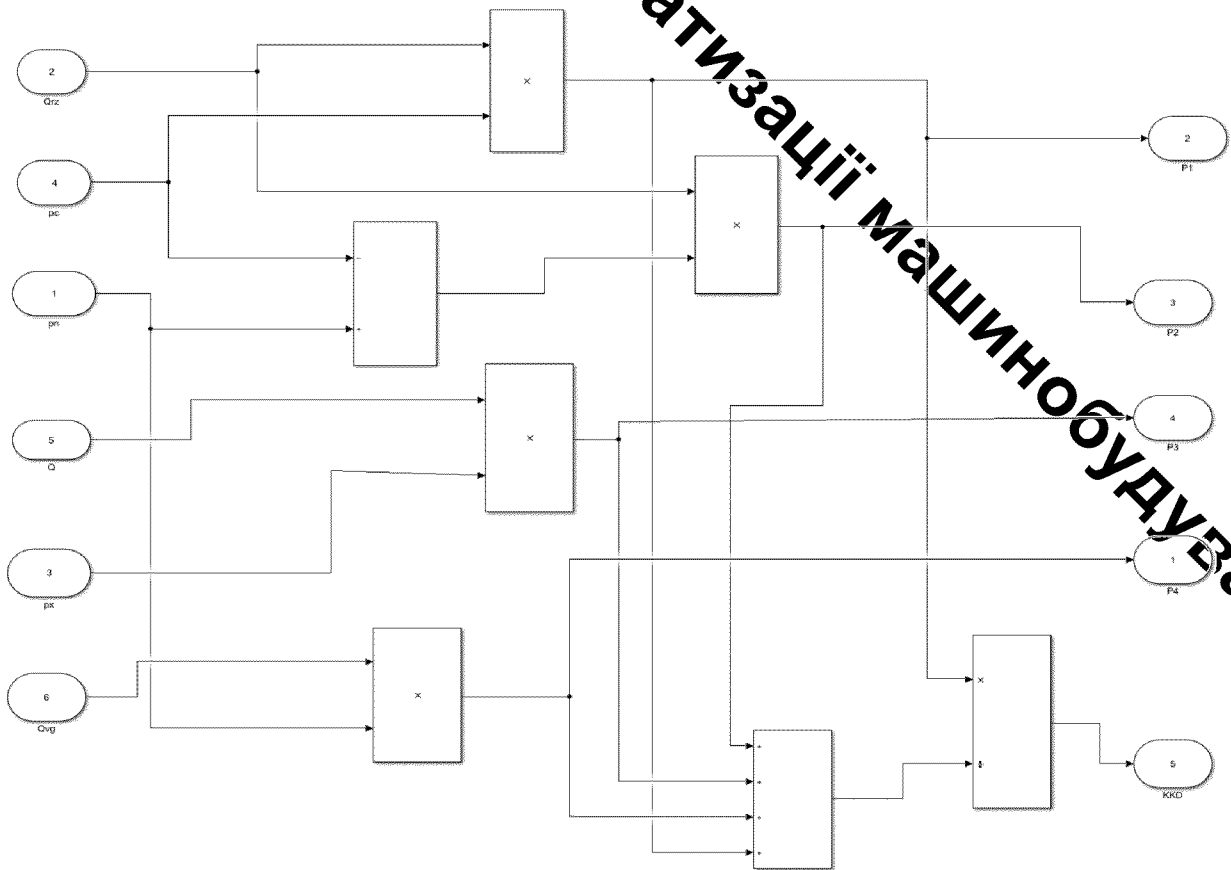


Рисунок 4.3 – Блок-схема визначення енергетичної характеристики насоса

Структура розподілу потужностей при роботі насоса представлена на рис.

4.4.

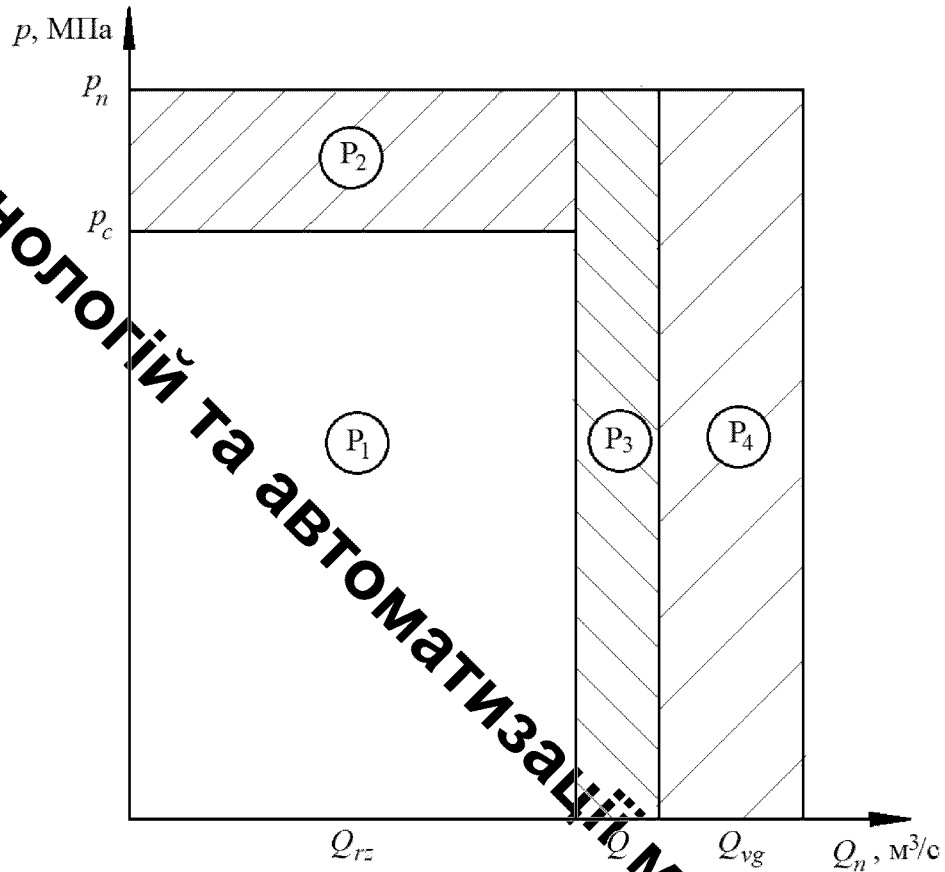


Рисунок 4.4 – Структура розподілу потужностей при роботі насоса

Більша частина  $P_1$  загальної потужності  $P_{\Sigma}$  насоса використовується на виконання корисної роботи. Разом з тим для забезпечення роботи насоса в автоматичному режимі необхідно затратити потужність  $P_3$  на сервоклапани. Ця частина потужності обчислювалось за формулою

$$P_3 = p_x \cdot \mu \cdot \pi \cdot d_x \left( \sin \frac{\alpha_x}{2} \right) \cdot x \cdot \sqrt{\frac{2p_x}{\rho}}.$$

Також необхідно затратити частину потужності  $P_4$  на роботу регулятора насоса. Ця частина потужності визначалась за формулою:

$$P_4 = p_n \cdot \mu \cdot f \cdot \sqrt{\frac{2p_0}{\rho}}.$$

В процесі роботи насоса виникають також втрати потужності  $P_2$  на регульованому дроселі. Ці втрати потужні визначались за формулою:

$$P_2 = Q_{rz} \cdot (p_n - p_c).$$



На рис. 4.5 представлено залежності гідравлічного ККД насоса в залежності від його витрати та навантаження. Із зростанням витрати насоса його ККД підвищується і досягає максимального значення у 86 % при величині тиску  $p_c = 14,0$  МПа та витраті насоса  $1,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ . Діапазон зміни гідравлічного ККД для насоса з розробленим електрогідравлічним регулятором становить (53÷86) % в залежності від режимів роботи.

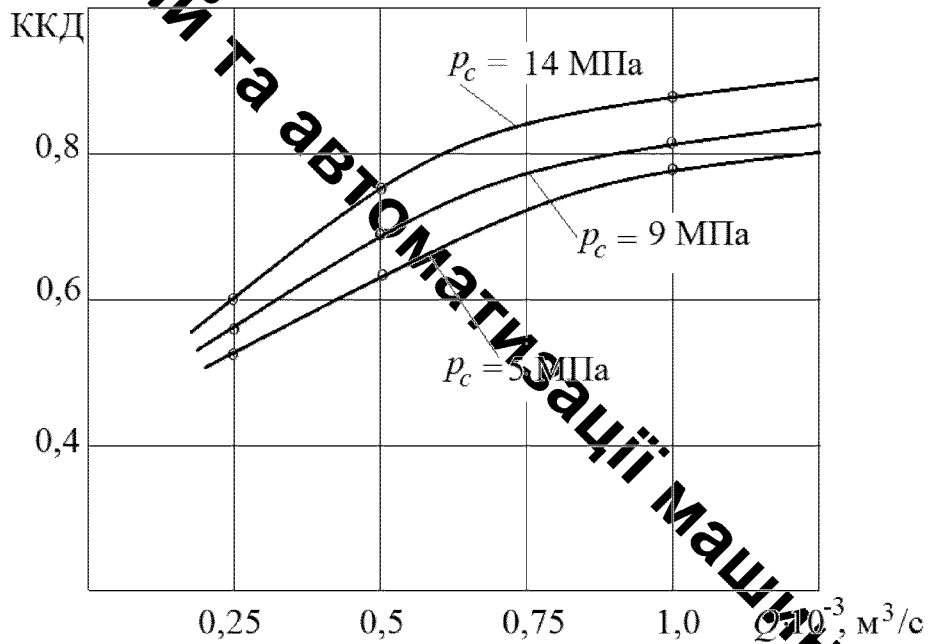


Рисунок 4.5 – Залежність гідравлічного ККД насоса від режимів роботи

4.4. Динамічні характеристики насоса з багаторежимним електрогідравлічним регулятором

#### 4.4.1 Стійкість роботи насоса.

Оскільки насос працює в автоматичному режимі та при зміні зовнішніх впливів (зміні навантаження або налаштуванні регульованого дроселя) відбувається зміна робочого об'єму насоса за рахунок зміни кута  $\gamma$  планшайби. Такий перехідний процес повинен завершитись переміщенням планшайби насоса в нове усталене положення. Цьому положенню будуть відповідати нові значення змінних стану, які визначають роботу насоса. Однак в певних випадках неможливо досягнути усталених значень змінних стану. В цьому разі перехідний процес є

езатухаючим і в насосі встановлюється автоколивання. Причиною такої роботи є стисливість робочої рідини, сили тертя в елементах насоса, різка зміна навантаження, інерційність елементів насоса, що переміщуються [6,12].

На рис. 4.6 представлено нестійкий перехідний процес роботи насоса при певних значеннях параметрів  $f_0=1,0\cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>,  $f_e=1,0\cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>,  $k_z=1,5\cdot 10^{-3}$  м. При цьому величини  $p_n$  та  $p_x$  коливаються в межах від 5 МПа до 15 МПа з частотою 20 Гц.

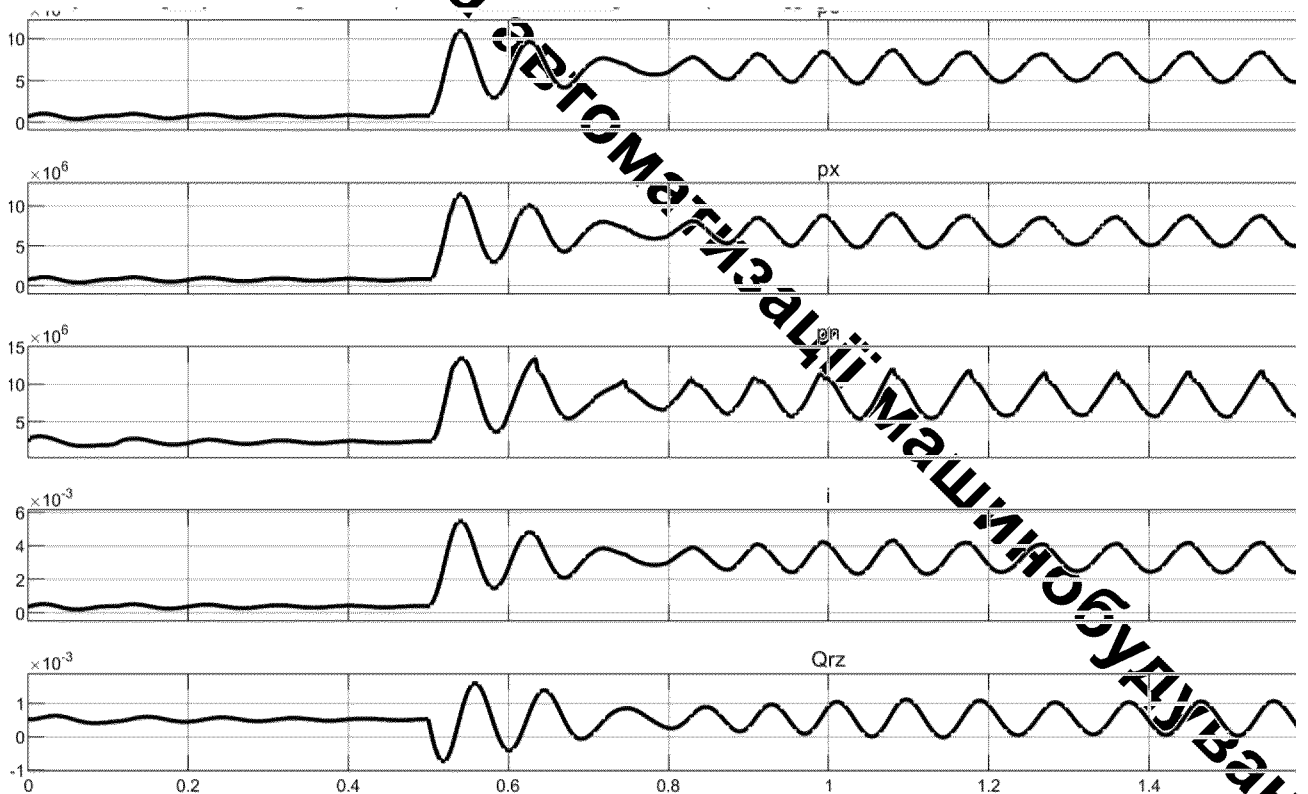


Рисунок – 4.6 Нестійкий процес роботи насоса при  $f_0=1,0\cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>,

$$f_e=1,0\cdot 10^{-6}$$
 м<sup>2</sup>,  $k_z=1,5\cdot 10^{-3}$  м

Робота насоса в такому режимі буде супроводжуватись суттєвим перенавантаженням та зносом планшайби, поршнів насоса, підшипників та валів. Це в кінцевому випадку приводить до суттєвого зменшення ресурсу насоса.

В роботі розглянута можливість виключення можливості виникнення нестійкої роботи насоса за рахунок раціонального вибору конструктивних

параметрів. Проведено визначення впливу основних параметрів регулятора на стійкість роботи насоса.

На рис. 4.7 представлено вплив параметрів насоса  $f_e$ ,  $f_0$  та  $k_z$  на стійкість його роботи. Збільшення  $f_e$  від  $1,0 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$  до  $3,0 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$  позитивно впливає на стійкість роботи насоса. Збільшення площі дроселя  $f_0$  розширяє зону стійкої роботи, раціональним є поєднання більших значень  $f_e$  та  $f_0$ .

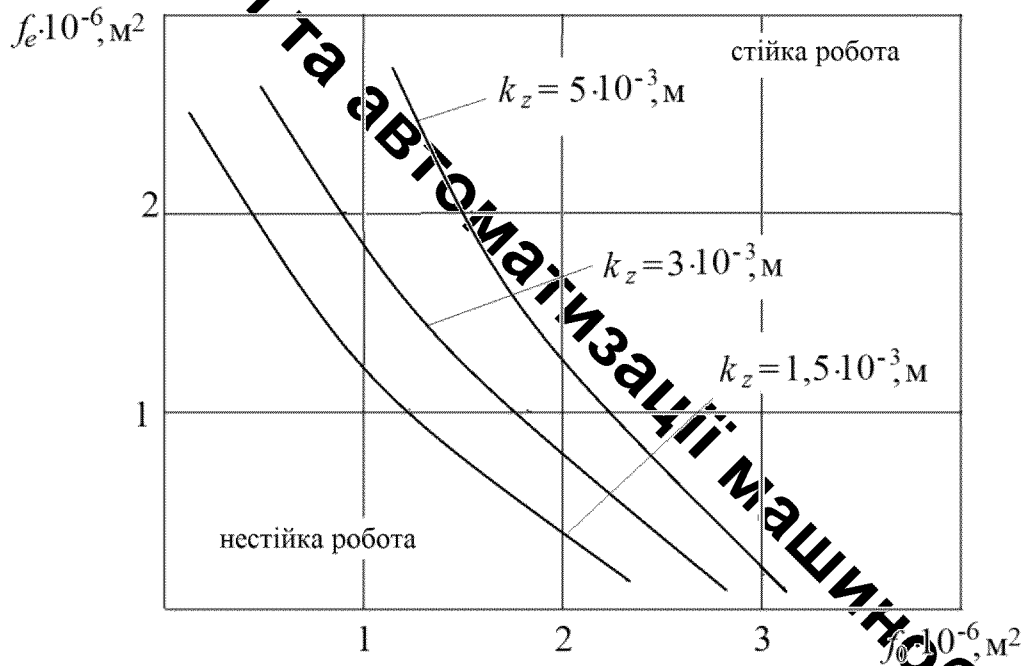


Рисунок 4.7 – Вплив параметрів  $k_z$ ,  $f_0$ ,  $f_e$  на стійкість роботи насоса

Важливою обставиною, також, є те, що зону стійкої роботи можливо суттєво розширити за рахунок зменшення величини  $k_z$ . З точки зору забезпечення кращих умов стійкої роботи необхідно комбінувати більші значення  $f_e$ ,  $f_0$  та менші значення  $k_z$  з розглянутих діапазонів.

На рис. 4.8 представлено вплив параметрів  $W_n$ ,  $W_e$ ,  $\Delta p_g$  на стійкість роботи насоса. При величині об'єму  $W_n > 2,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$  насос працює у нестійкому режимі при всіх сполученнях  $W_e$  та  $\Delta p_g$ .

В зв'язку з цим при використанні насосів в гідросистемах машин слід рекомендувати зменшення об'єму гідролінії між насосом та розподільником. Це означає, що розподільник, по можливості конструктивно слід розміщати якомога

нижче до насосу. Важливим конструктивним параметром насосу є величина перепаду тиску  $\Delta p_g$  на регульованому дроселі. Величина перепаду  $\Delta p_g$  налаштується пружиною регулятора і може змінюватись в діапазоні від 0,5 МПа до 2,5 МПа. Чим більше величина  $\Delta p_g$  тим ширша зона стійкої роботи насоса. Однак при виборі величини перепаду тиску  $\Delta p_g$  слід мати на увазі, що збільшення  $\Delta p_g$  пов'язано із збільшенням непродуктивних втрат в гідросистемі машини. Зменшення величини  $W_e$  камери сервоциліндра насоса розширяє зону стійкої роботи.

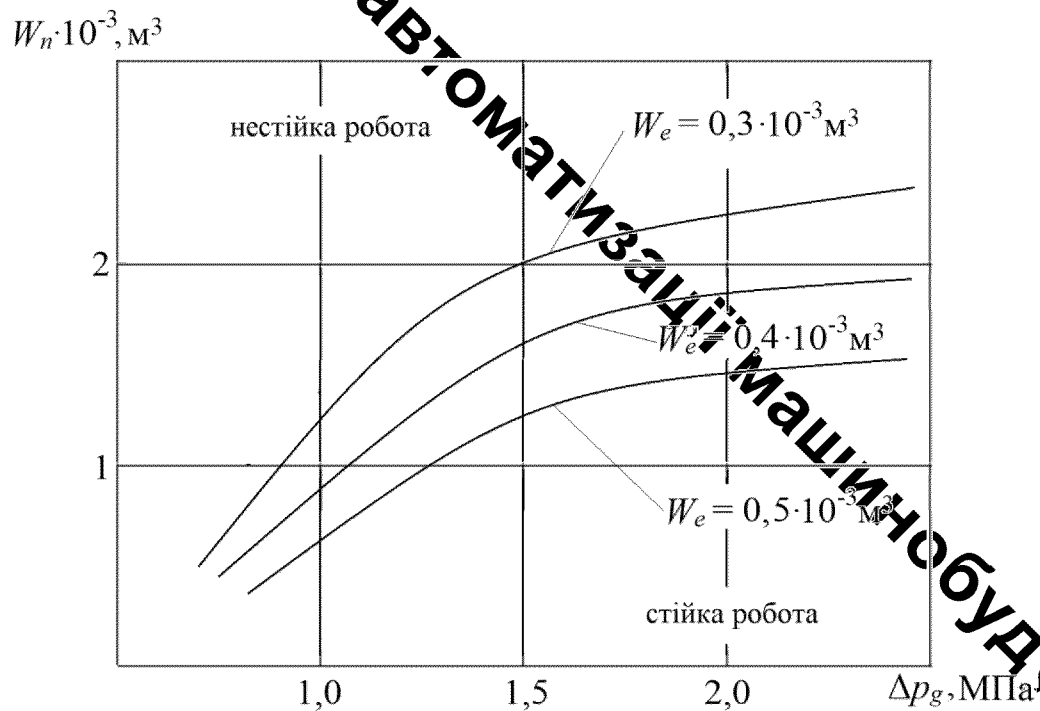


Рисунок 4.8 – Вплив параметрів  $\Delta p_g$ ,  $W_n$ ,  $W_e$  на стійкість роботи насоса

При виборі конструктивних параметрів сервоциліндра насоса слід враховувати наступне. Збільшення площі дроселя  $f_x$  (рис. 4.9) забезпечує стійку роботу насоса, як і збільшення діаметра  $d_d$  сідла сервоклапана.

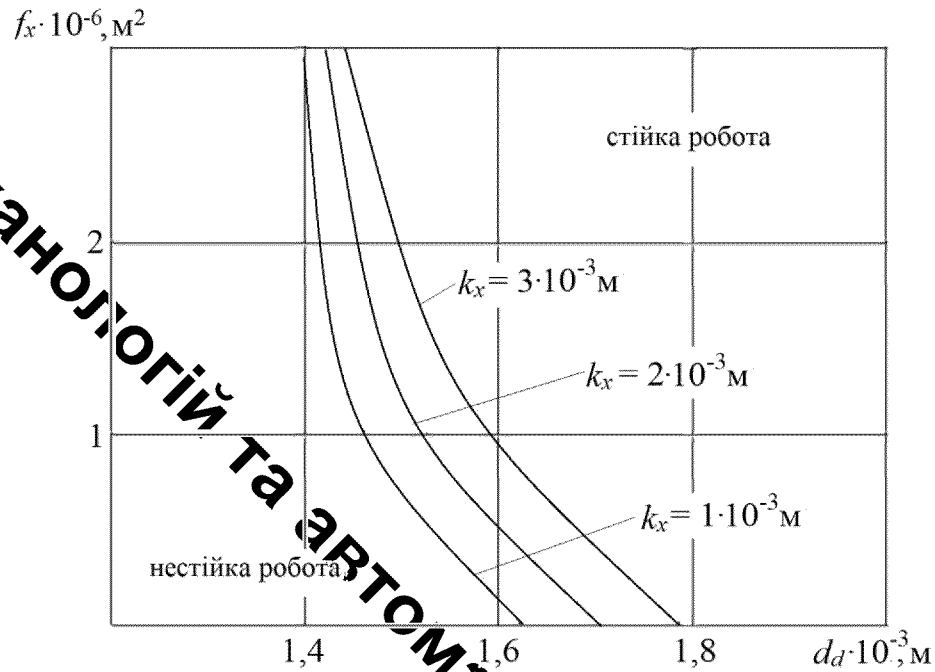


Рисунок 4.9 – Вплив параметрів  $f_x$ ,  $d_d$  на стійкість роботи насоса

При значеннях  $d_d < 1,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  насос працює нестійко при всіх значеннях  $f_x$  та  $k_x$  в розглянутих діапазонах. Зменшення величини  $k_x$  розширює зону стійкості. Для забезпечення найбільш сприятливих умов стійкої роботи насоса слід рекомендувати сполучення більших значень  $f_x$  та  $d_d$ , а також менших значень величини  $k_x$ .

На рис. 4.10 представлено нестійкий процес роботи насоса при сполученні  $f_x = 3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ,  $d_d = 1,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ,  $k_x = 3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ . В період часу роботи насоса з 0 до 0,5 с мають місце автоколивання з амплітудою по тиску  $p_n$  2,5 МПа та частотою 18 Гц. В період часу роботи насоса з 0,5 до 1,3 с мають місце значне збільшення амплітуди автоколивань по часу до 5,0 МПа з тією ж частотою.

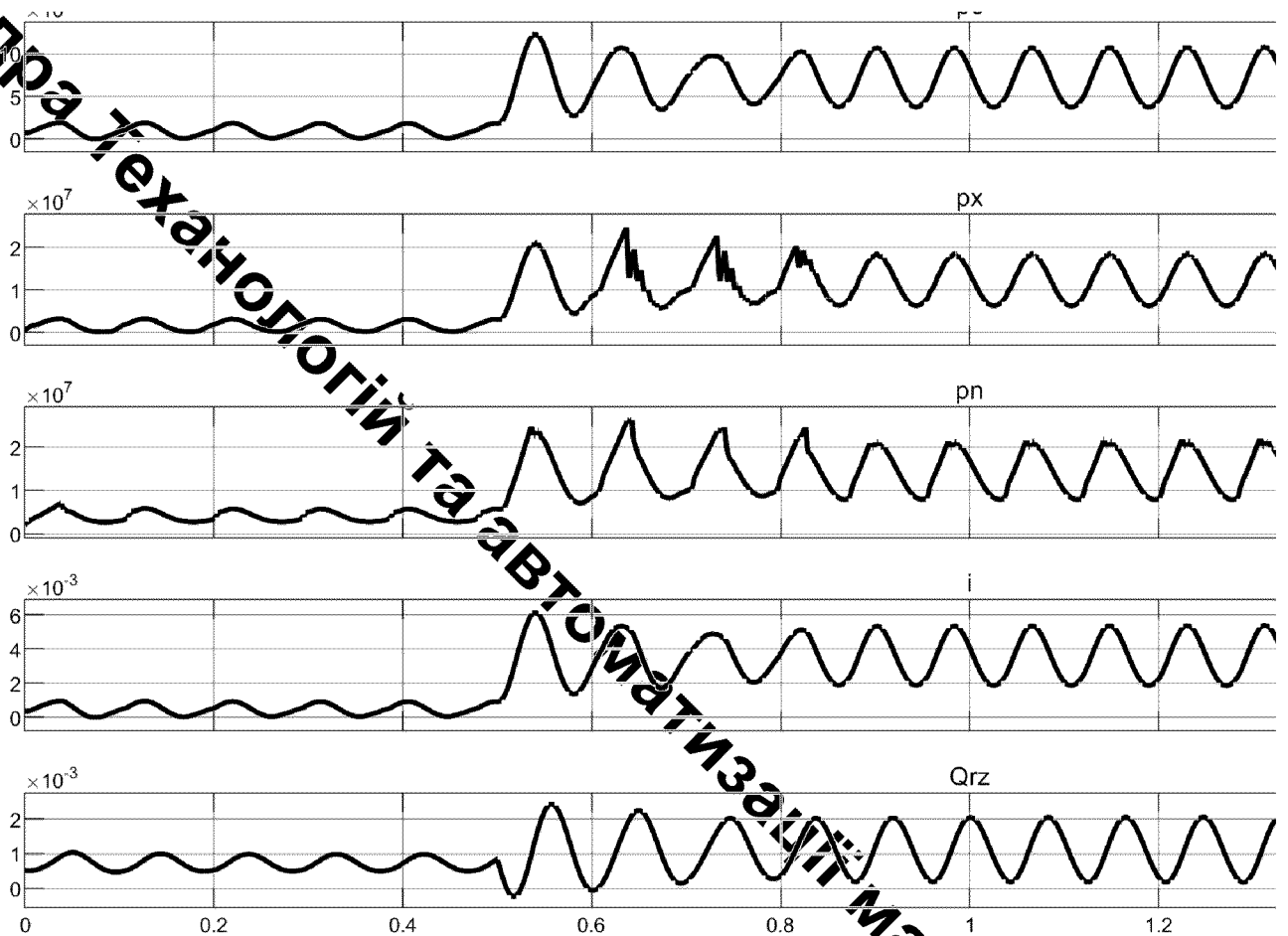


Рисунок 4.10 – Нестійкий процес роботи насоса при  $f_x = 3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ,  $d_d = 1,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ,  
 $k_x = 3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$

Суттєво збільшення амплітуди коливань тиску  $p_n$  в момент часу  $t = 0,5 \text{ с}$  обумовлене зменшенням вдвічі площі проселя  $f_x = 3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ,  $d_d = 1,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ,  $k_x = 3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$   $t = 0,5 \text{ с}$  обумовлене зменшенням вдвічі площі проселя  $f_x$ . Максимальні значення тиску  $p_n$  в цей період складають величину 20 МПа. Автоколивання при роботі насоса можуть бути зменшені за рахунок раціонального вибору параметрів насоса.

На рис. 4.11 показаний процес в насосі при сполученні параметрів  $f_x = 3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ,  $d_d = 1,7 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ,  $k_x = 3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ .

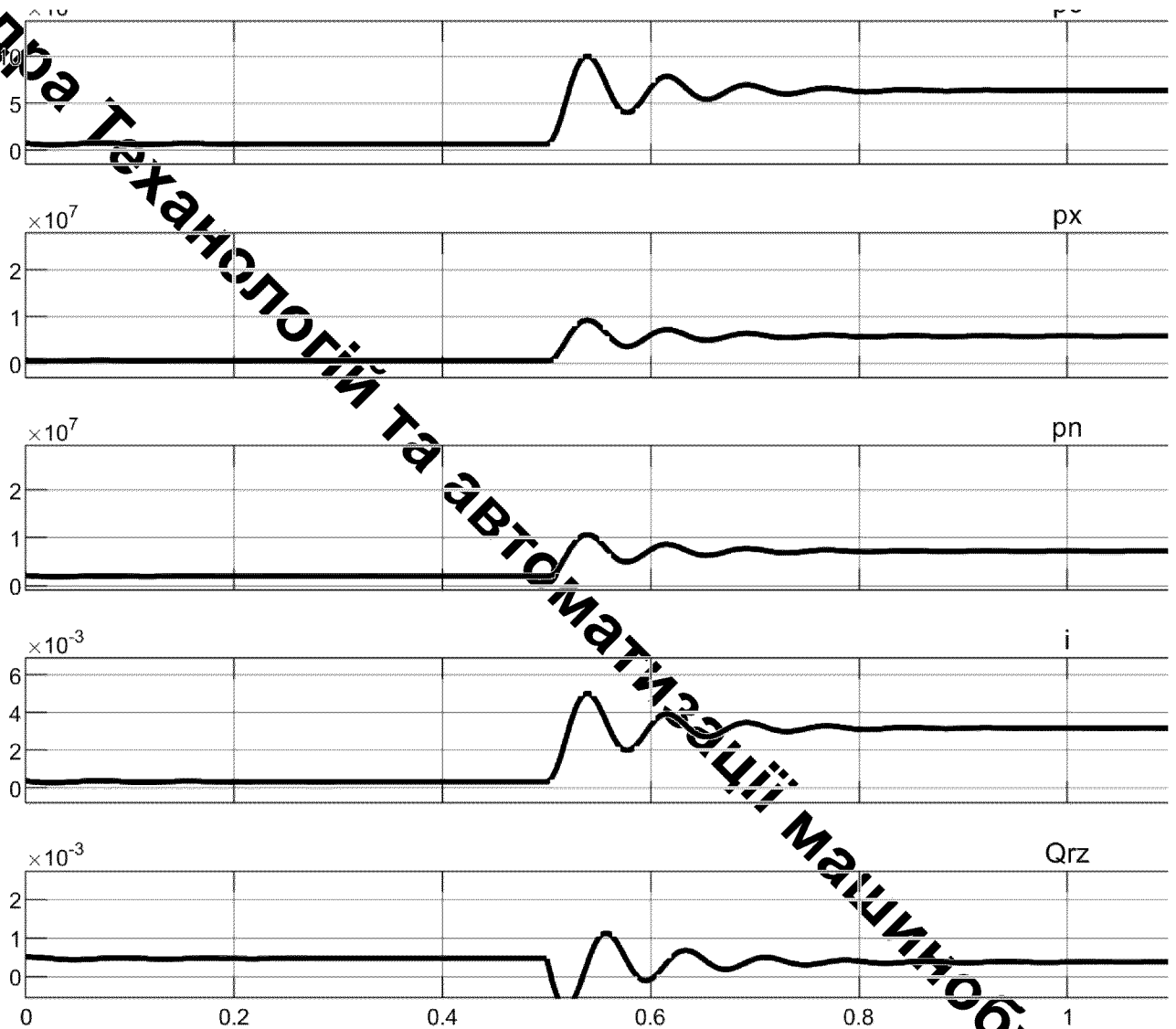


Рисунок 4.11 – Стійкий процес в насосі при сполученні параметрів

$$f_x = 3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2, d_d = 1,7 \cdot 10^{-3} \text{ м}, k_x = 3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

При такому сполученні параметрів має місце стійка насоса з часом регулювання  $t_2 = 0,35$  с. При зменшенні площі дроселя  $f_c$  в 2 рази тиск  $p_n$  зростає з 3,0 МПа до 8,0 МПа при максимальному значенні 10 МПа. Перехідний процес є коливальним і затухаючим. Це забезпечує добру керованість насосом та довговічність його роботи. Однак, слід мати на увазі, що забезпечення стійкої роботи насоса за рахунок збільшення  $d_d$  з  $1,4 \cdot 10^{-3}$  м до  $1,7 \cdot 10^{-3}$  м веде за собою збільшення непродуктивних втрат і не завжди виправдане з точки зору експлуатаційних затрат. Для визначення раціональних сполучень параметрів, що

забезпечують стійку роботу насоса виконані дослідження по впливу параметрів насоса на статичні, енергетичні та динамічні характеристики.

#### 4.4.2 Вплив параметрів насоса на час регулювання.

Оскільки регульовані насоси призначені для використання в гідросистемах мобільних машин, то вони мають забезпечувати роботу доволі широкої номенклатури робочих органів. Деякі з цих робочих органів повинні мати досить високу швидкодію, для ефективного виконання відповідних операцій. В зв'язку з чим необхідно забезпечити високу швидкодію при переході насоса з одного режиму на інший. В даному випадку під зміною режиму роботи розумно перш за все зміну навантаження на робочому органі машини. Швидкодія насоса оцінюються перш за все величиною часу регулювання  $t_p$ . Під часом регулювання  $t_p$  розуміємо час за який змінна стану, що описує роботу насоса, при зміні навантаження входить в коридор  $\pm 5\%$  від усталеного значення цієї змінної [10]. Проведено дослідження основних параметрів регульованого насоса на час регулювання  $t_p$ . На рис. 4.12 представлено перехідний процес в насосі при величині параметра  $k_z = 0,8 \cdot 10^{-3}$  м.

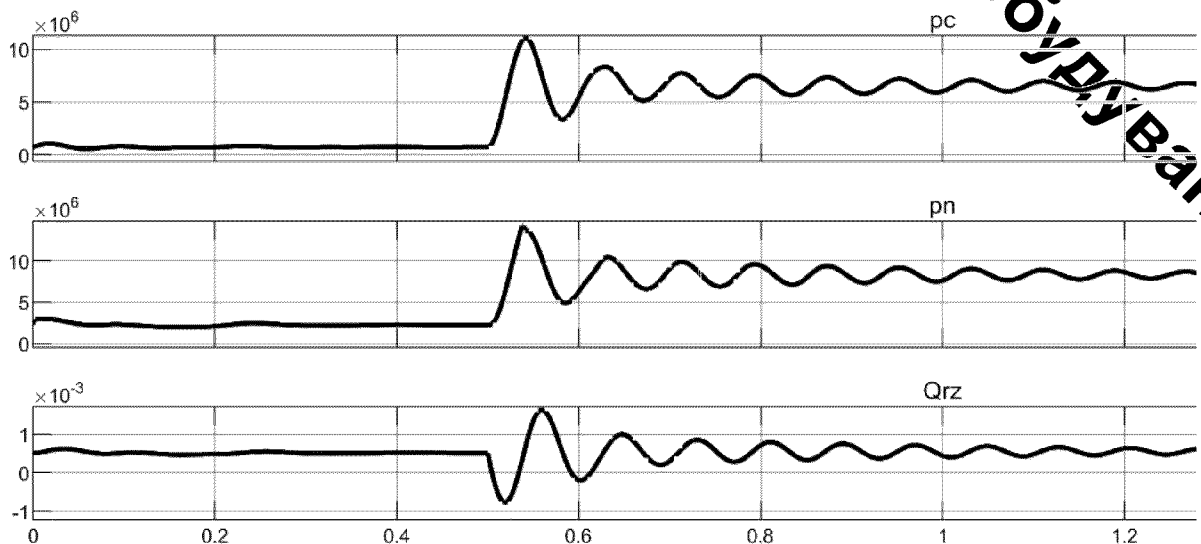


Рисунок 4.12 – Вплив величини  $k_z = 0,8 \cdot 10^{-3}$  м на перехідний процес

Тиск  $p_n$  на виході насоса, який визначається величиною навантаження на робочому органі змінювався з 2,0 МПа до 8,0 МПа. Перехідний процес має



коливальний характер з частотою 12 Гц. Інтенсивність затухання коливань у перехідному процесу низька, тому на протязі часу  $t = 0,8$  с перехідний процес не завершується, що є поганим показником. У даному випадку при  $k_z = 0,8 \cdot 10^{-3}$  м насос працює близько до межі стійкої роботи. Зміна величина  $k_z$  до  $8 \cdot 10^{-3}$  м (рис. 4.13) суттєво міняє час регулювання  $t_p$ . Хоча перехідний процес також має коливальний характер, але час регулювання становить  $t_p = 0,5$  с.

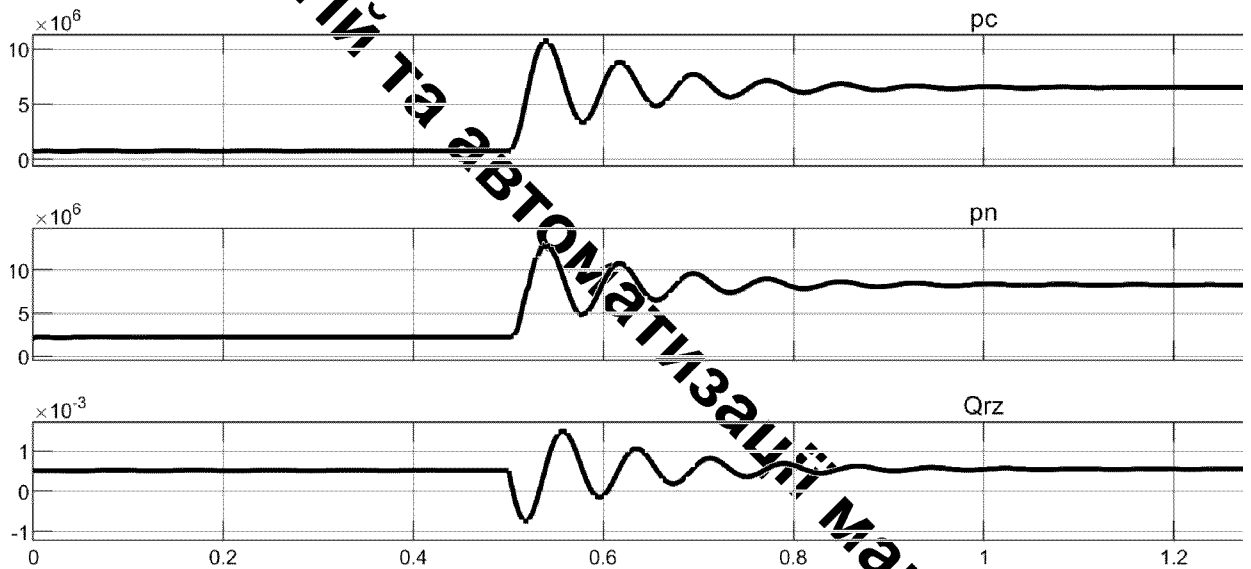


Рисунок 4.13 – Вплив величини  $k_z = 8 \cdot 10^{-3}$  м на перехідний процес

На величину часу регулювання  $t_p$  суттєво впливає також величина перепаду на регульованому дроселі  $\Delta p_p$ .

На рис. 4.14 представлено одночасний вплив параметрів  $\Delta p_p$  та  $k_z$  в розглянутих діапазонах не вдається зменшити  $t_p$  нижче 0,5 с. Характер впливу параметрів  $k_z$  та  $\Delta p_p$  на час регулювання  $t_p$  суттєво різняться. Величина  $k_z$  однозначно впливає на  $t_p$ . Збільшення  $k_z$  суттєво знижує величину  $t_p$ , при збільшенні величини  $\Delta p_p$  з 1,5 МПа до 2,0 МПа при  $k_z < 2,5 \cdot 10^{-3}$  м час регулювання зменшується, а при  $k_z > 2,5 \cdot 10^{-3}$  м час регулювання збільшується. При переході з  $\Delta p_p$  та  $k_z$  з точки зору мінімізації часу регулювання  $t_p$  є утрудненим в наслідок нелінійного впливу  $\Delta p_p$ . Такій вибір повинен здійснюватися на основі розв'язання оптимізаційної задачі.

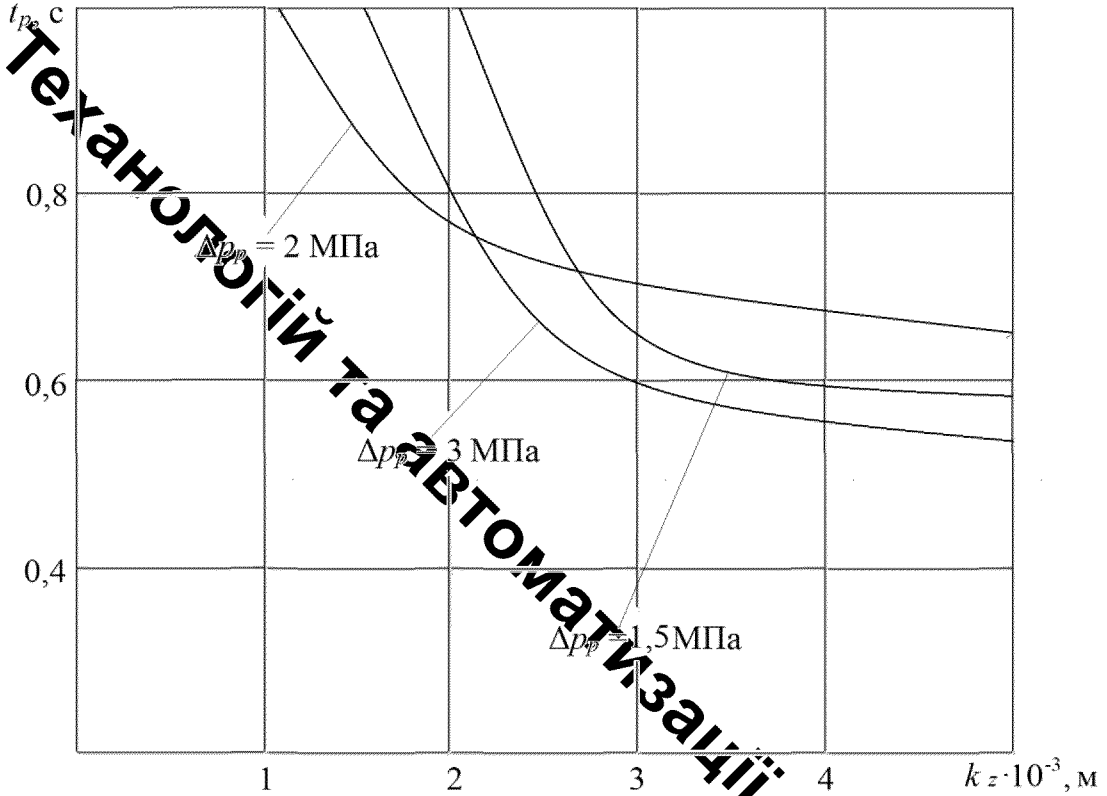


Рисунок 4.14 – Вплив параметрів  $\Delta p_p$  та  $k_z$  на час регулювання  $t_p$

На рис. 4.15 представлено вплив параметрів  $f_e$  та  $f_0$  на час регулювання  $t_p$ . При  $f_0 < 2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$  вплив величини на  $t_p$  надзвичайно великий.

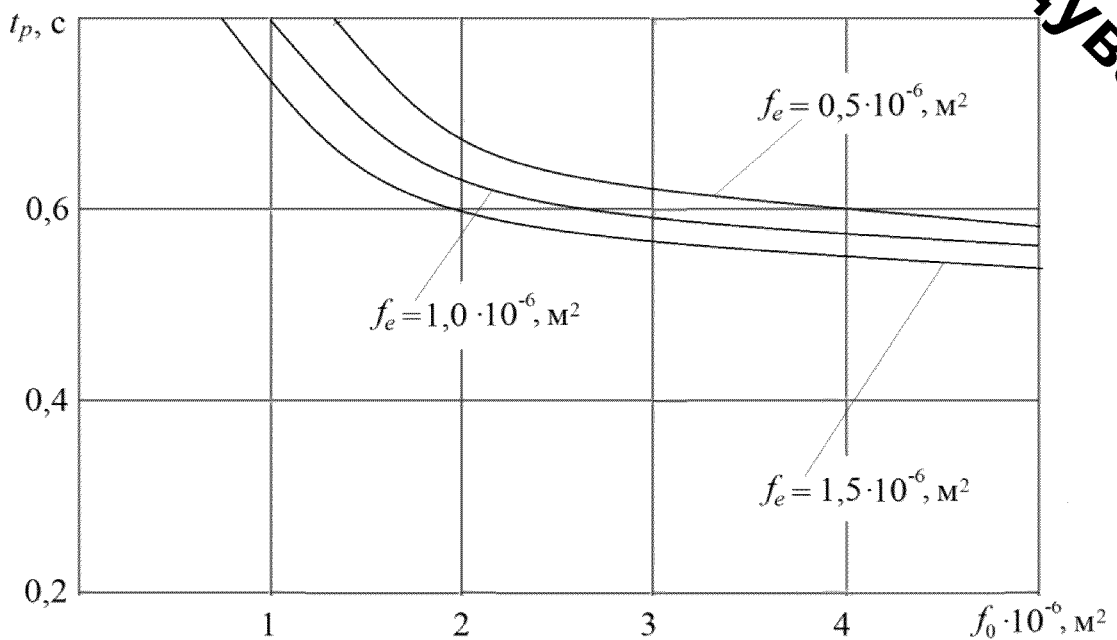


Рисунок 4.15 – Вплив параметрів  $f_e$  та  $f_0$  на час регулювання  $t_p$

Незначне зменшення  $f_0$  суттєво збільшує час регулювання  $t_p$ . При  $f_0 > 2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$  вплив на  $t_p$  не суттєвий. Величина  $f_e$  також впливає на час регулювання. Збільшення  $f_e$  з  $0,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$  до  $1,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$  однозначно зменшує час регулювання, але цей вплив не дуже суттєвий. При любых сполученнях  $f_e$  та  $f_0$  не можливо забезпечити  $t_p$  менше 0,5 с.

На рис. 4.16 представлено вплив  $k_x$  та  $W_n$  на час перехідного процесу  $t_p$ .

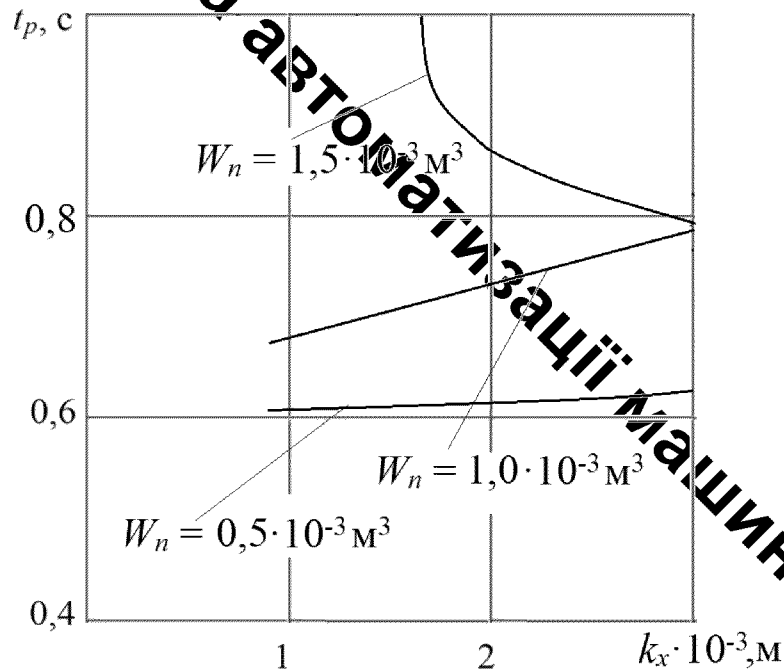


Рисунок 4.16 – Вплив параметрів  $k_x$  та  $W_n$  на час регулювання  $t_p$

При невеликих значеннях  $W_n < 1,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$  вплив величини  $k_x$  на  $t_p$  лінійний і не суттєвий. Збільшення  $k_x$  незначно збільшує  $t_p$ . Однак при більших значеннях  $W_n > 1,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$  вплив  $k_x$  на величину часу регулювання суттєво змінюється. Тепер вже збільшення  $k_x$  приводить до зменшення  $t_p$ . Особливо це проявляється при значеннях  $k_x < 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ .

На рис. 4.17 показано перехідний процес при сполученні  $k_x = 1,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  та  $W_n = 1,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ . Перехідний процес являє собою автоколивання з частотою 12 Гц та коливаннями величини тиску від 5 МПа до 11 МПа.

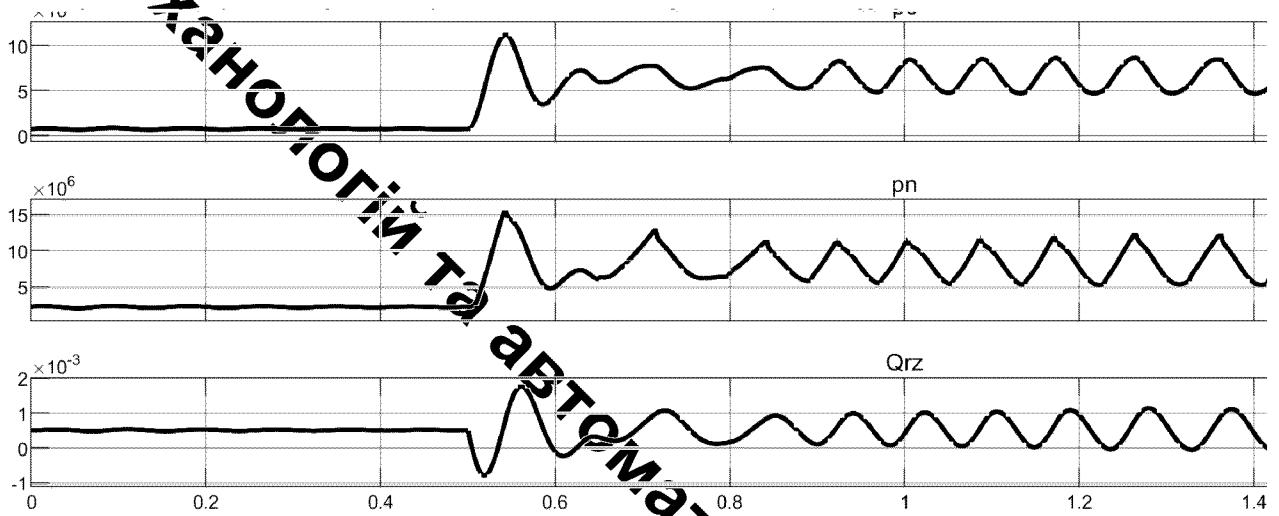


Рисунок 4.17 – Вплив величини  $k_x = 1,5 \cdot 10^{-3}$  м на перехідний процес при  $W_n = 1,5 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>

На рис. 4.18 представлено перехідний процес насосі при значеннях параметрів  $k_x = 3 \cdot 10^{-3}$  м та  $W_n = 1,5 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>. Не зважаючи на збільшення  $k_x$  забезпечити стійку роботу насоса не вдається. Забезпечувати стійку роботу насоса при  $W_n > 1,5 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>. Необхідно за рахунок раціонального вибору інших параметрів.

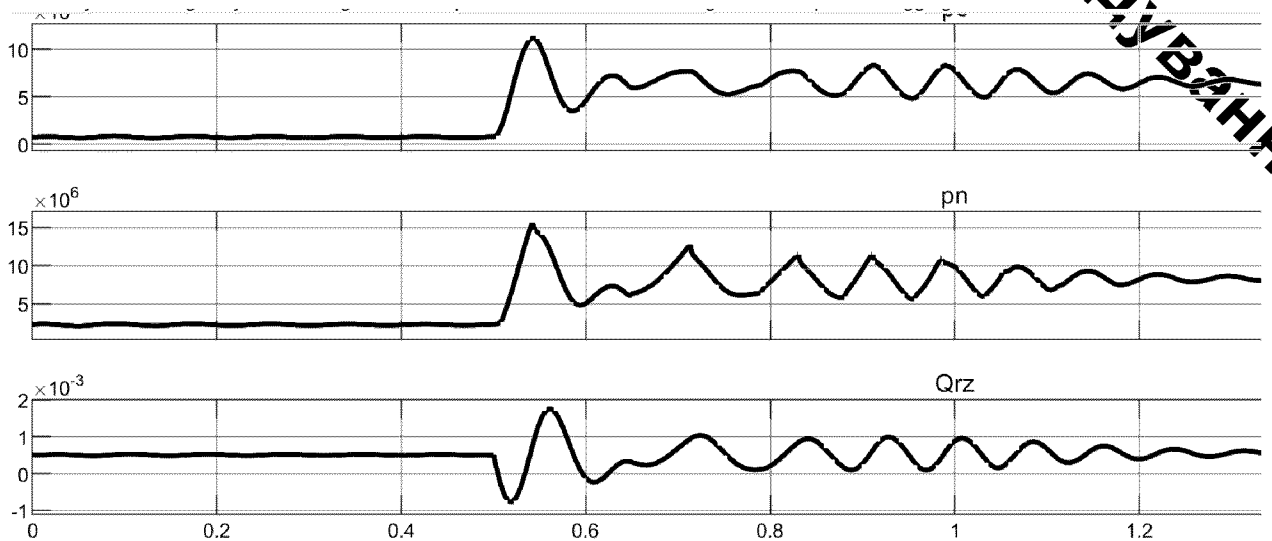


Рисунок 4.18 – Вплив величини  $k_x = 3 \cdot 10^{-3}$  м на перехідний процес при  $W_n = 1,5 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>

На рис. 4.19 представлено перехідний процес в насосі при значенні параметра  $d_d = 1,4 \cdot 10^{-6}$  м.

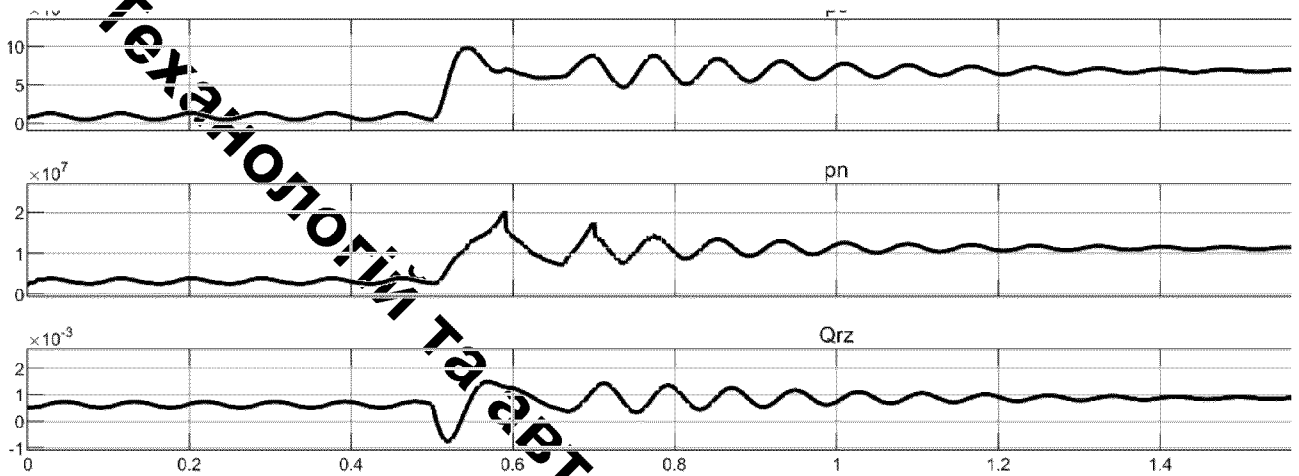


Рисунок 4.19 – Вплив величини  $d_d = 1,4 \cdot 10^{-3}$  м на перехідний процес

Цей перехідний процес є коливальним, а час регулювання становить  $t_p = 0,9$  с. Такий час регулювання для насоса є надто великим. Перехід на величину  $d_d = 1,7 \cdot 10^{-6}$  м (рис. 4.20) дозволяє суттєво знизити час регулювання до  $t_p = 0,35$  с.

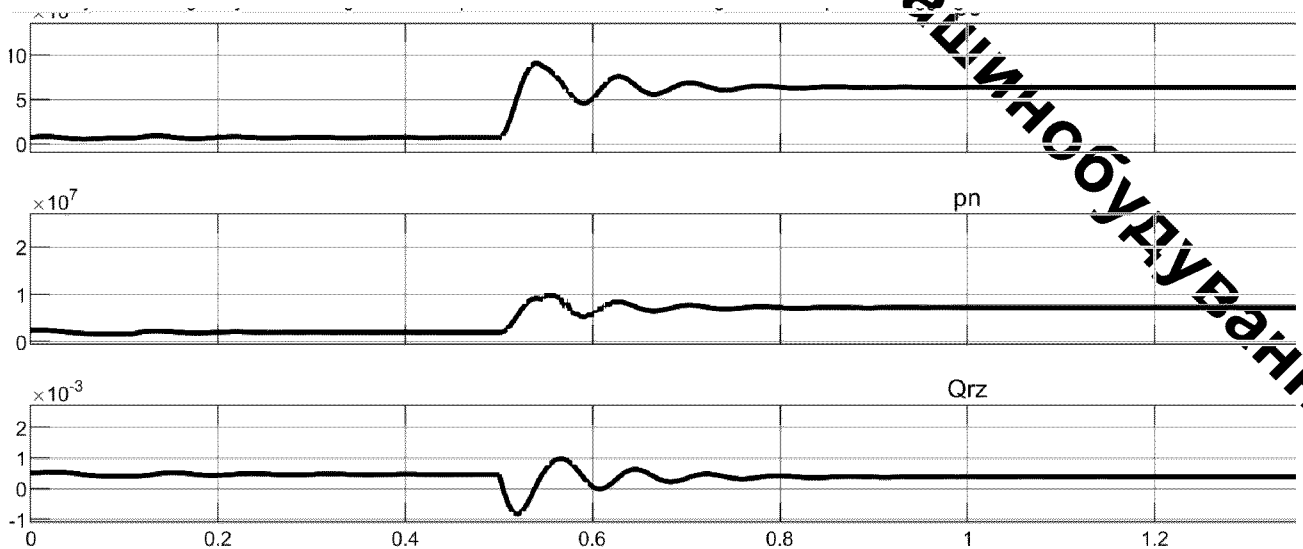


Рисунок 4.20 – Вплив величини  $d_d = 1,7 \cdot 10^{-3}$  м на перехідний процес

Слід, однак відмітити, що при значенні  $d_d = 1,7 \cdot 10^{-3}$  м зростають втрати потужності в насосі, що є небажаним. Час регулювання  $t_p$  можливо дещо зменшити за рахунок зменшення величини площі дроселі  $f_x$  з  $3 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup> до  $1 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>. Зменшення  $f_x$  також супроводжується зменшенням втрат потужності в насосі.

Дослідження впливу параметрів насоса на час регулювання  $t_p$  показало, що деякі параметри впливають на час регулювання нелінійно і не однозначно. В різних діапазонах ці параметри можуть зменшувати або збільшувати  $t_p$ . Вибір параметрів для мінімізації часу регулювання  $t_p$  повинен здійснюють на основі оптимізаційних підходів.

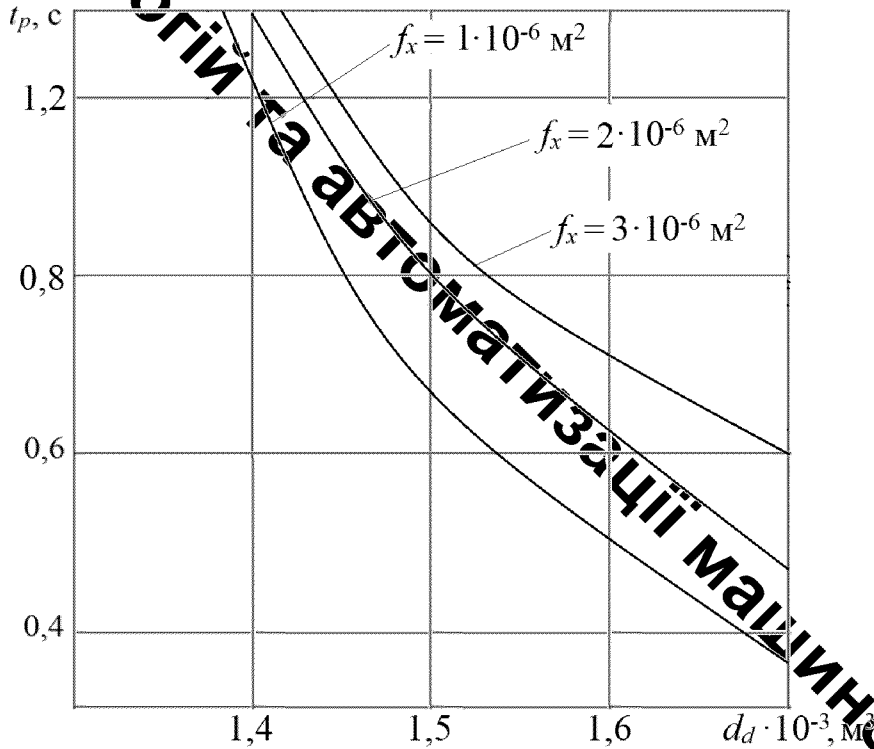


Рисунок 4.21 – Вплив величини  $f_x d_a$  на перехідний процес

4.4.3 Вплив конструктивних параметрів насоса на величину перерегулювання.

Важливою характеристикою динамічних властивостей насоса є величина перерегулювання  $\sigma$ . Величина перерегулювання  $\sigma$  для насоса визначається за наступною формулою:

$$\sigma = \frac{p_n^{max} - p_n^0}{p_n^0} \cdot 100\%,$$

де  $p_n^{max}$  – максимальний тиск на виході насоса в перехідному режимі;

$p_n^0$  – тиск, що встановлюється на виході насоса по завершенню перехідного процесу [10].

На рис. 4.22 представлено залежність величини  $\sigma$  від величини площі  $f_0$  при різних значеннях площі дроселя  $f_e$ .

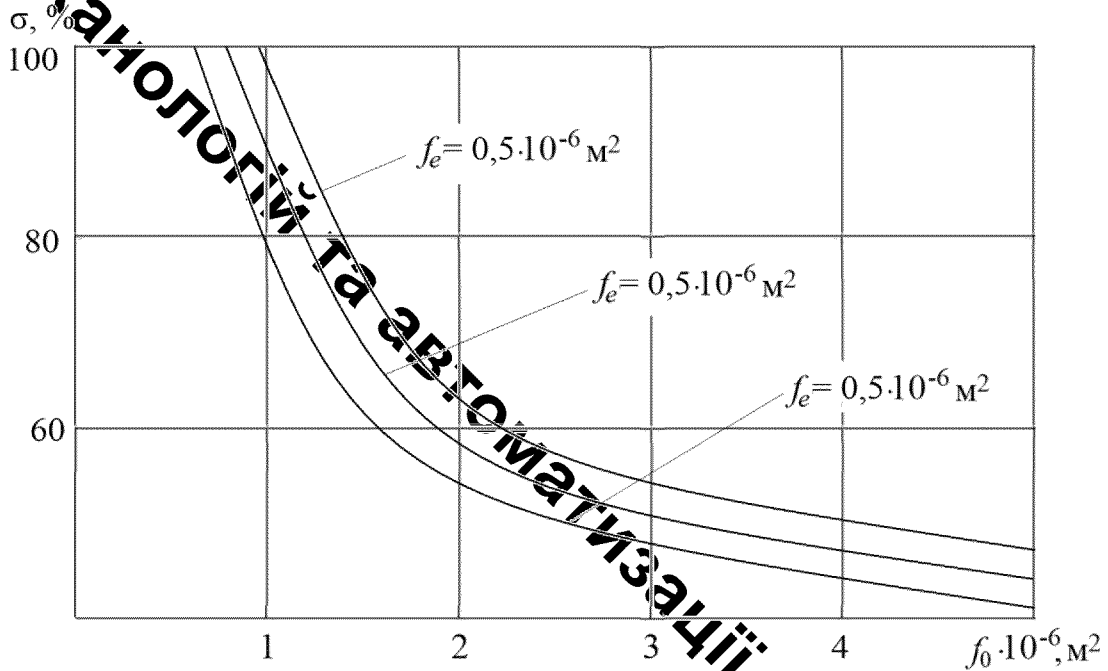


Рисунок 4.22 – Вплив параметрів  $f_0, f_e$  на перерегулювання  $\sigma$

Величина площі  $f_0$  з  $0,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$  до  $2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$  зменшує  $\sigma$  з 100% до 60%, що суттєво зменшує динамічні навантаження на насос. Подальше збільшення  $f_0$  також зменшує  $\sigma$ , але в значно меншій степені. Величину  $\sigma$  можливо, також, зменшити за рахунок збільшення величини  $f_e$ , але в значно меншій степені. Так перехід з площі дроселя  $f_e = 0,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$  на площу  $f_e = 1,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$  зменшує  $\sigma$  на 8...20 % в залежності від величини  $f_0$ .

На рис. 4.23 показано вплив величини  $k_x$  на перерегулювання  $\sigma$  при різних значеннях  $W_n$ . Збільшення  $k_x$  з  $0,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  до  $2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  дозволяє зменшити  $\sigma$  з 100 % до 70 %. Подальше збільшення  $k_x$  до  $4 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  зменшує  $\sigma$  всього на 5 %. Зменшення величини  $W_n$  з  $1,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$  до  $0,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$   $\sigma$  на 10...15 % в залежності  $k_x$ .

На рис. 4.24 представлено вплив на величину перерегулювання  $\sigma$  параметра  $d_d$ . Вплив величини  $d_d$  на  $\sigma$  доволі суттєвий в узькому діапазоні зміни  $d_d = (1,3 \dots 1,7) \cdot 10^{-3} \text{ м}$ , в якому проводились дослідження. При  $d_d = 1,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}$   $\sigma$  становить

100 %, а при  $d_d = 1,7 \cdot 10^{-3}$  м  $\sigma$  становить 50 %. Можливо також зменшити  $\sigma$  за рахунок зміни площі дроселя  $f_x$ . Однак залежність  $\sigma$  від  $f_x$  нелінійна.

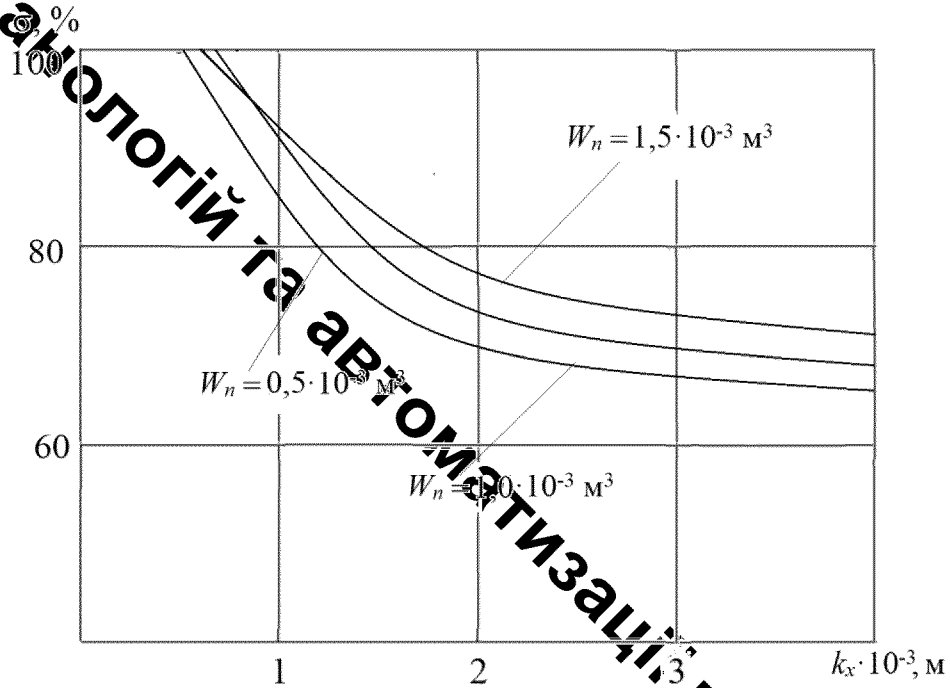


Рисунок 4.23 – Вплив параметрів  $W_n$  на  $k_x$  на перерегулювання  $\sigma$

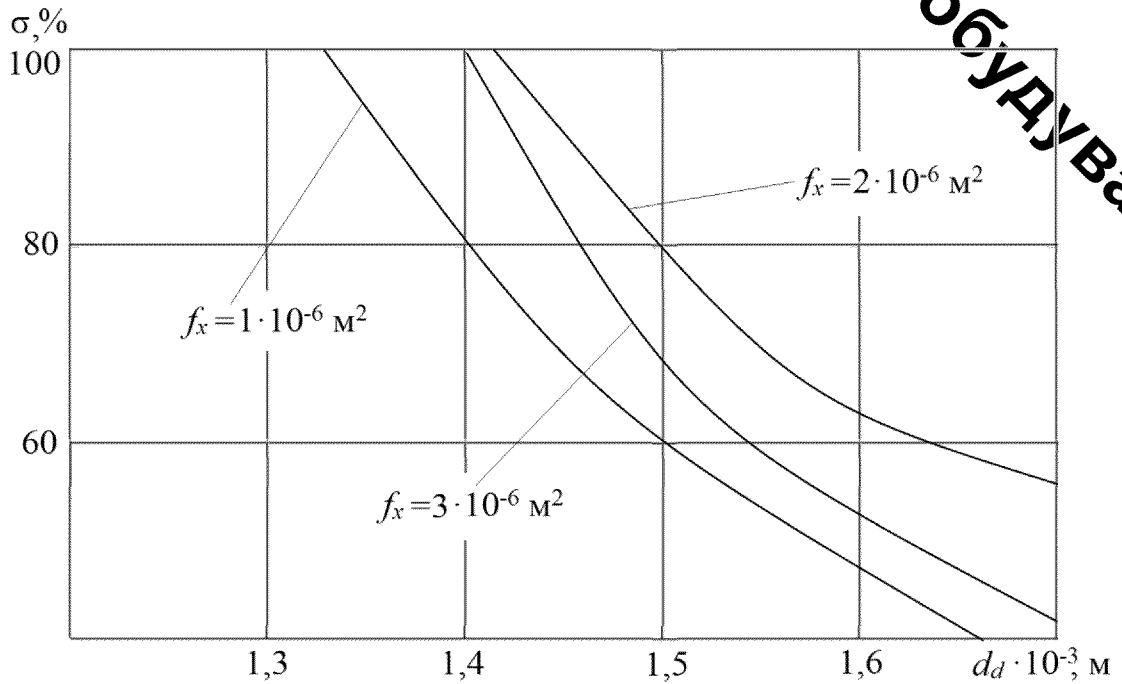


Рисунок 4.24 – Вплив параметрів  $f_x$  на  $d_d$  на перерегулювання  $\sigma$



При зміні  $f_x$  від  $1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$  до  $2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$   $\sigma$  зростає на величину 20 %, а при збільшенні  $k_x$  з  $2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$  до  $3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$   $\sigma$  зменшується від 8 до 15 % в залежності від значення параметра  $d_d$ .

#### 4.5. Параметричний синтез насоса

Проведені дослідження впливу параметрів насоса на його статичні, динамічні та енергетичні характеристики дозволили визначити параметри, при яких суттєво покращуються характеристики насоса. Проте задача вибору сполучення таких параметрів утруднена тим, що вплив деяких параметрів на характеристики є нелінійним. Деякі параметри при їх зміні покращують одні характеристики, але погіршують інші. Наприклад збільшення величини площі дроселя  $f_0$  покращує динамічні характеристики, але погіршує енергетичні та статичні характеристики.

Перепад тиску  $\Delta p_g$  на регульованому дроселі покращує динамічні характеристики, але також погіршує динамічні характеристики. Збільшення  $f_x$  в діапазоні малих значень збільшує величину перерегулювання в насосі, а в діапазоні більших значень зменшує величину перерегулювання. Тому вибір параметрів насоса, при яких забезпечується найкраща комбінація статичних, динамічних та енергетичних характеристик повинен забезпечуватись на основі спеціальної процедури параметричного синтезу. Така процедура певною мірою регламентована.

При великій кількості параметрів, які необхідно взяти до уваги параметричний синтез пов'язаний з дуже великою кількістю розрахунків і виконання його надзвичайно утруднено. Тому для виконання процедури параметричного синтезу рекомендується обирати 3 – 4 параметра, які в найбільшій мірі впливають на статичні, динамічні та енергетичні характеристики. В таблиці 4.2 представлені основні параметри регулятора насоса та ступінь їх впливу на статичні, динамічні та енергетичні характеристики. В таблиці 4.2 прийняті такі умовні позначення щодо ступеню впливу на характеристики насоса:

0 – параметра не впливає;

+ – ступінь впливу параметра в межах (0...30) %;

++ – ступінь впливу параметра в межах (30...60) %;

+++ – ступінь впливу параметрів в межах (60...100) %.

Таблиця 4.2

Параметр	Діапазон зміни значення	Одиниці вимірювання	Характеристики		
			Статичні	Енергетичні	Динамічні
$f_e$	$(0,5...1,5) \cdot 10^{-6}$	$\text{м}^2$	0	0	+
$f_0$	$(1,0...5) \cdot 10^{-6}$	$\text{м}^2$	+	++	+++
$k_z$	$(1,5...5,0) \cdot 10^{-3}$	м	+	+	+++
$\Delta p_g$	1,5...3,0	МПа	+	+	+
$W_n$	$(0,5...1,5) \cdot 10^{-3}$	$\text{м}^3$		0	++
$k_x$	$(1,0...3,0) \cdot 10^{-3}$	м	0	+	+
$f_x$	$(1,0...3,0) \cdot 10^{-6}$	$\text{м}^2$	+	++	++
$d_p$	$(1,4...1,7) \cdot 10^{-3}$	м	+		++

Аналізують результати, представлені в таблиці 4.2 було вибрано 3 параметри  $f_0$ ,  $k_z$  та  $f_x$ , які мають найбільший вплив на статичні, динамічні та енергетичні характеристики. Ці параметри змінювались у вказаних діапазонах при проведенні параметричного синтезу. Інші параметри  $f_e$ ,  $\Delta p_g$ ,  $W_n$ ,  $k_x$ ,  $d_p$  були незмінними в процесі виконання параметричного синтезу і прийняти значення рівне середньому значенню із вказаних діапазонів в таблиці 4.2.

Параметричний синтез був виконаний з використанням критерію ефективності роботи насоса  $k_e$ , який визначався за формулою:

$$k_e = k_1 \frac{A}{A_{max}} + k_2 \frac{t_p}{t_{p max}} + k_4 \frac{\sigma}{\sigma_{max}} + k_4 \frac{P_b}{H_b max}.$$

де  $k_1 = 0,2$  – ваговий коефіцієнт похибки стабілізації витрати насоса;

$k_2 = 0,2$  – ваговий коефіцієнт часу регулювання;

$k_3 = 0,2$  – ваговий коефіцієнт перерегулювання;

$k_3 = 0,4$  – ваговий коефіцієнт потужності;

$P_b$  – втрати потужності в насосі.

Втрати потужності  $P_b$  визначались за формулою

$$P_b = P_2 + P_3 + P_4.$$

Проведені дослідження по впливу на показники  $A$ ,  $t_p$ ,  $\sigma$ ,  $P_b$  параметрів насоса з метою визначення критерію ефективності  $k_e$  при різних сполученнях обраних параметрів. Дослідження проведені при зміні трьох параметрів на трьох рівнях. До них були віднесені параметри  $f_0$ ,  $f_x$  та  $k_z$ . Параметри змінювались на таких рівнях:

$$f_0 \ 1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2; \ 3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2; \ 5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2;$$

$$k_z \ 1,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2; \ 3 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2; \ 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2;$$

$$f_x \ 1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2; \ 2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2; \ 3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

Для кожного із сполучень був розрахований критерій ефективний ефективності роботи насоса. Всього було проведено 27 варіантів розрахунків. В таблиці 4.3 представлено фрагмент матриці, за якого визначалась послідовність розрахунків. Знаходилося мінімальне  $k_e$ , яке визначає найкраще сполучення величин  $A$ ,  $t_p$ ,  $\sigma$ ,  $P_e$ .

Таблиця 4.3

№ досліджу	$f_0 \cdot 10^{-6}, \text{ м}^2$	$k_z \cdot 10^{-6}, \text{ м}^2$	$f_x \cdot 10^{-6}, \text{ м}^2$	$A, \%$	$t_p, \text{ с}$	$\sigma, \%$	$P_b, \text{ Вт}$	$k_e$
9	1	3	5	6,6	1,1	40	641	0,70
16	3	5	1	6,9	0,4	20	746	0,56
17	3	5	2	7,1	0,6	40	814	0,68
18	3	5	3	7,2	0,58	35	882	0,75
25	5	5	1	8,3	0,6	30	1035	0,79

Мінімальне значення  $k_e$  було знайдено в досліді № 16 і воно становило  $k_e = 0,56$ . При цьому досягаються такі значення складових критерію ефективності:  $A = 6,9 \%$ ,  $t_p = 0,4 \text{ с}$ ,  $\sigma = 20 \%$ ,  $P_e = 746 \text{ Вт}$ . Такі показники досягаються при

наступному сполученні конструктивних параметрів регулятора насоса  $f_0 = 3 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>,  $k_z = 5 \cdot 10^{-3}$  м,  $f_x = 1 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>.

#### 4.6. Висновки

Проведені в рамках виконання магістерської кваліфікаційної роботи дослідження дозволили зробити наступні висновки.

1. Однією з основних тенденцій розвитку гідросистем мобільних машин є перехід від нерегульованих насосів до регульованих. Найбільш ефективними є регульовані насоси оснащені багаторежимними електрогідравлічними регуляторами.
2. Застосовано нову схему електрогідравлічного регулятора насоса, що забезпечує його роботу у трьох режимах:
  - роботу на холостому ході;
  - роботу з чутливістю до навантаження;
  - роботу в режимі захисту від перенавантаження.

Наявність трьох режимів дозволяє зменшити втрати потужності на холостому ході, забезпечити пропорційне керування витратою насоса та його тиску в режимі регулювання та захист насоса від виходу з ладу при навантаженнях, що перевищують допустимі.

3. Створена нелінійна модель насоса з регулятором дозволила визначити статичні, динамічні та енергетичні характеристики насоса за допомогою методу Розенброка та програмного засобу MATLAB-Simulink.
4. Проведені дослідження стійкості роботи насоса дозволили визначити діапазони зміни основних параметрів, в яких забезпечується роботоздатність насоса:

$$k_z = (3 \dots 5) \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$f_e = (1 \dots 2) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2;$$

$$f_0 = (3 \dots 5) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2;$$

$$\Delta p_g = (1,0 \dots 2,0) \text{ МПа};$$

$$f_x = (1 \dots 3) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2;$$

$$d_p = (1,6 \dots 1,9) \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

5. Визначено параметри що в найбільшій мірі впливають на величину часу регулювання. Для забезпечення часу регулювання  $t_p < 0,6$  с необхідно вибрати параметри з таких діапазонів

$$\Delta p_g = (1,0 \dots 3,0) \text{ МПа};$$

$$k_z = (2 \dots 5) \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$f_e = (1,0 \dots 1,5) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2;$$

$$f_0 = (2 \dots 5) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2;$$

$$k_x = (2 \dots 3) \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$f_x = (1 \dots 2) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2;$$

$$d_p = (1,6 \dots 1,7) \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

6. Визначено параметри що в найбільшій мірі впливають на величину перерегулювання. Для забезпечення величини  $\sigma < 40$  % параметри слід вибрати з таких діапазонів

$$f_e = (1,5 \dots 1,8) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2;$$

$$f_0 = (3 \dots 5) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2;$$

$$k_x = (4 \dots 6) \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$d_p = (1,7 \dots 2,0) \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

7. Мінімальне значення критерію ефективності  $k_e$  було знайдено в досліді № 16 і воно становило  $k_e = 0,56$ . При цьому досягаються такі значення складових критерію ефективності:

$$A = 6,9 \text{ \%},$$

$$t_p = 0,4 \text{ с},$$

$$\sigma = 20 \text{ \%},$$

$$P_e = 746 \text{ Вт.}$$

Такі показники досягаються при наступному сполученні конструктивних параметрів регулятора насоса

$$f_0 = 3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2,$$

$$k_z = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м},$$

$$f_x = 1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

Знайдені значення параметрів  $f_0$ ,  $k_z$ ,  $f_x$  використані при конструюванні експериментального зразка електрогідравлічного регулятора насоса.

Кафедра Технологій та автоматизації машинобудування

## РОЗДІЛ 5 ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ НАУКОВО-ТЕХНІЧНИХ РОБІТ ПО РОЗРОБЛЕННЮ ГІДРОПРИВОДА З ПРОПОРЦІЙНИМ КЕРУВАННЯМ

### 5.1. Проведення наукового аудиту науково-дослідної роботи

Проведемо оцінювання ступеня новизни науково-дослідної роботи згідно даних, розміщених в таблиці 2.1 [28].

В роботі узагальнюється досвід провідних фірм щодо розроблення нових регульованих насосів для мобільних робочих машин. На основі цього аналізу розроблено нові рішення по створенню регульованого насоса з електрогідравлічним регулятором. Гідроагрегати такого технічного рівня в Україні на сьогоднішній день не випускаються, відповідно відсутня можливість створення сучасних мобільних машин вітчизняного виробництва без залучення комплектуючих іноземного виробництва, які мають досить високу ціну. На основі розробленого насоса може випускатись широка номенклатура робочих машин різного призначення: с/г трактори, бурильні машини, комбайни різного призначення, екскаватори, навантажувачи та ін. Отже можна вважати, що ступінь новизни роботи відносно висока і значення показника ступеня новизни дорівнює  $K_{\text{нов}} = 30$ .

Визначимо також показник рівня теоретичного опрацювання даної науково-дослідної роботи. В роботі проводиться аналіз впливу конструктивних параметрів нового насоса на його характеристики. Формуються практичні рекомендації. Згідно даних таблиці 2.2 [28] показник рівня теоретичного опрацювання можна визначити рівним  $K_{\text{теор}} = 20$ .

Показник, який характеризує науковий ефект

$$E_{\text{нау}} = 0,6 \cdot K_{\text{нов}} + 0,4 \cdot K_{\text{теор}} = 0,6 \cdot 30 + 0,4 \cdot 20 = 18 + 8 = 26.$$

Згідно таблиці 2.3 [28] ступінь новизни науково-дослідної роботи при  $E_{\text{нау}} = 26$  вважається достатнім.

## 5.2. Проведення комерційного аудита науково технічної розробки

Оцінимо науково-технічний рівень розроблення насоса для мобільної робочої машини та його комерційний потенціал на основі опитування експертів, що представляють різні напрямки роботи підприємства по виготовленню та збуту продукції. За основу оцінки візьмемо перелік критеріїв, представлений в таблиці 5.1. Всі подальші розрахунки по визначенню ефективності застосування результатів науково-дослідної роботи виконані за методикою, представленою в [28].

Таблиця 5.1 – Критерії оцінювання експертами комерційного потенціалу розроблення гідроприводу

Бали (за 5-ти бальною шкалою)					
Кри- те- рій	0	1	2	3	4
Технічна здійсненність концепції:					
1	Достовірність концепції не підтверджена	Концепція підтверджена експертними висновками	Концепція підтверджена розрахунками	Концепція перевірена на принципі	Перевірено роботоздатність продукту в реальних умовах
Ринкові переваги (недоліки):					
2	Багато аналогів на малому ринку	Мало аналогів на малому ринку	Кілька аналогів на великому ринку	Один аналог на великому ринку	Продукт не має аналогів на великому ринку
3	Ціна продукту значно вища за ціни аналогів	Ціна продукту дещо вища за ціни аналогів	Ціна продукту приблизно дорівнює цінам аналогів	Ціна продукту дещо нижче за ціни аналогів	Ціна продукту значно нижче за ціни аналогів
4	Технічні та споживчі властивості продукту значно гірші, ніж в аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту трохи гірші, ніж в аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту на рівні аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту трохи кращі, ніж в аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту значно кращі, ніж в аналогів
5	Експлуатаційні витрати значно вищі, ніж в аналогів	Експлуатаційні витрати дещо вищі, ніж в аналогів	Експлуатаційні витрати на рівні експлуатаційних витрат аналогів	Експлуатаційні витрати трохи нижчі, ніж в аналогів	Експлуатаційні витрати значно нижчі ніж в аналогів
6	Ринок малий і не має позитивної динаміки	Ринок малий, але має позитивну динаміку	Середній ринок з позитивною динамікою	Великий стабільний ринок	Великий ринок з позитивною динамікою



## Продовження таблиці 5.1

Бали (за 5-ти бальною шкалою)					
Кри-тер.	0	1	2	3	4
Практична здійсненість					
Ринкові перспективи:					
7	Активна конкуренція великих компаній на ринку	Активна конкуренція	Помірна конкуренція	Незначна конкуренція	Конкурентів немає
8	Відсутні фахівці як з технічної, так і з комерційної реалізації ідеї	Необхідно наймати фахівців або витратити значні кошти на навчання наявних фахівців	Необхідне незначне навчання фахівців та більшення їх штату	Необхідне незначне навчання фахівців	Є фахівці з питань як з технічної, так із комерційної реалізації ідеї
9	Потрібні значні фінансові ресурси, які відсутні. Джерела фінансування ідеї відсутні	Потрібні незначні фінансові ресурси. Джерела фінансування відсутні	Потрібні значні фінансові ресурси. Джерела фінансування є	Потрібні незначні фінансові ресурси. Джерела фінансування	Не потребує додаткового фінансування
10	Необхідна розробка нових матеріалів	Потрібні матеріали, що використовуються у військовопромисловому комплексі	Потрібні дорогі матеріали	Потрібні досяжні та дешеві матеріали	Всі матеріали для реалізації ідеї відомі та давно використовуються у виробництві
11	Термін реалізації ідеї більше за 10 років	Термін реалізації ідеї більший за 5 років. Термін окупності інвестицій більше 10-ти років	Термін реалізації від 3-х до 5-ти років. Термін окупності інвестицій більше 5-ти років	Термін реалізації ідеї менший 3-х років. Термін окупності інвестицій від 3-х до 5-ти років.	Термін реалізації ідеї менший 3-х років. Термін окупності інвестицій менше 3-х років.
12	Необхідна розробка регламентних документів та отримання великої кількості дозвільних документів на виробництво та реалізацію	Необхідна отримання великої кількості дозвільних документів на виробництво та реалізацію продукту, що вимагає значних коштів та часу	Процедура отримання дозвільних документів для виробництва та реалізації продукту вимагає незначних коштів та часу	Необхідно тільки повідомлення відповідним органам про виробництво та реалізацію продукту	Відсутні будь які регламентні обмеження на виробництво та реалізацію продукту

В якості експертів запросимо конструктора, технолога та маркетолога підприємства «Гідросила» м. Кропивницький. Результати роботи експертів по оцінюванню комерційного потенціалу розробки представлені в таблиці 5.2.

Таблиця 5.2 – Результати оцінки комерційного потенціалу розробки гідроприводу

Критерії	Посада експерта		
	Конструктор	Технолог	Економіст
	Бали, виставлені експертами:		
1	2	2	2
2		3	2
3	1	2	2
4	3	3	3
5	3	3	3
6	4	3	3
7	3	3	3
8	4	3	3
9	3	2	3
10	2	2	3
11	3	4	4
12	2	2	2
Сума балів	31	32	33
Середньоарифметична сума балів СБ	$СБ = \frac{31 + 32 + 33}{3} = 32$		

Рівень комерційного потенціалу оцінюємо за таблицею 5.3.

Таблиця 5.3 – Комерційний потенціал розробки

Середньо арифметична сума балів СБ, розрахована на основі висновків експертів	Рівень комерційного потенціалу розробки
0 – 10	Низький
11 – 20	Нижче середнього
21 – 30	Середній
31 – 40	Вище середнього
41 – 48	Високий

Рівень комерційного потенціалу розробки насоса з електрогідравлічним регулятором оцінюємо вищим середнього.

Висланий рівень розробки та його комерційний потенціал обумовлений перевагами, які будуть мати мобільні робочі машини, що оснащені регульованими насоси з електрогідравлічними регуляторами.

До таких переваг відносяться:

- суттєве зменшення витрат пального на виконання аналогічних видів та об'ємів робіт;
- зменшення навантажень на робочі органи машини та збільшення ресурсу експлуатації машини;
- підвищення якості виконуваних робіт за рахунок регулювання швидкості руху робочих органів машини в широких діапазонах;
- покращення умов роботи оператора мобільної робочої машини за рахунок застосування пропорційного керування насосом з електрогідравлічним регулятором.

### 5.3. Визначення витрат на науково-дослідну роботу

Загальні витрати на проведення науково-дослідної роботи визначаються як сума витрат за рядом статей. Розглянемо більш детально величину витрат за кожною статтею окремо.

#### 4.3.1 Заробітна плата персоналу.

Заробітна плата виконавців проекту складається з основної та додаткової.

Основна заробітна плата виконавців проекту розраховується за формулою:

$$Z_o = \frac{M}{T_p} \cdot t \text{ (грн.)},$$

де  $M$  – місячний посадовий оклад виконавця, грн;

$T_p$  – число робочих днів в місяці, прийнято  $T_p = 22$  дні;

$t$  – число робочих днів роботи виконавця.

Рівень заробітної плати виконавців призначений з урахуванням мінімальної заробітної плати в Україні рівної 6700 грн.

Розрахунок основної заробітної плати представлено в таблиці 5.4

Таблиця 5.4 – визначення основної заробітної оплати виконавців проекту

Найменування посади виконавця	Місячний посадовий оклад, грн.	Оплата за робочий день, грн.	Число днів роботи	Витрати на оплату праці, грн.	Примітка
1. Молодший науковий співробітник	11000	500	45	22500,0	Роботи по розрахунках моделі
2. Старший науковий співробітник	16000	727,3	25	18182,5	Керівник проекту
Всього				40682,5	

Додаткова заробітна плата визначалась за формулою:

$$Z_d = (0,1 \dots 0,12) \cdot Z_o = 0,12 \cdot 40682,5 = 4881,9 \text{ (грн.)}$$

Нарахування на заробітну плату виконавців проекту визначають за формулою:

$$H_{зп} = (Z_o + Z_d) \cdot \frac{\beta}{100} = (40682,5 + 4881,9) \cdot \frac{22}{100} = 10024 \text{ (грн.)}$$

де  $Z_o$  – основна заробітна плата розробників, грн.;

$Z_d$  – додаткова заробітна плата всіх розробників та робітників, грн.;

$\beta$  – ставка єдиного внеску на загальнообов'язкове державне соціальне страхування, %.

5.3.2 Витрати на матеріали для проведення науково-дослідної роботи.

Ці витрати визначаються за формулою:

$$M = \sum_1^n H_i \cdot C_i \cdot K_i$$

де  $H_i$  – витрати матеріалу  $i$ -го найменування, кг;

$C_i$  – вартість матеріалу  $i$ -го найменування, грн./кг;

$K_i$  – коефіцієнт транспортних витрат,  $K_i=1,1$ .

В процесі роботи буде використано канцелярський папір та канцтовари.

Потреба канцелярського паперу складає 3 пачки по 250 листів формату А4.

Канцелярські товари оцінюємо на 10 % від вартості канцелярського паперу. Тоді:

$$M = 3 \cdot 243 \cdot 1,1 + 0,5 \cdot 3 \cdot 243 \cdot 1,1 = 1231,8 \text{ (грн.)}$$

5.3.3 Спецустаткування та програмне забезпечення для виконання науково-дослідної роботи.

В процесі виконання роботи були використані:

- Персональний комп'ютер з монітором типу ZEV PC M540 вартістю 14500 грн.
- Багатофункціональний пристрій типу Canon ISENSYS MF237 W вартістю 14200 грн.

Витрати на обладнання визначаються за такою формулою:

$$K = \sum_1^n H_i \cdot C_i \cdot K_i \text{ (грн.)},$$

де  $H_i$  – кількість обладнання  $i$ -го виду, шт.;

$C_i$  – вартість обладнання  $i$ -го виду, грн./кг;

$K_i$  – коефіцієнт транспортних витрат,  $K_i=1,1$ ;

$n$  – кількість видів обладнання.

$$K = 14500 \cdot 1 \cdot 1,1 + 14200 \cdot 1 \cdot 1,1 = (31570) \text{ грн.}$$

В процесі виконання роботи необхідно використати таке програмне забезпечення:

- Операційна система Windows Pro вартістю 1100 грн =  $C_1$ ;
- Програмний пакет Office 2021 Professional Plus вартістю 1820 грн =  $C_2$ ;
- Програмний пакет MATLAB вартістю 1310 USD, при курсі Нацбанку України 36,7 грн/USD коштує  $1310 \cdot 36,7 = 48077$  грн =  $C_3$ .

Балансову вартість програмного забезпечення розрахуємо за формулою:

$$V_{\text{прг}} = \sum_{i=1}^K C_i + C_i + K_i = 1100 \cdot 1 \cdot 1,1 + 1820 \cdot 1 \cdot 1,1 + 48077 \cdot 1 \cdot 1,1 = 56096,7 \text{ (грн.)},$$

де  $C_i$  – ціна придбання одиниці програмного забезпечення;

$C_i$  – кількість одиниць програмного забезпечення;

$K_i = 1,1$  – коефіцієнт, що враховує інсталяцію та налагодження програмного забезпечення.

Загальна балансова вартість комп'ютерів та програмного забезпечення дорівнює  $C = 31570 + 56096,7 = 87666,7$  (грн).

У спрощеному вигляді амортизація цілому може бути розрахована за формулою:

$$A = \frac{C \cdot N_a}{100} \cdot \frac{T}{12} = \frac{87666,7}{100} \cdot \frac{6}{12} = 10958,02 \text{ (грн.)},$$

де  $C$  – загальна балансова вартість комп'ютерів та програмного забезпечення, що використовувались для виконання науково-дослідної роботи, грн.;

$N_a$  – річна норма амортизаційних відрахувань. Для нашого випадку можна прийняти, що  $N_a = 25\%$ ;

$T = 6$  – термін використання обладнання, місяці.

#### 5.3.4 Електроенергія для науково-дослідної роботи.

Визначимо поточне значення тарифу на електроенергію для не побутових споживачів (промислових підприємств) за формулою:

$$= (C_{\text{опт}} + C_{\text{розп}} + C_{\text{пост}}) \cdot \left(1 + \frac{\text{ПДВ}}{100\%}\right) = (4,1 + 0,315 + 0,485) \cdot \left(1 + \frac{20}{100}\right) = 5,88 \text{ (грн/кВт·год)},$$

де  $C_{\text{опт}} = 4,1$  грн/кВт·год – середня оптова ціна на електроенергію станом на 10.12.2023 р. [1];

$C_{\text{розп}} = 0,315$  грн/кВт·год – вартість розподілу електроенергії від Вінницяобленерго на 2023 рік;

$C_{\text{пост}} = 0,485$  грн/кВт·год – вартість постачання електроенергії;

ПДВ = 20 % - податок на додану вартість.

Значення  $C_{\text{опт}}$ ,  $C_{\text{розп}}$ ,  $C_{\text{пост}}$  визначені за даними Національної комісії з регулювання енергетики і комунальних послуг (НКРЕКП) [27].

Таким чином в розрахунок беремо ціну електроенергії

$$C_e = 5,88 \text{ грн/кВт·год},$$

Витрати на електроенергію визначимо за формулою:

$$B_e = \sum_{i=1}^n \frac{W_{yi} \cdot t_i \cdot C_e \cdot K_B}{\eta_i} = \frac{0,4 \cdot 360 \cdot 5,88 \cdot 0,9}{0,9} + \frac{0,42 \cdot 20 \cdot 5,88 \cdot 0,9}{0,9} = 896,10 \text{ (грн)},$$

де  $W_{yi}$  – встановлена потужність обладнання на певному етапі розробки;

$t_i$  – тривалість роботи обладнання на певному етапі розробки;

$C_e$  - вартість 1 кВт·години електроенергії в грн за даними енергопостачальної компанії;

$K_B = 0,9$  – коефіцієнт, що враховує використання потужності;

$\eta_i = 0,9$  – коефіцієнт корисної дії для обладнання.

Витрати на електроенергію представлені в таблиці 5.5.

Таблиця 5.5 – Витрати на електроенергію

Найменування обладнання	Встановлена потужність	Тривалість роботи, годин	Сума, грн
Персональний комп'ютер	0,4 кВт	360	846,7

Багатофункціональний пристрій	0,42 кВт	20	49,4
Всього			896,1

### 5.3.5 Витрати на відрядження та на роботу сторонніх організацій.

Витрати на відрядження керівника проекту та молодшого наукового співробітника, що беруть участь у виконанні проекту визначаються за формулою:

$$V_{\text{св}} = (Z_o + Z_d) \cdot \frac{H_{\text{св}}}{100\%} = (40682,5 + 4881,9) \cdot \frac{5}{100} = 2278,22 \text{ (грн)}.$$

Витрати на оплату послуг сторонніх організацій визначаються за формулою:

$$V_{\text{сп}} = (Z_o + Z_p) \cdot \frac{H_{\text{сп}}}{100\%} = (40682,5 + 4881,9) \cdot \frac{10}{100} = 4556,45 \text{ (грн)}.$$

Враховано також інші витрати, що не враховані в попередніх статтях витрат за формулою:

$$I_b = (Z_o + Z_p) \cdot \frac{H_{\text{ів}}}{100\%} = (40682,5 + 4881,9) \cdot \frac{15}{100} = 6834,70 \text{ (грн)}.$$

Накладні загальновиробничі витрати визначаються за формулою:

$$V_{\text{нзв}} = (Z_o + Z_p) \cdot \frac{H_{\text{нзв}}}{100\%} = (40682,5 + 4881,9) \cdot \frac{100}{100} = 45564,45 \text{ (грн)}.$$

### 5.3.6 Витрати на проведення науково-дослідної роботи.

Витрати на проведення науково-дослідної роботи визначаються як сума всіх попередніх статей витрат за формулою:

$$\begin{aligned} V_{\text{заг}} &= Z_o + Z_d + Z_{\text{дог}} + Z_n + M + K_b + V_{\text{спец}} + V_{\text{прг}} + A_{\text{обл}} + V_e + V_{\text{св}} + V_{\text{сп}} + I_b + \\ &+ V_{\text{нзв}} = 40682,50 + 4881,91 + 10024,00 + 1231,80 + 10959,02 + 896,10 + \\ &56096,7 + 31570,01 + 2278,22 + 4556,41 + 6834,70 + 45564,45 = 215570,12 \\ &\text{(грн)}. \end{aligned}$$



Загальні витрати на завершення науково-дослідної роботи розраховуються за формулою:

$$ЗВ = \frac{В_{зар}}{\eta} = \frac{215570,12}{0,2} = 1077850,6 \text{ (грн)},$$

$\eta = 0,2$ , оскільки розробка знаходиться на стадії технічного проектування.

Представлена МКР виконується і рамках комплексного проекту «Розроблення електрогідравлічного регулятора для насоса змінного робочого об'єму». Загальні витрати за розділом, що визначає роботи з математичного моделювання складають  $ЗВ_1 = 1077850,60$  грн, а загальні витрати за розділом, що включає експериментальні дослідження та розроблення електрогідравлічного регулятора насоса становить  $ЗВ_2 = 1048053,50$  грн. Загальна вартість робіт по двом розділам

$$ЗВ = ЗВ_1 + ЗВ_2 = 1077850,60 + 1048053,50 = 2125904,10 \text{ (грн)}.$$

#### 5.4 Важливість та наукова значущість науково-дослідної роботи

В результаті виконання роботи створені рекомендації, щодо розроблення насоса з електрогідравлічним регулятором нового покоління для мобільних робочих машин. Цей насос має кращі технічні характеристики у порівнянні з тими, що сьогодні використовуються. Регульований насоси з електрогідравлічним регулятором дозволяє створити гідроприводи для мобільних робочих машин, в яких можливо регулювання швидкості руху робочих органів машин в широким діапазонах. Ця обставина дозволяє суттєво підвищити якість виконання робіт застосуванням мобільних робочих машин. Окрім того, застосування регульованих насосів забезпечує зменшення непродуктивних втрат енергії при виконанні робіт. Це в кінцевому результаті забезпечує суттєву економію пального у порівнянні з мобільними робочими машинами, що мають гідроприводи традиційної конструкції. Ще одним позитивним ефектом є застосування контролерів для керування гідроприводом. При раціональному виборі алгоритму, за яким працює контролер, забезпечується суттєве зниження перерегулювання по тиску в насосі, що буде збільшувати ресурс його роботи.

Обґрунтуємо доцільність виконання науково-дослідної роботи із застосуванням спеціального комплексного показника. Цей показник враховує важливість роботи для промисловості, будівництва та сільського господарства України, можливість впровадження результатів цієї роботи та величину витрат на проведення роботи. Для оцінки важливості та наукової значущості роботи використовуємо експертні оцінки надані фахівцями, що також займаються дослідженнями у даному напрямку. Результати експертного оцінювання представлені в таблиці 5.6.

Таблиця 5.6 – Експертні оцінки коефіцієнтів для розрахунку важливості та наукової значущості роботи

Коефіцієнти	к.т.н. Петров В.	д.т.н. Березюк О.В.
Важливості роботи $I$	5	5
Використання результатів роботи $n$	3	3
Складності роботи $T_c$	3	3
Результативності роботи $R$	3	3

Комплексний показник рівня науково-дослідної роботи розраховуємо за формулою:

$$K_p = \frac{I^n \cdot T_c \cdot R}{B \cdot t} = \frac{5^3 \cdot 3 \cdot 3}{2155 \cdot 0,5} = 1,04,$$

де  $B = 2155$  тис грн – вартість роботи;

$t = 0,5$  року – тривалість виконання роботи.

При значенні  $K_p = 1,04 > 1,0$  наукову роботу вважають ефективною з високим науковим, технічним і економічним рівнями [28].

### 5.5. Розрахунок економічної ефективності науково-дослідної роботи

Визначимо можливе збільшення чистого прибутку у інвестора для трьох років від можливого впровадження мобільних робочих машин, оснащених розробленими гідроприводами. Розрахунок для 2024 року ведеться за формулою:

$$\Delta\Pi_1 = (\Delta C_0 \cdot N + C_0 \cdot \Delta N) \cdot \lambda \cdot \rho \cdot \left(1 - \frac{\theta}{100}\right) = (7,1 \cdot 3000 + 28,3 \cdot 300) \cdot 0,8333 \cdot 0,4 \cdot \left(1 - \frac{18}{100}\right) = 8132,7 \text{ (тис грн)},$$

де  $\Delta C_0 = 7,1$  тис грн – зміна ціни реалізації насоса;

$N = 3000$  шт – величина попиту на насоса;

$\Delta N = 300$  шт – зростання попиту на нові насоса;

$\lambda = 0,8333$  – коефіцієнт, який враховує сплату податку на додану вартість;

$\rho = 0,4$  – коефіцієнт, який враховує рентабельність продукту.

$\theta = 18\%$  – ставка податку на прибуток з 2020 року.

Результати розрахунку чистого прибутку інвестора в 2024 – 2026 роках представлено в таблиці 5.7. при визначенні ціни реалізації регульованих насосів, а також випуску по роках на підприємстві «Гідросила», Кропивницький використано дані сайтів на яких представлена аналогічна продукція та ціни на неї станом на 1.12.23 р. [ 30]

Таблиця 5.7 – Чистий прибуток інвестора на 2023 – 2025 роки

Показник	Назва, одиниці виміру	2024	2025	2026
$\Delta C_0$	Зміна ціни реалізації машини, тис грн	7,1	8,1	9,3
$N$	Величина пориту на машини, шт	3900	4300	4600
$C_0$	Ціна реалізації нової машини, тис грн	28,3	32,5	37,4
$\Delta N$	Зростання попиту на нові машини, шт	300	350	400
$\Delta\Pi$	Збільшення чистого прибутку у інвестора, тис грн	8132,7	9956,2	12157,5

Визначимо приведену вартість збільшення всіх чистих прибутків, що їх може отримати інвестор за формулою:

$$ПП = \sum_{t=1}^T \frac{\Delta\Pi_t}{(1+\tau)^t} = \frac{8132,7+9956,5+12157,5}{(1+0,1)^3} = 28740,0 \text{ (тис грн)},$$

де  $T = 3$  роки – період часу, протягом якого очікується отримання результатів від впровадження розробки, роки;

$\tau = 0,1$  – ставка дисконтування, за яку можна взяти щорічний прогнозований рівень інфляції;

$t = 3$  роки – період часу від початку впровадження до моменту отримання чистих прибутків.

Розрахуємо величину початкових інвестицій для впровадження і комерціалізації розробки за формулою:

$$PV = K_{\text{інв}} \cdot 3B = 5 \cdot 2155 = 10775 \text{ (тис грн)},$$

де  $K_{\text{інв}} = 5$  – коефіцієнт, що враховує затрати інвестора на впровадження розробки та її комерціалізацію.

Абсолютний економічний ефект для інвестора від впровадження і комерціалізації розробки складає:

$$E_{\text{абс}} = ПП - PV = 28740,0 - 10775,0 = 17965,0 \text{ (тис грн)}.$$

Обчислимо внутрішню економічну дохідність інвестицій за формулою:

$$E_B = \sqrt[T]{1 + \frac{E_{\text{абс}}}{PV}} - 1 = \sqrt[3]{1 + \frac{17965,0}{10775,0}} - 1 = 1,38 - 1 = 0,38,$$

де  $T=3$  – життєвий цикл наукової розробки до закінчення отримання позитивних результатів, роки.

Розрахована величина  $E_B$  порівнюється з мінімальною ставкою дисконтування  $\tau_{\min}$ , яка визначає ту мінімальну дохідність, нижче за яку інвестиції вкладатися не будуть. У загальному вигляді мінімальна ставка дисконтування  $\tau_{\min}$  визначається за формулою:

$$\tau_{\min} = d + f = 0,15 + 0,1 = 0,25,$$

де  $d$  – середньозважена ставка за депозитними операціями в комерційних банках, в Україні (0,14...0,2);

$f$  – показник, що характеризує ризикованість вкладень, зазвичай, величина  $f=(0,05...0,1)$ , але може бути і значно більше.

Оскільки

$$E_B = 0,38 > \tau_{\min} = 0,25,$$

то будемо вважати, що інвестор має підстави для впровадження розробки та виведення її на ринок.

Розрахуємо період окупності інвестицій за формулою:

$$T_{\text{ок}} = \frac{1}{E_B} = \frac{1}{0,38} = 2,6 \text{ (рок.)}$$

Оскільки

$$T_{\text{ок}} = 2,6 \text{ років} < 3,0 \text{ років,}$$

то це свідчить про привабливість науково-технічної розробки [28].

## 5.6. Висновки

1. В результаті виконання науково-дослідної роботи створено електрогідравлічний регулятор для регульованого насоса. Такий насос забезпечує зменшення непродуктивних втрат потужності, можливість регулювання швидкості руху робочих органів машини і підвищення якості виконуваних робіт, а також зменшення динамічних навантажень на робочі органи, що збільшує термін експлуатації машини.

2. Вартість науково-дослідної роботи пов'язана з розробленням електрогідравлічного регулятора насоса складає 2125904,1 грн.

3. Вартість робіт, що пов'язані з впровадженням на виробництво розробки складає 10778506,0 грн.

4. Інвестор отримає економічний ефект від впровадження у розмірі 17965000,0 тис грн на протязі 2024 – 2026 років при інвестуванні 10775000,0 тис грн.

5. Термін окупності затрат складає  $T_{ок} = 2,6$  роки, що свідчить про привабливість розробки для інвестора.

## РОЗДІЛ 6 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

Обов'язки роботодавця щодо забезпечення працівникам комфортних та безпечних умов для здійснення роботи, а також права працівників на такі умови передбачено ст. 13 Закону України «Про охорону праці». Даний закон визначає основні положення щодо реалізації конституційного права працівників на охорону їх життя і здоров'я у процесі трудової діяльності, на належні, безпечні і здорові умови праці, регулює за участю відповідних органів державної влади відносини між роботодавцем і працівником з питань безпеки, гігієни праці та виробничого середовища і встановлює єдиний порядок організації охорони праці в Україні.

Під час моделювання роботи гідрої системи з насосом змінного робочого об'єму та електрогідравлічним регулятором на працівника могли мати вплив такі небезпечні та шкідливі виробничі фактори:

### 1. Фізичні:

- підвищена запиленість та загазованість повітря робочої зони;
- підвищений рівень шуму на робочому місці;
- підвищена чи понижена вологість повітря;
- підвищений рівень електромагнітного випромінювання;
- підвищена чи понижена іонізація повітря;
- недостатня освітленість робочої зони;
- підвищена яскравість світла; понижена контрастність;
- пряма і відбита блискість.

2. Психофізіологічні: статичне перевантаження та розумове перевантаження.

Відповідно до наведених факторів здійснюємо розробку заходів щодо безпечного виконання поставленого завдання.

### 6.1. Технічні рішення щодо безпечного виконання роботи

Вимоги щодо організації та обладнання робочих місць: площа, відведена на одне робоче місце має становити не менше 6 кв. м., а об'єм – не менше 20 куб. м. Конструкція робочого місця повинна забезпечувати підтримання оптимальної робочої пози (тобто такої, яка дозволяє працівникові виконувати роботу з мінімальним напруженням тіла, і яка дозволяє уникнути перевтоми в ході і після закінчення робочого процесу). Раціональна робоча поза має важливе значення для збереження здоров'я працівника, оскільки тривале перебування його в незручній і напруженій позі може призвести до таких захворювань, як сколіоз (викривлення хребта), варикозне розширення вен, плоскостопість тощо. Установлено, що робота в зігнутому положенні збільшує затрати енергії на 20%, а при значному нахиленні — на 45% порівняно з прямим положенням корпусу [32].

За потреби особливої концентрації уваги під час виконання робіт суміжні робочі місця операторів необхідно відділяти одне від одного перегородками висотою 1,5 - 2 м.

Робочі місця слід розташовувати відносно джерела природного світла (вікон) таким чином, щоб світло падало збоку, переважно зліва. Також робоче місце має відповідати сучасним вимогам ергономіки:

- стіл повинен мати висоту поверхні 680 - 800 мм., ширину 600 - 1400 мм. і глибину 800 - 1000 мм. (такі параметри забезпечують можливість виконання операцій в зоні досяжності працівника);
- робочий стілець робочий стілець має бути підйомно-поворотним, з можливістю регулювання висоти, бажано зі стаціонарними або змінними підлікотниками і напівм'якою нековзкою поверхнею сидіння, що легко чиститься і не електризується;
- екран комп'ютера має розташовуватися на оптимальній відстані від користувача, що становить 600 – 700 мм., але не менше за 600 мм. з урахуванням літерно-цифрових знаків і символів.

Приміщення, де здійснювалося моделювання роботи гідросистеми з насосом змінного робочого об'єму та електрогідравлічним регулятором за



Небезпекою ураження електричним струмом належить до приміщень без підвищеної небезпеки (сухе, мало заповнене, з нормальною температурою повітря, вольованими підлогами і малим числом заземлених приладів).

Персональні комп'ютери, периферійні пристрої, інше устаткування (апарати управління, контрольно-вимірювальні прилади, світильники), електропроводи та кабелі за виконанням і ступенем захисту мають апаратуру захисту від струму короткого замикання та інших аварійних режимів. Під час монтажу та експлуатації ліній електромережі необхідно повністю унеможливити виникнення електричного джерела загоряння внаслідок короткого замикання та перевантаження проводів, обмежувати застосування проводів з легкозаймистою ізоляцією і, за можливості, застосовувати негорючу ізоляцію.

Лінія електромережі для живлення персональних комп'ютерів і периферійних пристроїв виконується як окрема групова трипровідна мережа шляхом прокладання фазового, нульового робочого та нульового захисного провідників. Нульовий захисний провідник використовується для заземлення (занулення) електроприймачів.

Усі провідники відповідають номінальним параметрам мережі та навантаження, умовам навколишнього середовища, умовам розподілу провідників, температурному режиму та типам апаратури захисту.

Заземлені конструкції, що знаходяться в приміщеннях, де розміщені робочі місця операторів (батареї опалення, водопровідні труби, кабелі із заземленим відкритим екраном), надійно захищені діелектричними щитками або сітками з метою недопущення потрапляння людини під напругу.

Персональні комп'ютери і периферійні пристрої підключаються до електромережі тільки за допомогою справних штепсельних з'єднань і електричних розеток заводського виготовлення. У штепсельних з'єднаннях та електричних розетках, крім контактів фазового та нульового робочого провідників, мають бути спеціальні контакти для підключення нульового захисного провідника. Їхня конструкція має бути такою, щоб приєднання нульового захисного провідника

Відбувалося раніше, ніж приєднання фазового та нульового робочого провідників.  
Порядок роз'єднання при відключенні має бути зворотним.

## 6.2. Технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії

### 6.2.1. Мікроклімат

Стан повітря робочої зони у виробничому приміщенні називають мікрокліматом або метеорологічними умовами. Мікроклімат або метеорологічні умови виробничих приміщенні, визначаються за такими параметрами:

- температурою повітря у приміщенні, С;
- відотною вологістю повітря, %;
- рухливістю повітря, м/с;
- тепловим випромінюванням, Вт/м<sup>3</sup>.

Всі ці параметри поодиночі, а також у комплексі впливають на фізіологічну функцію організму його терморегуляцію і визначають самопочуття.

Моделювання роботи гідросистеми з насосом змінного робочого об'єму та електрогідравлічним регулятором за енерговитратами відноситься до категорії I а (енерговитрати до 139Дж/с) [33]. Допустимі параметри мікроклімату для цієї категорії згідно ДСН 3.3.6.042-99 [34] наведені в табл.5.2.1.

Таблиця 6.2.1 – Параметри мікроклімату

Період року	Допустимі		
	t, °C	W, %	V, м/с
Теплий	22-28	55	0,1-0,2
Холодний	21-25	75	0,1

Для створення і автоматичної підтримки в приміщенні незалежно від зовнішніх умов допустимих значень температури, вологості, чистоти і швидкості руху повітря обладнані системами опалення та кондиціонування повітря. Систематично проводиться вологе прибирання.

### 6.2.2. Склад повітря робочої зони

Оточуюче нас повітря (атмосфера) є найважливішим фактором забезпечення життя. В природних умовах повітря, як правило, не забруднене отруйними речовинами і життю людини не загрожує. Органи чутливості людини не дозволяють з достатньою точністю визначати якість повітря і запобігати загрози отруєння.

В приміщенні, де здійснюється моделювання роботи гідросистеми з насосом змінного робочого об'єму та електрогідравлічним регулятором, у повітрі можуть перевищувати ГДК такі речовини як вуглекислий газ, пил та озон. Джерелами цих речовин є офісна техніка. Пил потрапляє у приміщення ззовні через відкриті вікна та заноситься на одязі і взутті працівниками.

ГДК шкідливих речовин, які знаходяться в досліджуваному приміщенні, наведені в таблиці 6.2.2.

Таблиця 6.2.2 – ГДК шкідливих речовин у повітрі

Назва речовини	ГДК, мг/м <sup>3</sup>		Клас небезпечності
	Максимально разова	Середньо добова	
Вуглекислий газ	3	1	4
Пил нетоксичний	0,5	0,15	4
Озон	0,16	0,03	4

Рівні позитивних і негативних іонів у повітрі мають відповідати санітарно-гігієнічним нормам (табл. 6.2.3).

Таблиця 6.2.3 – Рівні іонізації повітря приміщень при роботі на ПК

Рівні	Кількість іонів в 1 см <sup>3</sup>	
	n+	n-
Мінімально необхідні	400	600
Оптимальні	1500-3000	3000-5000
Максимально необхідні	50000	50000

Для підтримки допустимих значень мікроклімату та концентрації позитивних та негативних іонів необхідно передбачати установки або прилади зволоження або штучної іонізації, кондиціонування повітря.

### 6.2.3. Виробниче освітлення

Освітлення відіграє важливу роль у житті людини. Біля 90% інформації сприймається через зоровий канал, тому правильно виконане раціональне освітлення має важливе значення для виконання всіх видів робіт. Недостатня освітленість або її надмірна кількість знижують рівень збудженості центральної нервової системи і, природно, активність усіх життєвих процесів. Раціональне освітлення є важливим фактором загальної культури виробництва. Неможливо забезпечити чистоту та порядок у приміщенні, в якому напівтемрява, світильники брудні або в занедбаному стані.

Приміщення, в яких встановлені персональні комп'ютери, повинні мати природне та штучне освітлення відповідно до ДБН В.2.5-28-2018 [5]. Норми освітленості при штучному освітленні та КПО (для III пояса світлового клімату) при природному та сумісному освітленні зазначені у таблиці 6.2.4:

Таблиця 6.2.4 - Норми освітленості в приміщенні

Характеристика зорової роботи	Найменший розмір об'єкта розрізювання	Розряд зорової роботи	Підрозряд зорової роботи	Контраст об'єкта розрізнення з фоном	Характеристика фона	Освітленість, лк		КПО, $e_n$ , %			
						Штучне освітлення		Природне освітлення		Сумісне освітлення	
						Комбіноване	Загальне	Верхнє або верхнє	Бокове	Верхнє або верхнє і бокове	Бокове
Дуже високої точності	Від 0,15 до 0,3	II	г	великий	світлий	1000	300	7	2,5	4,2	1,5

Штучне освітлення в досліджуваному приміщенні здійснюється системою загального рівномірного освітлення. У разі переважної роботи з документами, допускається застосування системи комбінованого освітлення (крім системи загального освітлення додатково встановлюються світильники місцевого освітлення).

Для забезпечення достатнього освітлення передбачені такі заходи:

- 1) Максимальне використання бічного природного освітлення.
- 2) Систематичне очищення скла від бруду – не рідше двох разів на рік.
- 3) Штучне освітлення в приміщенні забезпечується світильниками типу РСП08×250 (однолампові) з лампами ДРЛ-250.

#### 6.2.4. Виробничий шум

Виробничий шум – це сукупність різних за гучністю і тоном звуків, які виникають у повітряному середовищі. В досліджуваному приміщенні наявний як постійний, так і непостійний шуми. Нормування непостійного шуму, а також орієнтовна оцінка загального рівня постійного шуму здійснюється скоректованим за частотою загальним рівнем звукового тиску – так званим рівнем звуку, який вимірюється в дБА за шкалою «А» шумоміра.

Непостійний шум характеризується еквівалентним рівнем звуку в дБА екв., що являє собою середньоквадратичний рівень звуку непостійного шуму, який має такий самий вплив на людину, як і постійний шум.

Для умов виконання роботи допустимі рівні звукового тиску не повинні перевищувати 50 дБА (табл.6.2.5).

Таблиця 6.2.5 – Допустимі рівні звукового тиску і рівні звуку для постійного широкополосного шуму (згідно ДСН 3.3.6.037-99 [6])

Характер роботи	Допустимі рівні звукового тиску (дБ) в стандартизованих октавних смугах зі середньгеометричними частинами (Гц)									Допустимий рівень звуку, дБА
	32	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Виробничі приміщення	86	71	61	54	49	45	42	40	38	50

Рівень шуму в приміщенні не перевищує допустимих значень.

#### 6.2.5. Виробничі випромінювання

Розрізняють природні та штучні джерела електромагнітних полів (ЕМП). У процесі еволюції біосфера постійно перебуває під впливом ЕМП природного походження (природний фон): електричне та магнітне поля Землі, космічні ЕМП, передусім ті, що генеруються Сонцем. У період науково-технічного прогресу людство створило і все ширше використовує штучні джерела ЕМП. У теперішній час ЕМП антропогенного походження значно перевищують природний фон і є тим несприятливим чинником, чий вплив на людину з року в рік зростає.

Значення напруженості електростатичного поля на робочих місцях (як у зоні екрана дисплея, так і на поверхнях обладнання, клавіатури, друкувального пристрою) мають не перевищувати гранично допустимих за ГОСТ 12.1.045-84 [7]. Значення напруженості електромагнітних полів на робочих місцях з ВДТ мають відповідати нормативним значенням (ДСанПіН 3.3.6-2002 [8], ГОСТ 12.1.045 [37]). Інтенсивність потоків інфрачервоного випромінювання має не перевищувати допустимих значень відповідно до ГОСТ 12.1.005-88 [9] (табл. 6.2.6).

Таблиця. 6.2.6 - Допустимі параметри електромагнітних неіонізуючих випромінювань і електростатичного поля

Види поля	
-----------	--

	Допустима поверхнева щільність потоку енергії, Вт/кв.м
Електромагнітне поле оптичного діапазону в ультрафіолетовій частині спектру УФ-С (220 — 280 нм)	0,001
Електромагнітне поле оптичного діапазону в ультрафіолетовій частині спектру УФ-В (280 — 320 нм)	0,01
Електромагнітне поле оптичного діапазону в ультрафіолетовій частині спектру УФ-А (320 — 400 нм)	10,0
Електромагнітне поле оптичного діапазону в видимій частині спектру 400 — 760 нм	10,0
Електромагнітне поле оптичного діапазону в інфрачервоній частині спектру 0,76 — 10,0 мкм	35,0 — 70,0
Напруженість електричного поля відеодисплейного терміналу	20кВ/м

Для дотримання наведених нормативів слід використовувати офісну техніку з сертифікатом якості та дотримуватися встановлених режимів праці та відпочинку з ПК.

6.3 Безпека у надзвичайних ситуаціях. Дослідження області працездатності РЕС електрогідравлічного регулятора в умовах дії загрозливих чинників надзвичайних ситуацій

#### 6.3.1 Дія електромагнітних випромінювань на радіоелектронні системи

У елементній базі радіоелектронної системи (РЕС) під впливом іонізуючих випромінювань можлива зміна майже усіх експлуатаційних і електричних характеристик, що залежить від проходження процесів іонізації і порушення будови матеріалів.

Під час електромагнітного імпульсу можуть спостерігатись високі імпульси напруг і струмів у провідниках і кабелях зв'язку, електропередач, автоматичних систем управління і систем обчислювальних машин, антенах радіостанцій та ін [10].

6.3.2 Визначення області працездатності приладу в умовах дії електромагнітних випромінювань

Вихідні дані:  $U_{ж} = 12 \pm 5\% \text{ В}$ ;  $l_{Г} = 0,2 \text{ м}$ ;  $l_{В} = 0,1 \text{ м}$ .

За критерій стійкості РЕС в умовах дії електромагнітного імпульсу приймається коефіцієнт безпеки, який визначається за формулою [10]

$$K = 201g \frac{U_{д}}{U_{Г}} \geq 40 \text{ [дБ]}. \quad (6.1)$$

Визначаємо допустиме коливання напруги живлення

$$U_{д} = U_{ж} + \frac{U_{ж}}{100} N \text{ [В]}; \quad (6.2)$$

$$U_{д} = 12 + \frac{12}{100} 5 = 12,6 \text{ (В)},$$

де  $U_{ж}$  – робоча напруга живлення, В;

$N$  – допустимі коливання напруги, %.

З формули (5.1) виразимо горизонтальну складову напруги наведених на струмопровідних частинах РЕС

$$U_{Г} = \frac{U_{д}}{100} \text{ [В]}; \quad (6.3)$$

$$U_{Г} = \frac{12,6}{100} = 0,13 \text{ (В)}.$$

Визначаємо допустиму вертикальну складову напруженості електромагнітного поля, при якому коефіцієнт безпеки знаходиться в межах допустимого



$$U_{\Gamma} = E_B l_{\Gamma} \text{ [В]}, \quad (6.4)$$

$$E_B = \frac{U_{\Gamma}}{l_{\Gamma}} \text{ [В/м]}; \quad (6.5)$$

$$E_B = \frac{0,13}{0,2} = 0,65 \text{ ( В/м)}.$$

Отже, область працездатності приладу обмежена значенням вертикальної складової напруженості електромагнітного поля від 0 до 0,65 В/м.

6.3.3 Розробка превентивних заходів розширення області працездатності РЕС електрогідравлічного регулятора в умовах дБНС

Найбільш ефективним способом підвищення збільшення стійкості роботи РЕС є екранування системи або її елементів. Для цього проводяться розрахунок екрану. Розраховуємо перехідне затухання енергії електричного поля сталевим екраном:

$$A = K_{\text{ном}} - K_{\text{мін}} \text{ [дБ]}; \quad (5.6)$$

$$A = 40 - (-40) = 80 \text{ ( дБ)},$$

де  $K_{\text{ном}}$  – номінальний коефіцієнт безпеки ( $K_{\text{ном}} = 40$  дБ);

$K_{\text{мін}}$  – мінімальний розрахунковий коефіцієнт безпеки ( $K_{\text{мін}} = -40$  дБ).

Товщину захисного екрану знаходимо за формулою:

$$t = \frac{A}{k\sqrt{f}} \text{ [см]}; \quad (5.7)$$

$$t = \frac{80}{5,2 \cdot \sqrt{15000}} = 0,126 \text{ ( см)} = 1,26 \text{ ( мм)},$$

де  $k$  – коефіцієнт, який для сталевго екрану дорівнює 5,2;

$f$  – найбільш характерна частота, Гц ( $f = 15000$  Гц).

Зростання стійкості роботи РЕС електрогідравлічного регулятора можна досягти через посилення найбільш слабких елементів і ділянок системи, а також завчасним впровадженням комплексу технологічних, інженерно-технічних та організаційних заходів, що спрямовані на максимальне зниження дії уражаючих факторів і створення умов для відновлення працездатності пристрою.

#### 6.4. Висновки

1. Розроблено заходи на забезпеченню безпечних умов праці при розробленні та випробуваннях насоса з електрогідравлічним регулятором.
2. Досліджено область працездатності РЕС електрогідравлічного регулятора в умовах впливу загрозливих факторів підзвичайних ситуацій. Застосування екранування РЕС суттєво розширює її область працездатності в умовах дії електромагнітного імпульсу.

## ВИСНОВКИ

Проведені в рамках виконання магістерської кваліфікаційної роботи дослідження дозволили зробити наступні висновки.

1. Однією з основних тенденцій розвитку гідросистем мобільних машин є перехід від нерегульованих насосів до регульованих. Найбільш ефективними є регульовані насоси, оснащені багаторежимними електрогідравлічними регуляторами.

2. Застосовано нову схему електрогідравлічного регулятора насоса, що забезпечує його роботу у трьох режимах:

- роботу на холостому ходу;
- роботу з чутливістю до навантаження;
- роботу в режимі захисту від перенавантаження.

Наявність трьох режимів дозволяє зменшити втрати потужності на холостому ходу, забезпечити пропорційне керування витратою насоса та його тиску в режимі регулювання та захист насоса від виходу з ладу при навантаженнях, що перевищують допустимі.

3. Створена нелінійна модель насоса з регулятором дозволила визначити статичні, динамічні та енергетичні характеристики насоса за допомогою методу Розенброка та програмного засобу MATLAB-Simulink.

4. Проведені дослідження стійкості роботи насоса дозволили визначити діапазони зміни основних параметрів, в яких забезпечується роботоздатність насоса:

$$k_z = (3 \dots 5) \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$f_e = (1 \dots 2) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2;$$

$$f_0 = (3 \dots 5) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2;$$

$$\Delta p_g = (1,0 \dots 2,0) \text{ МПа};$$

$$f_x = (1 \dots 3) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2;$$

$$d_p = (1,6 \dots 1,9) \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

5. Визначено параметри що в найбільшій мірі впливають на величину часу регулювання. Для забезпечення часу регулювання  $t_p < 0,6$  с необхідно вибрати параметри з таких діапазонів

$$\Delta p_g = (1,0 \dots 3,0) \text{ МПа};$$

$$k_z = (2 \dots 5) \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$f_e = (1,0 \dots 1,5) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2;$$

$$f_0 = (2 \dots 5) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2;$$

$$k_x = (2 \dots 3) \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$f_x = (1 \dots 2) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2;$$

$$d_p = (1,6 \dots 1,7) \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

6. Визначено параметри що в найбільшій мірі впливають на величину перерегулювання. Для забезпечення величини  $\sigma < 40$  % параметри слід вибрати з таких діапазонів

$$f_e = (1,5 \dots 1,8) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2;$$

$$f_0 = (3 \dots 5) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2;$$

$$k_x = (4 \dots 6) \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$d_p = (1,7 \dots 2,0) \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

7. Мінімальне значення критерію ефективності  $k_e$  було знайдено в досліді № 16 і воно становило  $k_e = 0,56$ . При цьому досягаються такі значення складових критерію ефективності:

$$A = 6,9 \%,$$

$$t_p = 0,4 \text{ с},$$

$$\sigma = 20 \%,$$

$$P_e = 746 \text{ Вт}.$$

Такі показники досягаються при наступному сполученні конструктивних параметрів регулятора насоса

$$f_0 = 3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2,$$

$$k_z = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м},$$

$$f_x = 1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

найдені значення параметрів  $f_0$ ,  $k_z$ ,  $f_x$  використані при конструюванні експериментального зразка електрогідравлічного регулятора насоса.

8. Вартість науково-дослідної роботи пов'язана з розробленням електрогідравлічного регулятора насоса складає 2125904,1 грн. Вартість робіт, що пов'язані з впровадженням на виробництво розробки складає 10778506,0 грн. Інвестор отримає економічний ефект від впровадження у розмірі 17965000,0 тис грн на протязі 2024 – 2026 років при інвестуванні 10775000,0 тис грн. Термін окупності затрат складає  $T_o = 2,6$  роки, що свідчить про привабливість розробки для інвестора.

9. Розроблено заходи по забезпеченню безпечних умов праці при розробленні та випробуваннях насоса з електрогідравлічним регулятором.

10. Досліджено область працездатності PEC електрогідравлічного регулятора в умовах впливу загрозових факторів підзвичайних ситуацій. Застосування екранування PEC суттєво розширює її область працездатності в умовах дії електромагнітного імпульсу.

11. Розроблено заходи по забезпеченню безпечних умов праці при розробленні та випробуваннях насоса з електрогідравлічним регулятором.

12. Досліджено область працездатності PEC електрогідравлічного регулятора в умовах впливу загрозових факторів підзвичайних ситуацій. Застосування екранування PEC суттєво розширює її область працездатності в умовах дії електромагнітного імпульсу.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Lovrec, D. and Tič, V., Speed-controlled Hydraulic Drive Systems for Heavy Machinery. *IMK-14 Research & Development in Heavy Machinery* 27(2021)2, EN 61-72, doi: 10.5287/IMK2102061L

2. Quan, Z.; Gu, L.; Wei, Z.; Li, Y.W.; Quan, L. A survey of powertrain technologies for energy-efficient heavy-duty machinery. *Proceedings of the IEEE*, 109(3), pp. 279-308, 2021, doi:10.1109/JPROC.2021.3051555

3. Hu, Q., Zhang, H., Tian, S. and Qin, X., 2017. Model reduction of a load-sensing hydraulic system via activity index analysis/Analiza indeksa aktivnosti za redukcijo modela hidravlicnega sistema z zaznavanjem obremenitve. *Strojnski Vestnik-Journal of Mechanical Engineering*, 63(1), pp.65-78. DOI:10.5545/sv-jme.2016.3450

4. Lovrec, D. and Detiček, E., 2009. Improvement of the statical behaviour of pressure controlled axial piston pumps. *J. Mech. Eng.* 55(12), pp.766-774.

5. Cheng, M., Sun, B., Ding, R. and Xu, B., 2021. A Multi-mode Electronic Load Sensing Control Scheme with Power Limitation and Pressure Cut-off for Mobile Machinery. *Chinese Mechanical Engineering Society and Springer-Verlag Berlin Heidelberg* 2017, p. 10,doi.org/10.21203/rs.3.rs-602646/v1

6. Козлов Л. Г. Стійкість гідропривода з пропорційним керуванням при знакозмінному навантаженні / Л.Г. Козлов, Я.В. Шаматієнко, А.І. Ковалчук, В.М. Черніюк – Хмельницький: Вісник ХНУ, 2010. № 3. – С. 163-168.

7. LUDV control block of mono and sandwich plate design / Bosch Rexroth AG. *Hydraulicsc.* 2006. – P. 15.

8. Load-independent proportional valve. Type PVG 120: Catalogue HK.51.A1.02. Danfoss 1991. – 11 с.

9. Розрахунок параметрів і вибір гідроагрегатів виконавчого контуру схеми гідроприводу / [авт. кол. : Буренніков Ю. А., Козлов Л. Г., Репінський С. В. та ін.]. – Вінниця: ВНТУ, 2009. – 68 с

10. Козлов Л. Г. Вдосконалення систем керування гідроприводів з LS-регулюванням: дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.02.03. / Л. Г. Козлов; Вінниц. нац. техн. ун-т. – Вінниця, 2000. – 320 с.

11. Козлов Л. Г. Динамічні характеристики мультирегуляторного привода гідроманіпулятора / В.Б. Струтинський, Л.Г. Козлов // Гідромеханіка в інженерній практиці: тези доповідей XIX міжнародної науково-технічної конференції. – м. Кіровоград, 2014, 21-24 травня. – С. 72-73.

12. Козлов Л. Г. Вплив параметрів системи керування на стійкість гідропривода інваріантного до знакозмінного навантаження / Л. Г. Козлов, І. В. Бойко, О. В. Піонткевич // Наукові нотатки ЛНТУ. – 2013. – №40. – С. 118 – 124.

13. Козлов Л. Г. Енергоощадний гідропривод, чутливий до навантаження на базі мультирежимного розподільника / Л. Г. Козлов, О. П. Петров // Промислова гідравліка та пневматика. – 2012. – №3. – С. 77 - 80.

14. Козлов Л. Г. Зменшення втрат потужності в гідравлічних системах мобільних машин / Л. Г. Козлов // Наукові нотатки ЛНТУ. – 2011. – №4. – С. 101 – 107

15. Козлов Л. Г. Мехатронна гідросистема мобільної машини / Л.Г. Козлов // Вісник Східноукраїнського університету імені Володимира Даля. – 2012. – № 6. – С. 22 - 30.

16. Огляд конструкцій та характеристики сучасних регуляторів для насосів змінного робочого об'єму / Товкач А.О., Козлов Л. Г., Стимковський В. А., Грабовський Д. І. // Матеріали ІІІ науково-технічної конференції підрозділів Вінницького національного технічного університету НТКАП ВНТУ – 2023, 21-23 червня 2023 р., стор 2816-2819.

17. Axial-Piston Variable Pump A10VS0: Catalog RA 92714-A/06.11 of Bosch Rexroth Corp. [Electronic resource]. – Mode of access: URL : [http://www.boschrexroth.com/RDSearch/rd/r\\_a-92714/raa-92714\\_2011-06.pdf](http://www.boschrexroth.com/RDSearch/rd/r_a-92714/raa-92714_2011-06.pdf). – Title from the screen.

18. Load-independent proportional valve. Type PVG 120: Catalogue of Danfoss Hydraulics [Electronic resource]. – Mode of access : URL : [http://dmhydro.co.kr/pds/data/pds0001/PVG\\_120\\_HK51A302.pdf](http://dmhydro.co.kr/pds/data/pds0001/PVG_120_HK51A302.pdf). - Title from the screen.

19. Дубінський В. В. Урахування дисипативних сил при аналізі динаміки гідроприводів / В. В. Дубінський, С. П. Кулініч // Вісник Сумського державного університету. Серія «Технічні науки». – 2005. – № 12(84). – С. 86 – 91.

20. Ельперін І. В. Промислові контролери: навч. посібник для студ. вищих навч. закладів / І. В. Ельперін. – К.: НУХТ, 2003. – 320 с.

21. Екскаватор-навантажувач БАМ-2014 та модифікації. Інструкція по експлуатації 15.000.000 – 2018 р. – 150 с.

22. Крикун Г.В. Вибір раціональних параметрів електромагніту для однокаскадних гідропідсилювачів / Г.В. Крикун // Вісник Сумського державного університету. Серія технічні науки. – 2004. – № 13(72). – С. 75-80.

23. Ніконов О.Я. Електрогидравлічна система керування начіпним обладнанням тракторів / О.Я. Ніконов, С. Скворчевський // Вісник аграрної науки Причорномор'я. – Миколаїв: МДАУ, 2007. – №2. – С. 110-112.

24. Пелевін Л. Є. Основи проектування та регулювання гідро- та пневмоприводів будівельних машин : навч. посіб. / Л. Є. Пелевін, О. М. Гаркавенко, С. Ю. Комоцька. – К.: КНУБА, 2006. – 80 с.

25. Пелевін Л. Є. Гідро- та пневмоприводи будівельних машин: підручник за спец. "Підйомно- транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні машини та обладнання" / Л. Є. Пелевін [та ін.]. – К.: КНУБА, 2000. – 177 с.

26. Машинобудівна компанія «Будагромаш». Виробник екскаваторів, навантажувачів та бурільно-кранових машин. Каталог продукції. [www.budagromash@gmail.com](mailto:www.budagromash@gmail.com)

27. Сайт національної комісії з державного регулювання у сфері енергетики та комунальних послуг <https://www.nerc.gov.ua/>

28. Методичні вказівки до виконання економічної частини магістерських кваліфікаційних робіт / Уклад. : В. О. Козловський, О. Й. Лесько, В. В. Кавецький. – Вінниця : ВНТУ

29. Мережа Internet: Каталог продукції фірми Siemens. Режим доступу: <https://www.siemens.com/ua/ru/home.html>

30. Сайт виробника гідроприводів «Гідросила». Режим доступу: <https://www.hydroсила.com/>

31. ДСТУ OHSAS 18002:2015. Системи управління гігієною та безпекою праці. Основні принципи виконання вимог OHSAS 18001:2007 (OHSAS 18002:2008, IDT). К. : ГП «УкрНИУЦ», 2016. 21 с.



32. НПАОП 0.00-7.15-18 Вимоги щодо безпеки та захисту здоров'я працівників під час роботи з екранними пристроями. URL: [http://sop.zp.ua/norm\\_praop\\_0\\_00-7\\_15-18\\_01\\_ua.php](http://sop.zp.ua/norm_praop_0_00-7_15-18_01_ua.php).

33. Гігієнічна класифікація праці (за показниками шкідливості і небезпеки факторів виробничого середовища від 12.08.1986 № 4137-86. - [Електронний ресурс] - Режим доступу: <http://zakon4.rada.gov.ua/laws/show/v4137400-86>

34. ДСН 3.3.6.042-99 Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень. - [Електронний ресурс] - Режим доступу: <http://mozdocs.kiev.ua/view.php?id=1972>

35. ДБН В.2.5-28-20018 Природне і штучне освітлення - [Електронний ресурс] - Режим доступу: <http://document.ua/prirodne-i-shtuchne-osvitlennja-nor8425.html>

36. ДСН 3.3.6.037-99 Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку. - [Електронний ресурс] - Режим доступу: <http://document.ua/sanitarni-normi-virobnichogo-shumu-ultrazvuku-ta-infrazvuku-nor4878.html>

37. ДСНіПЗ.3.6.096-2002. Державні санітарні норми і правила при роботі з джерелами електромагнітних полів. URL: <http://zakon2.rada.gov.ua/laws/show/z0203-03>.

38. ДСанПіН 3.3.6-2002 Державні санітарні норми і правила при роботі з джерелами електромагнітних полів - [Електронний ресурс] - Режим доступу: <http://zakon.nau.ua/doc/?code=z0203-03>

39. НПАОП 0.00-7.11-12. Загальні вимоги стосовно забезпечення роботодавцями охорони праці працівників. URL: <http://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0226-12>.

40. Методичні вказівки до самостійної та індивідуальної роботи з дисципліни "Цивільний захист та охорона праці в галузі. Частина 1. Цивільний захист" / Уклад. О. В. Поліщук, О. В. Березюк, М. С. Лемешев. – Вінниця : ВНТУ, 2017. – 32 с.

Додаток А

**Кафедра Технологій та автоматизації машинобудування**

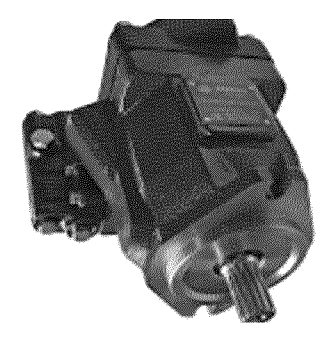
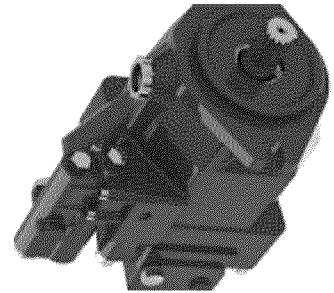
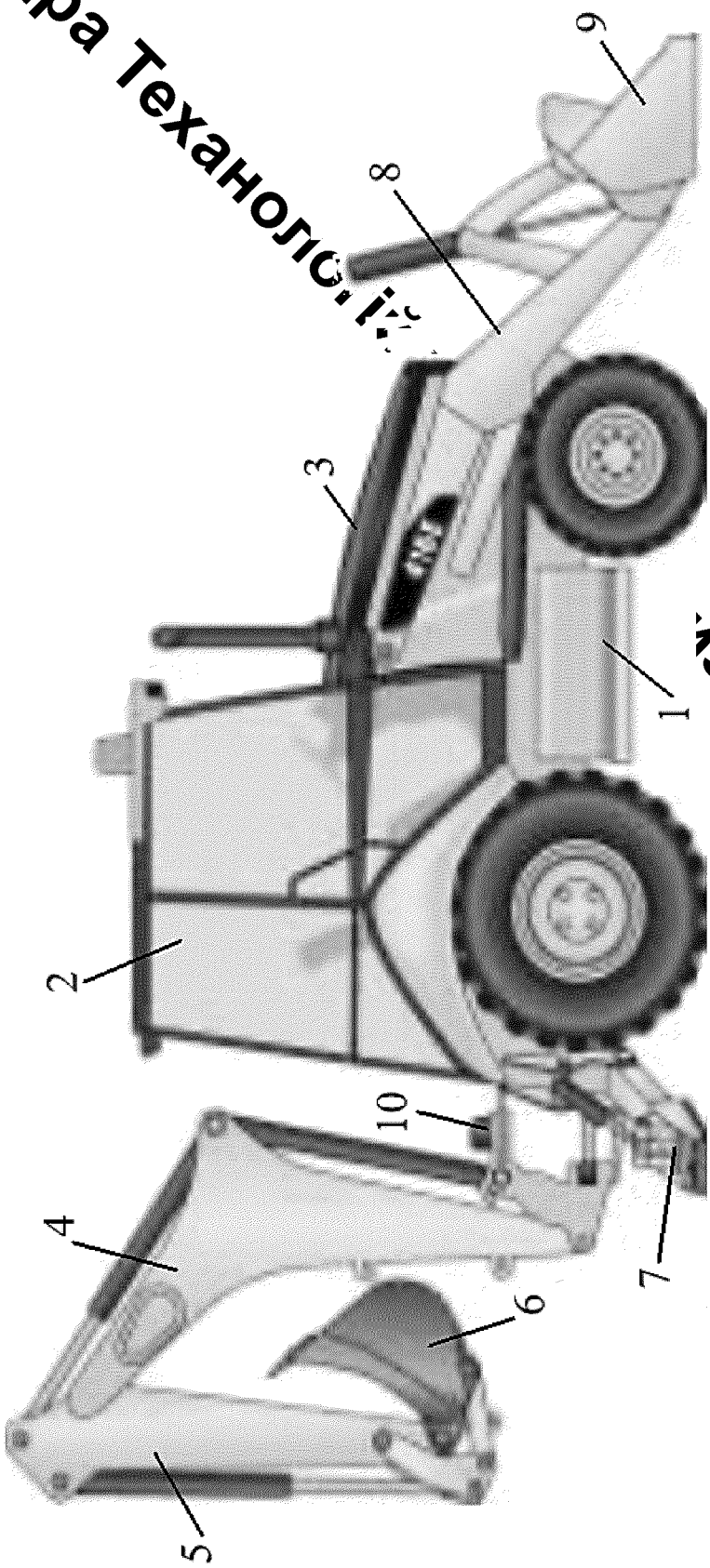
## Додаток Б

## ІЛІСТРАТИВНА ЧАСТИНА

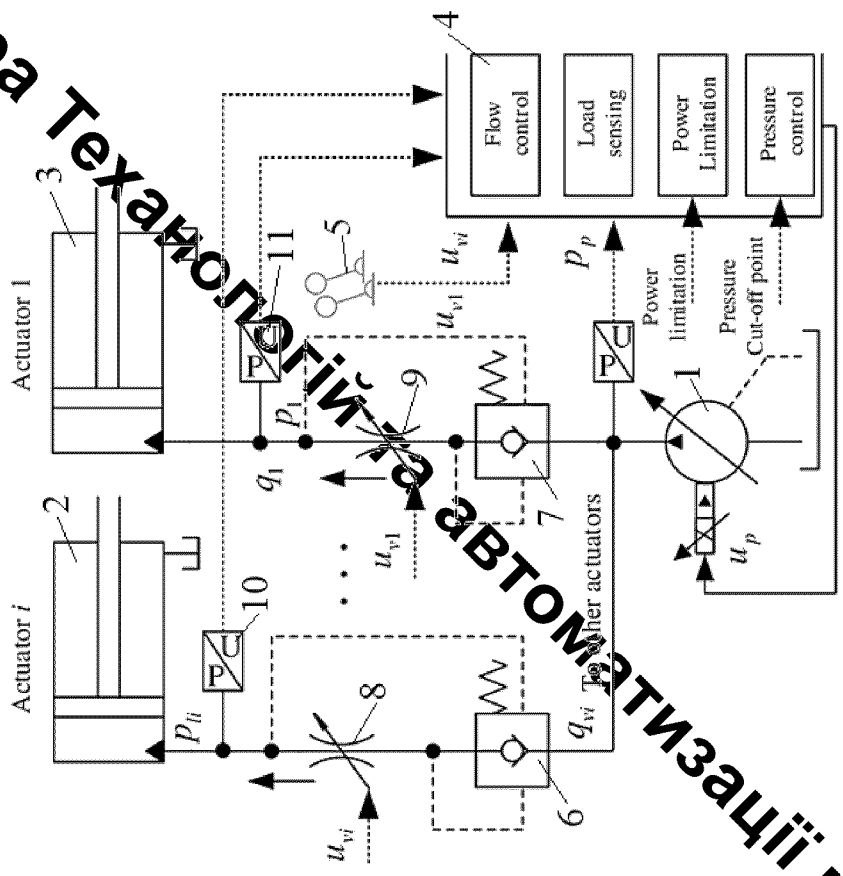
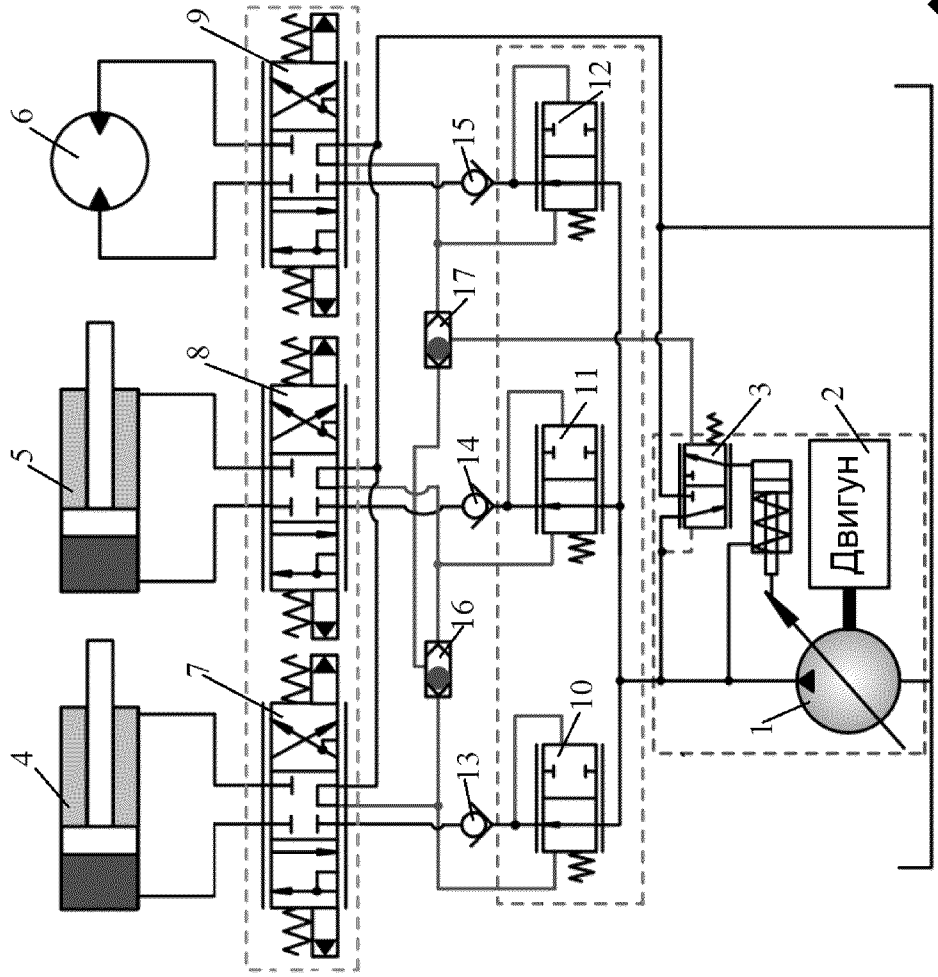
**«РОЗРОБЛЕННЯ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНОГО РЕГУЛЯТОРА ДЛЯ  
НАСОСА ЗМІННОГО РОБОЧОГО ОБ'ЄМУ»**

Частина 1 «Моделювання роботи гідросистеми з насосом змінного робочого  
об'єму та електрогідравлічним регулятором»

Кафедра Технологій та Автоматизації машинобудування



Кафедра Технолоґічного Автоматизації машинобудування



Гідросистеми на основі регульованих насосів з багаторежимними регуляторами



$$I \frac{d^2 \gamma}{dt^2} = P_{n1} \cdot f_5 \cdot l - p_e \cdot f_4 \cdot l - \frac{\pi \cdot \rho \cdot v_k \cdot d_4 \cdot l_4 \cdot l^2}{\varepsilon_0} \cdot \frac{d\gamma}{dt} \cdot \cos \gamma - M_{v2} + m_0 + m_1 \cdot Q_{n1} + \quad (1)$$

$$+ m_2 \cdot P_{n1} + m_3 \cdot Q_{n1}^2 + m_4 \cdot P_{n1}^2 + m_5 \cdot P_{n1} \cdot Q_{n1} + m_f(\omega_x),$$

$$m_x \frac{d^2 x}{dt^2} = P_x \cdot \frac{\pi \cdot d_x^2}{4} - k_m \cdot i_{m1} - \left( \frac{\pi \cdot \rho \cdot v \cdot d_x \cdot l_x}{\varepsilon_x} \right) \cdot \frac{dx}{dt} \quad (2)$$

$$m_p \frac{d^2 z}{dt^2} = P_{n1} \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} - P_x \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} - c_p \cdot (H_p + z) - \frac{\pi \cdot v_k \cdot d_p \cdot p}{\rho} \cdot \frac{dz}{dt} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} & \mu \cdot k_z \cdot z \sqrt{\frac{2 \cdot |P_{n1} - P_0|}{\rho}} \cdot \text{sign}(P_{n1} - P_0) = \\ & = \mu \cdot f_0 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot P_0}{\rho}} + \beta_p \cdot W_0 \frac{dp_0}{dt} + \mu \cdot f_e \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |P_0 - P_e|}{\rho}} \cdot \text{sign}(P_0 - P_e). \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} & \mu \cdot f_e \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |P_0 - P_e|}{\rho}} \cdot \text{sign}(P_0 - P_e) = \beta_e \cdot W_e \frac{dp_e}{dt} + \\ & + \exp(A_e \cdot P_e + B_e \cdot f + C_e \cdot \varepsilon_e + D_e) - f_4 \cdot l \cdot \frac{d\gamma}{dt} \cdot \cos \gamma. \end{aligned} \quad (5)$$

$$\mu \cdot f_x \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{n1} - p_x|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_{n1} - p_x) = \mu \cdot \pi \cdot d_x \cdot \sin \frac{\alpha_x}{2} \cdot x \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_x}{\rho} + \beta_p \cdot W_x \frac{dp_x}{dt}}$$

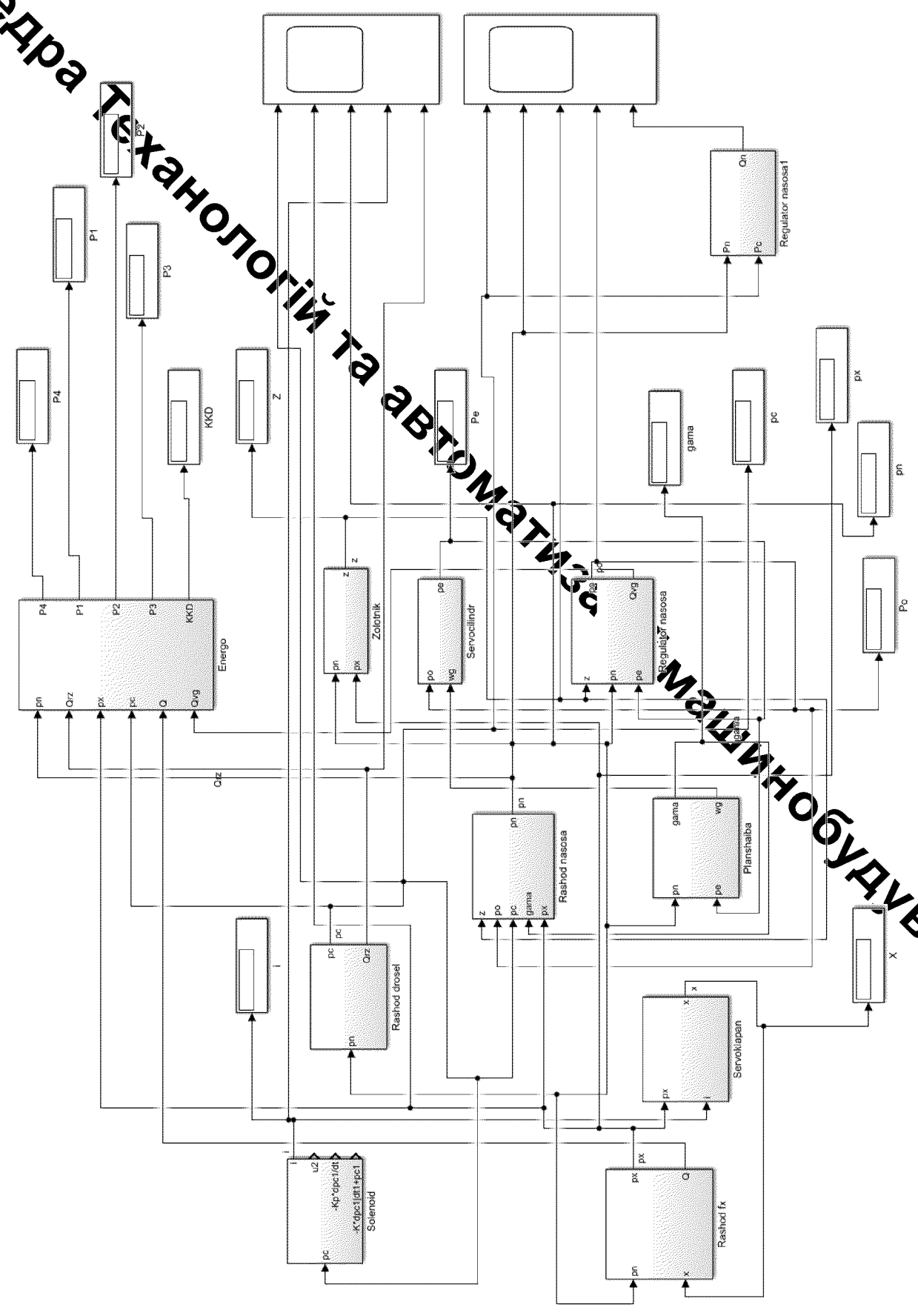
$$F_7 \cdot d_8 \cdot k_1 \cdot n_n \cdot t g \gamma - k_{n1} \cdot p_n = \mu f p \sqrt{\frac{2|p_n - p_c|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_n - p_c) \quad (7)$$

$$\mu \cdot k_z \cdot z \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_n - p_0|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_n - p_0) + \beta_n \cdot W_{n1} \frac{dp_n}{dt} + \mu f_x \sqrt{\frac{2|p_n - p_x|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_n - p_x); \quad (8)$$

$$p_c \cdot k_u \cdot k_c \cdot [F_k(i_{pc})] \cdot L_e \frac{di_{m1}}{dt} + i_{m1} \cdot R_e; \quad (9)$$

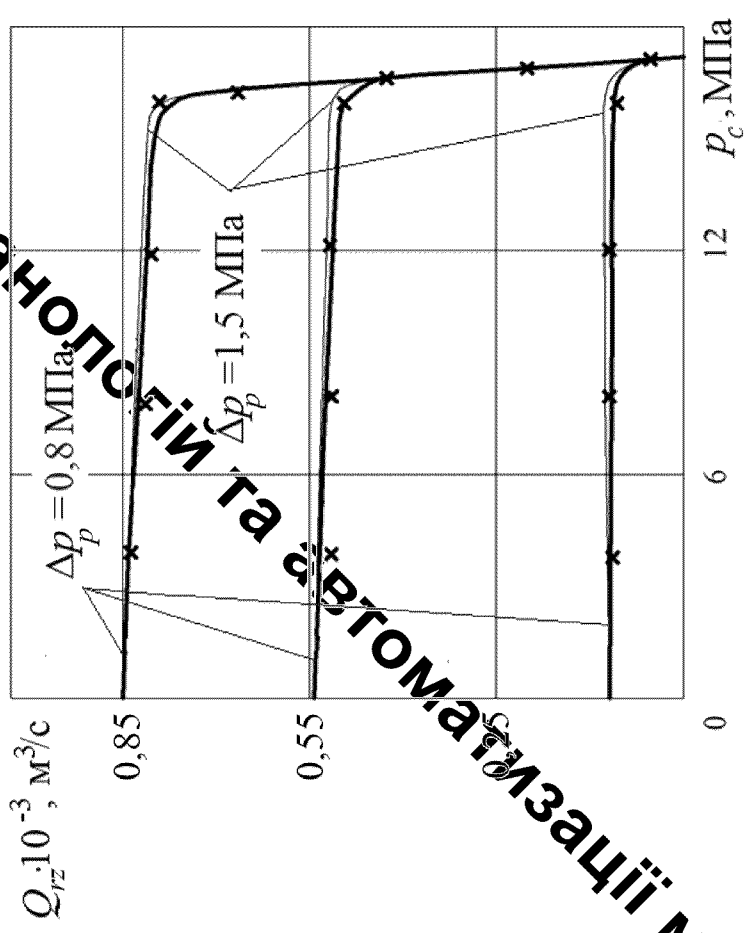
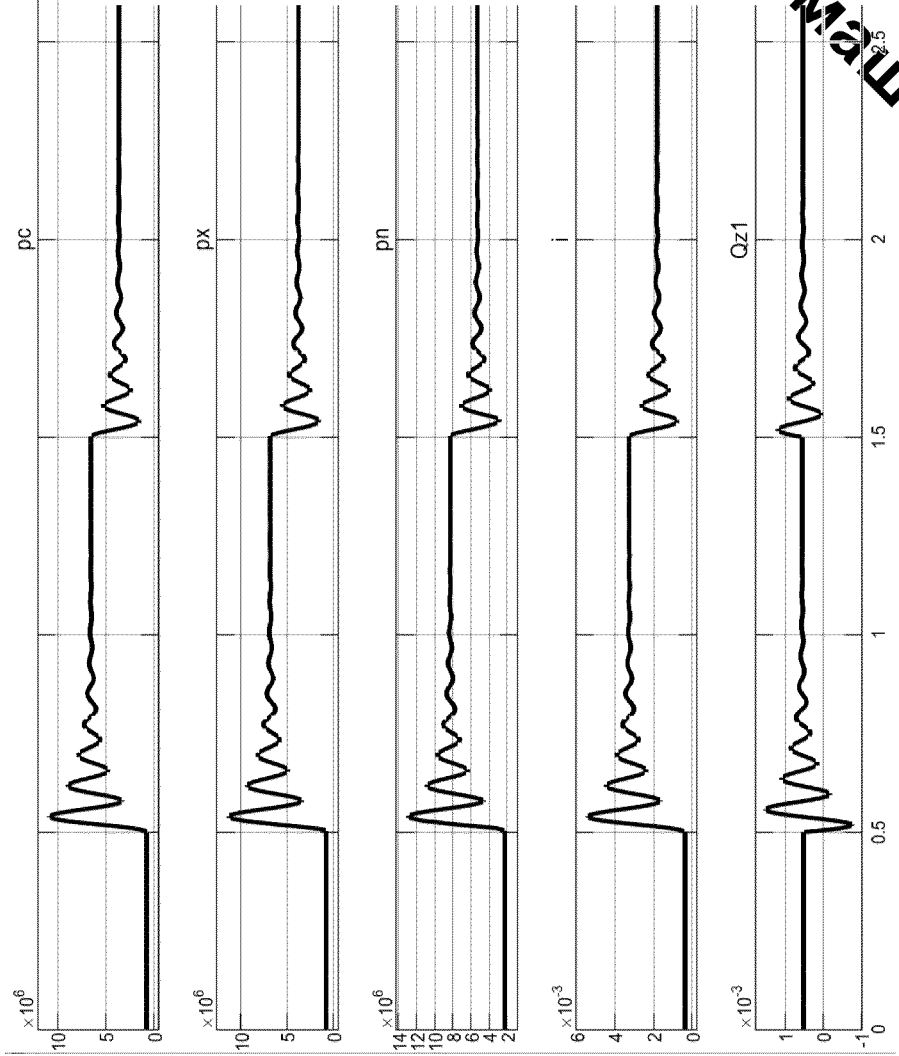
$$\mu f p \sqrt{\frac{2|p_n - p_c|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_n - p_c) = \mu f c \sqrt{\frac{2p_c}{\rho} + \beta \cdot W_c \frac{dp_c}{dt}} \cdot \quad (10)$$





Блок-схема розв'язання рівняння математичної моделі



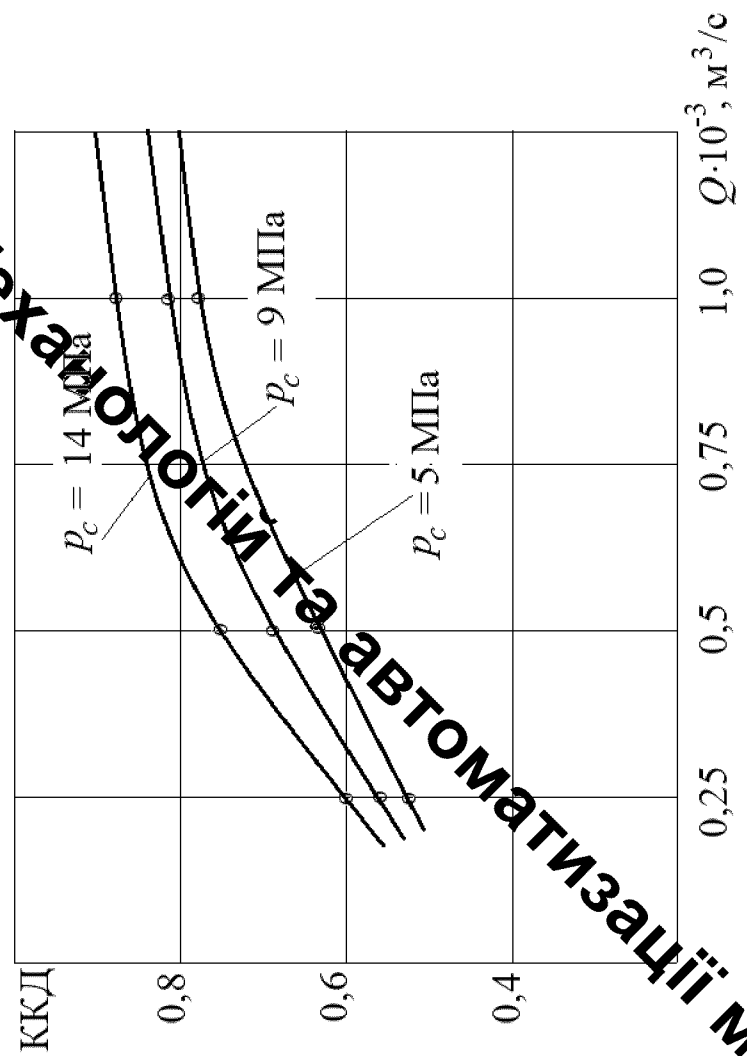
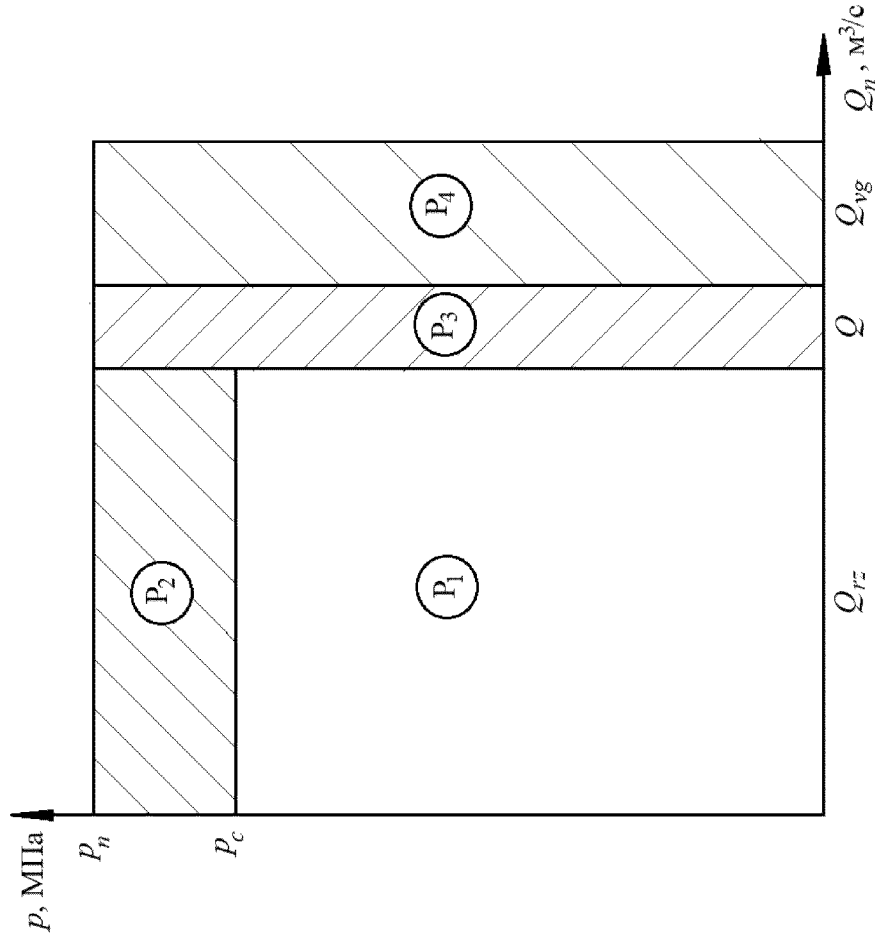


Перехідний процес в насосі при зменшенні та збільшенні навантаження

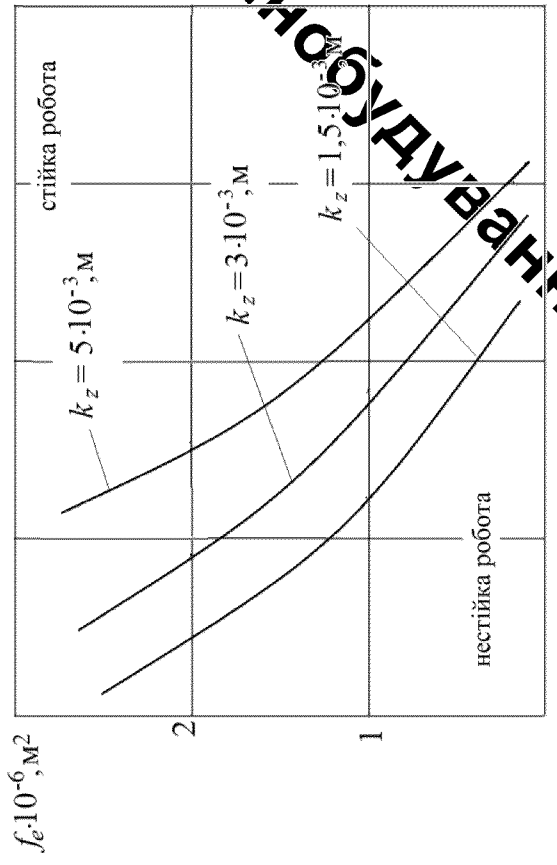
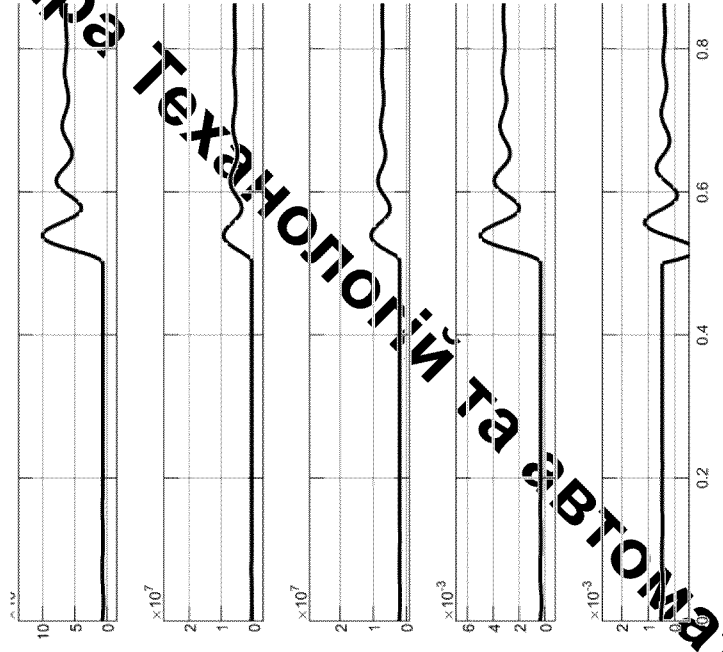
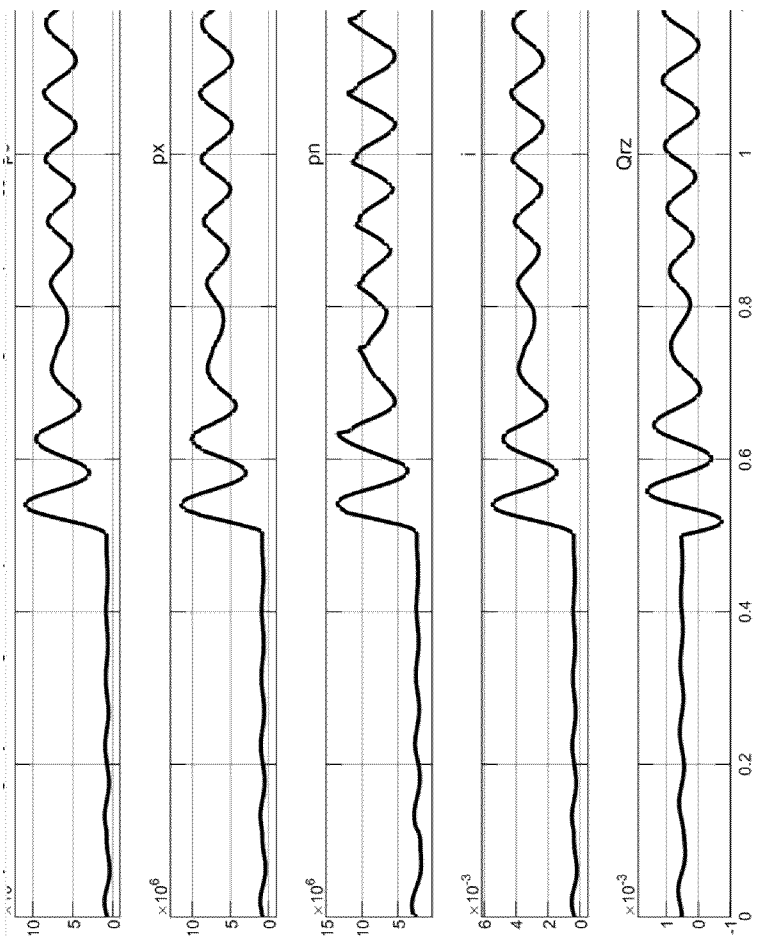
Статична характеристика насоса

Кафедра Технологій та Автоматизації Машинобудування

# Кафедра Технологій та Автоматизації машинобудування



Енергетична характеристика насоса



Діапазони зміни основних параметрів, в яких забезпечується роботоздатність насоса:

$$k_z = (3 \dots 5) \cdot 10^{-3} \text{ М};$$

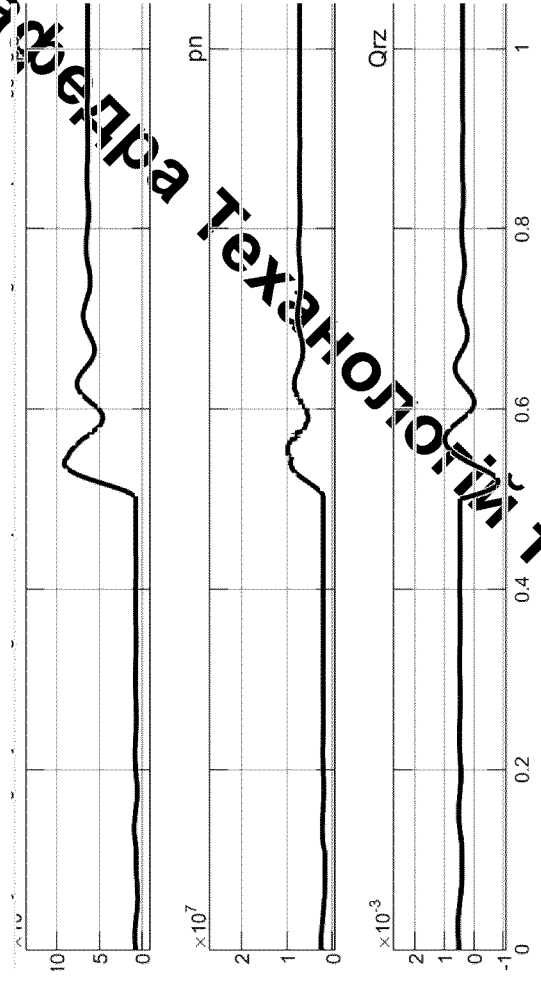
$$f_e = (1 \dots 2) \cdot 10^{-6} \text{ М}^2;$$

$$f_0 = (3 \dots 5) \cdot 10^{-6} \text{ М}^2;$$

$$\Delta p_g = (1,0 \dots 2,0) \text{ МПа};$$

# Кажетра

# Технологія та автоматизація машинобудування



Для забезпечення часу регулювання  $t_p < 0,6$  с необхідно вибрати параметри з таких діапазонів

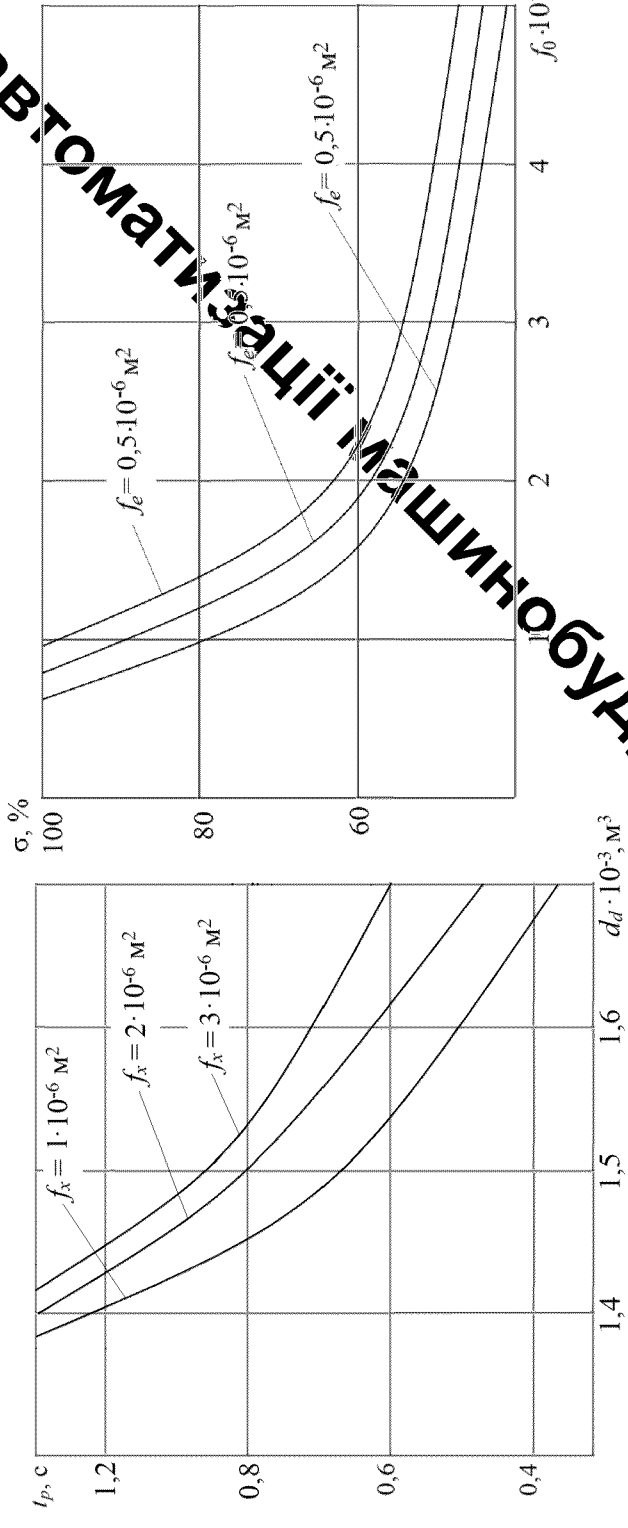
$$\Delta p_{g.} = (1,0 \dots 3,0) \text{ МПа};$$

$$k_z = (2 \dots 5) \cdot 10^{-3} \text{ М};$$

$$f_e = (1,0 \dots 1,5) \cdot 10^{-6} \text{ М}^2;$$

$$f_0 = (2 \dots 5) \cdot 10^{-6} \text{ М}^2;$$

$$k_x = (2 \dots 3) \cdot 10^{-3} \text{ М};$$



## Параметричний синтез

Пара метр	Діапазон зміни значення	Одиниці вимірювання	Характеристики	
			Статичні	Енергетичні
$f_e$	$(0,5 \dots 1,5) \cdot 10^{-6}$	м <sup>2</sup>	0	0
$f_0$	$(1,0 \dots 5) \cdot 10^{-6}$	м <sup>2</sup>	+	++
$k_z$	$(1,5 \dots 5,0) \cdot 10^{-3}$	м	+	+
$\Delta p_g$	1,5...3,0	МПа	+	+
$W_{об}$	$(0,5 \dots 1,5) \cdot 10^{-3}$	м <sup>3</sup>	0	0
$k_x$	$(1,0 \dots 3,0) \cdot 10^{-3}$	м	0	+
$f_x$	$(1,0 \dots 3,0) \cdot 10^{-6}$	м <sup>2</sup>	+	++
$d_B$	$(1,4 \dots 1,7) \cdot 10^{-3}$	м	+	+

$$k_e = k_1 \frac{A}{A_{max}} + k_2 \frac{t_p}{t_{p max}} + k_4 \frac{\sigma}{\sigma_{max}} + k_4 \frac{P_b}{H_b max}$$

№ досліду	$f_0 \cdot 10^{-6}$ м <sup>2</sup>	$k_z \cdot 10^{-6}$ м <sup>2</sup>	$f_x \cdot 10^{-6}$ м <sup>2</sup>	A, %	$\frac{t_p}{t_{p max}}$	$\frac{\sigma}{\sigma_{max}}$	$\sigma$ , %	$P_b$ , Вт	$k_e$
9	1	3	5	6,6	1,1	1,1	40	641	0,70
16	3	5	1	6,9	0,4	0,4	20	746	0,56
17	3	5	2	7,1	0,6	0,6	40	814	0,68
18	3	5	3	7,2	0,58	0,58	35	882	0,75
25	5	5	5	8,3	0,6	0,6	30	1035	0,79

Такі показники досягаються при наступному сполученні конструктивних параметрів регулятора насоса:

$$f_0 = 3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2,$$

$$k_z = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м},$$

$$f_x = 1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

1. Мінімальне значення критерію ефективності  $k_e$  було знайдено в досліді

№ 16 і воно становило  $k_e = 0,56$ . При

цьому досягаються такі значення складових критерію ефективності:

$$A = 6,6\%$$

$$t_p = 0,4 \text{ с},$$

$$\sigma = 20\%$$

$$P_e = 746 \text{ Вт}.$$

12  
Кафедра Технічної Автоматизації

13

Кафедра

В результаті виконання науково-дослідної роботи створено електрогідравлічний регулятор для регульованого насоса. Такий насос забезпечує зменшення непродуктивних витрат потужності, можливість регулювання швидкості руху робочих органів машини і підвищення якості виконуваних робіт, а також зменшення динамічних навантажень на робочі органи, що збільшує термін експлуатації машини.

2. Вартість науково-дослідної роботи пов'язана з розробленням електрогідравлічного регулятора насоса складає 2125904,1 грн.

3. Вартість робіт, що пов'язані з впровадженням виробництва розробки складає 10778506,0 грн.

4. Інвестор отримує економічний ефект від впровадження у розмірі 17965000,0 тис грн на пролязі 2024 – 2026 років при інвестуванні 10775000,0 тис грн.

5. Термін окупності затрат складає  $T_{ок} = 2,6$  роки, що свідчить про привабливість розробки для інвестора.

ІНСТИТУТ МАШИНОБУДУВАННЯ  
ЗАВТОМАТИЗАЦІЇ



## ВИСНОВКИ

Проведені в рамках виконання магістерської кваліфікаційної роботи дослідження дозволили зробити наступні висновки.

1. Однією з основних тенденцій розвитку гідросистем мобільних машин є перехід від нерегульованих насосів до регульованих. Найбільш ефективними є регульовані насоси оснащені багаторежимними електрогідравлічними регуляторами.

2. Застосовано нову схему електрогідравлічного регулятора насоса, що забезпечує його роботу у трьох режимах:

- роботу на холостому ходу;
- роботу з чутливістю до навантаження;
- роботу в режимі захисту від перенавантаження.

Наявність трьох режимів дозволяє зменшити втрати потужності на холостому ходу, забезпечити пропорційне керування витратою насоса та його тиску в режимі регулювання та захист насоса від виходу з ладу при навантаженнях, що перевищують допустимі.

3. Створена нелінійна модель насоса з регулятором дозволила визначити статичні, динамічні та енергетичні характеристики насоса за допомогою методу Розенброка та програмного засобу MATLAB-Simulink.

4. Проведені дослідження стійкості роботи насоса дозволили визначити діапазони зміни основних параметрів, в яких забезпечується роботоздатність насоса:

## ВИСНОВКИ (продовження)

9. Розроблено заходи по забезпеченню безпечних умов праці при розробленні та випробуваннях насоса з електрогідравлічним регулятором.
10. Досліджено область працездатності РЕС електрогідравлічного регулятора в умовах впливу загрозливих факторів підзвичайних ситуацій. Застосування екранування РЕС суттєво розширює її область працездатності в умовах дії електромагнітного імпульсу.
11. Розроблено заходи по забезпеченню безпечних умов праці при розробленні та випробуваннях насоса з електрогідравлічним регулятором.
12. Досліджено область працездатності РЕС електрогідравлічного регулятора в умовах впливу загрозливих факторів підзвичайних ситуацій. Застосування екранування РЕС суттєво розширює її область працездатності в умовах дії електромагнітного імпульсу.