

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:

«Електрогідравлічна система керування екскаватором малої розмірної групи»

МКР.08-26.009.00.000.113

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

 Антон СИДУР
(прізвище та ініціали)

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

«15» 12 2022 р.

Рецензент: д.т.н., проф., професор каф. АТМ
 Андрій КАШКАНОВ
(прізвище та ініціали)

«16» 12 2022 р.

Допущено до захисту

Зав. кафедри  Леонід КОЗЛОВ

«16» 12 2022 р.

Вінниця ВНТУ - 2022 рік

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

“4” 09 2022 року

ЗАВДАННЯ
НА БАКАЛАВРСЬКУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Снігуру А. К.

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Електрогідравлічна система керування екскаватором малої розмірної групи

Керівник роботи д.т.н., професор Козлов Л. Г.,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від “15” 09 2022 року № 205-А

2. Термін подання студентом роботи 15.12.2022 р.

3. Вихідні дані до роботи 1. Номінальний потік $1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$. 2. Номінальний тиск 16 МПа. 3. Максимальний тиск 20 МПа. 4. Кількість споживачів 5. 5.

Номенклатура гідроциліндрів: стріли, рукояті, ковша, повороту

4. Зміст текстової частини

1. Огляд гідросистем екскаваторів.
2. Електрогідравлічна система керування.
3. Розрахункова схема та математична модель.
4. Дослідження характеристик системи керування
5. Охорона праці.
6. Визначення ефективності застосування розробленої системи керування.
5. Перелік ілюстративного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):
 1. Схеми керування – аналоги. 2. Схема системи керування. 3. Розрахункова схема системи керування. 4. Математична модель. 5. Дослідження стійкості роботи системи керування. 6. Дослідження динамічних характеристик. 7. Показники економічної ефективності розробленої системи керування.

Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	виконання прийняв
Спеціальна частина	д.т.н., проф. Леонід КОЗЛОВ	4.09.2022	15.12.2022
Охорона праці	д.т.н., проф. Софія ДЕМВІТЬКА	4.09.2022	16.12.2022
Економічна частина	к.т.н., проф. Олександр ЛЕСЬКО	4.09.2022	16.12.2022

7. Дата видачі завдання 4.09.2022 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва та зміст етапу	Термін виконання початок закінчення	Примітка
1.	Огляд гідросистем екскаваторів.	4.09.2022 – 20.09.2022	
2.	Система керування.	21.09.2022 – 30.09.2022	
3.	Розрахункова схема та математична модель.	01.10.2022 – 15.10.2022	
4.	Дослідження характеристик системи керування	16.10.2022 – 16.11.2022	
5.	Охорона праці	17.11.2022 – 25.11.2022	
6.	Визначення ефективності застосування розробленого системи керування	26.11.2022 – 10.12.2022	
7.	Нормоконтроль	14.12.2022	
8.	Захист роботи	21.12.2022	

Студент

(підпис)

Антон СНІГУР

(ініціали і прізвище)

Керівник роботи

(підпис)

Леонід КОЗЛОВ

(ініціали і прізвище)

АНОТАЦІЯ

УДК 62-82:62-503.507

Снігур А. К. Електрогідравлічна система керування екскаватором малої розмірної групи. Магістерська кваліфікаційна робота зі спеціальності 131 – прикладна механіка, освітня програма – технології машинобудування, Вінниця: ВНТУ, 2022 р. 88 с.

На українській мові. Бібліогр.:31 назв; рис.: 27; табл. 9.

У магістерській кваліфікаційній роботі розроблено нову схему електрогідравлічної системи керування екскаватором малої розмірної групи. Система керування включає два регульованих насоса, розподільники з ручним та електричним керуванням, датчики тиску та переміщення і програмований контролер. Розроблено нелінійну математичну модель системи керування, а також програму розв'язання рівнянь математичної моделі за допомогою MATLAB-Simulink. Досліджено умови стійкості розробленої системи керування. Визначено, що стійку роботу можна забезпечити за рахунок вибору коефіцієнту підсилення робочого вікна $k_z = 1,6 \cdot 10^{-3}$ м та площі дроселя $f_0 = 1,6 \cdot 10^{-6}$ м² регулятора насосу. Розраховано вплив на динамічні характеристики сили навантаження T_c на шток гідроциліндра. Визначено, що збільшення навантаження T_c однозначно збільшує час регулювання t_p та перерегулювання σ . Для зменшення часу регулювання t_p та перерегулювання σ проведені дослідження і визначено, що для зменшення t_p та σ можна зменшити діаметр розподільника до $d_{y1} = (13...16) \cdot 10^{-3}$ м та використати гідроакумулятор $W_a = 2,6 \cdot 10^{-3}$ м³. Знайдено закон зміни величини напруги U_2 на електромагніті розподільника, при застосуванні якого перерегулювання по тиску становить $\sigma = 15\%$, а перерегулювання величини подачі насоса становить $\sigma_1 = 18\%$ при часі регулювання $t_p = 0,8$ с. Для впровадження результатів НДР у виробництво необхідні інвестиції у розмірі 16750 тис. грн. Інвестор отримує дохід на протязі 2033 – 2025 років. Термін окупності затрат 2,3. Розглянуті питання охорони праці та безпеки життєдіяльності в процесі виконання запланованих науково-дослідних робіт.

Ключові слова: Електрогідравлічна система керування, екскаватор, математичну модель, динамічні характеристики, економічна ефективність.

ANNOTATION

UDC 62-82:62-503.507

Snigur A. K. Electro-hydraulic control system for an excavator of a small size group. Master's qualification thesis on specialty 131 - applied mechanics, educational program - mechanical engineering technologies, Vinnytsia: VNTU, 2022. 88 p.

In Ukrainian. Bibliography: 31 titles; Fig.: 27; table 9.

In the master's qualification work, a new scheme of the electro-hydraulic control system of the excavator of a small size group was developed. A nonlinear mathematical model of the control system was developed, as well as a program for solving equations of the mathematical model using MATLAB-Simulink. The stability conditions of the developed control system were studied. It was determined that stable operation can be ensured by choosing the gain coefficient of the working window $k_z = 1.6 \cdot 10^{-3}$ m and the throttle area $f_0 = 1.6 \cdot 10^{-6}$ m² of the pump regulator. The impact on the dynamic characteristics of the load force T_s on the rod of the hydraulic cylinder is calculated. It was determined that an increase in the T_c load unambiguously increases the time of adjustment t_p and re-adjustment σ . To reduce the time of t_p adjustment and σ readjustment, studies were conducted and it was determined that to reduce t_p and σ it is possible to reduce the diameter of the distributor to $d_{y1} = (13...16) \cdot 10^{-3}$ m and use the hydraulic accumulator $W_a = 2.6 \cdot 10^{-3}$ m³. The law of change of voltage value U_2 on the electromagnet of the distributor was found, when applying which the pressure over-regulation is $\sigma = 15\%$, and the over-regulation of the pump supply value is $\sigma_1 = 18\%$ with the adjustment time $t_p = 0.8$ s. Investments in the amount of UAH 16750000 are needed to implement the results of work into production. The investor receives income during 2033-2025. Payback period 2.3. Considered issues of labor protection and life safety in the process of carrying out the planned scientific research works.

Keywords: electro-hydraulic control system, excavator of a small size, mathematical model, dynamic characteristics, economic efficiency.

ЗМІСТ

ЗМІСТ.....	2
ВСТУП.....	4
РОЗДІЛ 1 ОГЛЯД ГІДРОСИСТЕМ ЕКСКАВАТОРІВ.....	7
РОЗДІЛ 2 РОЗРОБЛЕННЯ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНОЇ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ЕКСКАВАТОРОМ МАЛОЇ РОЗМІРНОЇ ГРУПИ.....	16
2.1. Будова екскаватора малої розмірної групи.....	16
2.2. Електрогідравлічна система керування для екскаватора малої розмірної групи.....	17
РОЗДІЛ 3 МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНОЇ СИСТЕМИ ЕКСКАВАТОРА МАЛОЇ РОЗМІРНОЇ ГРУПИ.....	23
3.1. Розрахункова схема електрогідравлічної системи керування.....	23
3.2. Математична модель електрогідравлічної системи керування	29
РОЗДІЛ 4 РОЗРАХУНОК ХАРАКТЕРИСТИК ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНОЇ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ.....	40
4.1. Дослідження стійкості гідросистеми	40
4.2. Розрахунок динамічних характеристик електрогідравлічної системи керування.....	46
4.3. Висновки.....	54
РОЗДІЛ 5 ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ НАУКОВО-ТЕХНІЧНИХ РОБІТ ПО РОЗРОБЛЕННЮ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНОЇ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ЕКСКАВАТОРОМ...	56
5.1. Проведення наукового аудиту науково-дослідної роботи.....	56
5.2. Проведення комерційного аудита науково технічної розробки.....	57
5.3. Визначення витрат на науково-дослідну роботу.....	60
5.3.1 Заробітна плата персоналу.....	60
5.3.2 Витрати на матеріали для проведення науково-дослідної роботи.....	61
5.3.3 Спецустаткування та програмне забезпечення для виконання науково-дослідної роботи.....	62

5.3.4 Електроенергія для науково-дослідної роботи.....	63
5.3.5 Витрати на відрядження та на роботу сторонніх організацій.....	65
5.3.6 Витрати на проведення науково-дослідної роботи.....	65
5.4 Важливість та наукова значущість науково-дослідної роботи.....	66
5.5. Розрахунок економічної ефективності науково-дослідної роботи.....	67
5.6. Висновки.....	70
РОЗДІЛ 6 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	72
6.1. Технічні рішення з безпечного виконання робіт.....	72
6.1.1 Вимоги безпеки до робочого місця.....	72
6.1.2 Електробезпека.....	73
6.2. Технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії.....	76
6.2.1 Мікроклімат.....	76
6.2.2 Склад повітря робочої зони.....	77
6.2.3 Виробниче освітлення.....	78
6.2.4 Виробничий шум.....	79
6.2.5. Електромагнітні випромінювання.....	79
6.2.6 Психофізіологічні фактори.....	80
6.3. Режими радіаційного захисту.....	81
ВИСНОВКИ.....	82
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	86

ВСТУП

В Україні зростає потреба у виконанні великого об'єму будівельних робіт. Це пов'язано із значними руйнуваннями житлового та промислового фонду, транспортної структури, сільського господарства обумовленого війною що триває. Ці роботи у збільшених в рази масштабах будуть виконуватись під час повоєнного відновлення економіки України. Одним з найбільш ефективних засобів інтенсифікації будівельних робіт є широке застосування сучасної будівельної техніки, зокрема екскаваторів. В Україні є ряд підприємств, що можуть випускати сучасну екскаваторну техніку. Серед них можливо відмітити ряд підприємств в Подільському регіоні та в м. Київ. Це преш за все «Будагромаш» м. Київ, Калинівський машзавод, Турбівський машзавод, Брацлавський машзавод, Красилівський машзавод, «Мінідігер» м. Вінниця. Значний ефект приносить застосування у будівництві екскаваторів малої розмірної групи, що мають потужність двигунів до 50 кВт та масу до 3 т. Такі машини високомобільні, не потребують спеціальних платформ для їх транспортування, випускаються на колісному і гусеничному ході, мають змогу застосовувати змінні робочі органи. Серед них необхідно назвати екскаваторне, бурильне та бульдозерне обладнання, гідромолоти, гідроножіці, навантажувальне та кранове обладнання. Гідросистеми цих машин повинні забезпечувати роботу змінних органів в регульованих режимах при високих значеннях ККД. Такі гідросистеми повинні мати електрогідравлічне керування, що спрощує керування, підвищує продуктивність роботи машини і якість виконуваних робіт. Розроблення гідросистеми для екскаваторів з електрогідравлічним керуванням на сьогоднішній день є актуальною задачею. Ця задача може бути розв'язана при застосуванні регульованих насосів, розподільників з електрогідравлічним керуванням, системи датчиків та програмованих контролерів. На кафедрі ТАМ Вінницького національного технічного університету проводяться роботи по створенню гідросистем нового покоління для екскаваторів малої розмірної групи в рамках науково-дослідної теми № 17К1 «Розроблення, дослідження та покращення адаптивних гідроприводів з

електрогідравлічним керуванням для мобільних та технологічних машин» на проєкті 2021 – 2022 років.

Метою роботи є розроблення нової схеми електрогідравлічної системи керування з покращеними динамічними характеристиками для екскаваторів малої розмірної групи.

В процесі виконання роботи розв'язані наступні задачі:

1. Виконано огляд гідросистем сучасних екскаваторів.
2. Розроблено нову схему електрогідравлічної системи керування для екскаватора малої розмірної групи.
3. Розроблено математичну модель електрогідравлічної системи керування.
4. Досліджено умови стійкості системи керування та визначені параметри регуляторів, що забезпечують стійку роботу.
5. Визначені динамічні характеристики системи керування та розроблені рекомендації по вибору параметрів, що забезпечують зменшення перерегулювання по тиску.
6. Обґрунтовано економічну ефективність впровадження запропонованої розробки.
7. Розроблено заходи щодо охорони праці та безпеки життєдіяльності під час проведення НДР.

Об'єкт досліджень - електрогідравлічна система керування екскаватором малої розмірної групи.

Предмет досліджень – робочі процеси в електрогідравлічній системі керування екскаватором малої розмірної групи.

Новизна роботи полягає у визначенні закономірностей впливу параметрів нової системи керування на її стійкість та динамічні характеристики.

Апробація і публікація. На конференції молодих науковців ВНТУ «Молодь в науці» у грудні 2022 року представлена доповідь «Гідросистема з електрогідравлічним керуванням розподілу потоків».

Кафедра Технологій та автоматизації машинобудування

1 ОГЛЯД ГІДРОСИСТЕМ ЕКСКАВАТОРІВ

Найбільш широко в екскаваторах застосовувались гідроприводи на базі одного нерегульованого насоса [5]. Схема такого гідропривода подана на рис. 1.1. Гідросистема включає насос 1, секційний гідророзподільник 2 з запобіжним клапаном 9, гідроциліндри стріли 3, рукояті 4 рульового механізму 5, ковша 6, поворотного механізму 8, опор 7, фільтри 10, теплообмінник 12 та бак 11.

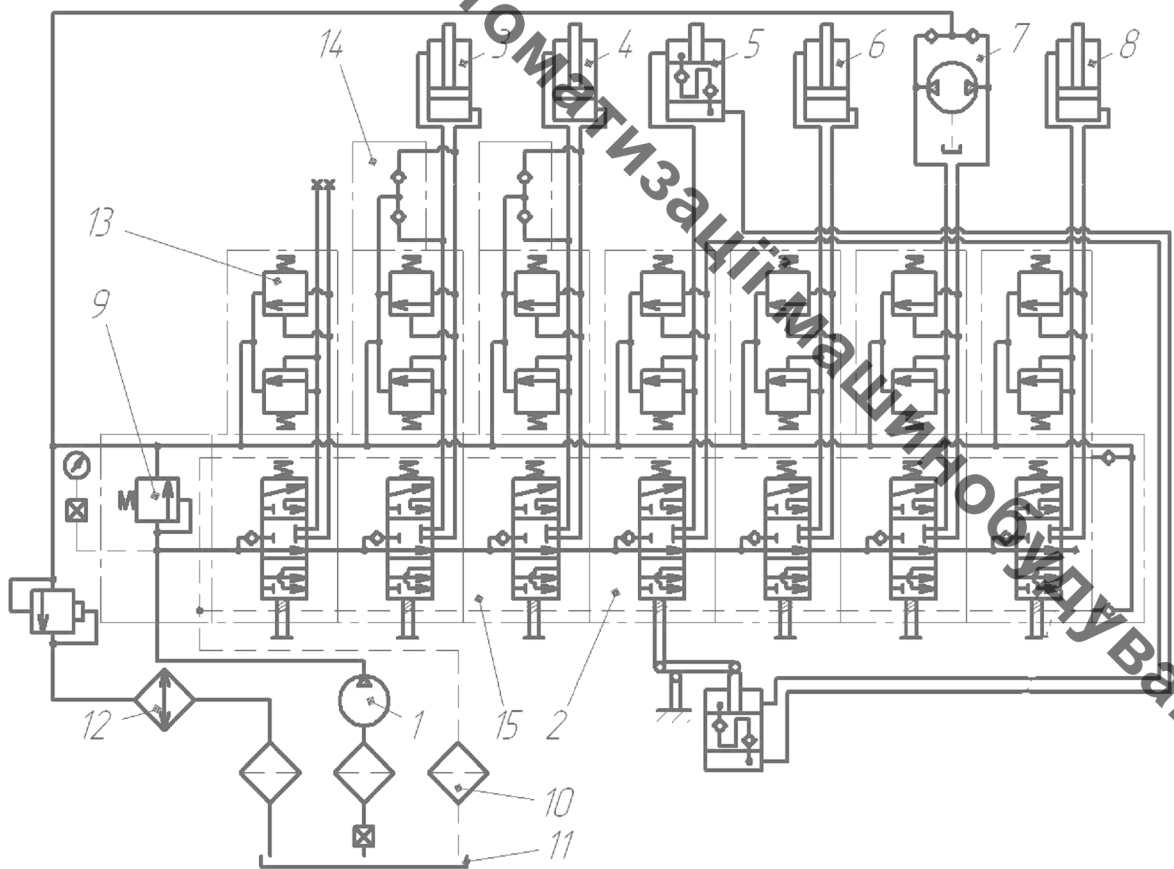


Рис. 1.1. Схема гідропривода екскаватора на базі одного нерегульованого насоса

Гідропривод працює в режимі холостого ходу, у випадку, коли всі золотники гідророзподільника 2 знаходяться в нейтральних позиціях, при цьому вся витрата насоса 1 поступає в бак під невисоким тиском. При підключенні одного із споживачів, наприклад гідроциліндра рукояті стріли 3 робоча рідина від насоса подається до гідроциліндра 3, який виконує роботу. Система із запобіжного 9, зворотних 15, протиударних 13 та антикавітаційних 14 клапанів захищає гідроагрегати гідропривода від надмірного перенавантаження та падіння тиску нижче атмосферного. Швидкість руху гідроциліндра 3 буде визначатись продуктивністю насоса 1. В такому режимі працюють і інші гідроциліндри, у випадку їх індивідуального і послідовного підключення до насоса 1.

Перевагою такого гідропривода є надійність в роботі, незначні втрати потужності у випадку підключення до насоса одного із споживачів та при відсутності необхідності регулювання швидкості руху підключеного гідроциліндра в широких діапазонах.

Недоліком наведеного гідропривода є те, що при необхідності регулювання швидкості руху гідроциліндра за рахунок часткового перекриття робочого вікна золотника гідророзподільника, частина витрати насоса під високим тиском буде через запобіжний клапан 9 поступати в бак 11, обумовлюючи значні непродуктивні втрати потужності.

При одночасному підключенні до насоса 1 двох гідроциліндрів, швидкість їх руху буде залежати від співвідношення навантажень на гідроциліндрах і складно піддається контролю. Одночасно будуть виникати втрати потужності обумовлені перепадами тиску на робочих вікнах золотників гідророзподільника, які залежать від співвідношення величин навантажень на гідроциліндрах.

На рис. 1.2 подана система гідроприводів мобільної машини на базі двох нерегульованих насосів 1 та 2 [5].

Схема включає три гідророзподільники 3, 4, 5, гідроциліндри ковша 6, стріли 8, рукояті 7, стріли навантажувача 9, механізму повороту 10, ковша навантажувача

11, відвалу 12, виносних опор 13 та 14. Схема також включає протиударні клапани 18, 19, 24, дроселі 20, 21, 22, перепускні клапани 23, гідрозамки 25, фільтр 15 та бак 16.

При відключених споживачах витрати насосів 1 та 2 через запобіжно-переливний клапан 16 поступають в бак під невеликим тиском. Насос 1 забезпечує роботу гідроциліндрів ковша 6, стріли 8, рукояті 7, а насос 2 – роботу гідроциліндрів стріли навантажувача 9, механізму повороту 10, ковша навантажувача 11, відвала 12 та виносних опор 13, 14.

При підключенні до насоса 1 гідроциліндра стріли 8 вся витрата від насоса буде поступаючи в гідроциліндри забезпечувати виконання роботи. При цьому запобіжно-переливний клапан 16 буде закритий. Дросель 20 забезпечує гальмування руху стріли при її опусканні, а протиударний клапан 19 захист гідроагрегатів від перенавантаження в процесі роботи.

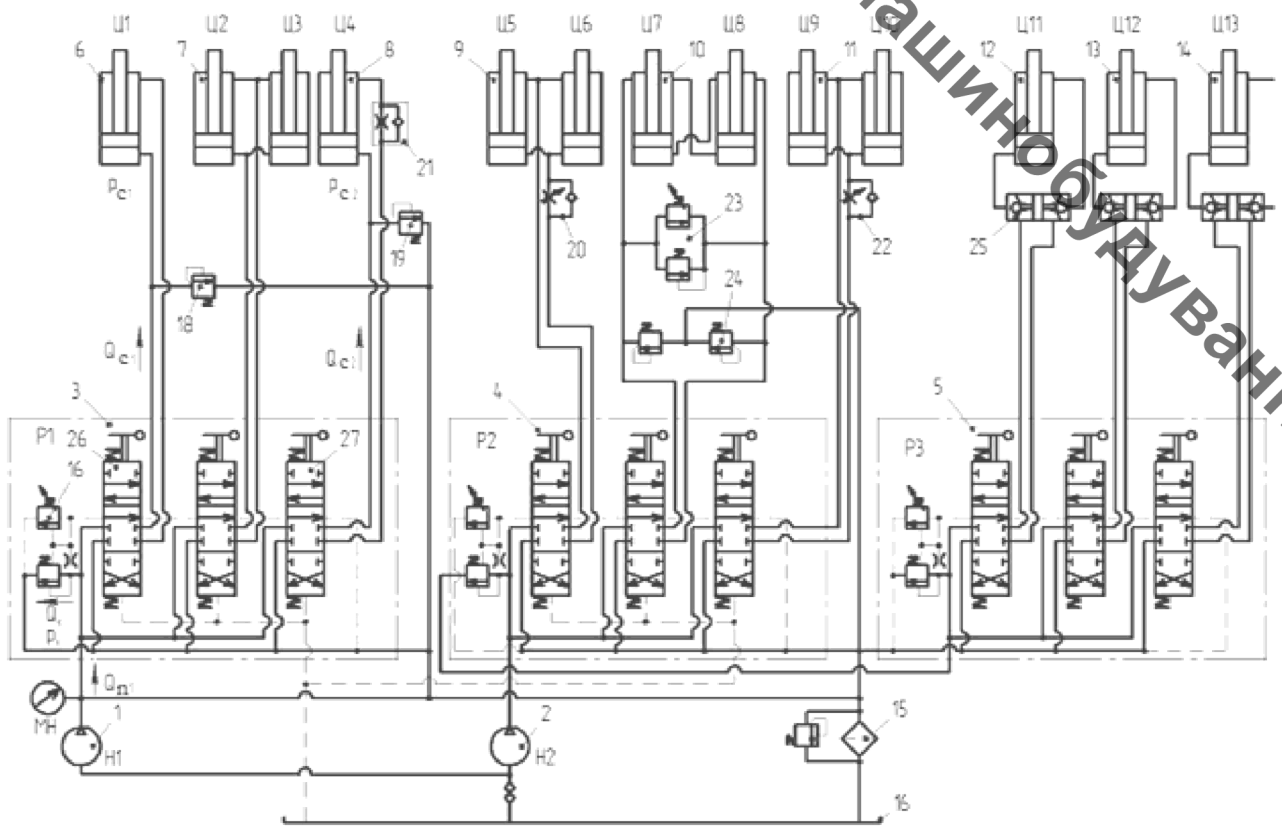


Рис. 1.2. Система гідроприводів екскаватора на базі двох нерегульованих насосів.

В робочому циклі машини забезпечується суміщення рухів гідро-циліндрів ковша 6, стріли 8, рукояті 7 з роботою гідроциліндрів повороту 10.

Перевагою розглянутої схеми є невисока вартість, надійність, можливість суміщення роботи декількох гідроциліндрів в робочому циклі та невисокі втрати потужності при відсутності регулювання швидкості руху гідроциліндрів.

Недоліком схеми на базі нерегульованих насосів є те, що при суміщенні рухів гідроциліндрів ківшу, стріли або рукояті будуть виникати значні втрати потужності пов'язані з дроселюванням робочої рідини на золотниках гідророзподільників 3, 4 та в запобіжно-переливних клапанах.

Відомі гідросистеми екскаваторів на базі 3 регульованих насосів. На рис. 1.3 представлено гідросистему екскаватора малої розмірної групи Bob Cat.

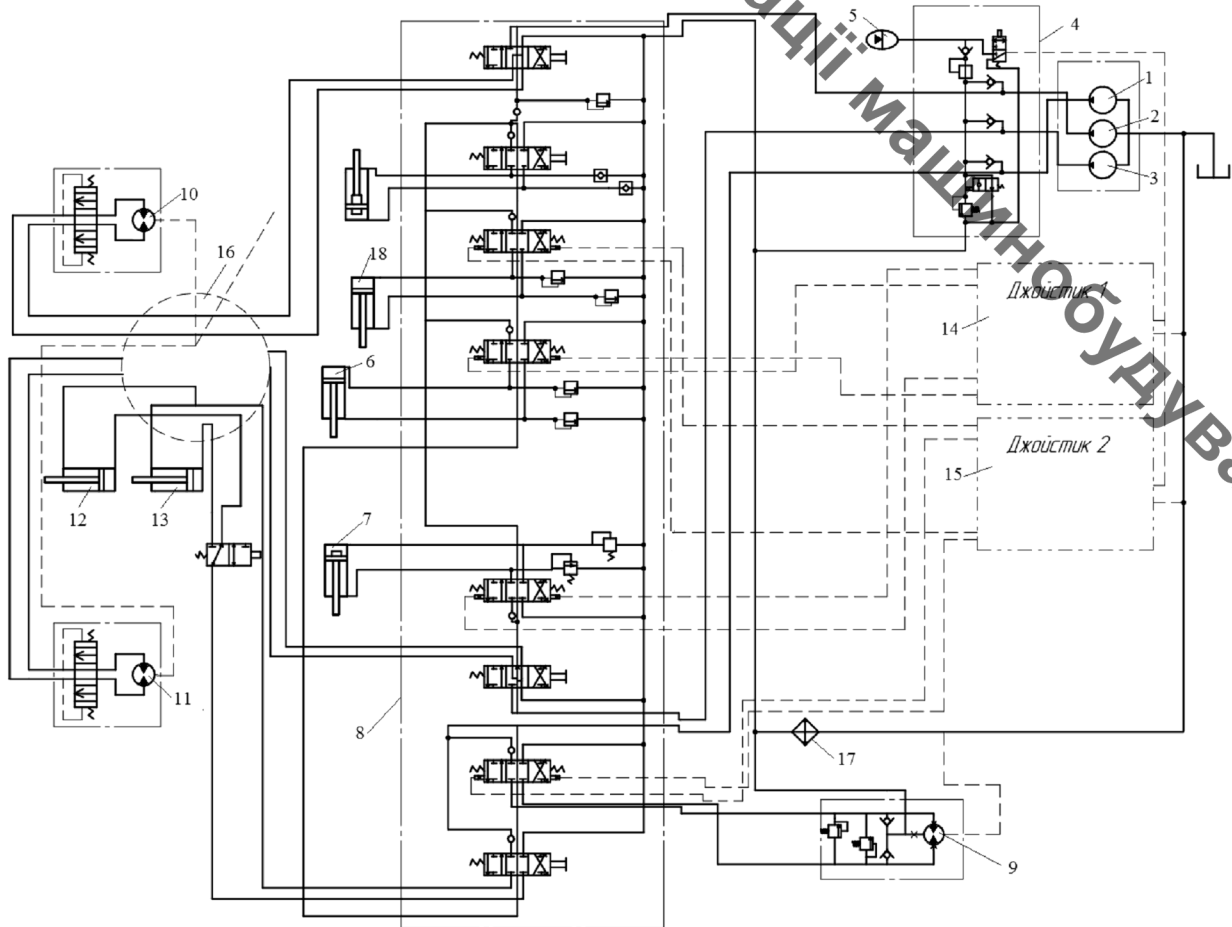


Рисунок 1.3 – Схема гідросистеми екскаватора малої розмірної групи на основі трьох насосів

Гідросистема включає нерегульовані насоси 1, 2, 3, блок клапанів 4, акумулятор 5, циліндр ківшу циліндр стріли 7, циліндр рукояті 18, блок розподільників 8, гідромотор повороту 9, гідромотори гусениць 10, 11, циліндри відвалу 12 та 13. Керується гідросистема від двох джойстиків 14 та 15. Гідросистема оснащена центральним обертовим з'єднанням 16, фільтром-охолоджувачем. Перевагою такої гідросистеми є наявність 3 насосів. Це дозволяє сумішати роботу двох або трьох робочих органів, що суттєво підвищує продуктивність роботи екскаватора. Однак така гідросистема має і суттєвий недолік, який полягає в тому, що використовуються нерегульовані насоси. При необхідності змінювати швидкість руху робочих органів або руху екскаватора включається блок клапанів 4, через який надлишок робочої рідини повертається в бак. При цьому суттєво зростають втрати потужності в гідросистемі. В гідросистемі використовується акумулятор, який дозволяє дещо знижувати динамічне зростання тиску в перехідних процесах.

Задача мінімізації непродуктивних втрат потужності при роботі гідродвигунів в регульованих режимах може бути розв'язана в разі застосування гідропривода на базі регульованого насоса та гідророзподільника PVG120 фірми Danfoss (Данія), рис. 1.4 [3].

Гідропривод включає регульований насос 1, бак 2, фільтр 3, секційний гідророзподільник 4, гідродвигуни 5, 6, 7, 8. В кожній секції гідророзподільника розташований пропорційний золотник 9, регулятор потоку 10, зворотній клапан 11, логічний клапан 12 та запобіжний клапан 13. Окрім того, секції гідророзподільника оснащуються додатково антикавітаційним клапаном 14 та протиударним клапаном 15. Гідропривод працює в трьох режимах: холостого ходу, регулювання та захисту від перенавантаження. В режимі холостого ходу регульований насос подає під невисоким тиском $p < 2,0$ МПа мінімальну витрату в гідропривод для компенсації витоків робочої рідини в гідророзподільнику. В режимі регулювання насос 1 подає до підключеного гідродвигуна витрату, яка визначається величиною відкриття

робочого вікна пропорційного гідророзподільника, а величина тиску на виході насоса пропорційна величині навантаження на гідродвигуні. При одночасному підключенні до насоса двох, або більше гідродвигунів величина витрати до кожного з них буде обмежуватись відповідним регулятором потоку, а у разі якщо сумарна настройка регуляторів потоку перевищить максимальну продуктивність насоса і буде відбуватись зменшення швидкості найбільш навантаженого гідродвигуна.

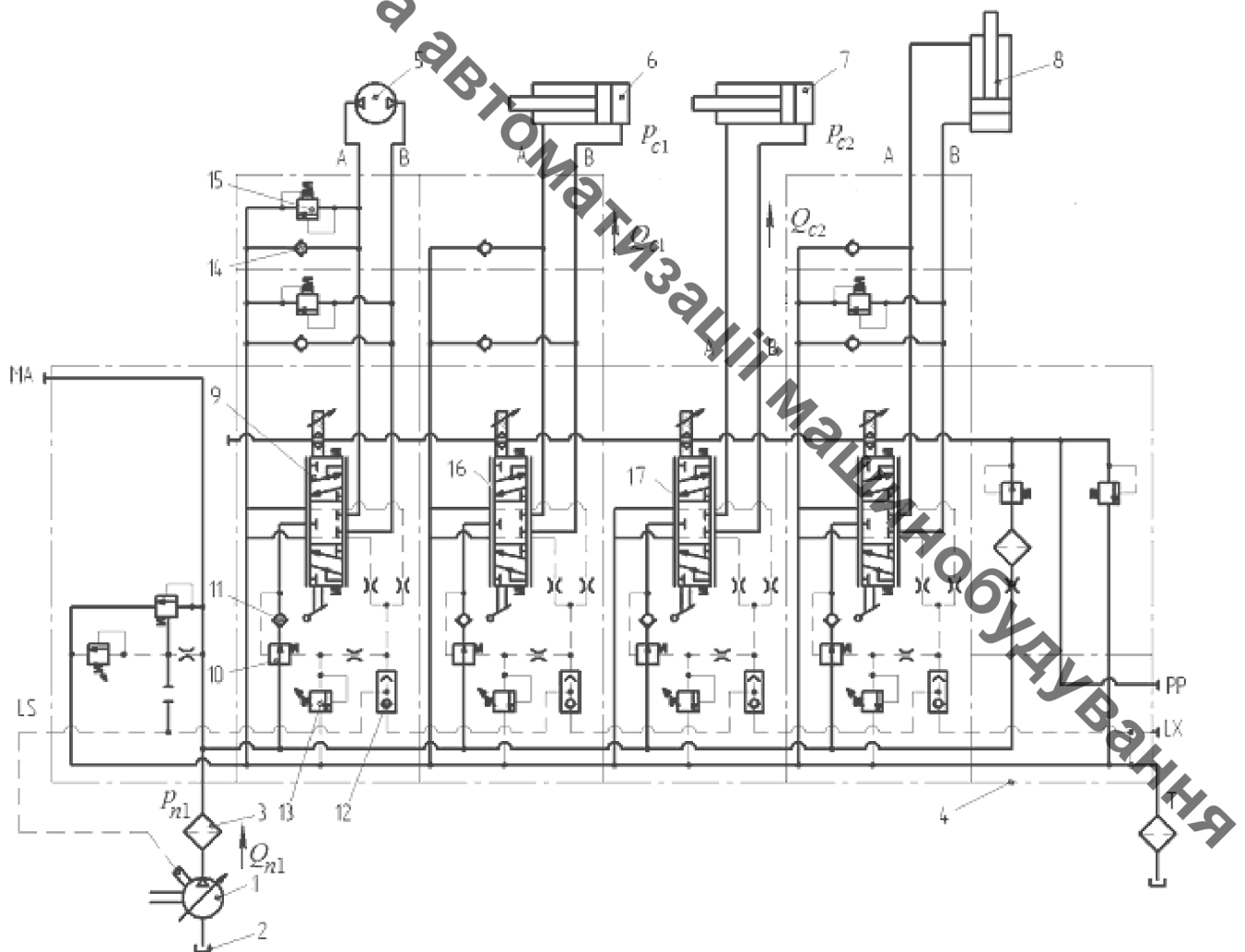


Рис. 1.4. Схема гідропривода екскаватора фірми Danfoss на базі регульованого насоса

Значно ефективніше суміщення роботи декількох гідродвигунів забезпечується в системі гідроприводів, що включає 2 насоса, один з яких працює

в режимі постійного потоку, а інший в режимі чутливості до навантаження. Схема представлена на рис. 1.5 [5].

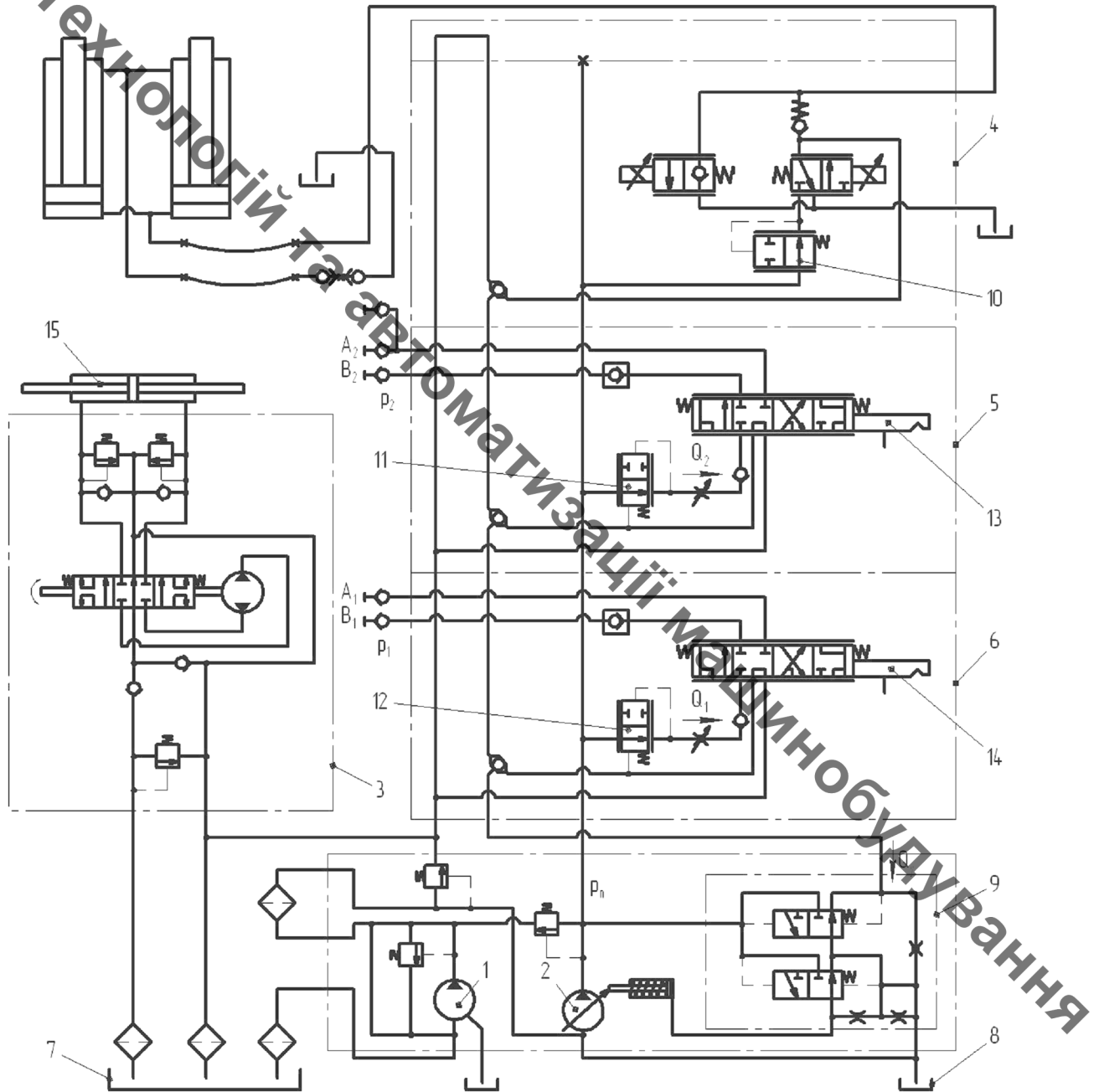


Рис. 1.5. Схема системи гідроприводу екскаватора на базі регульованого і нерегульованого насосів

Схема включає нерегульований 1 та регульований 2 насоси, блок механізму керування 3 та секційний гідророзподільник, секція 4 якого забезпечує роботу навісної системи трактора, а секції 5 та 6 роботу інших гідродвигунів трактора.

Схема має також баки 7, 8 та систему фільтрів. Гідродвигуни низького тиску (гідроциліндр 15 приводу механізму кермування) живляться від нерегульованого насоса 1, що забезпечує його надійну роботу та задовільні енергетичні показники. Гідродвигуни, що працюють під високим тиском живляться від регульованого насоса 2, що оснащений спеціальним трьохрежимним регулятором. Регулятор забезпечує роботу гідродвигунів високого тиску в трьох режимах: холостого ходу, регулювання та захисту від перенавантаження. Система логічних клапанів забезпечує пропорційність тиску на виході насоса найбільшому навантаженню на гідродвигунах. При цьому витрата регульованого насоса 2 пропорційна сумарному споживанню всіх підключених і одночасно працюючих гідродвигунів.

Слід зазначити, що при одночасній роботі декількох гідродвигунів з різними по величині навантаженнями, на регуляторах потоку 10, 11 або 12 будуть виникати непродуктивні втрати потужності. Окрім того, можлива зупинка найбільш навантаженого гідродвигуна у випадку, якщо сумарна налаштована витрата декількох, одночасно працюючих гідродвигунів, перевищить максимальну витрату насоса 2. Це явище отримало назву в технічній літературі, як «насичення».

Мінімізувати непродуктивні втрати можливо в системі гідроприводів, що включає декілька регульованих насосів []. На рис. 1.6 представлена схема гідроприводу екскаватора на базі двох нерегульованих насосів 1 та 2 низького тиску, а також шести регульованих насосів 3...8.

Схема забезпечує ефективне суміщення роботи гідродвигунів 9...16 в регульованих режимах. Величини тисків на виході насосів будуть пропорційними навантаженням на гідродвигунах, а витрати, що подаються в гідросистему регульованими насосами пропорційними споживанню гідродвигунів. Схема забезпечує пропорційне керування швидкістю руху гідродвигунів від електрогідравлічних блоків 17...21.

В гідроприводах розглянутого типу при необхідності регулювання параметрів (тиску чи витрати) застосовується, як правило, керування на вході, або рідше на виході гідродвигуна, що створює надлишкові втрати потужності при

роботі гідродвигунів при змінному за напрямом (зустрічному та попутному) навантаженнях.

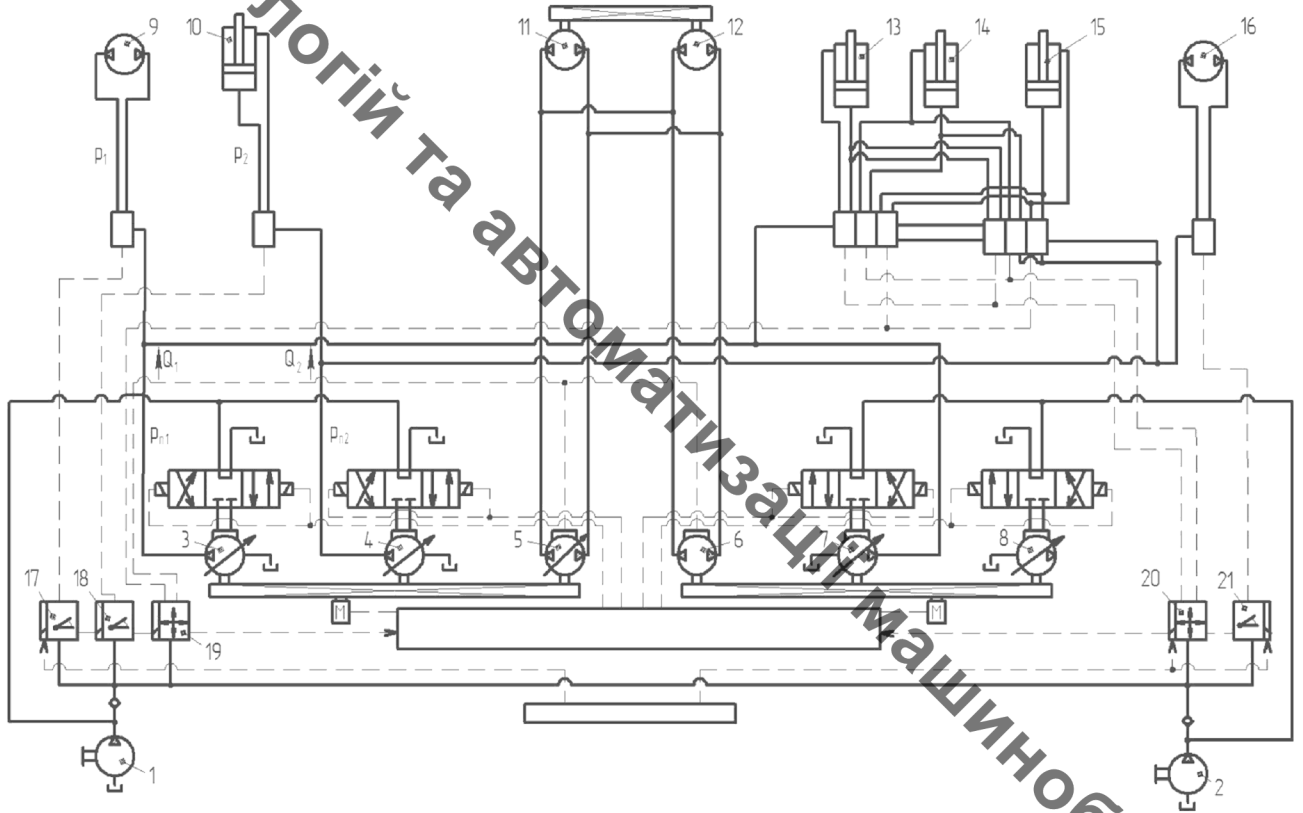


Рис. 1.6. Схема системи гідроприводу екскаватора на базі декількох регульованих насосів

РОЗДІЛ 2 РОЗРОБЛЕННЯ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНОЇ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ЕКСКАВАТОРОМ МАЛОЇ РОЗМІРНОЇ ГРУПИ

2.1. Будова екскаватора малої розмірної групи

На рис. 2.1 представлено екскаватор малої розмірної групи марки Bobcat фірми Caterpillar (США).

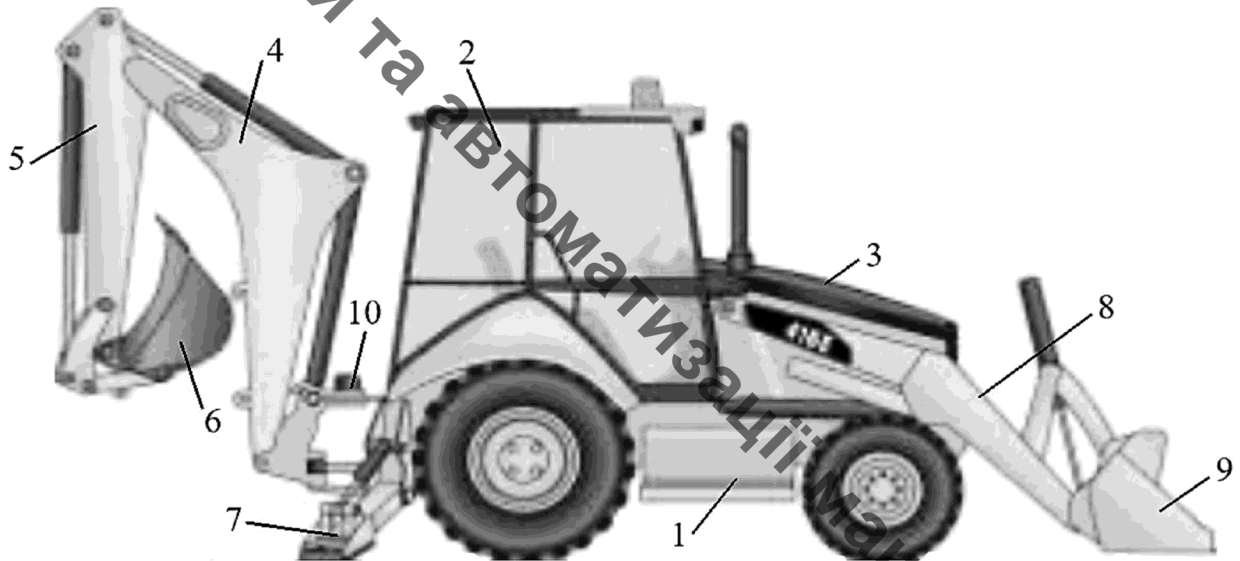


Рисунок 2.1 – Будова екскаватора малої розмірної групи

Такий екскаватор є типовою моделлю, які випускають провідні екскаваторні фірми. Конструкція вдосконалювалась на протязі останніх десятиліть і дуже добре зарекомендувала себе в експлуатації в будівництві, сільському господарстві, промисловості та в комунальному господарстві.

Конструкція екскаватора являє собою раму 1 встановлену на колісному шасі. На рамі закріплено кабінку 2 та двигун 3. До рами 1 кріпиться задня навіска. До складу задньої навіски входять механізм повороту 10, стріла 4, рукоять 5 і ківш 6. Ківші можуть використовуватись у вигляді прямої і зворотної лопат. Окрім ківшів на рукоять можуть кріпитися бурильний шнек, гідромолот, гідронозиці, грейдерні захвати, підйомники. До складу передньої підвіски входять стріла 8 та навантажувальний ківш 9. Окрім навантажувального ківшу 9 на передній підвісці може монтуватись бульдозерне обладнання та вільчасті захвати. Двигун

екскаватора малої розмірної групи за потужністю не перевищує, як правило, 50 кВт. Однак, при наявності регульованій гідросистеми екскаватор малої розмірної групи може забезпечувати ефективну роботу з широким шлейфом змінних робочих органів. Ефективність роботи екскаватора малої розмірної групи, його економічність та якість виконуваних робіт залежать від типу та параметрів його гідравлічної схеми. Розроблення сучасних регульованих гідросистем з електрогідравлічним керуванням може суттєво підвищити ефективність роботи екскаваторів малої розмірної групи.

2.2. Електрогідравлічна система керування для екскаватора малої розмірної групи

Для екскаватора актуальною є можливість суміщення роботи двох гідроциліндрів в процесі копання ґрунту. Можуть суміщатись рухи гідроциліндрів стріли, рукояті, ковша та механізму повороту в різних комбінаціях. Оскільки оператор одночасно може керувати тільки двома гідроциліндрами, то наявність в гідросистемі двох насосів є доцільною. Кожен із насосів може обслуговувати один з 4 гідроциліндрів, які в даний момент задіяні в роботі. Це забезпечує мінімальні втрати потужності при роботі кожного з чотирьох гідроциліндрів. Однак проблемою при роботі такої гідросистеми є необхідність комунікації одночасно працюючих гідроциліндрів з відповідними насосами. Оскільки комбінації насосів в робочому циклі постійно змінюються в залежності від дій оператора, то постійно повинна змінюватись і комутація працюючих в даний момент гідроциліндрів з відповідними насосами. Така проблема може бути розв'язана на основі застосування контролера, системи датчиків та додаткових розподільників з електричним керуванням. Розподільники з ручним та електричним керуванням, гальмівні клапани, датчики та контролер складають електрогідравлічну систему керування екскаватора малої розмірної групи.

На рис. 2.2 представлена схема електрогідравлічної система керування екскаватора малої розмірної групи.

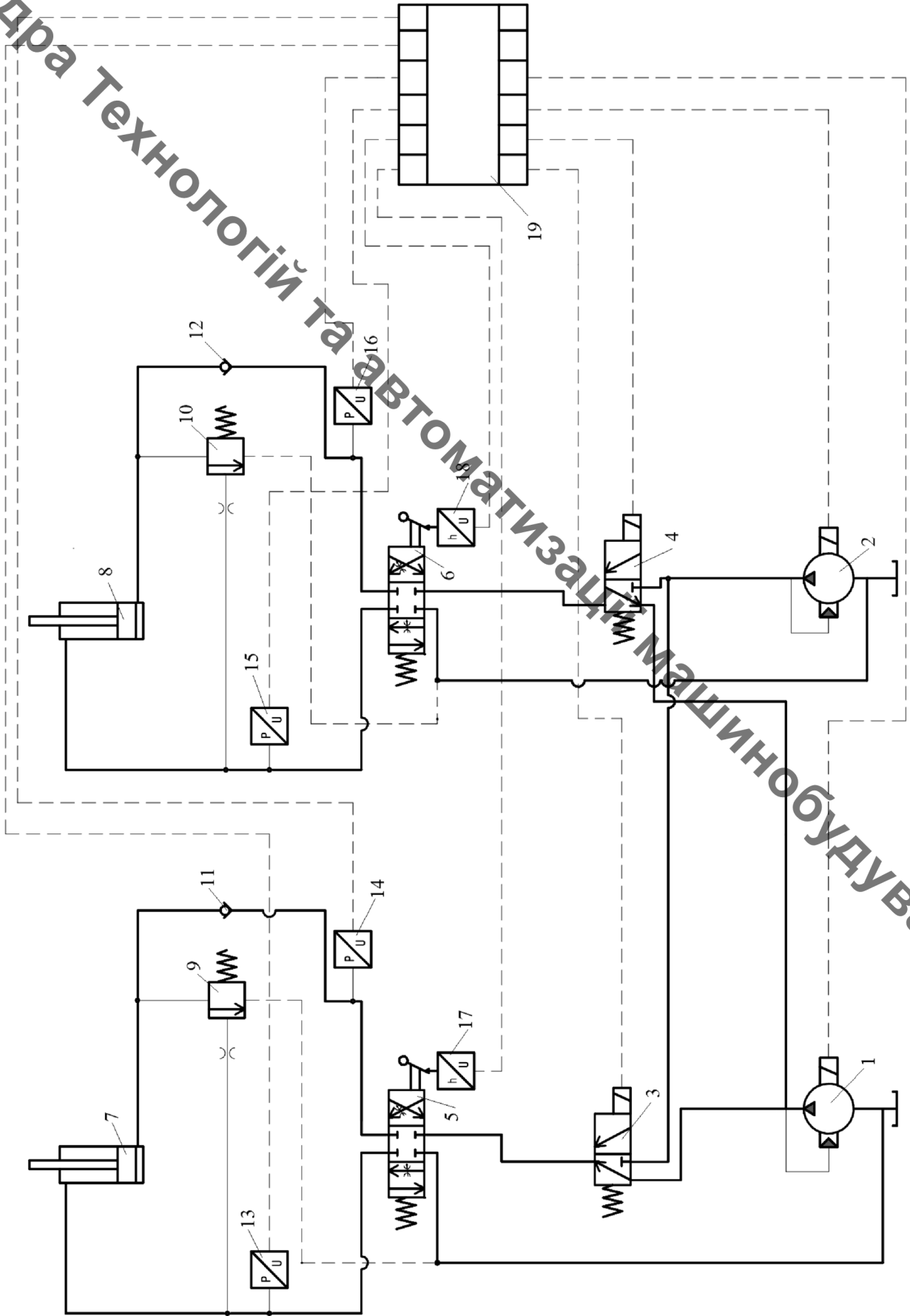


Рисунок 2.2 – Схема електрогідравлічної системи керування для екскаватора малої розмірної групи

Працює електрогідравлічна система керування наступним чином. Електрогідравлічна система керування забезпечує роботу з чутливістю до навантаження. Цей спосіб керування отримав назву системи з LS-керуванням (Load-sensing). Розглянемо роботу одного циліндра при застосуванні LS-керування. Від насоса 1 витрата Q_{n1} подається до розподільника 3 і через нього до розподільника 5. При положенні розподільника 5 в нейтральному положенні робоча рідина до гідроциліндра 7 не надходить, а його камери ізольовані розподільником 5 від подачі робочої рідини та зливу. Шток гідроциліндра 7 буде нерухомим, навидь у тому випадку, коли він знаходиться під дією зовнішнього навантаження. Датчик 17 при цьому реєструє значення переміщення h_1 розподільника, яке відповідає нейтральному положенню. Цей подається на контролер 19. При нейтральному положенні розподільника 5 сигнали від датчиків тиску 13 та 14 програмно обтулюються в контролері 19. На виході контролера 19 при цьому формується сигнал U_{p1} , який подається на регулятор насоса 1. Цей сигнал U_{p1} визначає роботу регулятора насоса 1 таким чином, що витрата Q_{n1} буде мінімальною, необхідною лише для живлення регулятора насоса 1, а тиск p_{n1} на виході насоса буде дорівнювати величині $p_{n1} = 1,5$ МПа. Це забезпечує мінімізацію втрат потужності на виході насоса 1 при нейтральному положенні розподільника 5.

При переключенні розподільника 5 в положення А, робоча рідина від насоса 1 буде поступати через розподільники 3, 5 та зворотний клапан 11 в поршневу камеру гідроциліндра 7. З штокової камери гідроциліндра 7 робоча рідина через розподільник 5 буде поступати в бак 23. При цьому величина витрати Q_{n1} від насоса 1, що подається гідроциліндр 7 буде залежати від викриття робочого вікна розподільника 5. Ця витрата буде визначати швидкість V_{c1} штока гідроциліндра 7. Якщо на шток гідроциліндра 7 діє зустрічне навантаження $+T_{c1}$, то на вході в гідроциліндр 7 буде створюватись тиск p_{g1} пропорційний величині навантаження $+T_{c1}$. Величина тиску p_{g1} вимірюється датчиком 14 і відповідний сигнал подається на контролер 19, який формує сигнал U_{p1} , що надходить до регулятора насоса 1. При цьому на виході насоса встановлюється тиск p_{n1} , величина якого пропорційна

величині зустрічного навантаження $+T_{c1}$ на гідроциліндрі 7. При зміні величини навантаження $+T_{c1}$ змінюється тиск p_{c1} і відповідно тиск p_{n1} , а величина витрати Q_{n1} , що подається насосом 1 до гідроциліндра 7 залишається незмінною. Це забезпечує стабілізацію величини швидкості $+V_{c1}$ руху штока гідроциліндра 7, а відповідно і швидкості руху робочого органу, що приводиться гідроциліндром 7. Стабілізація швидкості руху робочого органу екскаватора при зміні навантаження на ньому забезпечує прогнозованість керування робочим органом і спрощує для оператора процес керування екскаватором при копанні. Швидкість руху робочого органу визначається положенням золотника розподільника 5, що дозволяє пропорційно керувати рухом робочого органу і полегшує процес керування екскаватором. Такий процес керування характерний при підйомі порожнього не навантаженого робочого органу, також при копанні ґрунту.

При переключенні розподільника 5 в позицію В, робоча рідина від насоса 1 буде через розподільники 3 та 5 подаватись і штокову камеру гідроциліндра 7. Із поршневої камери гідроциліндра 7 робоча рідина буде через гальмівний клапан 9 та розподільник 5 поступати в бак 23. Такий рух штока гідроциліндра характерний для процесу опускання порожнього чи навантаженого робочого органу екскаватора. При цьому на шток гідроциліндра 7 буде діяти супутнє навантаження $-T_{c1}$, напрям якого співпадає з напрямом швидкості $-V_{c1}$ руху штока гідроциліндра 7. В такому випадку тиск p_{p1} в штоковій камері буде стабільним і визначається налаштуванням пружини гальмівного клапана 9 і становить величину порядку 1,0 МПа. Датчик 13 вимірює величину тиску p_{p1} . Оскільки величина тиску p_{p1} незначна, то і тиск p_{n1} на виході насоса буде невеликим. Робочий орган в даному випадку опускається під дією власної ваги та переміщеного ґрунту, а величини тиску p_{p1} повинно бути достатньо для заповнення поршневої камери гідроциліндра 7 при опусканні робочого органу. Величина витрати Q_{n1} , що подається насосом 1 в гідроциліндр 7 в даному випадку буде визначатись величиною відкриття розподільника 5. Величина цього відкриття визначається оператором. Відповідно оператор може пропорційно змінювати величину швидкості $-V_{c1}$, з якою опускається робочий орган. Оскільки величини тисків p_{p1} та p_{n1} при цьому стабільні

І між ними контролером 19 підтримується співвідношення $p_{n1} = p_{p1} + 1,5$ МПа, то забезпечується стабілізація швидкості руху $-V_{c1}$ при опусканні робочого органу. Це дозволяє оператору прогнозовано керувати рухом робочого органу при його опусканні, що суттєво полегшує процес керування екскаватором.

У випадку, коли від контролера 19 на розподільник 3 подається сигнал U_{m1} , він переключиться в позицію D₁. В такому разі подача робочої рідини до гідроциліндра 7 буде відбуватись від насоса 2. Насос 2 буде подавати витрату Q_{n2} до гідроциліндра 7 і забезпечувати його рух. Величина швидкості руху V_{c1} гідроциліндра 7 в цьому випадку буде визначатись величиною відкриття робочого вікна розподільника 5. Величина тиску p_{n2} на виході насоса 2 буде залежати від величини зустрічного навантаження $+T_{c1}$ або від величини тиску p_{p1} . Величина тиску p_{p1} в свою чергу визначається налаштуванням пружини гальмівного клапана 9. Оператор має можливість пропорційно керувати швидкістю руху штока гідроциліндра 7 як при зустрічному $+T_{c1}$, так і при супутньому $-T_{c1}$ навантаженнях. При цьому швидкість руху штока гідроциліндра 7 не залежить від величини навантаження в обох випадках.

При подачі від контролера 19 сигналів керування U_{m2} , U_{m1} на розподільник 4 та на розподільник 3 насос 1 буде подавати витрату Q_{n1} через розподільники 4, 6, зворотний клапан 12 до гідроциліндра 8. Швидкість руху V_{c2} штока гідроциліндра 8 буде визначатись величиною витрати Q_{n1} насоса 1. Величина витрати Q_{n1} в свою чергу визначається величиною відкриття робочого вікна розподільника 6. Таким чином оператор може пропорційно керувати величиною швидкості робочого органу екскаватора, що приводиться до руху гідроциліндром 8. Величина тиску p_{n1} на виході насоса 1 в даному випадку буде залежати від навантаження $+T_{c2}$ на штоці гідроциліндра 8 при зустрічному навантаженні або від налаштування пружини гальмівного клапана 10 при супутньому навантаженні. При цьому швидкість руху $-V_{c2}$ не залежить від величини навантаження в обох випадках.

Таким чином електрогідравлічна система керування може забезпечити роботу гідроциліндра 7 від насосів 1 або 2 та роботу 8 від насосів 1 або 2, також одночасну роботу гідроциліндрів 1 або 2 при живленні гідроциліндрів від насосів, що

визначаються вибором оператора екскаватора та алгоритмом роботи контролера 19. Електрогідравлічна система керування забезпечує також одночасну роботу двох гідроциліндрів, які в даний момент обрані оператором, причому кожний із гідроциліндрів буде живитись від окремого регульованого насоса. Швидкість руху штоків гідроциліндрів пропорційно керується оператором і не залежить від величин навантаження на робочих органах. Величини тисків на виходах насосів визначаються величинами навантаження на штоках підключених до насосів гідроциліндрів.

Кафедра Технологій та Автоматизації машинобудування

РОЗДІЛ 3 МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНОЇ СИСТЕМИ ЕКСКАВАТОРА МАЛОЇ РОЗМІРНОЇ ГРУПИ

Для визначення роботоздатності розробленої електрогідролічної системи, розрахунку її характеристик та знаходження необхідних параметрів розроблена математична модель.

3.1. Розрахункова схема електрогідролічної системи керування

Математична модель створена на основі розрахункової схеми, яка включає один циліндр та один регульований насос, що його живить. Розрахункова схема включає клапанні і розподільні елементи, що забезпечують роботу одного гідроциліндра.

На рис. 3.1 представлена розрахункова схема електрогідролічної системи керування. Вона включає насос 1 змінного робочого об'єму, розподільники 2 та 5, гальмівний клапан 7, зворотний клапан 8 та гідроциліндр 6. Насос 1 оснащений регулятором 12. Регулятор 12 включає золотник 13 регулятора, пропорційний клапан 14, що керується електромагнітом та два дроселя 15 та 16. Розподільник 2 включає золотник 3, який керується електромагнітом 4. Розрахункова схема включає також датчик положення 11 та датчик тиску 10 пов'язані з контролером 17. Виходи контролера 17 пов'язані через підсилювачі 18 та 19 з електромагнітом 4 розподільника 2 та електромагнітом регулятора 12 насоса 1.

Електрогідролічна система керування працює наступним чином. Якщо розподільник 5 знаходиться в нейтральному положенні, то датчик положення 11 подає відповідний сигнал на контролер 17. У відповідності до цього сигналу контролер 17 керує електромагнітом 4 таким чином, що розподільник 2 закривається, а на електромагніт пропорційного клапана подається нульовий сигнал. Відповідно до цього робоче вікно пропорційного клапана 14 відкривається на максимальну величину і тиск p_x буде дорівнюватись нулю. Це призведе до того, що робоче вікно регулятора 13 також відкриється на максимальну величину і тиск p_0 буде дорівнювати тиску p_{n1} на виході насоса 1.

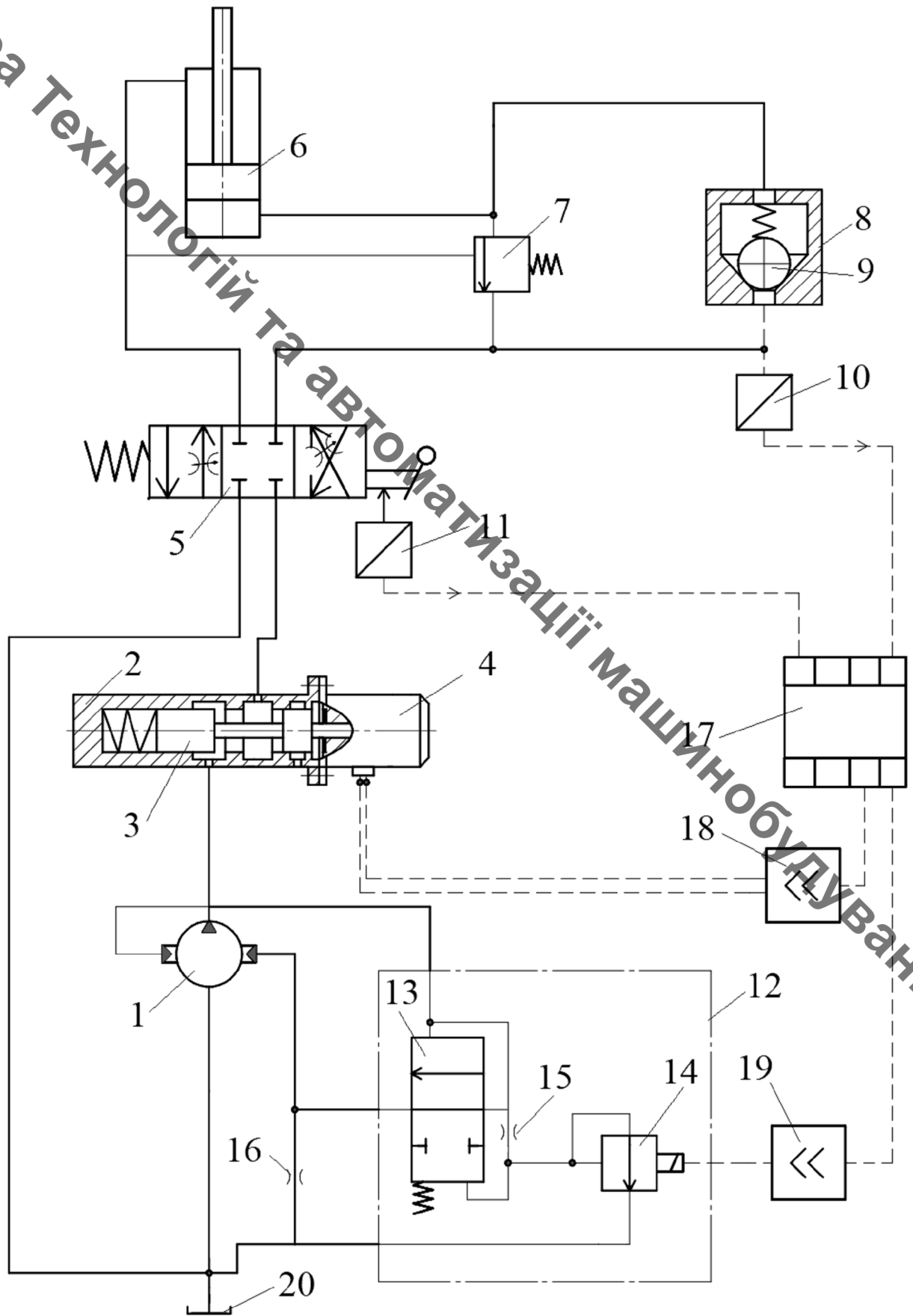


Рисунок 3.1 – Розрахункова схема електрогідравлічної системи керування

При цьому планшайба насоса 1 переміститься у положення, при якому насос 1 буде подавати незначний потік робочої рідини, що буде поступати через дроселі 16, 15 та робоче вікно пропорційного клапана 14 на злив у бак 20. Насос 1 буде споживати мінімальну потужність і подавати мінімальну витрату, а тиск p_{n1} на виході насоса буде становити величину 1,5 МПа. При переключенні розподільника 5 в позицію А датчик положення 11 передає відповідний сигнал на контролер 17. Контролер 17 подає сигнал через підсилювач 18 на електромагніт 4 розподільника 2. Електромагніт 4 перемістить золотник 3 розподільника 2 вліво і буде відкрите вікно розподільника, через яке робоча рідина від насоса 1 буде надходити до розподільника 5 і через нього і зворотний клапан 8 до гідроциліндра 6. Одночасно сигнал від датчика тиску 10 подається на вхід контролера 17. З виходу контролера 17 сигнал керування пропорційній величині тиску p_{g1} подається на електромагніт пропорційного клапана 14. Робота регулятора 12 полягає в тому, що тиск p_{n1} на виході насоса в процесі роботи буде пропорційний тиску p_{g1} . Різниця між величинами тисків p_{n1} та p_{g1} на робочих вікнах розподільників 2 та 5 буде підтримуватись постійною і буде становити 1,5 МПа. Це дозволяє регулювати величину витрати від насоса 1 до гідроциліндра 6, змінюючи площі робочих вікон розподільників 2 або 5. Оскільки електромагніт 4 відкриває робоче вікно розподільника 2 на максимальну величину, яка не змінюється в процесі роботи, то регулювання величини витрати до гідроциліндра 6 здійснюється розподільником 5. Розподільник 5 керується вручну оператором екскаватора. Таким чином оператор екскаватора за допомогою розподільника 5 має змогу керувати швидкістю руху робочого органу в залежності від потреб. Варто відмітити, що для екскаватора малої розмірної групи має важливе значення зменшення величини перерегулювання по тиску в момент запуску робочого органу або його гальмування. Оскільки екскаватори малої розмірної групи мають не дуже велику масу, то значні величини перерегулювання по тиску будуть викликати помітні коливання робочих органів, елементів гідропривода та самої конструкції екскаватора. Це призводить до прискореного зношування елементів приводів та робочих органів, їх поламки та необхідності проведення ремонтних робіт. На

Кабедра Технологій та Автоматизації Машиннобудування

величину перерегулювання по тиску в значній мірі впливає залежність площі робочих вікон розподільників від величини переміщення їх золотників. На таку залежність можна впливати формуючи певний профіль робочих кромek золотників або зміною швидкості переміщення золотника на протязі величини його робочого ходу. Перший спосіб придатний для золотника розподільника 5, оскільки він переміщується вручну і регулювати швидкість переміщення його золотника не можливо, так як вона визначається навичками та досвідом оператора машини. Другий спосіб є підходящим для розподільника 2, оскільки його золотник 3 переміщується за допомогою електромагніту. Від контролера 17 сформується сигнал керування на електромагніт 4, який мінімізує величину перерегулювання по тиску в момент запуску або гальмування робочого органу. Важливо відмітити, що електрогідравлічна система керування забезпечує пропорційне керування швидкістю V_{c1} штока гідроциліндра 6, а відповідно і робочого органу екскаватора. В процесі роботи встановлена швидкість V_{c1} підтримується стабільною і не залежить від величини зустрічного навантаження $+T_{c1}$, як на холостих ходах, так і процесі копання. Стабілізація руху штока гідроциліндра 6 забезпечується за допомогою датчика тиску 10, контролера 17 та регулятора насоса 12, які працюють в автоматичному режимі. Тому для розробленої електрогідравлічної системи актуальним було проведення досліджень щодо впливу конструктивних параметрів регулятора 12 насоса 1, а також коефіцієнтів підсилення датчика тиску 10 і контролера 17 на стійкість роботи та швидкодію системи керування.

У випадку, якщо тиски p_{c1} та p_{g1} надмірно зростають, пропорційно зростає сигнал від датчика тиску 10. В контролер 17 закладено граничне значення сигналу від датчика тиску 10. При перевищенні граничного значення контролер 17 обмежує величину сигналу, що подається на електромагніт пропорційного клапана 14. Подальше зростання тисків p_{c1} та p_{g1} не буде супроводжуватись зростанням тиску p_{n1} на виході насоса 1. Різниця між значеннями p_{n1} та p_{g1} буде зменшуватись і при $p_{n1} = p_{g1}$ подача робочої рідини до гідроциліндра 6 припиниться. При цьому насос 1 буде подавати невелику витрату робочої рідини, що через дроселі 16, 15 та пропорційний клапан 14 буде надходити в бак 20. На виході насоса 1 при цьому

буде встановлено величину тиску p_n максимально допустиму для гідросистеми екскаватора. Робочий орган екскаватора рухатись не буде, але на ньому буде розвинути максимальне зусилля. Такий режим роботи необхідний для руйнування твердої породи. Мінімізація витрат насоса 1 при цьому суттєво зменшує непродуктивні втрати потужності, які могли мати місце при зупинці робочого органу екскаватора.

При перемиканні розподільника 5 в позицію В датчик положення 11 генерує відповідний сигнал, що поступає на контролер 17. Контролер 17 подає сигнал через підсилювач 18 на електромагніт 4. Електромагніт 4 перемикає золотник 3 в крайню ліву позицію і робоча рідина від насоса через розподільника 2 та 5 поступає до гідроциліндра 6. Відбувається рух штока гідроциліндра 6 вниз. Як правило в цей момент ковш екскаватора навантажений ґрунтом, що створює суттєве супутнє навантаження на гідроциліндрі 6. Злив робочої рідини від гідроциліндра 6 відбувається через гальмівний клапан 7 та розподільник 5 в бак 20. Гальмівний клапан 7 забезпечує підтримання на заданому рівні налаштованої швидкості опускання $-V_{cl}$, яка налаштовується величиною площі робочого вікна розподільника 5. Датчик тиску 10 в цьому режимі вимірює тиск p_{g1} в зливній лінії після гальмівного клапана. Ця величина є незначною і становить 0,2...0,3 МПа. Датчик тиску 10 генерує сигнал пропорційний невеликому тиску p_{g1} і подає цей сигнал на вхід контролера 17. Контролер 17 генерує сигнал пропорційний тиску p_{g1} і подає його на електромагніт пропорційного клапана 14. Регулятор 12 насоса 1 налаштовує величину тиску p_{n1} пропорційну незначному за величиною тиску p_{g1} . Таким чином в режимі роботи з супутнім навантаженням (при опусканні робочого органу) тиск на виході насоса є невеликим, що позитивно впливає на зменшення непродуктивних втрат потужності в гідросистемі екскаватора.

На рис. 3.2 представлено регулятор насоса. Регулятор складається з корпусів 1 та 2, пропорційного електромагніту 3. В корпусі 1 знаходиться золотник 5 з пружиною 6, а також дроселі 7, 8 та демпфер 9. В корпусі 2 розташований пропорційний клапан 10 та сідло 11. Працює регулятор насоса таким чином. Робоча рідина надходить в регулятор насоса через канал 12, з'єднаний з лінією нагнітання

насоса і діє на золотник 5. Золотник 5 знаходиться під дією пружини 6 і робочої рідини, що поступає від насоса через канал 12 та дросель 7. Пропорційний клапан 10 створює в пружинній камері золотника 5 тиск пропорційний тиску на вході в гідроциліндр, який в даний момент підключений до регульованого насоса.

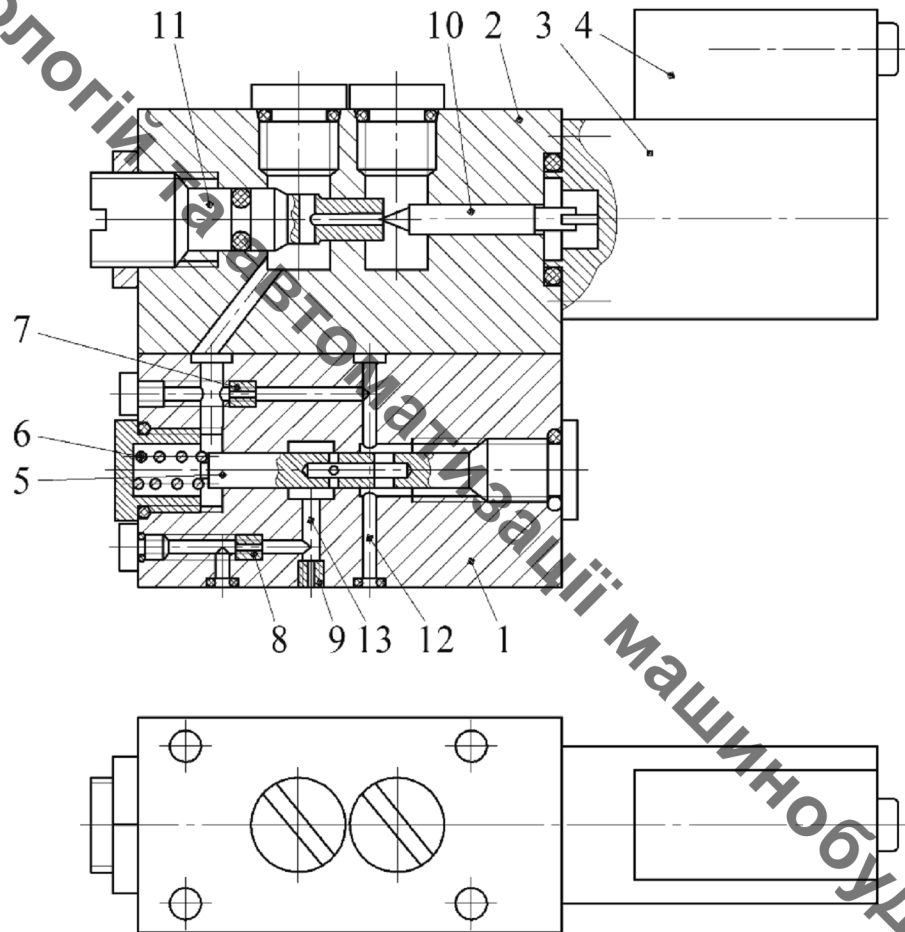


Рис. 3.2. Регулятора насоса для

Під дією цього тиску, а також під дією тиску робочої рідини, що поступає по каналу 12 з лінії нагнітання насоса, золотник 5 переміщується регулюючи витрату, що через демпфер 9 поступає до сервоциліндра насоса. Зміна положення сервоциліндра викликає відповідну зміну витрати насоса. Дросель 8 обмежує витрату робочої рідини через регулятор насоса на злив для зменшення непродуктивних втрат потужності. Демпфер 9 призначений для зменшення коливань тиску в сервоциліндрі насоса, а відповідно і в електрогідравлічній системі керування. Дросель 7 призначений для створення перепаду тиску на торцях золотника 5, який врівноважується пружиною 6. Наявність пропорційного

електромагніту 3 забезпечує можливість плавної зміни тиску керування в регуляторі насоса у відповідності із зміною навантаження на підключеному гідроциліндра. Регулятор насоса забезпечує можливість пропорційного керування витратою регульованого насоса шляхом зміни відкриття робочого вікна розподільника, через яке робоча рідина від насоса надходить до гідроциліндра. Регулятор насоса забезпечує незалежність витрати, що подається насосом до гідроциліндра.

3.2. Математична модель електрогідравлічної системи керування

Для нової схеми електрогідравлічної системи керування проведено обґрунтування вибору параметрів, які забезпечують її роботоздатність та необхідні статичні та динамічні характеристики. Гідросистема екскаватора малої розмірної групи працює в режимі, при якому мають місце включення та виключення різних приводів: стріли, рукояті, ківшу, механізму повороту. При чому навантаження на гідроциліндри машини також постійно змінюється. Має місце переміщення механізмів як без додаткового навантаження (з пустим ківшом), так і з ківшом наповненим в різній степені. При роботі гідросистеми екскаватора також постійно змінюються попутне та зустрічне навантаження. Враховуючи вище зазначене при розробленні електрогідравлічної системи керування проведені дослідження як в статичних, так і в динамічних режимах роботи. Для виконання таких досліджень була розроблена нелінійна математична модель при наступних допущеннях і спрощеннях: розглядаються зосередженні параметри елементів системи керування, втрати тиску в лініях не враховуються, втрати тиску залежать від величини втрати через робочі вікна елементів системи керування в квадратичній формі, сили сухого тертя в золотниках не враховуються, коефіцієнти стискання робочої рідини та гумо-металевих рукавів постійні і не залежать від величини тиску робочої рідини, залежність величини перерегулювання по тиску на виході насосу при зустрічному навантаженні значно більше ніж при супутньому, передавальна функція контролера моделюється пропорційною ланкою, перетікання робочої рідини між камерами гідроциліндра не враховуються,

перетікання робочої рідини між камерами розподільників не враховуються, температура робочої рідини прийнята постійною.

При розробленні математичної моделі використані наступні змінні:

γ – кут повороту планшайби насоса 1;

x – переміщення сервоклапана 14;

z – переміщення регулятора 13 насоса 1;

y_1 – переміщення золотника 3 розподільника 2;

p_{n1} – тиск на виході насоса 1;

p_0 – тиск на виході дроселя 16;

p_x – тиск на виході пропорційного клапана;

p_e – тиск в камері сервоциліндра насоса 1;

i_{m1} – струм в обмотці електромагніту сервоклапана 14;

p_{g1} – тиск в лінії між розподільником 5 та зворотним клапаном 8;

p_{c1} – тиск на вході в гідроциліндр 8;

v_{c1} – швидкість руху поршня гідроциліндра 6;

p_{y1} – тиск в лінії між розподільником 2 та розподільником 5;

U_1 – переміщення зворотного клапану;

i_{y1} – струм в обмотці електромагніту 4.

Математична модель включає такі рівняння. Рівняння моментів, що діють на планшайбу 1 (рівняння 3.1). Рівняння сил, що діють на сервоклапан 14 (рівняння 3.2). Рівняння сил, що діють на регулятор 13 насоса 1 (рівняння 3.3). Рівняння нерозривності потоків для лінії між насосом 1 та розподільником 2 (рівняння 3.4). Рівняння нерозривності потоків для лінії між регулятором 13 та дроселем 16 (рівняння 3.5). Рівняння нерозривності потоків для лінії між дроселем 15 та сервоклапаном 14 (рівняння 3.6). Рівняння нерозривності потоків для сервоциліндра насоса 1 (рівняння 3.7). Рівняння падіння напруги на обмотці електромагніту 4 розподільника 2 (рівняння 3.8). Рівняння сил, що діють на золотник 3 розподільника 2 (рівняння 3.9). Рівняння сил, що діють на зворотний клапан 9 (рівняння 3.10). Рівняння сил, що діють на поршень гідроциліндра 6 (рівняння 3.11). Рівняння нерозривності потоків для лінії між розподільником 2 та

розподільником 5 (рівняння 3.12). Рівняння нерозривності потоків для лінії між розподільником 5 та зворотним клапаном 8 (рівняння 3.13). Рівняння нерозривності потоків для лінії між зворотним клапаном 8 та гідроциліндром 6 (рівняння 3.14). Рівняння падіння напруги на датчику положення розподільника 5 (рівняння 3.15).

$$I \frac{d^2 \gamma}{dt^2} = p_{n1} \cdot f_5 \cdot l - p_e \cdot f_4 \cdot l - \frac{\pi \cdot \rho \cdot v_k \cdot d_4 \cdot l_4}{\varepsilon_0} \cdot \frac{d\gamma}{dt} \cdot \cos \gamma - M_{v2} + m_0 + m_1 \cdot Q_{n1} + m_2 \cdot p_{n1} + m_3 \cdot Q_{n1}^2 + m_4 \cdot p_{n1}^2 + m_5 \cdot p_{n1} \cdot Q_{n1} + m_f(\omega_n); \quad (3.1)$$

$$m_x \frac{d^2 x}{dt^2} = p_x \cdot \frac{\pi \cdot d_x^2}{4} k_m \cdot i_{m1} - \left(\frac{\pi \cdot \rho \cdot v_k \cdot d_x \cdot l_x}{\varepsilon_x} \right) \cdot \frac{dx}{dt}; \quad (3.2)$$

$$m_p \frac{d^2 z}{dt^2} = p_{n1} \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} - p_x \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} - C_p \cdot (H_p + z) - \frac{\pi \cdot \rho \cdot v_k \cdot d_p \cdot l_p}{\varepsilon_p} \cdot \frac{dz}{dt}; \quad (3.3)$$

$$F_7 \cdot d_8 \cdot k_1 \cdot n_n \cdot \operatorname{tg} \gamma - k_{n1} \cdot p_{n1} = \mu \cdot \pi \cdot d_{y1} \cdot y_1 \cdot \sqrt{\frac{2|p_{n1} - p_{y1}|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_{n1} - p_{y1}) + \mu \cdot k_z \cdot z \cdot \sqrt{\frac{2|p_{n1} - p_0|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_{n1} - p_0) + \beta_n \cdot W_{n1} \cdot \frac{dp_{n1}}{dt}; \quad (3.4)$$

$$\begin{aligned} & \mu \cdot k_z \cdot z \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{n1} - p_0|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_{n1} - p_0) = \\ & = \mu \cdot f_0 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_0}{\rho}} + \beta_p \cdot W_0 \frac{dp_0}{dt} + \mu \cdot f_e \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_0 - p_e|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_0 - p_e); \end{aligned} \quad (3.5)$$

$$\mu \cdot f_x \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{n1} - p_{x1}|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_{n1} - p_{x1}) = \mu \cdot \pi \cdot d_x \cdot x \cdot \sin\left(\frac{\alpha_x}{2}\right) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_x}{\rho}} + \beta_p \cdot W_x \frac{dp_x}{dt}; \quad (3.6)$$

$$\mu \cdot f_e \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_0 - p_e|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_0 - p_e) = \beta_p \cdot W_e \frac{dp_e}{dt} - \exp(A_e \cdot p_e + B_e \cdot t^\circ + C_e \cdot \varepsilon_e + D_e) - f_4 \cdot l \cdot \frac{d\gamma}{dt} \cdot \cos \gamma; \quad (3.7)$$

$$p_{c1} \cdot k_u \cdot k_c \cdot [F_k(i_{p1})] = L_e \frac{di_{m1}}{dt} + i_{m1} \cdot R_e; \quad (3.8)$$

$$m_u \frac{d^2 y_1}{dt^2} = k_m \cdot y_1 - c_g \cdot y_1 \cdot (H_y + y_1) - b_{y1} \frac{dy_1}{dt}; \quad (3.9)$$

$$m_{y1} \frac{d^2 U_1}{dt^2} = p_{g1} \cdot f_{g1} - c_g \cdot (H_u + U_1); \quad (3.10)$$

$$m_v \frac{d^2 v_{c1}}{dt^2} = p_{c1} \cdot F_{c1} - p_{p1} \cdot F_{c1} + T_{c1} - T_1; \quad (3.11)$$

$$\begin{aligned} & \mu \cdot \pi \cdot d_{y1} \cdot y_1 \cdot \sqrt{\frac{2|p_{n1} - p_{y1}|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_{n1} - p_{y1}) = \\ & = \mu \cdot f_{h1} \cdot \sqrt{\frac{2|p_{y1} - p_{g1}|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_{y1} - p_{g1}) + \beta \cdot W_y \cdot \frac{dp_{y1}}{dt}; \end{aligned} \quad (3.12)$$

$$\begin{aligned} & \mu \cdot \pi \cdot d_{u1} \cdot U_1 \cdot \sin \alpha_u \sqrt{\frac{2|p_{g1} - p_{c1}|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_{g1} - p_{c1}) + \beta_p \cdot W_g \cdot \frac{dp_{g1}}{dt} = \\ & = \mu \cdot f_{h1} \cdot \sqrt{\frac{2|p_{y1} - p_{g1}|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_{y1} - p_{g1}); \end{aligned} \quad (3.13)$$

$$\mu \cdot \pi \cdot d_{u1} \cdot U_1 \cdot \sin \alpha_u \sqrt{\frac{2|p_{g1} - p_{c1}|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_{g1} - p_{c1}) = v_{c1} \cdot F_{c1} + \beta_p \cdot W_c \cdot \frac{dp_{c1}}{dt}; \quad (3.14)$$

$$f_{h1} \cdot k_h \cdot F_k(i_h) = L_e \frac{di_{y1}}{dt} + i_{y1} \cdot R_e. \quad (3.15)$$

При розробленні математичної моделі використані такі позначення:

- J – момент інерції планшайби насоса 1;
 f_5, f_6 – площі сервоциліндрів насоса 1;
 ρ – густина робочої рідини;
 ν_k – кінематична в'язкість робочої рідини;
 ε_0 – осьовий зазор в золотнику сервоциліндра насоса 1;
 d_n – діаметр сервоциліндра насоса 1;
 $m_0, m_1, m_2, m_3, m_4, m_5, m_6$ – коефіцієнти в формулі розрахунку моменту опору на планшайбі насоса 1;
 Q_{n1} – витрата насоса 1;
 m_x – маса сервоклапана 14;
 d_x – діаметр сервоклапана 14;
 k_m – коефіцієнт підсилення електромагніту клапана 14;
 ε_x – зазор в сервоклапані 14;
 l_x – довжина контакту сервоклапана 14 та його корпусу;
 m_p – маса регулятора 13;
 d_p – діаметр регулятора 13;
 c_p – жорсткість пружини регулятора 13;
 H_p – попереднє стискання пружини регулятора 13;
 l_p – довжина контакту регулятора 13 та його корпусу;
 F_7 – площа поршнів насоса 1;
 k_1 – число поршнів насоса 1;
 n_n – число обертів валу насоса 1;
 k_{n1} – коефіцієнт перетікання робочої рідини в насосі 1;
 μ – коефіцієнт витрати;
 d_{y1} – діаметр золотника 3;
 k_z – коефіцієнт підсилення робочого вікна регулятора 13;
 β_n – коефіцієнт стискання робочої рідини та гумо-металевих трубопроводів;
 f_0 – площа дроселя 16;

- W_0 – об'єм лінії між регулятором 13 та дроселем 16;
 W_{n1} – об'єм лінії між насосом 1 та розподільником 2;
 f_x – площа робочого вікна дроселя 16;
 d_x – діаметр сервоклапана 14;
 α_x – кут нахилу робочих кромek сервоклапана 14;
 W_x – об'єм лінії між регулятором 13 та сервоклапаном 14;
 f_e – площа демпфера сервоциліндра насоса 1;
 W_e – об'єм камери сервоциліндра насоса 1;
 A_e, B_e, C_e, D_e – коефіцієнти для формули по визначенню витоків з камери сервоциліндра насоса 1;
 ε_e – зазор між сервоциліндром та корпусом насоса 1;
 k_u – коефіцієнт підсилення датчика тиску 10;
 k_c – коефіцієнт підсилення підсилювача 18;
 $F_k(i_{p1})$ – передавальна функція контролера 17;
 L_e – індуктивність електромагніту сервоклапана 14;
 R_e – активний опір обмотки електромагніту сервоклапана 14;
 m_{y1} – маса золотника 2;
 k_m – коефіцієнт підсилення електромагніту 4;
 c_y – жорсткість пружини золотника 2;
 H_y – попереднє стискання пружини золотника 2;
 f_{g1} – площа зворотного клапану 9;
 c_g – жорсткість пружини зворотного клапану 9;
 H_u – попереднє стискання пружини зворотного клапану 9;
 m_v – маса поршня гідроциліндра 6;
 F_{c1}, F_{p1} – площі поршня гідроциліндра 6;
 T_{c1} – навантаження на шток гідроциліндра 6;
 T_1 – сила тертя в гідроциліндрі 6;
 f_{h1} – площа робочого вікна розподільника 5;
 W_y – об'єм лінії між розподільниками 2 та 5;

d_{u1} – діаметр зворотного клапана 9;

α_u – кут нахилу робочих кромek корпусу зворотного клапану 9;

k_h – коефіцієнт підсилення датчика положення 11;

$F_k(i_h)$ – передавальна функція контролера 17 по сигналу датчика положення 11.

У випадку роботи гідросистеми екскаватора з супутнім навантаженням до математичної моделі, що представлена рівняннями 3.1 – 3.15 додається три рівняння. Це рівняння нерозривності потоків для лінії, що з'єднує розподільник 5 та штокову камеру гідроциліндра 6.

$$\mu \cdot f_{h1} \cdot \sqrt{\frac{2|p_{y1} - p_{p1}|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_{y1} - p_{p1}) = v_{c1} \cdot F_{p1} + \beta_p \cdot W_p \cdot \frac{dp_{p1}}{dt}; \quad (3.16)$$

Додається рівняння рівноваги сил, що діють на гальмівний клапан.

$$m_b \frac{d^2 y_b}{dt^2} = p_{p1} \cdot f_b - c_b \cdot (H_b + y_b); \quad (3.17)$$

А також рівняння нерозривності потоків для лінії, що з'єднує поршневу камеру гідроциліндра 6 та гальмівний клапан 7.

$$F_{c1} \cdot v_{c1} = \mu \cdot \pi \cdot d_b \cdot y_b \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_{c1}}{\rho}} + \beta \cdot W_c \cdot \frac{dp_{c1}}{dt}; \quad (3.17)$$

В рівняннях 3.16 – 3.18 використано наступні позначення:

W_p – об'єм лінії між розподільниками 5 та гідроциліндром 6;

y_b – координата положення гальмівного клапану;

f_b – площа гальмівного клапану;

c_b – жорсткість пружини гальмівного клапану 9;

H_d – попереднє стискання пружини гальмівного клапану;

m_b – маса гальмівного клапану;

d_b – діаметр гальмівного клапану 9.

Рівняння (3.16) використовується замість рівняння (3.13). Рівняння (3.14) в математичній моделі роботи гідросистеми із супутнім навантаженням не використовується.

Рівняння математичної моделі розв'язані за допомогою програми MATLAB-Simulink. Використано метод чисельного інтегрування системи жорстких нелінійних диференціальних рівнянь за допомогою метода Розенброка. Абсолютна точність при розв'язанні системи рівнянь становить 10^{-6} , відносна 10^{-3} . Використовується змінний крок при розв'язанні рівнянь, що входять до математичної моделі.

На рис. 3.3 представлена блок-схема розв'язання рівнянь математичної моделі. Блок-схема включає 15 підсистем, кожна з яких певного рівняння математичної моделі, а також блок, який задає сигнал, що імітує дію оператора при включенні гідросистеми в роботу та осцилограф для реєстрації результатів розв'язання системи рівнянь.

Блок NASOS забезпечує розв'язання рівняння (3.1) моментів, що діють на планшайбу насоса 1. Блок SERVOKL забезпечує розв'язання рівняння (3.2) сил, що діють на сервоклапан 14. Блок REGNAS забезпечує розв'язання рівняння (3.3) сил, що діють на регулятор 13 насоса 1. Блок TUSKNAS забезпечує розв'язання рівняння (3.4) нерозривності потоків для лінії між насосом 1 та розподільником 2. Блок TUSKDROS забезпечує розв'язання рівняння (3.5) нерозривності потоків між регулятором 13 та дроселем 16. Блок TUSKSERVOKL забезпечує розв'язання рівняння (3.6) нерозривності потоків між дроселем 15 та сервоклапаном 14. Блок TUSKSERVOCYL забезпечує розв'язання рівняння (3.7) нерозривності потоків для сервоциліндра насоса 1. Блок MAGN1 забезпечує розв'язання рівняння (3.8), що описує падіння напруги на обмотці електромагніту 4. Блок ROZPODOSN забезпечує розв'язання рівняння (3.9) сил, що діють на золотник 3 розподільника 2. Блок ZVORRLAP забезпечує розв'язання рівняння (3.10) сил, що діють на зворотний клапан 9. Блок CYLINDER забезпечує розв'язання рівняння (3.11) сил, що діють на поршень гідроциліндра 6.

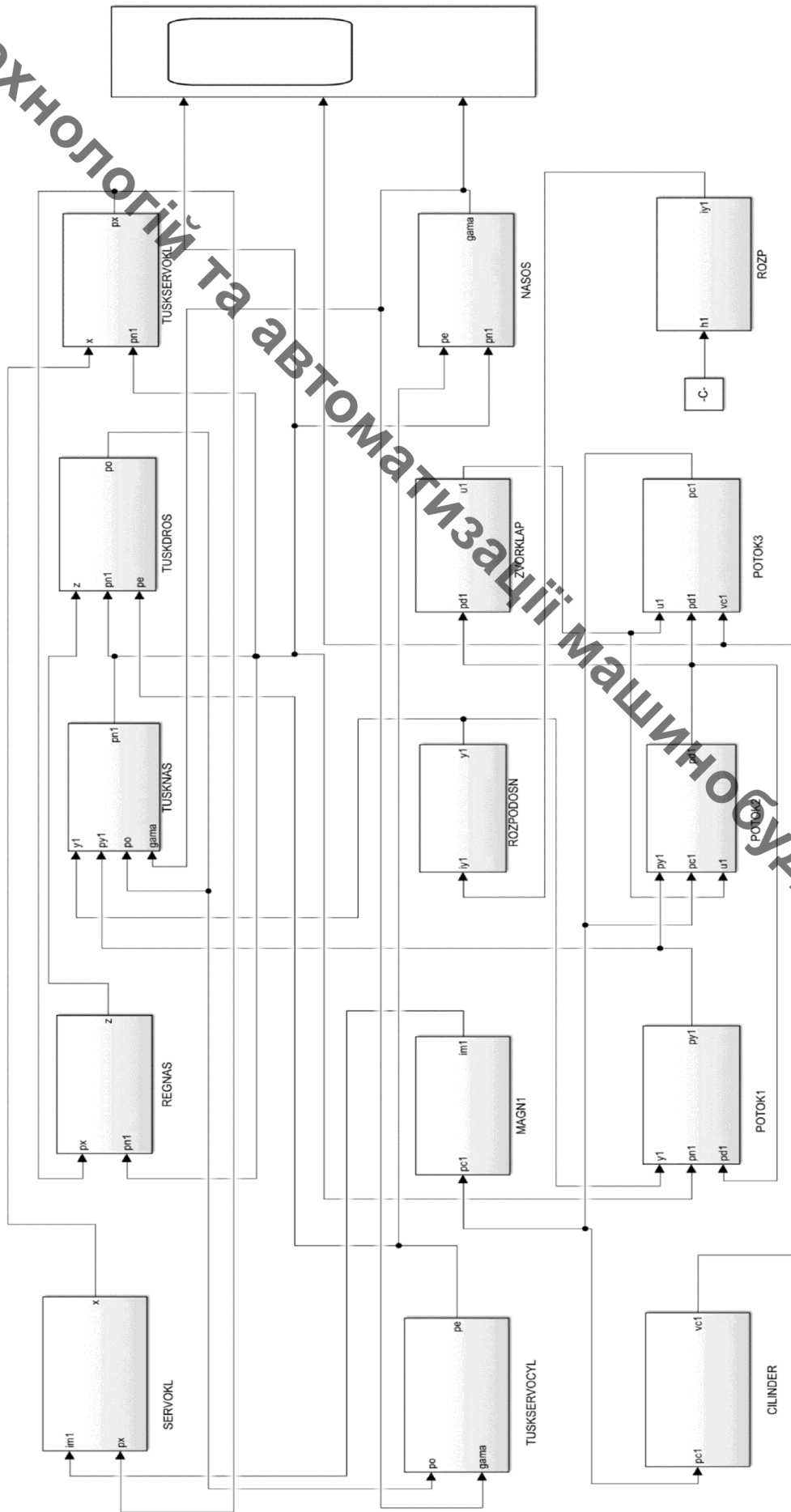


Рисунок 3.3 – Блок-схема розв'язання системи рівнянь математичної моделі

Блок РОТОК1 забезпечує розв'язання рівняння (3.12) нерозривності потоків для лінії між розподільником 2 та розподільником 5. Блок РОТОК2 забезпечує розв'язання рівняння (3.13) нерозривності потоків для лінії між розподільником 5 та зворотним клапаном 8. Блок РОТОК3 забезпечує розв'язання рівняння (3.14) нерозривності потоків для лінії між зворотним клапаном 8 та гідроциліндром 6. Блок ROZP забезпечує розв'язання рівняння (3.15), що описує передачу сигналу від датчика положення 11 до електромагніту 4.

Блок-схема (рис.3.3) розв'язання системи рівнянь математичної моделі побудована таким чином, що на виході кожного блоку тільки одна змінна. Одночасно для знаходження значень змінних, що визначаються у кожному із блоків на вхід цих блоків слід подати декілька змінних, що входять до складу рівняння даного блоку. В результаті блок-схема розв'язання системи рівнянь, що входять до складу математичної моделі має значну кількість зв'язків між блоками. Це відображає складну динамічну картину робочого процесу в розробленій електрогідравлічній системі керування. Кожний із блоків, що входить до складу блок-схеми представленої на рис. 3.3 має свою доволі складну структуру. Так на рис. 3.4 представлено структуру блока CYLINDER, що описує рух поршня гідроциліндра (рис.3.2). До складу блок-схеми входить блок 9, через який вводиться значення величини тиску p_{c1} на вході в гідроциліндр 6. Значення тиску p_{c1} визначається у блоці РОТОК3. Окрім того до даної блок-схеми вводиться ряд постійних величин, які описують конструктивні параметри гідроциліндра 6. Через блок From1 вводиться площа поршня F_{c1} , через блок From3 вводиться величина тиску p_{p1} в штоковій камері, через блок From7 вводиться величина поршня зі сторони штокової камери, через блок From23 вводиться величина сили T_{c1} , що діє на шток, через блок From11 вводиться величина сили тертя T_1 , через блок From13 вводиться величина маси поршня m_v . Блок 1 визначає величину сили $p_{c1} \cdot F_{c1}$, що діє на поршень гідроциліндра зі сторони поршневої камери. Блок 2 визначає величину сили $p_{p1} \cdot F_{p1}$, що діє на поршень гідроциліндра зі сторони штокової камери. Блок 3 визначає суму сил, що діють на поршень гідроциліндра. Блок 4 визначає прискорення, з яким рухається поршень гідроциліндра.

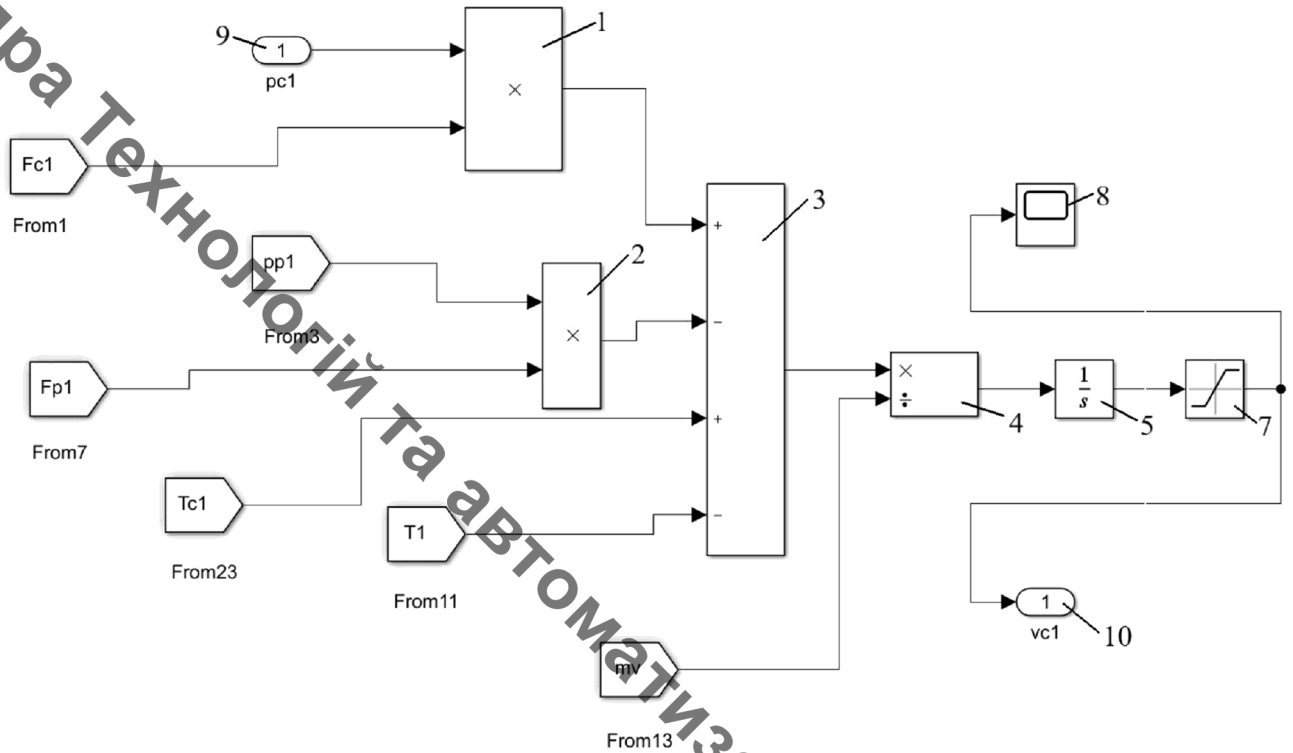


Рисунок 3.4 – Блок-схема розв’язання рівняння сил, що діють на шток гідроциліндра

Блок 5 визначає величину швидкості v_{c1} , з якою рухається поршень гідроциліндра. Блок 7 обмежує величину швидкості, з якою може рухатись поршень гідроциліндра. Блок 8 забезпечує представлення залежності величини швидкості v_{c1} від часу в перехідних процесах. Блок 10 виводить поточне значення величини швидкості руху поршня гідроциліндра v_{c1} та передачу на вхід інших блоків, що складають блок-схему системи рівнянь математичної моделі (рис. 3.3).

РОЗДІЛ 4 РОЗРАХУНОК ХАРАКТЕРИСТИК ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНОЇ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ

На основі розробленої математичної моделі та програми в середовищі MATLAB-Simulink проведені дослідження стійкості роботи системи керування впливу параметрів на статичні та динамічні характеристики, розраховані енергетичні характеристики. Проведено спеціальне дослідження по впливу закону руху електрогідравлічного розподільника на закон зміни тиску на виході регульованого насосу.

4.1. Дослідження стійкості гідросистеми

При розробці нової схеми електрогідравлічної системи визначені її параметри, при яких забезпечується стійка робота гідросистеми екскаватора. Електрогідравлічна система керування включає регулятори, які працюють в автоматичному режимі. Такими регуляторами являються регулятор 12 насоса 1, гальмівний клапан 7 та зворотний клапан 8 (рис. 3.2). Регулюючі елементи цих регуляторів переміщуються під дією сил, що визначаються величинами тисків робочої рідини під їх торцями та силами, що визначаються стисненням пружин. Вказані сили постійно змінюються в перехідних режимах роботи системи керування і через ці сили регулятори впливають на гідроциліндр, насос та взаємодію між собою. Це може призвести до стану, при якому перехідний процес в системі керування не завершується станом рівноваги регуляторів, гідроциліндра та насоса. Окрім того, датчик тиску 10 отримує змінний зв величиною сигнал із лінії на вході зворотного клапану. На основі цього сигналу контролер 17 формує сигнал, що подається на регулятор 12 насоса 1. В результаті в перехідному процесі регулятор 12 та планшайба насосу 1 входять в коливальний процес, який має бути затухаючим. В іншому випадку робота системи керування буде нестійкою. Забезпечення умов стійкої роботи системи керування гідроприводом є однією з самих важливих задач при розробленні нових схем. Вказана задача ускладнюється тим, що на елементи регулювання регуляторів, а також на поршень гідроциліндра діють сили сухого та

в'язкого тертя, а лінії системи керування заповнені рідиною, яка має певну податливість в сукупності з гумово-металевою структурою рукавів високого тиску. На умови забезпечення стійкості впливає також значна маса робочого органу, що приєднаний до штока гідроциліндра 6.

Умови забезпечення стійкості електрогідравлічної системи керування визначені за допомогою математичної моделі. На рис. 4.1 представлено перехідний процес, розрахований при таких основних параметрах:

$$d_c = 70 \cdot 10^{-3} \text{ м}, W_{n1} = 1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3, W_c = 1,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3, Q_{n1} = 0,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}, \\ m_v = 600 \text{ кг}, T_{c1} = 60 \text{ кН}, k_z = 0,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}, f_0 = 1,2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

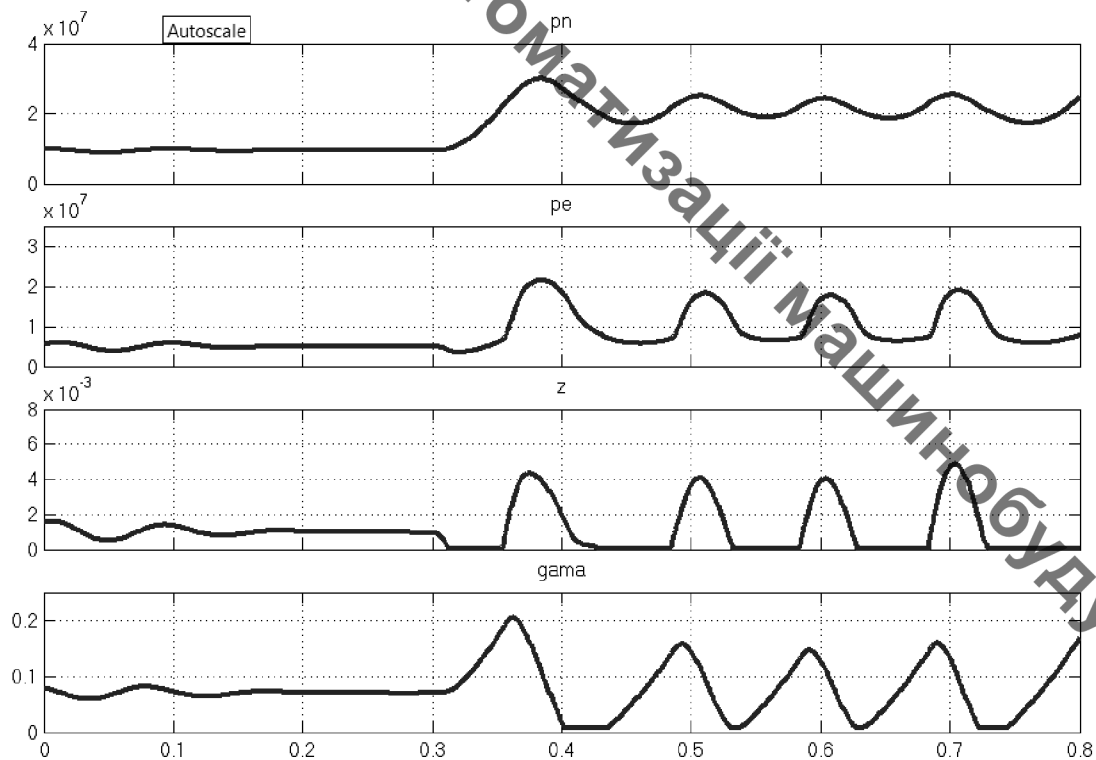


Рисунок 4.1 – Нестійка робота електрогідравлічної системи керування при

$$f_0 = 1,2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 \text{ та } k_z = 1,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Таке сполучення параметрів є несприятливим і виникають незатухаючі коливання в електрогідравлічній системі керування екскаватором. Величини тисків p_n та p_e , координата z золотника регулятора насоса та кут γ положення планшайби насоса після ступінчастого підвищення навантаження T_{c1} на штоці гідроциліндра змінюються за періодичним законом з частотою 10 Гц і амплітуда цих коливань з часом не зменшується. Відповідно змінюються за періодичним законом і всі інші

змінні, що описують стан системи керування. Рух робочого органу нестабільний, в приводі екскаватора мають місце значні зусилля, що впливає негативно на ресурс роботи машини.

Для забезпечення стійкості роботи електрогідравлічної системи керування необхідно визначити як впливають конструктивні параметри на характер перехідних процесів. Це дозволить обґрунтовано вибирати значення конструктивних параметрів на стадії проектування. Визначення впливу конструктивних параметрів здійснено шляхом розрахунку перехідних процесів при різних значеннях параметрів. По виду перехідних процесів визначалась коливальність системи керування. Коливальність визначається, як кількість повних коливань в перехідному процесі. Якісним вважається перехідний процес при значенні коливальності $k = 3$. Межа стійкості визначається як значення параметра, при якому в системі керування існують автоколивання із сталою амплітудою. На рис. 4.2 представлено вплив величин Q_{n1} , m_v та T_{c1} на стійкість роботи системи керування.

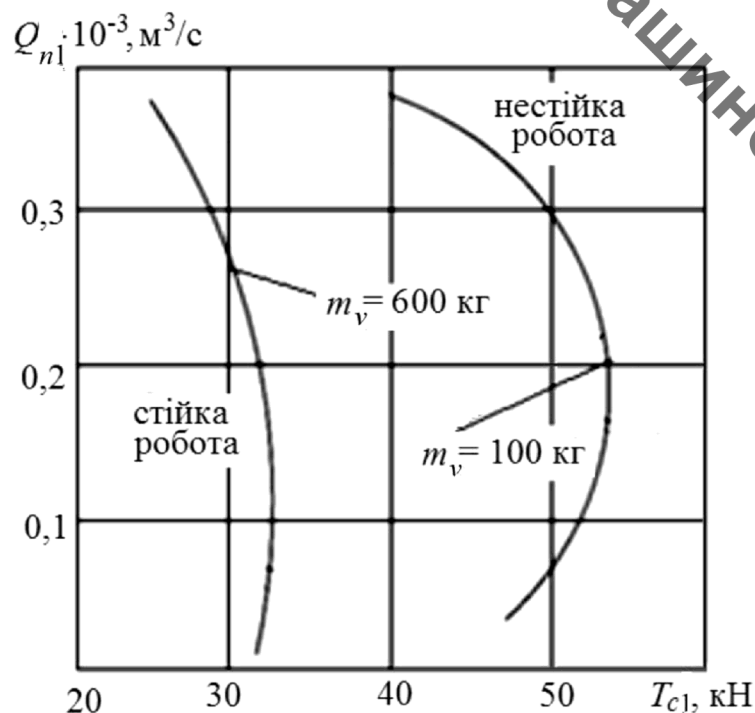


Рисунок 4.2 – Вплив параметрів Q_{n1} , m_v та T_{c1} на стійкість роботи системи керування

При значеннях навантажень більше порогового значення настає не стійка робота системи керування. Це порогове значення суттєво залежить від маси робочого органу. В розглянутому діапазоні зміни T_{c1} та при масі $m_v = 600$ кг система керування працює не стійко при всіх значеннях $T_{c1} > 30$ кН. Величина витрати насоса Q_{n1} впливає на стійкість роботи системи керування в значно меншій мірі. Вплив Q_{n1} на стійкість проявляється в основному при великих значеннях $T_{c1} > 40$ кН. Проведене дослідження показує, що для забезпечення стійкості роботи системи керування в усіх діапазонах зміни Q_{n1} , m_v та T_{c1} необхідно розробляти заходи з вибором конструктивних параметрів регуляторів. На рис. 4.3 представлено вплив на стійкість роботи системи керування діаметра гідروциліндра d_c .

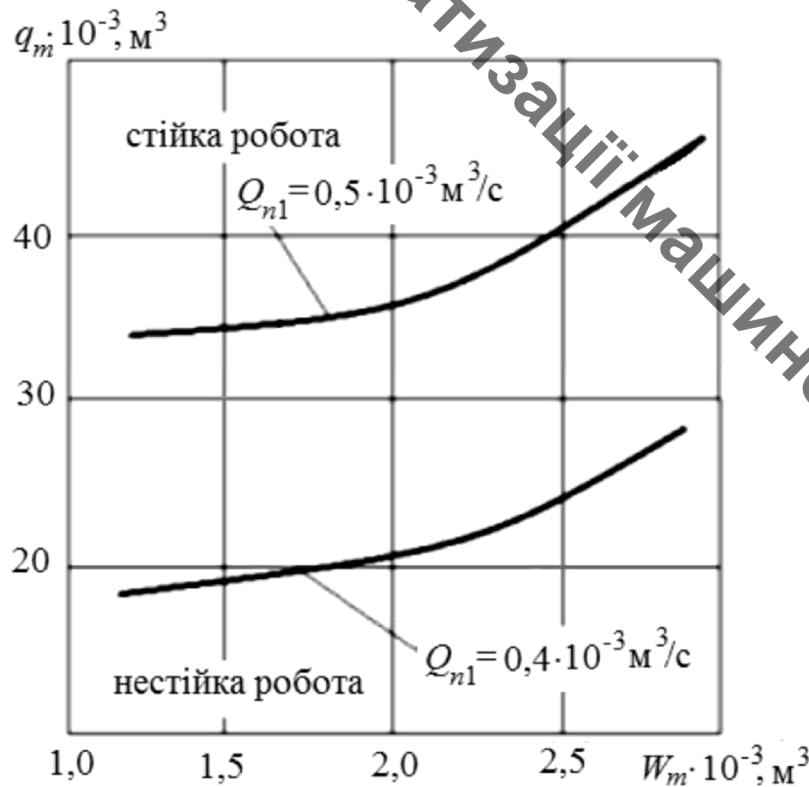


Рисунок 4.3 – Вплив параметрів d_c , W_{n1} , W_c на стійкість роботи системи керування

При значенні об'єму W_{n1} лінії між насосом 1 та розподільником 2 збільшення значення $d_c > 60 \cdot 10^{-3}$ м супроводжується нестійкою роботою. При збільшенні об'єму W_{n1} зона нестійкої роботи значно розширюється і нестійка робота може виникати вже при значеннях $d_c > 40 \cdot 10^{-3}$ м. при цьому треба брати до уваги

вплив на стійкість роботи системи керування величину об'єму W_c між зворотним клапаном 8 і гідроциліндром 6. При значеннях $W_{n1} = 1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ зона стійкої роботи суттєво розширюється, а збільшення W_{n1} до $2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ робить роботу нестійкою практично у всіх діапазонах зміни d_c та W_c . отримані результати також дозволяють зробити висновок, що для забезпечення стійкої роботи системи керування у всіх діапазонах зміни d_c , W_{n1} та W_c необхідно розробити заходи по визначенню значень конструктивних параметрів регуляторів. Відомий досвід експлуатації гідросистем на основі регульованих насосів дозволяє вибрати параметри регулятора насоса, які в найбільшій мірі впливають на стійкість роботи системи керування. До таких параметрів перш за все відносяться площа дроселя f_0 та коефіцієнт підсилення вікна k_z робочого вікна золотника регулятора насосу. Розглянуто вплив цих параметрів в діапазоні $k_z = (1,0 \dots 2,0) \cdot 10^{-3} \text{ м}$ та $f_0 = (1,0 \dots 2,0) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ на стійкість роботи системи керування (рис. 4.4).

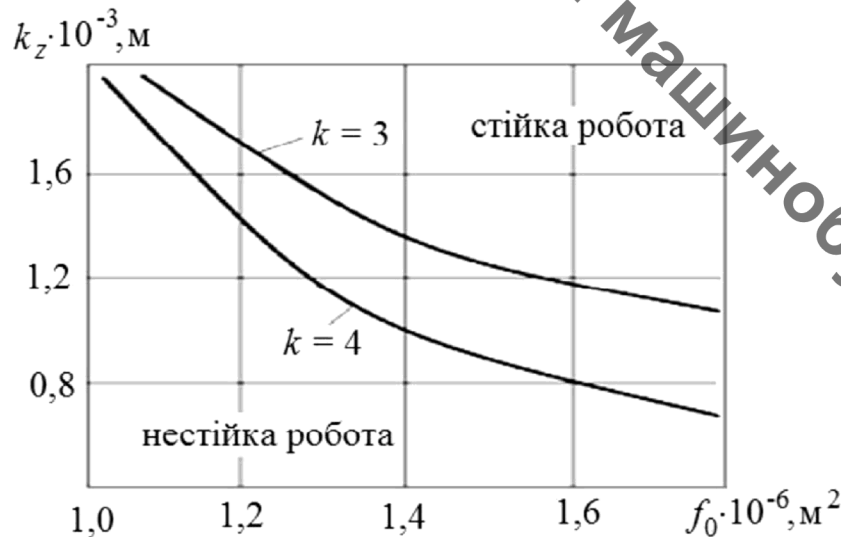


Рисунок 4.4 – Вплив параметрів регулятора насоса k_z та f_0 на стійкість системи керування при зустрічному навантаженні

В результаті досліджень виявлено, що для забезпечення стійкості роботи необхідно одночасно збільшувати значення k_z та f_0 . Однак збільшення f_0 супроводжується збільшенням непродуктивних втрат потужності у регульованому насосі, тому більш доцільним є забезпечення стійкості роботи системи керування за рахунок вибору більших значень k_z . При виборі f_0 з діапазону $f_0 = (1,2 \dots 2,6) \cdot$

10^{-6} м^2 та k_z з діапазону $k_z = (1,6 \dots 2,0) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ забезпечується стійка роботи системи керування, при цьому величина коливальності в системі керування буде становити $k < 3$. На рис. 4.5 представлено вплив діаметра гальмівного клапану d_b та коефіцієнта k_b підсилення робочого вікна цього клапану на стійкість.

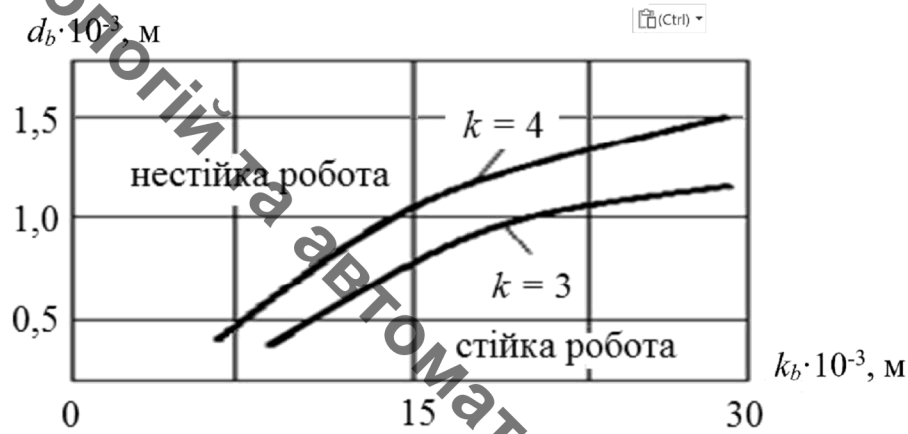


Рисунок 4.5 – Вплив параметрів гальмівного клапану d_b та k_b на стійкість системи керування при супутньому навантаженні

Забезпечити стійкість роботи системи керування можливо при зменшенні діаметра гальмівного клапану d_b до значень $d_b = (10 \dots 12) \cdot 10^{-3} \text{ м}$. Якщо одночасно збільшувати величину k_b то можна використовувати більші значення d_b до величини $15 \cdot 10^{-3} \text{ м}$. При цьому коливальність в системі керування не буде перевищувати $k = 3$. Дослідження стійкості та вплив параметрів k_z, f_0, d_b, k_b проведені при наступних значеннях параметрів:

$$d_c = 70 \cdot 10^{-3} \text{ м}, \quad W_{n1} = 1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3, \quad W_c = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3,$$

$$Q_{n1} = 0,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}, \quad m_v = 600 \text{ кг}, \quad T_{c1} = 60 \text{ кН}.$$

На рис. 4.6 представлено перехідний процес при ступінчастій зміні величини зустрічного навантаження з 30 кН до 60 кН. В системі керування має місце затухаючий перехідний процес, час регулювання при цьому становить $t_p = 0,4 \text{ с}$, а величина перерегулювання по тиску $p_{n1} \sigma = 45\%$. Такі показники якості керування забезпечені при наступних значеннях параметрів регуляторів $f_0 = 1,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ та $k_z = 2,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$.

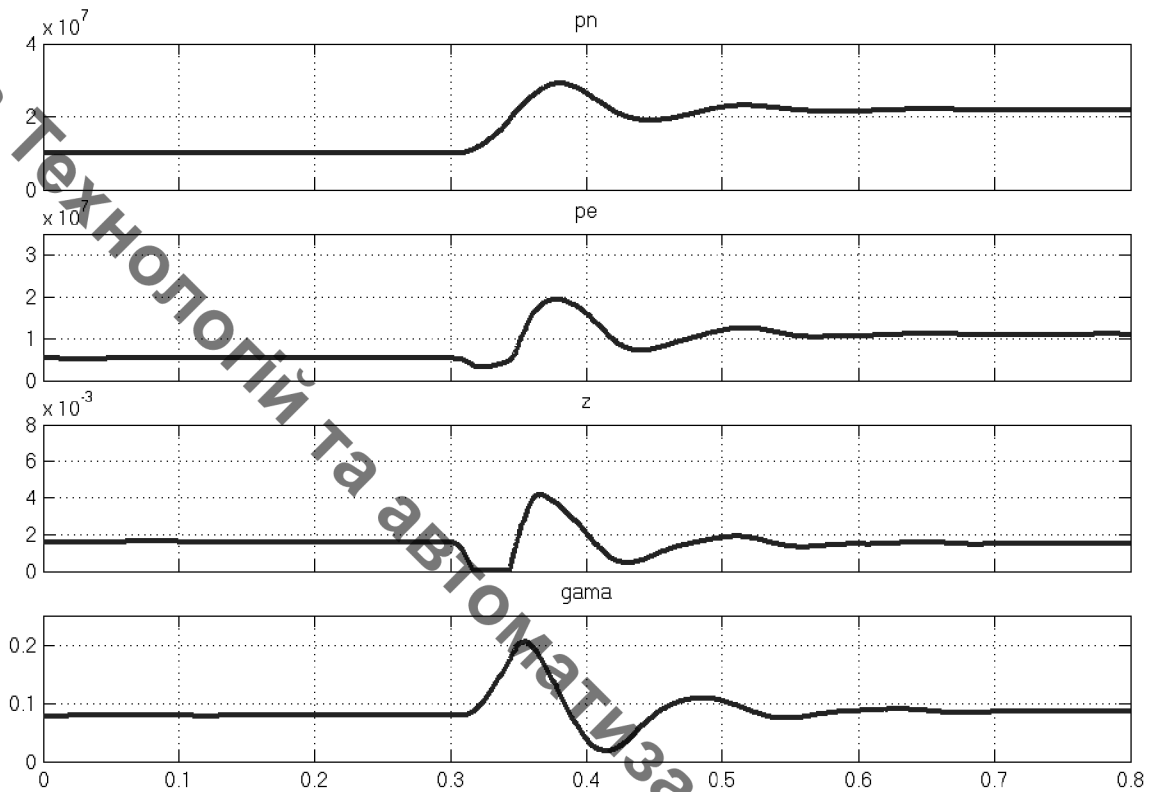


Рисунок 4.6 – Стійка робота електрогидравлічної системи керування при

$$f_0 = 1,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 \text{ та } k_z = 2,0 \cdot 10^{-8} \text{ м}^3$$

4.2. Розрахунок динамічних характеристик електрогидравлічної системи керування

В роботі розв'язана задача зменшення навантаження на насос та гідроциліндри, що приводять до руху робочі органи. Зменшення навантаження забезпечено за рахунок зменшення величини перерегулювання по тиску, що виникає в перехідних процесах. Таке зменшення перерегулювання досягнуто при одночасному збереженні швидкодії системи керування, яке оцінювалось за часом регулювання. В розробленій системі моделювався перехідний процес під час роботи екскаватора. Величина відкриття розподільника 2 (рис.3.2) змінювалась ступінчасто, відповідно змінювалась величина витрати від насоса 1 до гідроциліндра 6. В результаті чого змінювалась швидкість руху v_c поршня гідроциліндра і навантаження T_c на його штоку. На рис. 4.7 представлено

перехідний процес в системі керування при навантаженні T_c на гідроциліндрі 3000 Н.

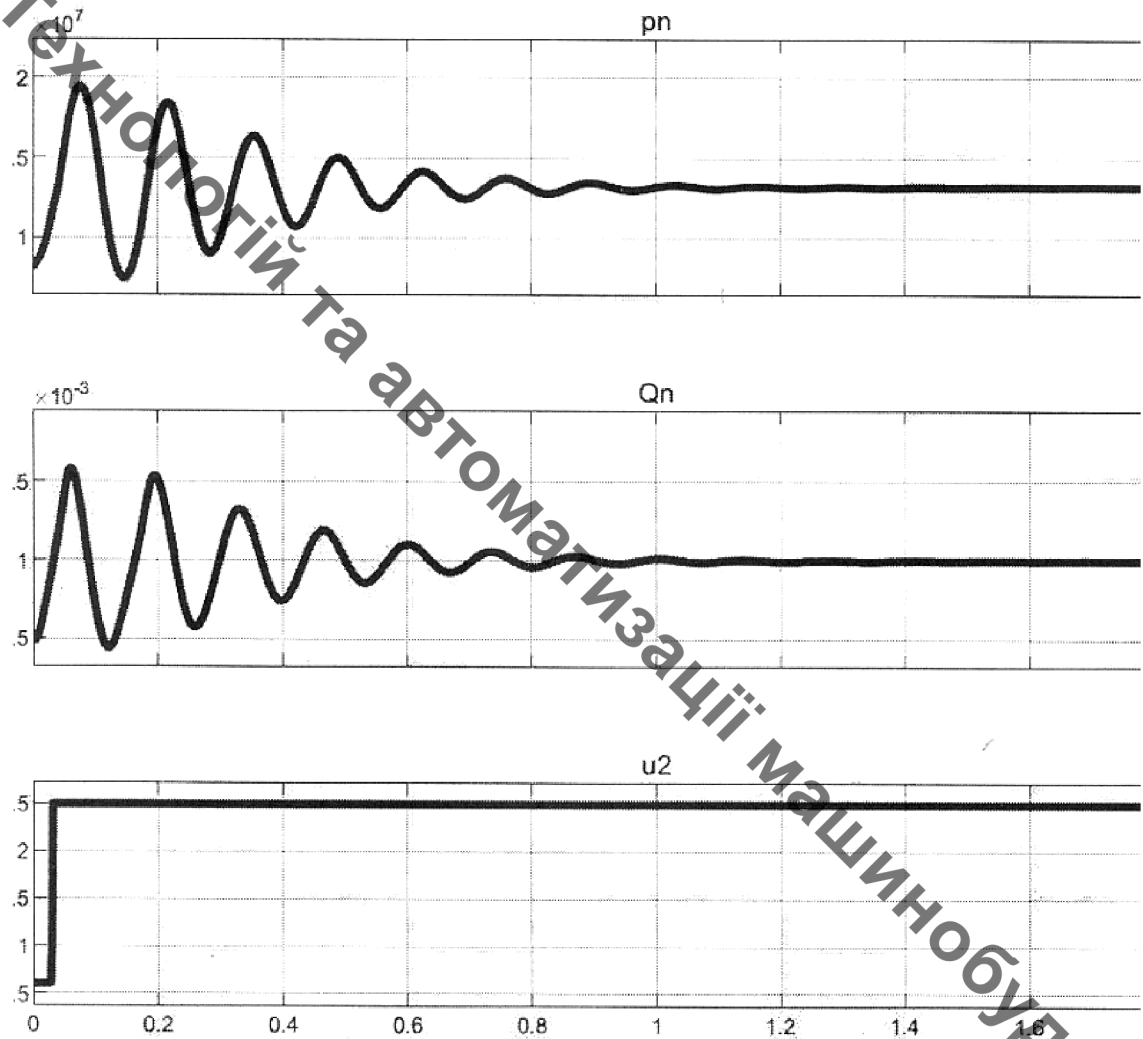


Рисунок 4.7 – Вплив величини навантаження $T_c = 3000$ Н на вид перехідного процесу

Перехідний процес має суттєво коливальний характер. Величина подачі Q_n насоса 1, як і тиск p_n на виході насоса, суттєво змінюються, що викликає перевантаження насоса. Перерегулювання становить $\sigma = 47$ %, а час регулювання $t_p = 1,18$ с. При збільшенні навантаження $T_c = 1000$ Н (рис. 4.8) має місце зростання перерегулювання в системі керування, яке становить $\sigma = 53$ % по тиску p_n , а час регулювання дорівнює $t_p = 1,4$ с, що є досить значною величиною. Величина коливальності досягає $k = 10$, що є недопустимим для гідросистем мобільних машин.

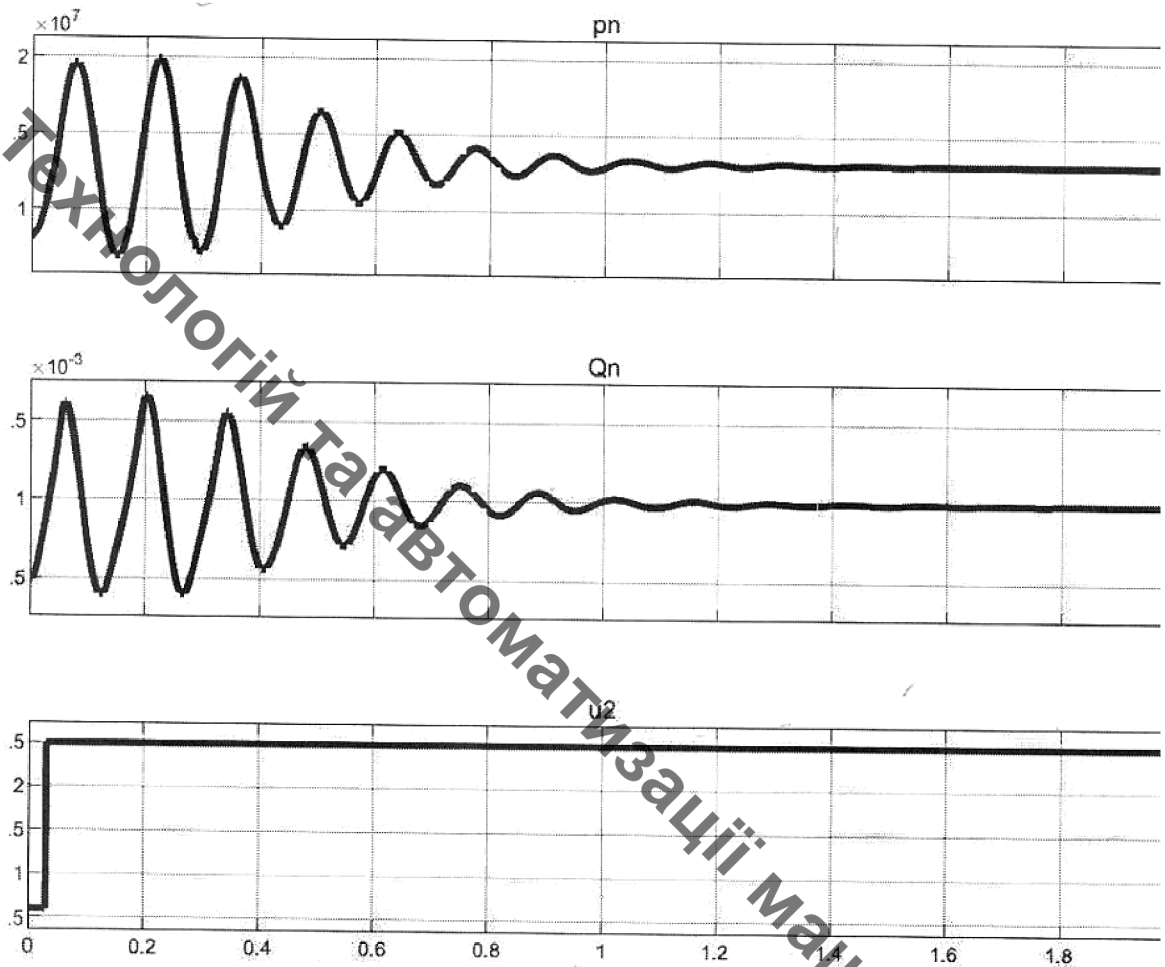


Рисунок 4.8 – Вплив величини навантаження $T_{c1} = 10000$ Н на вид перехідного процесу

Проведено дослідження роботи системи керування при різних значеннях сили T_c навантаження на гідроциліндрі. Результати досліджень представлені на рис. 4.9. Діапазон зміни T_c становить від 3000 Н до 10000 Н. Із зменшенням навантаження T_c зменшується σ до величини 46 % та час регулювання $t_p = 1,17$ с, що однак, варто розцінити як не прийнятні величини σ та t_p . Постає необхідність пошуку засобів зменшення перерегулювання σ та часу регулювання t_p в перехідних процесах перш за все при високих значеннях T_c , що діє на шток гідроциліндра. З цією метою проведено дослідження впливу на динамічні характеристики величини діаметру d_{y1} золотника розподільника 2. Діаметр золотника d_{y1} визначає коефіцієнт підсилення робочого вікна розподільника 2, який формує швидкість зростання величин тисків в системі керування та подачі насоса 1.

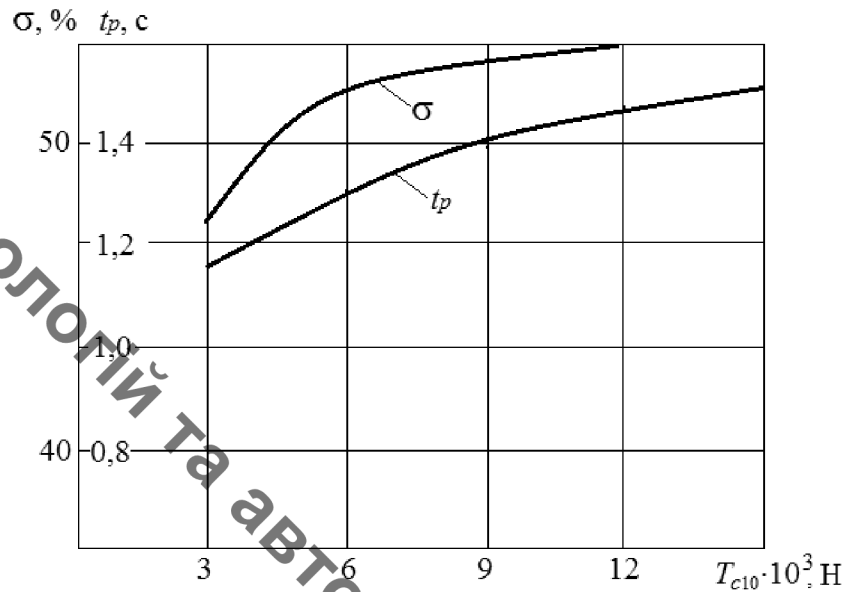


Рисунок 4.9 – вплив величини навантаження T_{c1} на гідроциліндр на час регулювання t_p та перерегулювання σ

Це в свою чергу впливає на величину перерегулювання σ по тиску в системі керування, а значить і на величину перенавантаження насоса 1 та гідроциліндра 6.

На рис. 4.10 представлено перехідний процес, розрахований в системі керування при великому значенні діаметра $d_{y1} = 24 \cdot 10^{-3}$ м золотника 3 розподільника 2. При великих значеннях діаметра d_{y1} коливальність системи керування суттєво зростає. В даному випадку величина перерегулювання також зростає і становить $\sigma = 67 \%$, а час перехідного процесу перевищує $t_p > 3$ с. З метою визначення величини діаметра d_{y1} , яка забезпечує зменшення коливальності, перерегулювання та часу регулювання визначено вплив d_{y1} на динамічні характеристики. Такі залежності представлені на рис. 4.11. дослідження проведено в діапазоні зміни $d_{y1} = (13 \dots 26) \cdot 10^{-3}$ м. Зменшення d_{y1} суттєво впливає на величину σ . Так при $d_{y1} = 24 \cdot 10^{-3}$ м $\sigma = 67 \%$, а при $d_{y1} = 13 \cdot 10^{-3}$ м $\sigma = 46 \%$. Діаметр d_{y1} також значно впливає на час регулювання t_p . Так при $d_{y1} = 20 \cdot 10^{-3}$ м $t_p = 2$ с, а при $d_{y1} = 13 \cdot 10^{-3}$ м $t_p = 1,18$ с. Для зменшення коливальності, часу регулювання та перерегулювання в системі керування слід рекомендувати при конструюванні розподільника значення діаметра золотника в діапазоні $d_{y1} = (13 \dots 26) \cdot 10^{-3}$ м.

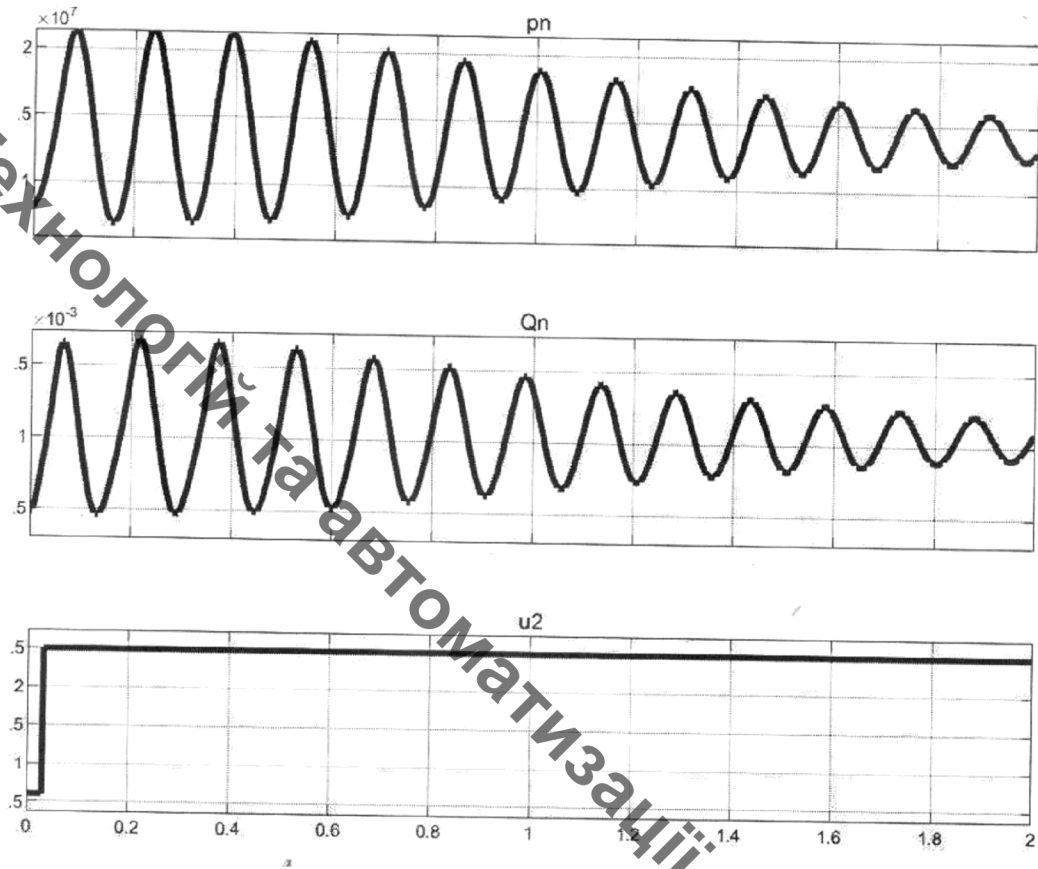


Рисунок 4.10 – Вплив діаметра d_{y1} розподільника на вид перехідного процесу.

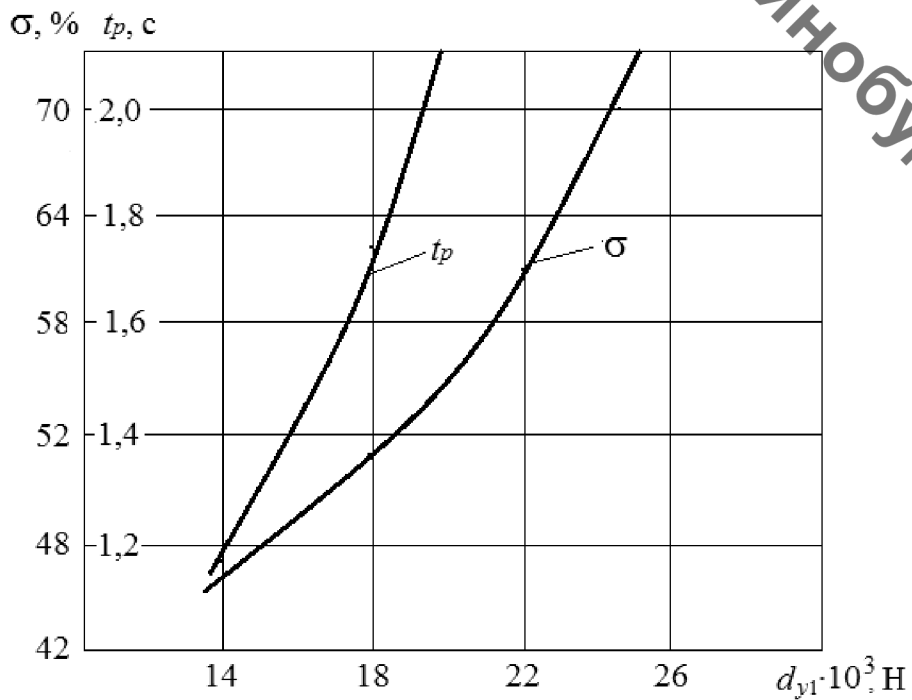


Рисунок 4.11 – Вплив діаметра золотника d_{y1} розподільника на час регулювання t_p та перерегулювання σ

В процесі досліджень визначено також вплив на динамічні характеристики об'єму гідроакумулятора W_a , встановленого на виході насоса 1. Відомо, що встановлення гідроакумуляторів дозволяє знизити пікові навантаження по тиску. Задача полягає в тому, щоб для розробленої системи керування визначити об'єм W_a гідроакумулятора. На рис. 4.12 представлено перехідний процес в системі керування, розрахований при застосуванні гідроакумулятора об'ємом $W_a = 2,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$.

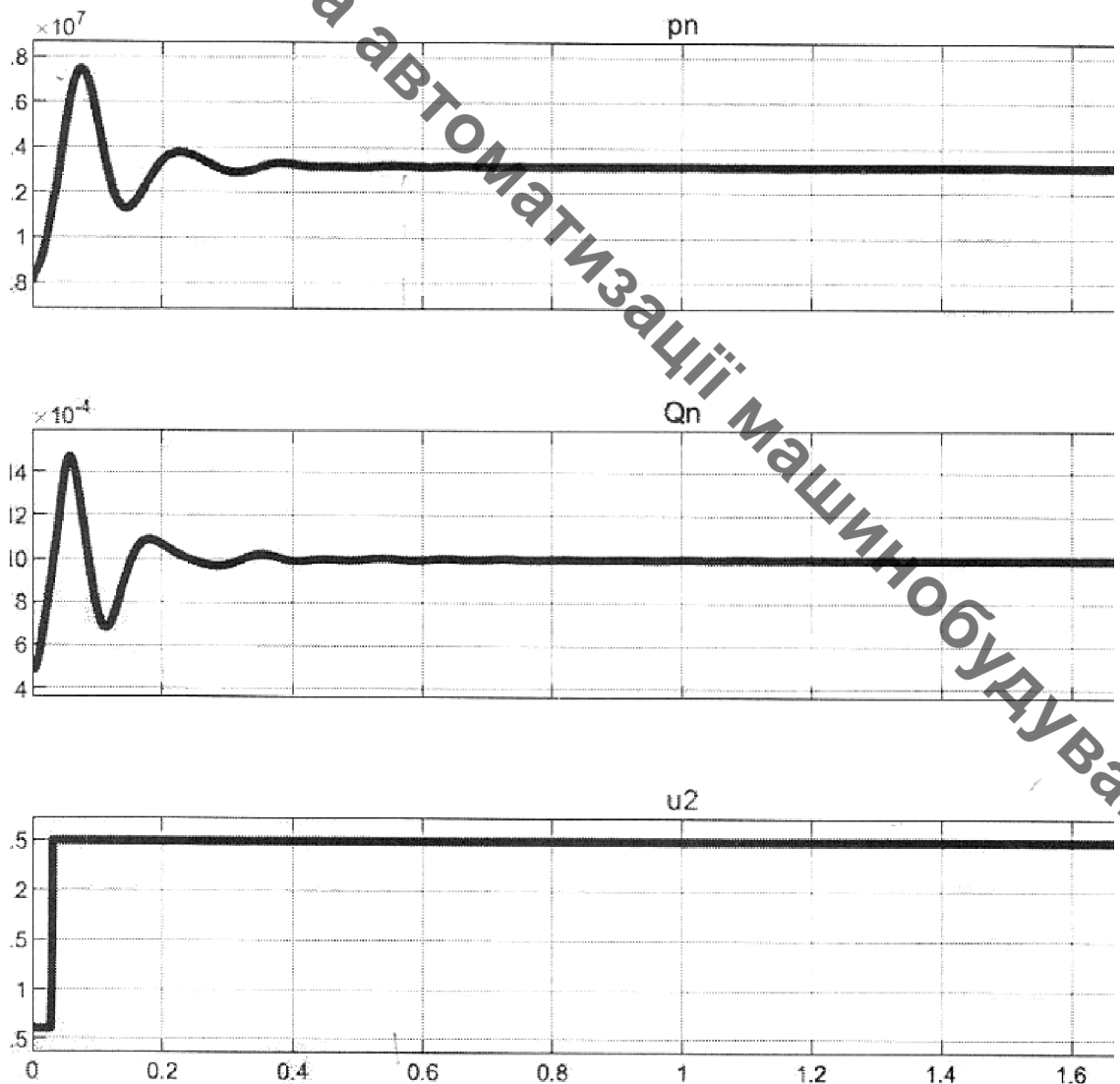


Рисунок 4.12 – Вплив об'єму акумулятора W_a на вид перехідного процесу

Використання гідроакумулятора суттєво зменшує величину перерегулювання в системі керування. У даному випадку перерегулювання знизилось і становить $\sigma = 30 \%$, що є допустимим для систем автоматичного керування. Час регулювання t_p

0,56 с, що значно менше, чим у випадку відсутності гідроаккумулятора в системі керування. Коливальність становить $k = 3$, що відповідає вимогам до систем такого класу. На рис. 4.13 представлено вплив об'єму W_a гідроаккумулятора на час перехідного процесу t_p та перерегулювання σ при зміні W_a в діапазоні від $2,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ до $2,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$.

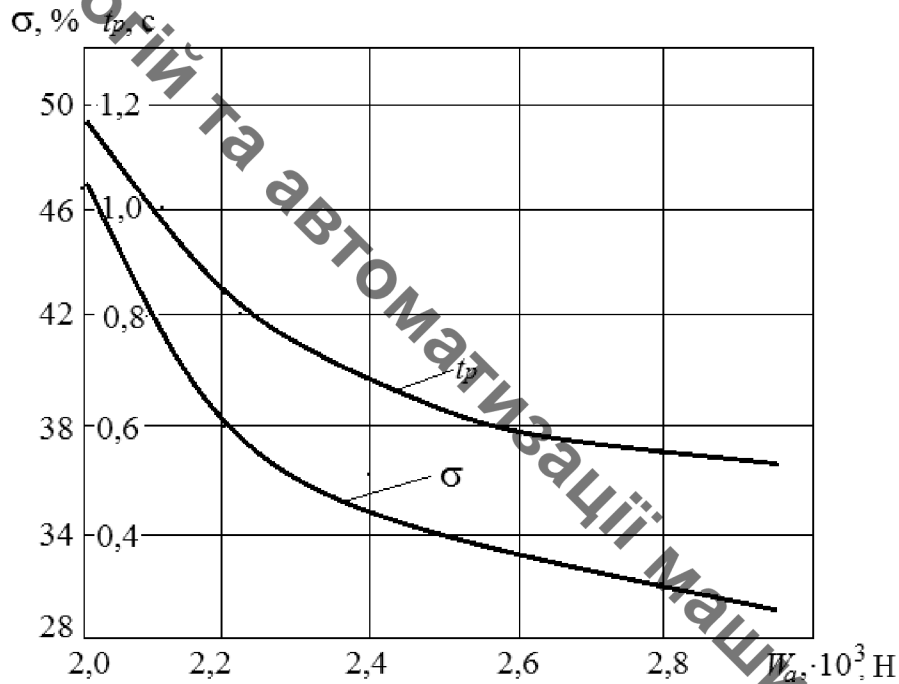


Рисунок 4.13 – Вплив величини об'єму W_a акумулятора на час перехідного процесу та перерегулювання

Час регулювання t_p суттєво зменшується при збільшенні величини W_a . Так при $W_a = 2,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ час регулювання становить 1,05 с, а при $W_a = 2,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ $t_p = 0,56$ с. При $W_a = 2,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ $\sigma = 47$ %, а при $W_a = 2,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ $\sigma = 30$ %. При збільшенні W_a до значень більших за $2,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ вплив W_a на t_p та σ не суттєвий. При проектуванні системи керування слід використовувати гідроаккумулятор з об'ємом $W_a = (2,6 \dots 2,8) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$.

В процесі роботи проведено дослідження впливу закону зміни сигналу U_2 , що подається на електромагніт 4 розподільника на динамічні характеристики системи керування. Закон зміни сигналу U_2 визначає залежність переміщення y_1 золотника 3 від часу. Відповідно до зміни величини переміщення y_1 змінюється площа робочого вікна розподільника 2. Зміна сигналу, що подається на електромагніт

розподільника від часу представляється дробово-кусковою залежністю, представленою на рис. 4.14.

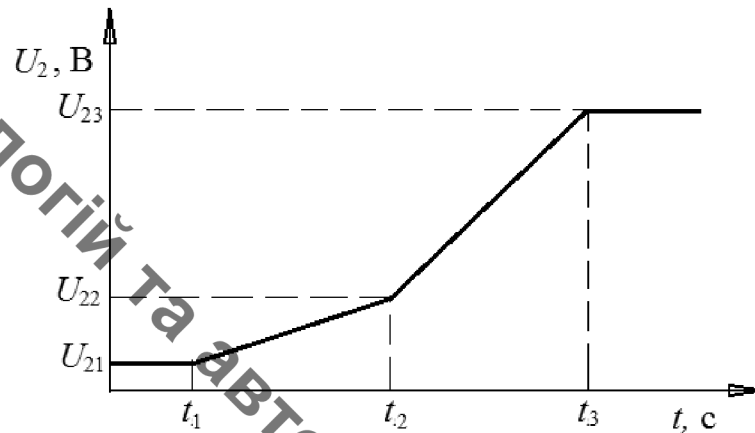


Рисунок 4.14 – Залежність сигналу керування U_2 на магніті розподільника від часу

Дробово-кускова функція описується наступним чином:

$$U_2 = \begin{cases} U_{21}, & \text{при } 0 \leq t < t_1 \\ k_{22} \cdot (t - t_1), & \text{при } t_1 \leq t < t_2 \\ k_{23} \cdot (t - t_2), & \text{при } t_2 \leq t < t_3 \end{cases}$$

В діапазоні $0 \leq t < t_1$ на електромагніт 4 подається постійний сигнал напруги U_{21} , якій дозволяє електромагніту стиснути пружину золотника 3 і забезпечити подолання зони перекриття. В діапазоні часу $t_1 \leq t < t_2$ на електромагніт 4 подається зростаючий сигнал напруги із коефіцієнтом підсилення k_{22} , який дозволяє поступово розігнати золотник, щоб не відбувалося різкого зростання тиску p_n , а час регулювання t_p залишався на допустимому рівні $t_p < 1,0$ с. на рис. 4.15 представлено розрахунковий перехідний процес при сигналі керування, що подається на електромагніт 4 зі значеннями коефіцієнтів підсилення напруги $k_{22} = 3$, $k_{23} = 12$. Час регулювання при цьому становить $t_p = 0,8$ с, а перерегулювання по тиску $\sigma = 15$ %, перерегулювання по подачі насоса дорівнює $\sigma_1 = 18$ %. Перехідний процес розраховано при використанні гідроаккумулятора об'ємом $W_a = 2,6 \cdot 10^{-3}$ м³.

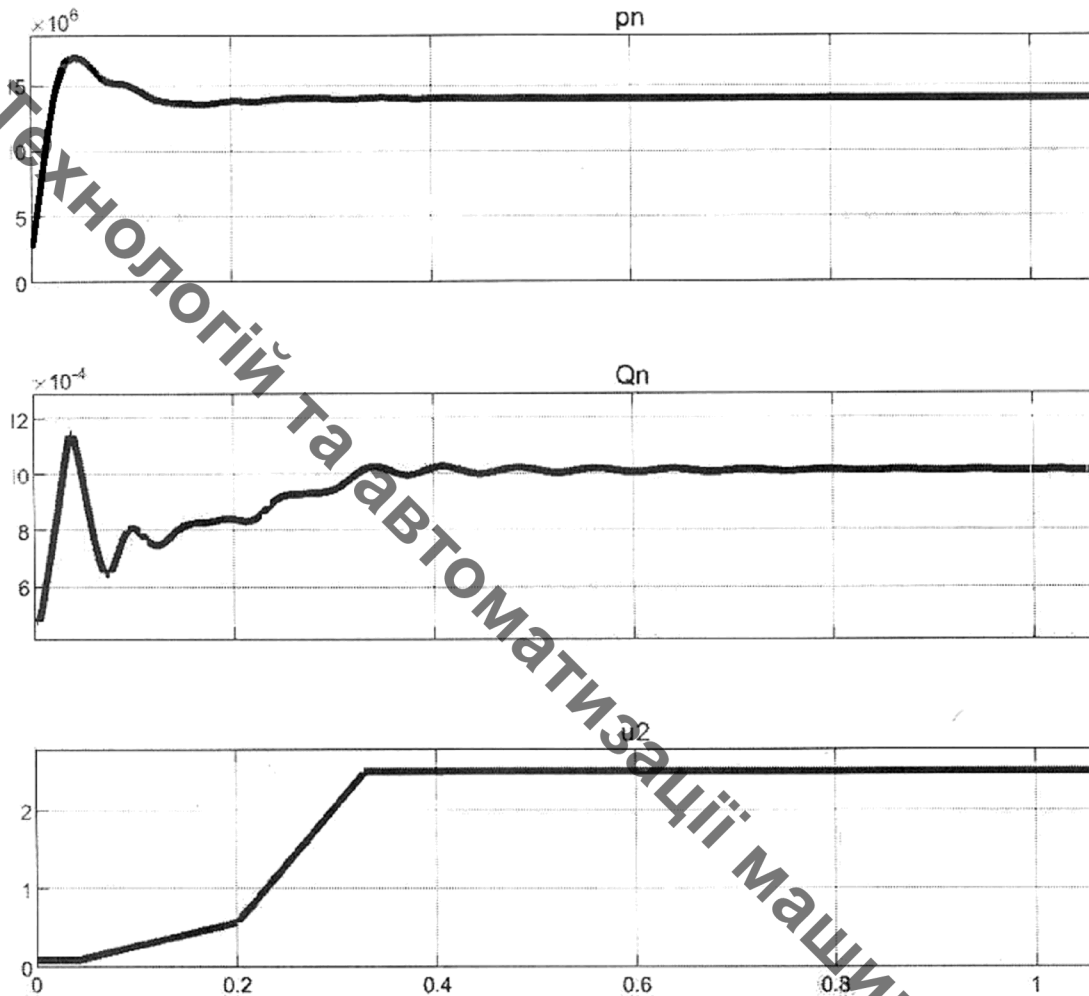


Рисунок 4.15 – Вплив закону сигналу керування на електромагнітні розподільника на вид перехідного процесу

4.3. Висновки

За результатами виконання роботи зроблені наступні висновки.

1. Тенденцією розвитку гідросистем для екскаваторів малої розмірної групи є перехід на електрогідравлічне керування.
2. У відповідності до сучасних тенденцій розроблена нова схема електрогідравлічної системи керування для екскаватора малої розмірної групи. Система керування включає два регульованих насоси, розподільники з ручним та електричним керуванням, систему датчиків та програмований контролер. Це дозволяє забезпечувати суміщення роботи

двох любих гідроциліндрів, що входять до складу гідросистеми екскаватора. При цьому забезпечується пропорційне керування швидкістю руху робочих органів та стабілізація швидкості їх руху як при зустрічному, так і при супутньому навантаженнях.

3. Розроблено нелінійну математичну модель нової системи керування та програму розв'язання системи диференціальних рівнянь в середовищі MATLAB-Simulink, що дозволило визначити динамічні характеристики розробленої системи.
4. Досліджено умови стійкості роботи системи. Визначено, що стійку роботу можна забезпечити при значеннях коефіцієнта підсилення робочого вікна золотника регулятора насоса $k_z = 1,6 \cdot 10^{-3}$ м та величині дроселя регулятора насоса $f_0 = 1,6 \cdot 10^{-6}$ м².
5. Визначено, що час регулювання та перерегулювання в системі можна зменшити за рахунок вибору діаметра золотника розподільника в діапазоні $d_{y1} = (13...16) \cdot 10^{-3}$ м та об'єму гідроаккумулятора в діапазоні $W_a = (2,6...2,8) \cdot 10^{-3}$ м³.
6. Знайдено закон зміни напруги U_2 на електромагніті розподільника, при застосуванні якого перерегулювання по тиску становить $\sigma = 15$ %, а перерегулювання величини подачі становить $\sigma = 18$ %.

РОЗДІЛ 5 ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ НАУКОВО-ТЕХНІЧНИХ РОБІТ ПО РОЗРОБЛЕННЮ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНОЇ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ЕКСКАВАТОРОМ

5.1. Проведення наукового аудиту науково-дослідної роботи

Проведемо оцінювання ступеня новизни науково-дослідної роботи згідно даних, розміщених в [22].

Гідроагрегати для створення електрогідравлічної системи керування екскаватором (ЕГСКЕ) в Україні на сьогоднішній день не випускаються, відповідно відсутня можливість створення екскаваторів вітчизняного виробництва без залучення комплектуючих іноземного виробництва, які мають досить високу ціну. На основі розроблених агрегатів 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 взаємного впливу параметрів нової ЕГСКЕ на характеристики гідроприводу та машини в цілому. Формуються практичні рекомендації. Згідно даних [22] 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 [22] 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 ЕГСКЕ для екскаватора та її 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 [22].

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 практиці	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	Конкуренція немає
8	Відсутні фахівці як з технічної, так і з комерційної реалізації ідеї	Необхідно наймати фахівців або витратити значні кошти та час на навчання наявних фахівців	Необхідне незначне навчання фахівців та збільшення їх штату	Необхідне незначне навчання фахівців	Є фахівці з питань як з технічної, так і з 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 є	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 запрошувались конструктор, технолог та маркетолог підприємства «Будагромаш» м. Київ. 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		
	1.Конструктор	2.Технолог	3.Економіст
	Бали, виставлені експертами:		
1	2	2	2
2	1	2	3
3	2	3	1
4	3	4	3
5	4	3	3
6	4	2	3
7	2	4	3
8	4	3	4
9	2	2	3
10	2	3	3
11	4	3	4
12	3	2	2
Сума балів	32	33	34
Середньоарифметична сума балів СБ	$СБ = \frac{32 + 33 + 34}{3} = 33$		

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 ЕГСКЕ при СБ = 33 вважається вищим середнього.

Визначений рівень розробки та її комерційний потенціал обумовлений перевагами, які будуть мати екскаватори, що оснащені такими гідроприводами.

До таких переваг відносяться:

- суттєве зменшення витрат пального;
- зменшення навантажень на робочі органи екскаватора, збільшення ресурсу експлуатації машини;
- підвищення якості виконуваних робіт за рахунок введення функції регулювання швидкості руху робочих органів екскаватора в широких діапазонах.

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.

5.3.1 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;

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	14000	636,4	50	31820,0	Роботи по розрахунках моделі
2. Старший науковий співробітник	18000	818,2	25	20455,0	Керівник проекту
3. Інженер	12000	545,5	25	13636,4	Креслярські роботи
Всього				65911,4	

Додаткова заробітна плата визначалась за формулою:

$$Z_d = (0,1 \dots 0,12) \cdot Z_o = 0,11 \cdot 65911,4 = 7250,2 \text{ грн.}$$

Нарахування на заробітну плату виконавців проекту визначають за формулою:

$$H_{зп} = (Z_o + Z_d) \cdot \frac{\beta}{100} = (65911,4 + 7250,2) \cdot \frac{22}{100} = 16095,6 \text{ грн.}$$

де Z_o – основна заробітна плата робітників, грн.;

Z_d – додаткова заробітна плата всіх робітників, грн.;

β – 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 використано канцелярський папір та канцтовари. Потреба канцелярського паперу складала 4 пачки по 250 листів формату А4. Канцелярські товари оцінюємо в 50 % від вартості канцелярського паперу. Тоді:

$$M = 4 \cdot 240 \cdot 1,1 + 0,5 \cdot 4 \cdot 240 \cdot 1,1 = 1584,8 \text{ грн.}$$

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

В процесі виконання роботи були використані:

- Персональний комп'ютер вартістю 15600 грн.
- Багатофункціональний пристрій типу Canon вартістю 12500 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.

$$K = 15600 \cdot 1 \cdot 1,1 + 12500 \cdot 1 \cdot 1,1 = 17160 + 13750 = 30910 \text{ грн.}$$

В процесі виконання роботи використано 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 2350 USD, при курсі Нацбанку України 37,4 грн/USD коштує $2350 \cdot 37,4 = 87890$ грн = C_3 .

Балансову вартість програмного забезпечення розрахуємо за формулою:

$$V_{\text{прг}} = \sum_{i=1}^K C_i + C_i + K_i = 1100 \cdot 1 \cdot 1,1 + 1820 \cdot 1 \cdot 1,1 + 87890 \cdot 1 \cdot 1,1 = 99891 \text{ грн,}$$

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 $C = 30910 + 99891 = 133801$ грн.

У спрощеному вигляді амортизація цілому може бути розрахована за формулою:

$$A = \frac{C \cdot N_a}{100} \cdot \frac{T}{12} = \frac{133801 \cdot 25}{100} \cdot \frac{6}{12} = 16725,1 \text{ грн.}$$

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 побутових споживачів (промислових підприємств) за формулою:

$$C_e = (C_{\text{опт}} + C_{\text{розп}} + C_{\text{пост}}) \cdot \left(1 + \frac{\text{ПДВ}}{100\%}\right) = (2,7 + 0,345 + 0,199) \cdot \left(1 + \frac{20}{100}\right) = 3,89 \text{ грн/кВт·год,}$$

де $C_{\text{опт}} = 2,72$ грн/кВт·год – середня оптова ціна на електроенергію станом на 1.06.2022 р. [21];

$C_{\text{розп}} = 0,345$ грн/кВт·год – вартість передачі електроенергії від Вінницяобленерго на 2022 рік;

$C_{\text{пост}} = 0,199$ грн/кВт·год – вартість розподілу 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) [21].

Витрати на електроенергію визначимо за формулою:

$$B_e = \sum_{i=1}^n \frac{W_{yi} \cdot t_i \cdot C_e \cdot K_B}{\eta_i} = \frac{0,4 \cdot 958 \cdot 3,89 \cdot 0,9}{0,9} + \frac{0,42 \cdot 25 \cdot 3,89 \cdot 0,9}{0,9} = 1531,4 \text{ грн,}$$

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	958	1490,6
Багатофункціональний пристрій	0,42 кВт	25	40,8
Всього			1531,4

5.3.5 Витрати на відрядження та на роботу сторонніх організацій.

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

$$V_{\text{св}} = (Z_o + Z_p) \cdot \frac{H_{\text{св}}}{100\%} = (65911,4 + 7250,2) \cdot \frac{5}{100} = 3658,1 \text{ грн.}$$

Витрати на оплату послуг сторонніх організацій визначаються за формулою:

$$V_{\text{сп}} = (Z_o + Z_p) \cdot \frac{H_{\text{сп}}}{100\%} = (65911,4 + 7250,2) \cdot \frac{10}{100} = 7316,2 \text{ грн.}$$

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

$$I_v = (Z_o + Z_p) \cdot \frac{H_{\text{ів}}}{100\%} = (65911,4 + 7250,2) \cdot \frac{15}{100} = 10974,3 \text{ грн.}$$

Накладні загальновиробничі витрати визначаються за формулою:

$$V_{\text{нзв}} = (Z_o + Z_p) \cdot \frac{H_{\text{нзв}}}{100\%} = (65911,4 + 7250,2) \cdot \frac{100}{100} = 73162,0 \text{ грн.}$$

5.3.6 Витрати на проведення науково-дослідної роботи.

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

$$\begin{aligned} V_{\text{заг}} &= Z_o + Z_d + Z_{\text{зп}} + M + V_{\text{спец}} + V_{\text{прг}} + A_{\text{обл}} + V_e + V_{\text{св}} + V_{\text{сп}} + I_v + V_{\text{нзв}} = \\ &= 65911,4 + 7250,2 + 16095,6 + 1584 + 30919 + 99891 + 16725,1 + 1531,4 + \\ &+ 3658,1 + 7316,2 + 10974,3 + 73162 = 335007,3 \text{ грн.} \end{aligned}$$

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

$$ЗВ = \frac{B_{\text{заг}}}{\eta} = \frac{335007,3}{0,1} = 3350073 \text{ грн,}$$

$\eta = 0,1$, оскільки розробка знаходиться на стадії науково-дослідних робіт.

5.4 Важливість та наукова значущість науково-дослідної роботи

В результаті виконання роботи буде створена нова електрогідравлічна система керування екскаватором малої розмірної групи. Така система керування дозволяє оперативно підключати до працюючих органів екскаватора регульовані насоси. Для забезпечення такого підключення використовуються датчики положення, датчики тиску, контролер та розподільник з електрогідравлічним керуванням. В результаті кожен із працюючих в даний момент гідроциліндрів екскаватора буде мати індивідуальне живлення. Це дозволяє подавати до гідроциліндрів таку подачу від насосів, яка споживається гідроциліндрами. Тиск на виході кожного з двох насосів буде пропорційним величині тисків на підключених в даний момент гідроциліндрах. Все це забезпечує суттєве зростання гідравлічного ККД розробленої системи керування у порівнянні з аналогами, що випускаються в Україні. Результатом буде зменшення витрат на паливе в процесі експлуатації екскаваторів, оснащених розробленими електрогідравлічними системами керування.

Другою перевагою запропонованої системи керування є зменшення величини тиску на виході насосів в перехідних процесах за рахунок застосування розробленого закону переміщення золотників розподільників. Зменшення величини тиску на виході насосів буде забезпечувати збільшення ресурсу роботи насосів екскаватора і зменшувати втрати на їх обслуговування та ремонт.

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. Репінський С. В.	к.т.н. Савуляк В.В.
Важливості роботи I	5	5
Використання результатів роботи n	3	3
Складності роботи T_c	3	3
Результативності роботи R	4	4

Комплексний показник рівня науково-дослідної роботи розраховуємо за формулою:

$$K_p = \frac{I^n \cdot T_c \cdot R}{B \cdot t} = \frac{5^3 \cdot 3 \cdot 4}{3350 \cdot 0,33} = 1,35,$$

де $B = 3350$ тис грн – вартість роботи;

$t = 0,33$ року – тривалість виконання роботи.

При значенні $K_p = 1,35 > 1,0$ наукову роботу вважають ефективною з високим науковим, технічним і економічним рівнями [22].

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 2023 року ведеться за формулою:

$$\Delta\Pi_1 = (\Delta C_0 \cdot N + C_0 \cdot \Delta N) \cdot \lambda \cdot \rho \cdot \left(1 - \frac{\theta}{100}\right) = (140,3 \cdot 250 + 1400 \cdot 20) \cdot 0,8333 \cdot 0,2 \cdot \left(1 - \frac{18}{100}\right) = 8582,4 \quad \text{тис грн,}$$

де $\Delta C_0 = 140,2$ тис грн – зміна ціни реалізації машини;

$N = 250$ шт – величина попиту на машини;

$\Delta N = 20$ шт – зростання попиту на нові машини;

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

$\rho = 0,2$ – коефіцієнт, який враховує рентабельність продукту.

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

Результати розрахунку чистого прибутку інвестора в 2023 – 2025 роках представлено в таблиці 5.7. при визначенні ціни реалізації мобільних робочих машин малої розмірної групи, а також випуску по роках на підприємстві «Будагромаш», м. Київ використано дані сайтів на яких представлена аналогічна продукція та ціни на неї станом на 01.06.22 р. [24, 25]

Таблиця 5.7 – Чистий прибуток інвестора на 2023 – 2025 роки

Показник	Назва, одиниці виміру	2023	2024	2025
ΔC_0	Зміна ціни реалізації машини, тис грн	140,2	164,2	180,1
N	Величина попиту на машини, шт	250	400	500
C_0	Ціна реалізації нової машини, тис грн	1400,0	1640,2	1820,0
ΔN	Зростання попиту на нові машини, шт	20	150	100
$\Delta\Pi$	Збільшення чистого прибутку у інвестора, тис грн	8582,4	42429	37031

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

$$ПП = \sum_1^T \frac{\Delta\Pi_i}{(1+\tau)^t} = \frac{42429+37031}{(1+0,1)^3} = 66147 \text{ тис грн,}$$

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:

$$PV = K_{\text{інв}} \cdot 3B = 5 \cdot 3350 = 16750 \text{ тис грн,}$$

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:

$$E_{\text{абс}} = ПП - PV = 66147 - 16750 = 49397 \text{ тис грн.}$$

Обчислимо внутрішню економічну дохідність інвестицій за формулою:

$$E_{\text{в}} = \sqrt[T]{1 + \frac{E_{\text{абс}}}{PV}} - 1 = \sqrt[3]{1 + \frac{49397}{16750}} - 1 = 1,44 - 1 = 0,44,$$

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

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

$$\tau_{\text{мін}} = d + f = 0,2 + 0,1 = 0,3,$$

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

$$E_B = 0,44 > \tau_{\text{мін}} = 0,3,$$

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

Розрахуємо період окупності інвестицій за формулою:

$$T_{\text{ок}} = \frac{1}{E_B} = \frac{1}{0,44} = 2,3 \text{ роки.}$$

Оскільки

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

то це свідчить про привабливість науково-технічної розробки.

5.6. Висновки

1. В результаті виконання науково-дослідної роботи створено електрогідравлічну систему керування для екскаватора малої розмірної групи на основі регульованих насосів, пропорційних розподільників та контролера. Така система керування 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 частини роботи пов'язана з дослідженням розробленої схеми гідроприводу складає 335073 грн.

3. Для впровадження та комерційної розробки необхідна інвестиція 16750 тис грн.

4. Інвестор отримає економічний ефект від впровадження у розмірі 49397 тис грн на протязі 2023 – 2025 років.

5. Термін окупності затрат складає $T_{ок} = 2,3$ роки, що свідчить про привабливість розробки для інвестора.

РОЗДІЛ 6 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

Тема магістерської кваліфікаційної роботи «Електрогідравлічна система керування екскаватором малої розмірної групи, під час дослідження можуть впливати такі небезпечні та шкідливі фактори:

- рухомі частини виробничого обладнання,
- ріжучі інструменти,
- пристосування для закріплення оброблюваної деталі,
- оброблювана деталь,
- висока температура поверхні оброблюваних деталей та інструменту,
- стружка, пил і шкідливі аерозолі оброблюваних матеріалів,
- підвищена напруга або статична електрика,
- шум та вібрація верстатів,
- недостатнє освітлення робочої зони,
- мастильно-охолоджуючі рідини,
- фізичні перевантаження,
- перенапруження зору,
- монотонність праці.

6.1. Технічні рішення з безпечного виконання робіт

6.1.1 Вимоги безпеки до робочого місця.

Передачі (ремінні, зубчасті, канатні, шарнірні, ланцюгові та ін.), які розташовані поза корпусів верстатів і становлять небезпеку травмування, повинні мати огорожі (суцільні, з жалюзі, з отворами), оснащені пристроями (рукоятками, скобами і т. д.) для зручного та безпечного їх відкривання, зняття, переміщення та установлення. Захисні пристрої (щити, ширми, екрани), що огорожують зону обробки, повинні захищати працюючого на верстаті і людей, що знаходяться поблизу верстата, від відлітаючої стружки, мастильно-охолоджувальної і робочої рідин. Застосування захисних огорожувальних пристроїв обов'язково для токарних, фрезерних, свердлильних, розточувальних, стругальних, зуборізних,

пліфувальних верстатів. Захисні пристрої не повинні обмежувати технологічних можливостей верстата і викликати незручності при роботі, прибиранні, налагодженні, приводити при відкриванні до забруднення підлоги. При необхідності вони повинні мати рукоятки, скоби для зручності відкривання, закривання, знімання, переміщення та установлення. Кріплення захисних пристроїв повинно бути надійним, що виключає випадки самовідкривання. Пристрої, що підтримують огороження у відкритому стані, повинні надійно утримувати їх в цьому положенні. Поверхні верстатів, захисних пристроїв, органів управління, верстатних приладів і пристосувань не повинні мати гострих кромek і задирок, які можуть травмувати працюючого. Велике значення для запобігання нещасних випадків на виробництві має надійне закріплення на верстатах оброблюваних заготовок, патронів, планшайб, оправок, насадних головок, інструменту та інших знімних елементів. Для зручності роботи і безпеки праці ряд вимог пред'являється до органів управління верстатами; обладнання органів управління надійними фіксаторами, що виключають мимовільне їх переміщення і випадкове включення; оснащення їх відповідними блокуваннями, пояснюючими написами, символами та ін. Необхідно суворо дотримуватися правил носіння спецодягу. Для попередження небезпеки захоплення одягу і волосся працюючого обертовими механізмами верстата робочий одяг не повинен мати вільно розвіваючихся частин, рукава повинні щільно облягати руку і бути застебнутими на гудзики, волосся слід прибирати під берет, або косинку. Кінці косинки повинні бути ретельно заправлені.[26]

6.1.2 Електробезпека.

Для забезпечення електробезпеки застосовують окремо або у поєднанні один з іншим наступні технічні способи та засоби: захисне заземлення, занулення.

Захисним заземленням називається навмисний електричний контакт із землею або її еквівалентом металевих не струмоведучих частин, які можуть опинитися під напругою при замиканні на корпус та через інші причини. Завдання

захисного заземлення – усунення небезпеки ураження струмом у випадку доторкання до корпусу та інших струмоведучих металевих частин електроустановки, що опинилися під напругою. Захисне заземлення застосовують у трифазних мережах з ізольованою нейтраллю.

Принцип дії захисного заземлення – зменшення напруги між корпусом, що опинився під напругою, та землею до безпечного значення. У якості провідників заземлення дозволяється використовувати різні металеві конструкції: ферми, шахти ліфтів, підйомників, сталеві труби електропроводок, відкрито прокладені стаціонарні трубопроводи різного призначення (крім трубопроводів горючих та вибухонебезпечних газів, каналізації і центрального опалення).

Зануленням називається навмисне електричне з'єднання з нульовим захисним провідником металевих не струмоведучих частин, які можуть опинитися під напругою внаслідок замикання на корпус та через інші причини. Завдання занулення – усунення небезпеки ураження струмом у випадку контакту з корпусом та іншими неструмоведучими металевими частинами електроустановки, що опинилися під напругою внаслідок замикання на корпус. Вирішується це завдання швидким вимкненням пошкодженої електроустановки із мережі. Принцип дії занулення – перетворення замикання на корпус в однофазне коротке замикання (тобто замикання між фазними та нульовими проводами) з метою викликати більший струм, здатний забезпечити спрацювання захисту і цим самим автоматично вимкнути пошкоджену установку із мережі живлення. Таким захистом можуть бути плавкі запобіжники, магнітні пускачі з тепловим захистом, контактори у поєднанні з тепловими реле, автомати, що здійснюють захист одночасно від струмів короткого замикання та від перевантаження.

Класифікація приміщень за категоріями електробезпеки залежно від мікроклімату виробничих будівель. Допустимими визнаються умови праці у будівлях, де відносна вологість повітря не перевищує 60%, температура повітря не перевищує 35 °С, а пил та хімічно агресивне середовище – відсутні. За таких умов праці мікроклімат вважається сухим. Вологими називаються умови роботи, де відносна вологість повітря становить від 60% до 75%. Сирі – це такі умови, які

характеризуються відносною вологістю повітря в будівлі більшою за 75%. Особливо сирі умови – це умови, із майже стовідсотковою відносною вологістю повітря. Гарячими умовами праці є становище, при якому температура повітря перевищує 35 °С. Запиленими визнаються умови, при яких виділяється велика кількість виробничого пилу, внаслідок чого він може залишатись на зовнішніх поверхнях або навіть проникати у середину обладнання чи апаратів. До умов праці з хімічно активним середовищем відносять умови, при яких у повітрі протягом тривалого часу залишаються гази або краплі рідин, які негативно впливають на ізолюючі властивості і струмопровідні елементи електричних інструментів.

Класифікація приміщень за рівнем електробезпеки Відповідно до ПУЕ, усі промислові приміщення (цехи, майстерні, склади) за ступенем ймовірності ураження електричним струмом можна розділити на три категорії: Будівлі з підвищеною небезпекою До цього типу будівель належать споруди, в яких наявний принаймні один із таких факторів: сирі приміщення, відносна вологість в яких протягом тривалого часу перевищує 75%; приміщення, в яких пил покриває провідники, забивається всередину машин та обладнання; приміщення зі струмопровідними підлогами (металевими, земляними, цегляними, залізобетонними); приміщення, в яких середня температура повітря зазвичай перевищує +30 °С; приміщення, в яких існує ймовірність одночасного торкання співробітника до зовнішніх елементів електричного устаткування і заземлених металевих конструкцій будівель, технологічного обладнання тощо.

Будівлі з особливо небезпечними умовами Ці будівлі характеризуються як дуже сирі приміщення зі стовідсотковою відносною вологістю. Стеля, стіни, підлога, устаткування у таких приміщеннях постійно вкриті тонким шаром крапель чи пліснявою. Слід бути вкрай обережними, оскільки при виконанні робіт з використанням електричної напруги на відкритому повітрі, всередині посудин, всередині непросохлих приміщень ймовірність ураження співробітників чи сторонніх осіб електричним струмом дуже висока. До будівель з особливо небезпечними умовами належать також споруди з хімічно активним середовищем, яке завдяки своїм властивостям завдає шкоду ізоляції та електричним матеріалам.

Окрім того, будівлі, які мають одночасно дві або більше ознаки приміщень з підвищеною небезпекою так само належать до будівель із особливо небезпечними умовами.

Будівлі без факторів збільшеної небезпеки До цієї категорії належать будівлі, в яких немає жодної з ознак, властивих приміщенням з підвищеною або особливою небезпекою.

Для створення оптимальних умов електробезпеки в робочому приміщенні потрібно підтримувати режим вологості повітря на рівні 60%, для того щоб приміщення було сухим, та температуру повітря не вище 35°C. Виконати необхідні заходи у вигляді захисного занулення і заземлення.

6.2. Технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії

6.2.1 Мікроклімат.

Метеорологічні умови виробничих приміщень (санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень ДСН 3.3.6.042–99) можна оцінювати за сукупністю таких факторів, як температура (t , °C), відносна вологість (ϕ , %), швидкість руху повітря (V , м/с) та величина інтенсивності теплового опромінення (E , Вт/м²).

За ступенем впливу на тепловий стан людини мікрокліматичної умови поділяють на оптимальні та допустимі. Оптимальні мікрокліматичні умови – поєднання параметрів мікроклімату, які при тривалому та систематичному впливі на людину забезпечують зберігання нормального теплового стану організму без активізації механізмів терморегуляції. Вони забезпечують відчуття теплового комфорту та створюють передумови для високого рівня працездатності [28]. Допустимі мікрокліматичні умови – поєднання параметрів мікроклімату, які при тривалому та систематичному впливі на людину можуть викликати зміни теплового стану організму, що швидко минають і нормалізуються та супроводжуються напруженням механізмів терморегуляції в межах фізіологічної адаптації. При цьому не виникає ушкоджень або порушень стану здоров'я, але можуть спостерігатися дискомфортні тепловідчуття, погіршення самопочуття та зниження працездатності [28].

Категорія робіт – розмежування робіт за важкістю на основі загальних енерговитрат організму[28]. Легкі фізичні роботи (категорія І) охоплюють види діяльності, при яких витрата енергії дорівнює 105–140 Вт (90–120 ккал/год.) – категорія Іа та 141–175 Вт (121–150 ккал/год.) – категорія Іб. До категорії Іа належать роботи, що виконуються сидячи і не потребують фізичного напруження. До категорії Іб належать роботи, що виконуються сидячи, стоячи або пов'язані з ходінням та супроводжуються деяким фізичним напруженням.

Визначаємо категорію робіт, як Іб. Основними нормативними документами, що регламентують параметри мікроклімату виробничих приміщень, є ДСН 3.3.6.042-99 [30].

Допустимі параметри мікроклімату наведені в табл.6.1.

Таблиця 6.1 – Параметри мікроклімату

Період року	Категорія робіт	Температура, °С		Відносна вологість	Швидкість руху, X
		Верхня межа	Нижня Межа		
Холодний	Іб	20-24	17-25	75	не більше 0,2
Теплий		21-28	19-30	55 при 27 °С	0,1-0,3

Для створення необхідних мікрокліматичних умов необхідно обладнати виробниче приміщення необхідним кліматичним приладдям. Вжити заходів з енергоефективності будівлі.

6.2.2 Склад повітря робочої зони.

При виконанні даного виду робіт існує небезпека виділення шкідливих речовин у повітря та надлишку пилу, тому потрібен контроль за складом повітря робочої зони та при збільшенні допустимих норм проводити заходи, щодо усунення надлишку шкідливих речовин.

Необхідно проводити контроль за ГДК шкідливих речовин у приміщенні; застосовувати природну вентиляцію: організовану і неорганізовану; не нехтувати

регулярним прибиранням робочого приміщення. Обов'язково проводити роботи в засобах індивідуального захисту.

6.2.3 Виробниче освітлення.

Відповідно до ДБН В.2.5-28:2018 [29] Система природного освітлення відноситься до бокової. Характеристика зорових робіт – середньої точності.

Норми освітленості при штучному освітленні та КПО (для III пояса світлового клімату) при природному та сумісному освітленні зазначені у таблиці 6.2:

Таблиця 6.2 - Норми освітленості в приміщенні

Характеристика зорової роботи	Найменший розмір об'єкта розрізнювання	Розряд зорової роботи	Підрозряд зорової роботи	Контраст об'єкта розрізнення з фоном	Характеристика фону	Освітленість Лк		КПО, %			
						Штучне освітлення		Природне освітлення		Сумісне освітлення	
						Комбіноване	Загальне	Верхнє або верхнє	Бокове	Верхнє або верхнє	Бокове
Середньої точності	Від 0,5 до 1,0	IV	б	середній	середній	200	500	4	1,5	2,4	0,9

При використанні штучного освітлення вчасно замінювати лампи та світильники, що вийшли з ладу, при використанні природного слідкувати за чистотою скла вікна.

6.2.4 Виробничий шум.

Звук або шум виникає при механічних коливаннях у твердих, рідких та газоподібних середовищах. Звуки, що передаються будівельними конструкціями, називаються структурними, а ті що поширюються у повітряному середовищі, прийнято називати повітряним шумом. Будь-який небажаний звук називають

шумом. Шум шкідливий для здоров'я, зменшує працездатність, підвищує рівень небезпеки. Тому необхідно передбачати заходи захисту від шуму. А для цього потрібно володіти відповідними знаннями. Як правило, шум нас дратує: заважає працювати, відпочивати, думати. Але шум може впливати і позитивно. Такий вплив на людину чинить, наприклад, шелест листя дерев, помірний стукіт дощових крапель, рокіт морського прибою. Позитивний вплив спокійної приємної музики відомий з давніх часів. Тому різноманітні оздоровчі процедури супроводжуються спокійною симфонічною або блюзовою музикою.

Нормативним документом, який регламентує рівні шуму для різних категорій робочих місць службових приміщень, є ДСН 3.3.6.037-99 [30]. За цими нормами рівень шуму не може перевищувати 65 Дб.

Оскільки при виконанні робіт шум може перевищувати нормовані значення в 2 рази, пропонуються такі способи боротьби з шумом механічного походження та вібрацією: зменшення шуму та вібрації безпосередньо в джерелах їх виникнення, застосовуючи обладнання, що не утворює шуму, замінюючи ударні технологічні процеси безударними, застосовуючи деталі із матеріалів з високим коефіцієнтом внутрішнього тертя (пластмаса, гума, деревина та ін), підшипники ковзання замість кочення, косозубі та шевронні зубчасті передачі замість прямозубих, проводячи своєчасне обслуговування та ремонт елементів, що створюють шум та ін.; зменшення шуму та вібрації на шляхах їх розповсюдження заходами звуко- та віброізоляції, а також вібро- та звукопоглинання; зменшення шкідливої дії шуму та вібрації, застосовуючи індивідуальні засоби захисту та запроваджуючи раціональні режими праці та відпочинку.

6.2.5. Електромагнітні випромінювання.

Електромагнітні поля мають потужний вплив на людський організм. Вони негативно впливають майже на усі системи організму. Тому треба створювати певні методи захисту від їх дії. Найпоширенішими з таких методів є такі:

- зменшення щільності потоку енергії, якщо дозволяє даний технологічний процес або обладнання.

- захист часом (тобто обмеження часу знаходження у зоні джерела ЕМП).
- захист відстанню.
- екранування робочого місця чи джерела.
- раціональне планування робочого місця.
- застосування засобів попереджувальної сигналізації.
- застосування засобів особистого захисту.

Для зменшення впливу електромагнітних полів на персонал, який знаходиться у зоні дії деяких радіоелектронних засобів необхідним є ряд захисних заходів: організаційні, інженерно-технічні та лікувально-профілактичні.

Слід сказати, що ще на етапі проектування взаємне розміщення об'єктів має бути забезпечено таким чином, щоб інтенсивність опромінення була мінімальною. Також треба заздалегідь попіклуватися про зменшення часу перебування персоналу у зоні опромінення. Потужність джерел випромінювання повинна бути найменшою з можливих.

6.2.6 Психофізіологічні фактори.

Психофізіологічні фактори небезпеки – чинники, обумовлені особливостями фізіології та психології людини, що можуть завдати їй шкоди за певних обставин.

Небезпечні та шкідливі психофізіологічні виробничі чинники залежно від характеру дії поділяють на такі групи:

- фізичні перевантаження (статичні, динамічні);
- нервово-психічні перевантаження (розумові перевантаження, перевантаження аналізаторів, монотонність праці, емоційні перевантаження)

Психофізіологічні фактори вибираються відповідно з Гігієнічною класифікацією праці за показниками шкідливості та небезпечності факторів виробничого середовища, важкості та напруженості трудового процесу [31].

Оптимальні умови праці за показниками напруженості праці:

Інтелектуальні навантаження:

Зміст роботи – рішення складних завдань з вибором за алгоритмом;

Сприймання інформації та їх оцінка – сприймання інформації з наступною корекцією дій та операцій;

Розподіл функцій за ступенем складності завдання - обробка, контроль, перевірка завдання.

Сенсорні навантаження:

Зосередження (% за зміну) – до 50%;

Щільність сигналів (звукові за 1 год) – до 150;

Навантаження на слуховий аналізатор (%) – розбірливість слів та сигналів від 50 до 80 %;

Навантаження на голосовий апарат (протягом тижня) – від 20 до 25%.

Емоційне навантаження:

Ступінь відповідальності за результат своєї діяльності – є відповідальним за функціональну якість основної роботи; Ступінь ризику для власного життя – вірогідний;

Ступінь відповідальності за безпеку інших осіб – є відповідальним за безпеку інших.

Режим праці:

Тривалість робочого дня – більше 8 год;

Змінність роботи – однозмінна (без нічної зміни).

6.3. Режими радіаційного захисту

У випадку виявлення радіоактивного забруднення місцевості можуть запроваджуватися режими радіаційного захисту, тобто порядок застосування засобів і способів захисту людей, який дає змогу максимально зменшити можливі дози опромінення і вибрати найбільш доцільний порядок дій у зонах радіоактивного забруднення.

Введення режиму радіаційного захисту передбачає наступну послідовність впровадження тимчасових режимів радіаційного захисту населення.

Тимчасовий режим № 1 впроваджується у випадку, якщо потужність дози випромінювання складає 0,1 - 0,3 мрад/ год. У цьому випадку виконуються такі

заходи: укриття дітей, герметизація приміщень, укриття та пакування продуктів харчування; обмеження перебування на відкритому повітрі непрацюючого населення; обладнання санітарних бар'єрів на входах у квартири та будинки приватного сектора.

Тимчасовий режим № 2 впроваджується при потужності дози випромінювання на місцевості в межах 0,3 - 1,5 мрад/ год. При введенні цього режиму виконуються наступні заходи: виконуються заходи тимчасового режиму № 1; проводиться йодна профілактика дітей; обмежується перебування на відкритому повітрі населення; обладнуються санітарні бар'єри на сходах багатоповерхових будинків.

Тимчасовий режим № 3 впроваджується при визначенні потужності дози випромінювання на місцевості 1,5 - 15 мрад/ год. При цьому виконуються заходи, які передбачені тимчасовими режимами № 1, 2; проводиться йодна профілактика всього населення; часткова евакуація населення (дітей, хворих і вагітних жінок).

Тимчасовий режим № 4 впроваджується при визначенні потужності дози випромінювання в межах від 15,1 до 100 мрад/ год. За таких умов виконуються заходи, передбачені режимами № 1, 2, 3; проводиться укриття населення, крім контингенту, задіяного в аварійно-рятувальних та інших невідкладних роботах.

Тимчасовий режим № 5 впроваджується при потужності дози випромінювання, яка перевищує 100 мрад/ год. З введенням цього режиму організовується і проводиться повна евакуація населення в безпечні (у радіаційному відношенні) райони.

Заходи щодо укриття людей організовуються з використанням ЗС, приміщень підвального типу, які пристосовані до укриття, якщо протягом двох тижнів, після початку радіаційного забруднення, сукупна очікувана доза опромінення може досягати 5 мЗв (0,5 бер).

Тимчасова евакуація людей проводиться, якщо протягом двох тижнів ефективна доза опромінення може досягти 50 мЗв (5 бер).

Йодна профілактика застосовується у випадку, коли поглинута доза опромінення щитовидної залози від накопичення в ній радіоактивних ізотопів йоду може перевищувати 50 мГр (5 рад).

Режими радіаційного захисту вводяться в дію: для захисту населення – рішенням начальника ЦЗ області (міста) та начальником ЦЗ району; для захисту працівників об'єктів – рішенням начальників ЦЗ об'єктів.

Режими радіаційного захисту запроваджуються за конкретними рівнями радіації, які визначаються за допомогою дозиметричних приладів на території області (міста), району або підприємства. При з'ясуванні, що на території міста, району неоднаковий рівень радіації, режим встановлюється за максимальним рівнем радіації. При радіоактивному зараженні частини міста або району режим захисту може бути встановлений тільки на місцевості, яка заражена.

Тривалість дотримання режиму радіаційного захисту і строк його дії визначає начальник ЦЗ міста та району з урахуванням конкретної обстановки.

ВИСНОВКИ

За результатами виконання роботи зроблені наступні висновки.

1. Тенденцією розвитку гідросистем для екскаваторів малої розмірної групи є перехід на електрогідравлічне керування.
2. У відповідності до сучасних тенденцій розроблена нова схема електрогідравлічної системи керування для екскаватора малої розмірної групи. Система керування включає два регульованих насоси, розподільники з ручним та електричним керуванням, систему датчиків та програмований контролер. Це дозволяє забезпечувати суміщення роботи двох любих гідроциліндрів, що входять до складу гідросистеми екскаватора. При цьому забезпечується пропорційне керування швидкістю руху робочих органів та стабілізація швидкості їх руху як при зустрічному, так і при супутньому навантаженнях.
3. Розроблено нелінійну математичну модель нової системи керування та програму розв'язання системи диференціальних рівнянь в середовищі MATLAB-Simulink, що дозволило визначити динамічні характеристики розробленої системи.
4. Досліджено умови стійкості роботи системи. Визначено, що стійку роботу можна забезпечити при значеннях коефіцієнта підсилення робочого вікна золотника регулятора насоса $k_z = 1,6 \cdot 10^{-3}$ м та величині дроселя регулятора насоса $f_0 = 1,6 \cdot 10^{-6}$ м².
5. Визначено, що час регулювання та перерегулювання в системі можна зменшити за рахунок вибору діаметра золотника розподільника в діапазоні $d_{y1} = (13...16) \cdot 10^{-3}$ м та об'єму гідроаккумулятора в діапазоні $W_a = (2,6...2,8) \cdot 10^{-3}$ м³.
6. Знайдено закон зміни напруги U_2 на електромагніті розподільника, при застосуванні якого перерегулювання по тиску становить $\sigma = 15$ %, а перерегулювання величини подачі становить $\sigma = 18$ %.

7. Для впровадження результатів НДР у виробництво необхідні інвестиції у розмірі 16750 тис грн. Інвестор отримає дохід 49397 тис. грн. Термін окупності затрат становить 2,3 роки.
8. В роботі розроблені заходи, необхідні для забезпечення охорони праці та безпеки життєдіяльності.

Кафедра Технологій та Автоматизації машинобудування

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Козлов Л. Г. Стійкість гідропривода з пропорційним керуванням при знакозмінному навантаженні / Л.Г. Козлов, Я.В. Шаматієнко, А.І. Ковальчук, В.М. Черніюк – Хмельницький: Вісник ХНУ, 2010. № 3. – С. 163-168.
2. LUDV control block of mono and sandwich plate design / Bosch Rexroth AG. – Hydraulicsc. 2006. – P. 15.
3. Load-independent proportional valve. Type PVG 120: Catalogue HK.51.A1.02. Danfoss 1991. – 11 с.
4. Розрахунок параметрів і вибір гідроагрегатів виконавчого контуру схеми гідроприводу / [авт. кол. : Буренников Ю. А., Козлов Л. Г., Репінський С. В. та ін.]. – Вінниця: ВНТУ, 2009. – 68 с
5. 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.
6. Козлов Л. Г. Динамічні характеристики мультирегуляторного привода гідроманіпулятора / В.Б. Струтинський, Л.Г. Козлов // Гідромеханіка в інженерній практиці: тези доповідей ХІХ міжнародної науково-технічної конференції. – м. Кіровоград. – 2014, 21-24 травня. – С. 72-73.
7. 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.
8. Козлов Л. Г. Енергоощадний гідропривод, чутливий до навантаження на базі мультирежимного розподільника / Л. Г. Козлов, О. П. Петров // Промислова гідравліка та пневматика. – 2012. – №2. – С. 77 - 80.
9. Козлов Л. Г. Зменшення втрат потужності в гідравлічних системах мобільних машин / Л. Г. Козлов // Наукові нотатки ЛНТУ. – 2011. – №4. – С. 101 – 107
10. Козлов Л. Г. Мехатронна гідросистема мобільної машини / Л.Г. Козлов // Вісник Східноукраїнського університету імені Володимира Даля. – 2012. – № 6. – С. 22 - 30.

11. 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. – Title from the screen.
12. 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. - Title from the screen.
13. 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.
14. Ельперін І. В. Промислові контролери: навч. посібник для студ. вищих навч. закл. / І. В. Ельперін. – К.: НУХТ, 2003. – 320 с.
15. Екскаватор-навантажувач БАМ-2014 та модифікації. Інструкція по експлуатації 15.000.000 – 2018 р. – 150 с.
16. 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.
17. Ніконов О.Я. Електрогідравлічна система керування начіпним обладнанням тракторів / О.Я. Ніконов, О.Є. Скворчевський // Вісник аграрної науки Причорномор'я. – Миколаїв: МДАУ, 2007. – №2. – С. 110-112.
18. 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.
19. 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. – 287 с.
20. ТОВ Машинобудівна компанія «Будагромаш». Виробник екскаваторів, навантажувачів та бурільно-кранових машин. Каталог продукції. www.budagromash@gmail.com

21. Сайт національної комісії з державного регулювання у сфері енергетики та комунальних послуг <https://www.nerc.gov.ua/>
22. Методичні вказівки до виконання економічної частини магістерських кваліфікаційних робіт / Уклад. : В. О. Козловський, О. Й. Лесько, В. В. Кавецький. – Вінниця : ВНТУ
23. Мережа Internet. Каталог продукції фірми Siemens. Режим доступу: <https://www.siemens.com/ua/ru/home.html>
24. Сайт виробника мобільних робочих машин «Будагромаш» <https://budagromash.com.ua/uk/>
25. Машини та обладнання <https://machineryline.ua/>
26. НАКАЗ від 16.10.2013 № 749 Про затвердження Правил охорони праці під час холодного оброблення металів. - [Електронний ресурс] - Режим доступу: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z1871-13#Text>
27. Правила улаштування електроустановок - [Електронний ресурс] - Режим доступу: <http://www.energiy.com.ua/PUE.html>
28. ДСН 3.3.6.042-99 Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень. - [Електронний ресурс] - Режим доступу: <http://mozdocs.kiev.ua/view.php?id=1972>
29. ДБН В.2.5-28:2018 Природне і штучне освітлення - [Електронний ресурс] - Режим доступу: http://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=79885
30. 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-infravzuku-nor4878.html>
31. Наказ від 08.04.2014 № 248 Про затвердження Державних санітарних норм та правил Гігієнічна класифікація праці за показниками шкідливості та небезпечності факторів виробничого середовища, важкості та напруженості трудового процесу - [Електронний ресурс] - Режим доступу: http://online.budstandart.com/ua/catalog/topiccatalogua/labor-protection/14._nakazy_ta_rozpor_183575/248+58074-detail.html