

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:

**«Гідропривод з пропорційним керуванням для мобільної робочої машини
малої розмірної групи»**

МКР.08-26.003.00.000.ПЗ

Виконав: студент групи ТІМ-20мзс
спеціальності 131 – прикладна механіка
(шифр і назва напрямку підготовки, спеціальності)



Олександр ЛУКІЯНЧУК
(прізвище та ініціали)

Керівник: д.т.н., проф. завідувач каф. ТАМ



Леонід КОЗЛОВ
(прізвище та ініціали)

« » _____ 2022 р.

Рецензент: д.т.н., проф., професор каф. АТМ



Андрій ПОЛИВ'ЯНЧУК
(прізвище та ініціали)

« » _____ 2022 р.

Допущено до захисту

Зав. кафедри

Леонід КОЗЛОВ

« » _____ 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

“12” 01 2022 року

**ЗАВДАННЯ
НА МАГІСТЕРСЬКУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ**

Лукіяніву Олександрю Михайловичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Гідропривод з пропорційним керуванням для мобільної
робочої машини 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 “24” 03 2022 року № 65

2. Термін подання студентом роботи 10.06.2022 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 4.

5. Номенклатура гідроциліндрів: стріли, рукояті, ковша, повороту

4. Зміст текстової частини

1. Огляд гідроприводів мобільних робочих машин.

2. Гідропривод мобільної робочої машини.

3. Розрахункова схема та математична модель.

4. Дослідження характеристик гідропривода

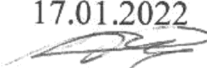
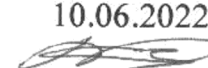
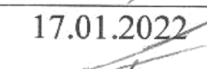
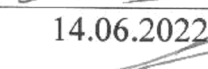
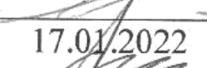
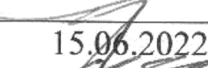
5. Охорона праці.

6. Визначення ефективності застосування розробленого гідропривода.

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

1. Гідроприводи-аналогі. 2. Розрахункова схема гідропривода. 3. Розрахункова
схема системи керування. 4. Математична модель. 5. Дослідження при
ступінчастому сигналі контролера. 6. Дослідження при нелінійному сигналі
контролера. 7. Показники економічної ефективності розробленого гідропривода.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	виконання прийняв
Спеціальна частина	д.т.н., проф. Леонід КОЗЛОВ	17.01.2022 	10.06.2022 
Охорона праці	д.т.н., проф. Олександр КОБИЛЯНСЬКИЙ	17.01.2022 	14.06.2022 
Економічна частина	к.т.н., проф. Олександр ЛЕСЬКО	17.01.2022 	15.06.2022 

7. Дата видачі завдання 17.01.2022 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва та зміст етапу	Термін виконання початок закінчення	Примітка
1.	Огляд гідроприводів мобільних робочих машин.	17.01.2022 – 08.02.2022	
2.	Гідропривод мобільної робочої машини.	08.02.2022 – 14.03.2022	
3.	Розрахункова схема та математична модель.	21.02.2022 – 11.04.2022	
4.	Дослідження характеристик гідропривода	12.04.2022 – 23.05.2022	
5.	Охорона праці	12.04.2022- 15.06.2022	
6.	Визначення ефективності застосування розробленого гідропривода	2.06.2022 – 15.06.2022	
7.	Нормоконтроль	15.06.2022	
8.	Захист роботи	22.06.2022	

Студент


(підпис)

Олександр ЛУКІЯНІВ

(ініціали і прізвище)

Керівник роботи


(підпис)

Леонід КОЗЛОВ

(ініціали і прізвище)

АНОТАЦІЯ

УДК 62:82:62-503.507

Лукіянів О. М. Гідропривод з пропорційним керуванням для мобільної робочої машини малої розмірної групи. Магістерська кваліфікаційна робота зі спеціальності 131 – прикладна механіка, освітня програма – технології машинобудування, Вінниця: ВНТУ, 2022 р. 99 с.

На українській мові. Бібліогр.:43 назв; рис.: 33; табл. 16.

У магістерській кваліфікаційній роботі представлено розроблену схему гідравлічного приводу для мобільної робочої машини малої розмірної групи. Складено математичну модель гідроприводу, яка описує його роботу в статичних та динамічних режимах. Розв'язання рівнянь математичної моделі виконано за допомогою програми MATLAB-Simulink. Виявлена можливість зменшення величини перерегулювання по тиску в гідроприводі з 72 до 8 % за рахунок застосування сигналу керування певної форми, що формується контролером. Встановлено, що похибка стабілізації швидкості руху циліндра в гідроприводі не перевищує 9,2 %. Гідравлічний ККД становить 56...90 %. Для впровадження результатів роботи у виробництво мобільних робочих машини малої розмірної групи необхідна інвестиція у розмірі 10438 тис. грн. Термін окупності інвестицій 2,8 роки, а абсолютний економічний ефект становить 13514,2 тис. грн. Розглянуті також питання охорони праці та безпеки життєдіяльності в процесі виконання передбачених науково-дослідних робіт.

Ключові слова: гідропривод, мобільна робоча машина, статичні, динамічні та енергетичні характеристики, економічна ефективність.

ANNOTATION

УДК 62-82:62-503.507

Lukyaniv OM Hydraulic drive with proportional control for a mobile working machine of small size group. Master's qualification work in the specialty 131 - applied mechanics, educational program - engineering technologies, Vinnytsia: VNTU, 2022

In the Ukrainian language. Bibliogr .43 titles; Fig.: 33; table 16.

In the master's qualification work the developed scheme of the hydraulic drive for the mobile working machine of small size group is presented. A mathematical model of the hydraulic drive has been compiled, which describes its operation in static and dynamic modes. The equations of the mathematical model were solved using the MATLAB-Simulink program. The possibility of reducing the amount of pressure overregulation in the hydraulic drive from 72 to 8% due to the use of a control signal of a certain shape generated by the controller. It is established that the error of stabilization of the speed of the cylinder in the hydraulic drive does not exceed 9.2%. Hydraulic efficiency is 56... 90%. To implement the results of work in the production of mobile working machines of small size group requires an investment of 10438 thousand UAH. The payback period of the investment is 2.8 years, and the absolute economic effect is 13,514.2 thousand UAH. The issues of labor protection and life safety in the process of research work are also considered.

Key words: hydraulic drive, mobile working machine, static, dynamic and energy characteristics, economic efficiency.

ЗМІСТ

ЗМІСТ.....	2
ВСТУП.....	4
РОЗДІЛ 1 ОГЛЯД ГІДРОПРИВОДІВ МОБІЛЬНИХ РОБОЧИХ МАШИН..	6
РОЗДІЛ 2 ГІДРОПРИВОД ДЛЯ МОБІЛЬНОЇ РОБОЧОЇ МАШИНИ МАЛОЇ РОЗМІРНОЇ ГРУПИ.....	19
2.1. Мобільна робоча машина малої розмірної групи на базі сільськогосподарського трактора.....	19
2.2. Схема гідروпривода мобільної робочої машини.....	20
2.3. Схема системи керування розподільником гідропривода.....	24
РОЗДІЛ 3 ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ГІДРОПРИВОДУ.....	27
3.1. Розрахункова схема та математична модель гідропривода.....	27
3.2 Динамічні характеристики гідропривода з пропорційним керуванням...	41
3.3. Статична характеристика гідропривода.....	56
3.4. Енергетичні характеристики гідропривода.....	58
РОЗДІЛ 4 ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ НАУКОВО-ТЕХНІЧНИХ РОБІТ ПО РОЗРОБЛЕННЮ ГІДРОПРИВОДА З ПРОПОРЦІЙНИМ КЕРУВАННЯМ.....	61
4.1. Проведення наукового аудиту науково-дослідної роботи.....	61
4.2. Проведення комерційного аудита науково технічної розробки.....	62
4.3. Визначення витрат на науково-дослідну роботу.....	65
4.3.1 Заробітна плата персоналу.....	64
4.3.2 Витрати на матеріали для проведення науково-дослідної роботи.....	66
4.3.3 Спецустаткування та програмне забезпечення для виконання науково-дослідної роботи.....	67
4.3.4 Електроенергія для науково-дослідної роботи.....	68
4.3.5 Витрати на відрядження та на роботу сторонніх організацій.....	70
4.3.6 Витрати на проведення науково-дослідної роботи.....	70
4.4 Важливість та наукова значущість науково-дослідної роботи	71
4.5. Розрахунок економічної ефективності науково-дослідної роботи.....	72
4.6. Висновки.....	75

РОЗДІЛ 5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ БЕЗПЕКИ ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ.....	77
5.1. Технічні рішення з безпечної експлуатації об'єкту.....	78
5.1.1 Технічні рішення з безпечної організації робочих місць.....	78
5.1.2 Електробезпека.....	80
5.2. Технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії.....	83
5.2.1 Мікроклімат.....	83
5.2.2 Виробниче освітлення.....	84
5.2.3 Виробничий шум.....	85
5.3. Безпека у надзвичайних ситуаціях.	87
5.3.1 Дослідження стійкості роботи системи електропостачання "Заводу гідроагрегатів" в умовах дії іонізуючих випромінювань.....	90
5.3.2 Дослідження стійкості роботи системи електропостачання "Заводу гідроагрегатів" в умовах дії електромагнітного імпульсу.....	91
ВИСНОВКИ.....	90
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	91
Додаток А.....	100
Додаток В.....	101

ВСТУП

В промисловості, будівництві та сільському господарстві України використовується велика кількість мобільних робочих машин. Такі машини є доволі універсальними, оскільки до них розроблено та випускається широкий шлейф змінних робочих органів. В результаті цього мобільні робочі машини як на колісному, так і на гусеничному ходу експлуатуються практично на протязі всіх сезонів року та виконують різноманітні операції. Останнім часом все більшого розповсюдження набувають мобільні робочі машини малих розмірних груп як на базі колісних тракторів, так і на базі власного шасі. Такі машини завдяки невисокій вартості і високій ефективності в експлуатації надзвичайно популярні в невеликих підприємствах та фермерських господарствах. Однак до останнього часу ці машини оснащувались гідроприводами на основі нерегульованих насосів та релейних розподільників. В таких гідроприводах регулювання швидкості руху робочих органів супроводжується значними втратами потужності. Актуальною для України є задача розроблення гідроприводів нового покоління на основі регульованих насосів, пропорційних розподільників та контролерів. Такі гідроприводи забезпечують можливість регулювання швидкості руху робочих органів в широких діапазонах при одночасному суттєвому зменшенні втрат потужності на різноманітних операціях, що виконують мобільні робочі машини.

Дослідження що виконані в рамках підготовки цієї магістерської роботи є частиною кафедральної науково-дослідної теми № 17К1 «Розроблення, дослідження та покращення адаптивних гідроприводів з електрогідравлічним керуванням для мобільних та технологічних машин», затвердженої у ВНТУ для виконання на протязі 2021-2023 років.

Метою роботи є розроблення схеми гідропривода з покращеними статичними, динамічними та енергетичними характеристиками для мобільних робочих машин малої розмірної групи.

В процесі досягнення мети роботи планується розв'язати наступні задачі:

1. Проаналізувати розвиток схем гідроприводів для мобільних робочих
2. Запропонувати нову схему гідропривода мобільної робочої машини малої розмірної групи.
3. Розробити математичну модель гідропривода.
4. Визначити динамічні характеристики гідропривода, розробити рекомендації щодо зменшення величини перерегулювання по тиску.
5. Визначити статичні характеристики гідропривода.
6. Визначити енергетичні характеристики гідропривода.
7. Обґрунтувати економічну ефективність запропонованого гідропривода.
8. Розробити заходи щодо охорони праці та безпеки життєдіяльності під час проведення науково-дослідних робіт.

Об'єкт досліджень – гідропривод з пропорційним керуванням для мобільної робочої машини малої розмірної групи.

Предмет досліджень – робочі процеси в гідроприводі з пропорційним керуванням для мобільної робочої машини малої розмірної групи.

Новизна роботи у визначенні закономірностей впливу параметрів гідроприводу на динамічні характеристики розробленої схеми гідроприводу та розробленні рекомендацій щодо зменшення перерегулювання по тиску за рахунок запропонованого закону зміни сигналу керування контролера.

Апробація і публікації. На п'ятдесят першій Науково-технічній конференції підрозділі Вінницького національного технічного університету у травні 2020 р. була зроблена доповідь на тему: «Адаптивний регулятор для механотронної гідросистеми» авторами Козловим Л. Г., Буренніковим Ю. А., Гарболінським О. В., Лукіянівим О. М. Тези зазначеної доповіді опубліковані на офіційному сайті Вінницького національного технічного університету.

РОЗДІЛ 1 ОГЛЯД ГІДРОПРИВОДІВ МОБІЛЬНИХ РОБОЧИХ МАШИН

В Україні у великій кількості використовуються мобільні робочі машини різного призначення: екскаватори, навантажувачі, бурові установки, промислові та сільськогосподарські трактори. Гідроприводи таких машин повинні забезпечувати одночасну роботу двох робочих органів або рухи по двом координатам одного робочого органу. Прикладами такої роботи є одночасний рух стріли рукояті та ковша при копанні ґрунту, стріли та ковша при роботі при роботі фронтального навантажувача, рух шнека при роботі бурильної установки. Також важливим є можливість плавного регулювання швидкості руху різноманітних за призначенням робочих органів, що забезпечує підвищення якості виконуваних машиною операцій. При умові регулювання швидкості руху робочих органів в широких діапазонах гідроприводи мобільних робочих машин повинні працювати з високим ККД для запобігання суттєвих втрат потужності. Окрім того гідроприводи повинні забезпечувати стійку роботу при різних швидкостях руху робочих органів та величинах навантажень, високу швидкодію, а також невелике перенавантаження по тиску в динамічних режимах. Важливою є вимога по забезпеченню плавності пуску та гальмування робочих органів машини, що приводиться до руху гідроприводами [13].

Означені вище вимоги до гідроприводів мобільних робочих машин в різній степені задовольняються в гідроприводах, що виробниками в Україні та за кордоном.

На рис. 1.1 представлено гідропривод універсального ланцюгового екскаватора ЕЦУ-150 [13]. Гідропривод включає насос 1, трьохзолотниковий розподільник 2, циліндри повороту ковша 3, 4, циліндри стріли 5, 6, циліндри закриття ковша 7, 8, зворотні клапани 9, 10, 11, гідрозамок 12, гідроаккумулятор 13, гідромотор 14, запобіжно переливний клапан 15, гідробак 16, фільтри 17, 18, 19, чотирьохпозиційні релейні розподільники 20, 21, 22, запобіжний клапан 23, переливний клапан 24, клапани 25, 26, 27.

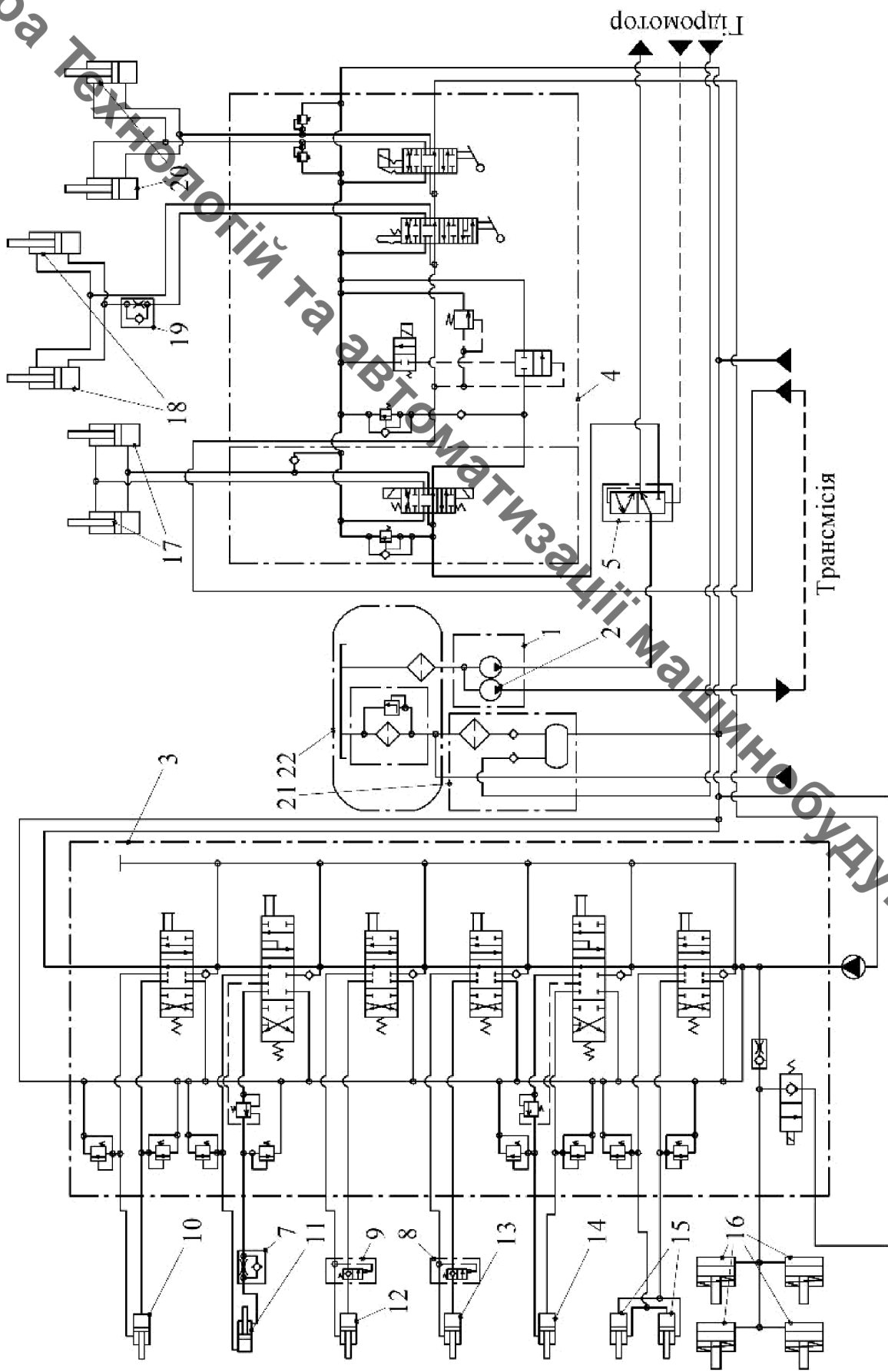


Рисунок 1.1 – Гідропривод універсального ланцюгового екскаватора

Працює гідропривод ланцюгового екскаватора наступним чином. Насос 1 подає робочу рідину від гідробака 16 до розподільника 2. Від розподільника 2 можуть приводитись до руху гідроциліндри 5 та 6, які забезпечують основний рух стріли, на якій закріплений ковш. Від розподільника 2 приводяться до руху циліндри 3, 4, які забезпечують поворот ковша при наборі та вивантаженні ґрунту. Від розподільника 2 також приводяться до руху циліндри 7 та 8, які забезпечують закриття-відкриття ковша при захопленні вантажив або наборі ґрунту. В розподільнику 2 вбудований запобіжний клапан 23, який забезпечує захист гідропривода від перенавантаження при роботі циліндрів 3-8. Переливний клапан 24 забезпечує перепуск робочої рідини від насоса 1 в гідробак 16 під невисоким тиском при відключених споживачах. Золотники 20, 21, 22 розподільника 2 можуть працювати у чотирьох позиціях «підйом», «опускання», нейтральна та «плаваюча». Це забезпечує роботу циліндрів екскаватора при розвантаженні насоса, підйомі та опусканні вантажу, а також роботі споживачів у плаваючому режимі. Автоматичне переведення золотників розподільника 2 в позицію «нейтральна» при перенавантаженні забезпечується клапанами 25, 26, 27. Зворотні клапани 9, 10, 11 забезпечують відсутність «просідання» вантажу в момент його розгону. Гідрозамок 12 забезпечує надійне утримання стріли екскаватора у визначеному положенні при перевезенні наповненого ковша на невеликі відстані. До розподільника 2 через кран 28 може бути підключений гідромотор 14, який через зубчасту передачу приводить до руху ланцюг з ріжучими частинами, якій забезпечує безперервне копання траншеї. Для гідромотора 14 передбачено додатковий запобіжно-переливний клапан 15, який спрацьовує у випадку перенавантаження ланцюга з ріжучими пластинами в процесі копання траншеї. В гідроприводі передбачено гідроаккумулятор 13, який зменшує перенавантаження насоса при роботі найбільш навантажених циліндрів стріли. Фільтрацію робочої рідини в гідроприводі забезпечують фільтри 17, 18 та 20.

До переваг такого гідропривода слід віднести невисоку вартість насоса та розподільника, а також застосування гідроаккумулятора 13 для зменшення динамічних навантажень на циліндрах 5, 6 стріли та насосі 1. Недоліками такого

гідроприводу є наявність одного насосу постійної продуктивності. Це приводить до того, що при необхідності підключити в роботу циліндри стріли та ковша в гідроприводі будуть виникати значні втрати потужності, обумовлені різницею навантаження на цих циліндрах. Окрім того застосування в гідроприводі нерегульованого насоса та релейних розподільників призводить також до суттєвих втрат потужності при роботі циліндрів на малих швидкостях, що доволі часто має місце в роботі мобільної робочої машини ЕЦУ-150. В цьому випадку надлишок подачі насоса 1 перепускається в гідробак 16 під високим тиском, на який налаштований запобіжний клапан 23.

Ці недоліки в певній мірі усунені в гідроприводі екскаватора-навантажувача «Борекс 2102», представленому на рис. 1.2 [13]. Такий гідропривод складається з нерегульованих насосів 1, 2, релейних розподільників 3, 4, 5, циліндра ковша 6 екскаватора, циліндрів рукояті 7 екскаватора, циліндра стріли 8 екскаватора, циліндра стріли 9 навантажувача, циліндрів 10 механізму повороту, циліндрів ковша 11 навантажувача, циліндрів 12, 13 виносних опор, циліндра 14 відвалу. До складу гідропривода входить також фільтр 15, гідробак 16, запобіжно переливний клапан 17, протиударні клапани 18, 19, дроселі 20, 21, 22, перепускні клапани 23, 24, гідрозамки 25.

Працює гідропривод екскаватора-навантажувача «Борекс 2102» наступним чином. Від насоса 1 через запобіжно-переливний клапан 16 робоча рідина переливається в бак 16 під невисоким тиском, при умові що всі золотники розподільника 3 знаходяться в нейтральних позиціях. Від насоса 2 робоча рідина через запобіжно-переливний клапан розподільника 4 переливається в бак 16 під невеликим тиском при умові, що всі золотники розподільників 4 та 5 знаходяться в нейтральних позиціях. Від розподільника 3 приводяться до руху циліндри 6, 7 та 8. Як правило, ці циліндри при роботі екскаватора працюють послідовно. Циліндр 8 стріли екскаватора має дросель 21 встановлений на виході циліндра. Цей дросель виконує роль гальмівного механізму при опусканні стріли з навантаженням.

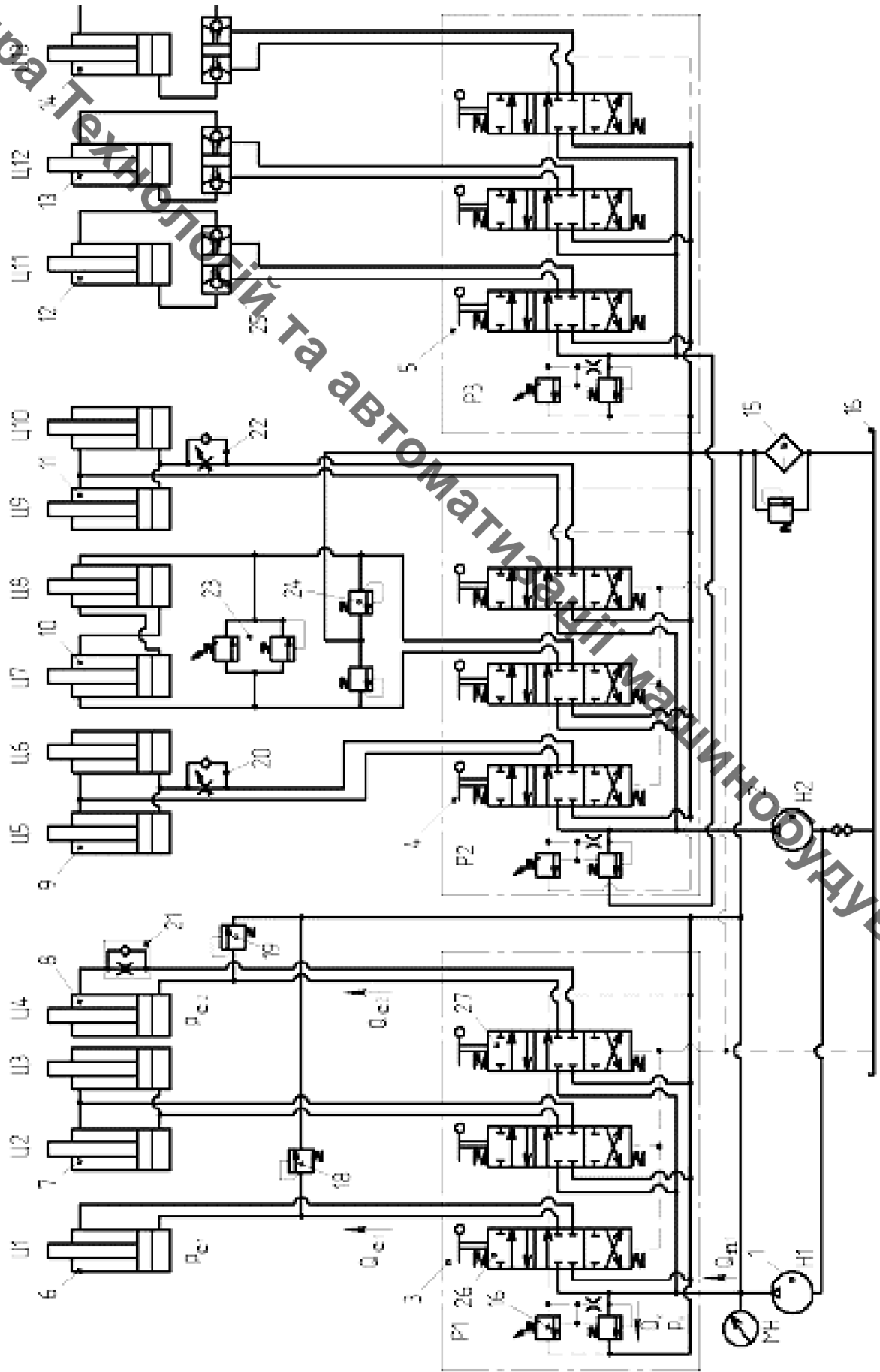


Рисунок 12 – Гідропривод екскаватора-навантажувача «Борекс 2102»

Кафедра Технологій та автоматизації машинобудування

Циліндри 6 та 8 мають встановлені на вході протиударні клапани 18 та 19, які захищають трубопроводи від руйнування при миттєвому зростанні тиску в процесі копання ґрунту. Від нерегульованого насоса 2 приводяться до руху циліндри 9 стріли навантажувача, циліндри 10 механізму повороту стріли екскаватора та циліндри 11 ковша навантажувача. Циліндри 9 та 11 мають встановлені на ході дроселі 20 та 21, які запобігають неконтрольованому руху ковша навантажувача з ґрунтом при опусканні. На вході циліндрів 10 встановлені перепускні клапани 23, які поєднують штокові камери циліндрів 10 при гальмуванні механізму повороту стріли в кінці робочого ходу. Перепускні клапани 24 захищають від руйнування трубопроводи циліндрів механізму повороту. Циліндри виносних опор 12 та 13 працюють від насоса 2, який у цьому випадку подає робочу рідину через розподільники 4 та 5. Відповідні золотники розподільника 5, до яких підключені циліндри 12, 13 опор, повинні бути включені в положення «опускання». Гідрозамки 25 забезпечують герметизацію камер циліндрів 12 та 13 у період, коли екскаватор-навантажувач виставлений на опорах. У разі використання на передній підвісці навантажувального ковша бульдозерної лопати, використовується циліндр 13. Циліндр 13 забезпечує підйом та опускання бульдозерної лопати та її утримання у фіксованому положенні в період виконання робіт по плануванню площадок.

Перевагою такого гідропривода є невелике значення тиску, під яким робоча рідина насосами 1 та 2 переміщується в бак 16 при непрацюючих циліндрах. Наявність двох насосів дозволяє ефективно суміщати роботу стріли, рукояті та ковша з роботою механізму повороту, що скорочує робочий цикл при копанні. До недоліків розглянутого гідропривода слід віднести великі втрати потужності при роботі на малих швидкостях руху циліндрів. У такому випадку значна частина подачі насоса перепускається в бак через запобіжно-переливні клапани розподільників 3 та 4 під високим тиском 16 МПа. Це призводить до швидкого нагрівання робочої рідини у баку екскаватора-навантажувача і потребує встановлення засобів охолодження. Ще одним недоліком є подача робочої рідини до циліндрів 12, 13, 14 через розподільники 4 та 5, які підключені послідовно. У

цьому випадку при роботі циліндрів 12, 13, 14 частина рідини під високим тиском перепускається в бак від насоса 2 через запобіжно-переливний клапан розподільника 4.

На рис. 1.3 представлено гідропривод екскаватора-навантажувача НМК-1025. Гідропривод включає два нерегульовані насоси 1 та 2, моноблочний розподільник 3 для керування екскаваторним обладнанням, розподільник 4 для керування навантажувальним обладнанням, розподільник 5 для керування трансмісією. До розподільника 3 підключені циліндри 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, які забезпечують роботу екскаваторного обладнання. Від розподільника 4 приводяться до руху циліндри 17, 18, 20, що забезпечують роботу навантажувального обладнання. Від розподільника 5 приводять до руху елементи трансмісії машини. В гідроприводі екскаватора-навантажувача використано ряд запобіжних та протиударних клапанів вбудованих в розподільники 3 та 4. Ці клапани захищають гумово-металеві рукава від руйнування при короточасних зростаннях величин тиску в гідроприводі в процесі виконання операцій копання або навантаження. Окрім того в гідроприводі використано дросель 7 із зворотним клапаном та гальмівні клапани 8 та 9. Ці гідравлічні апарати забезпечують контроль швидкості руху рукояті та стріли екскаваторного обладнання при попутному та зустрічному навантаженнях. В приводі стріли навантажувача також встановлено дросель зі зворотним клапаном 19 для запобігання швидкого опускання ковша навантажувача при опусканні його з вантажем. Ще гідропривод включає блоки для очистки 22 та охолодження 21 робочої рідини. При знаходженні золотників розподільників 3 та 4 в нейтральному положенні вся робоча рідина від насосів 1 та 2 поступає в бак під невеликим тиском. Розподільник 4 має запобіжний клапан і два золотника з електричним керуванням.

Перевагою такого гідроприводу є можливість ефективного суміщення рухів екскаваторного обладнання, надійний контроль швидкості руху екскаваторного та навантажувального обладнання при зустрічному та попутному навантаженнях. Недоліком є те, що при регулюванні швидкості руху частина робочої рідини поступає в бак, оскільки використовуються нерегульовані насоси.

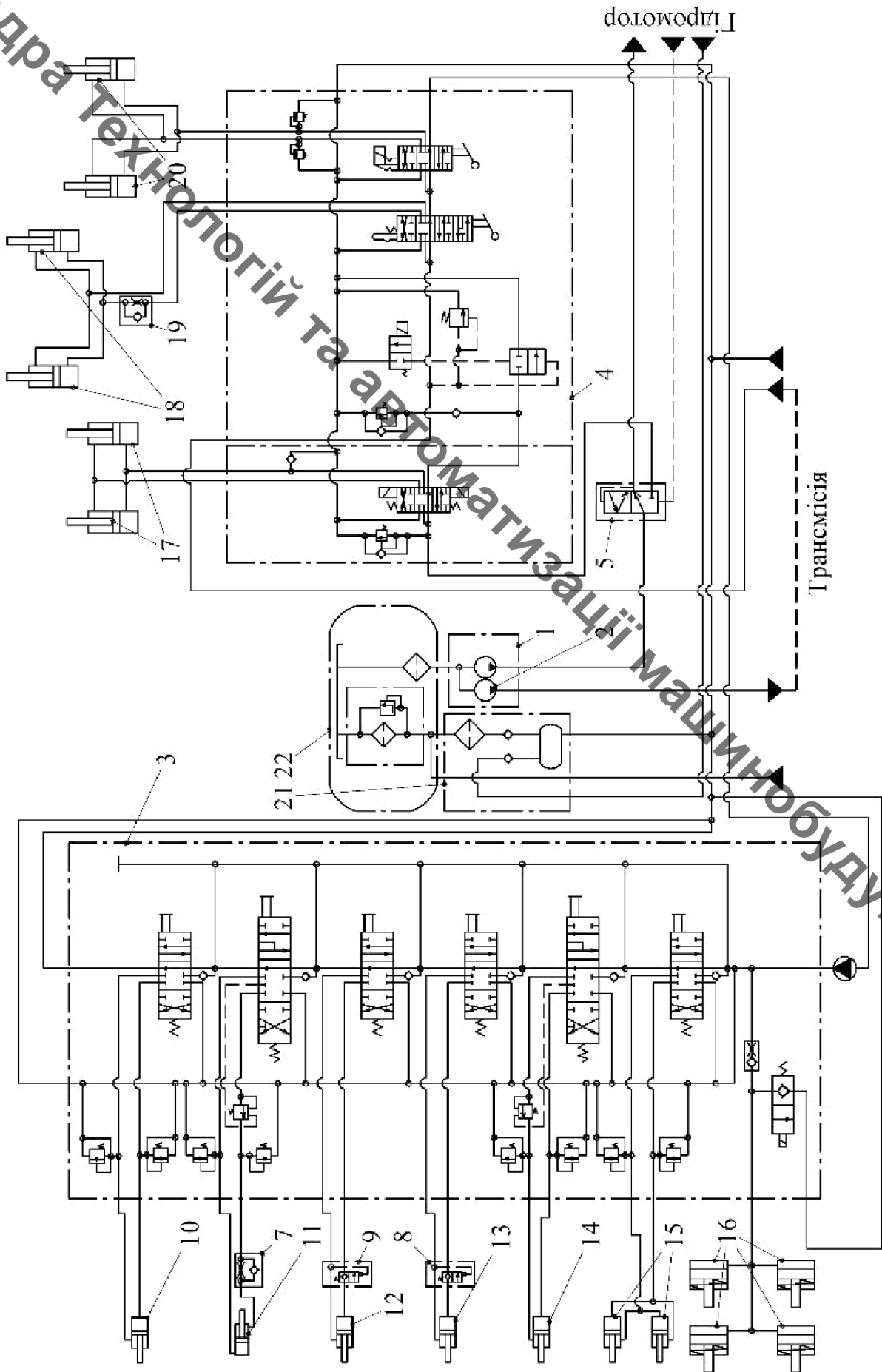


Рисунок 1.3 – Гідропривод екскаватора НМК-1025

Кафедра Технологій та Автоматизації Машинобудування

На рис.1.4 [2] представлено гідропривод міні-екскаватора «Bob.cat-316». Гідропривод включає насоси 1 та 2 і розподільник 3. Розподільник 3 включає золотник 3 стріли, золотник 5 для повороту вертмога, золотники 6 та 9 для лівої та правої гусениць екскаватора, золотник 7 повороту відвалу, золотник 8 зміщення стріли, золотник – 10 ковша та 11 – рукояті. Окремими блоками встановлені золотники 12 та 13, що керують гідромоторами привода правої 19 та лівої 2 гусениць. Гідропривод включає ряд циліндрів: стріли – 14, відвала – 17, натяжки гусениць – 18, для зміщення стріли – 20, ковша – 21, рукояті – 22. До складу гідропривода входить також гідромотор 15 для привода вертлюга. Розподільник 3 включає ряд блоків 27, 28, 29, 30, кожен з яких складається з протиударного та антикавітаційного клапанів, а також два запобіжних клапана 23 та 24. Робоча рідина зберігається в гідробаку 26, очищення рідини забезпечує фільтр 25 із зворотним клапаном. Циліндр відвалу для керування має спеціальний золотник 31. В гідроприводі передбачено також додатковий золотник 32 для підключення змінних робочих органів. Логічний клапан 33 забезпечення підключення до гідродвигунів насосів 1 або 2.

Працює гідропривод наступним чином. Якщо золотники 4, 5, 6, 8, 9, 10, 11 знаходяться в нейтральних положеннях то робоча рідина від насосів 1 та 2 поступає в гідробак 26 під невеликим тиском, що розвантажує гідропривод і втрати потужності на холостому ході екскаватора будуть невеликими. При підключенні в роботу золотників 4, 5, 6 або 7 робоча рідина від насосу 1 буде поступати до циліндра 14 стріли, гідромотору 15 вертлюга, гідромотору 16 лівої гусениці, циліндру 17 відвалу відповідно. При підключенні в роботу золотників 8, 9, 10 або 11 робоча рідина від насоса 2 буде поступати до циліндра 20 зміщення стріли, гідромотору 19 привода правої гусениці, циліндра 21 ковша або циліндра 22 рукояті. Золотники 12 та 13 керують напрямком обертання гідромоторів 16 та 17 привода гусениць екскаватора. При перенавантаженні робочих органів екскаватора спрацьовують запобіжні клапани 23 або 24 і робоча рідина під високим тиском надходить в гідробак 26.

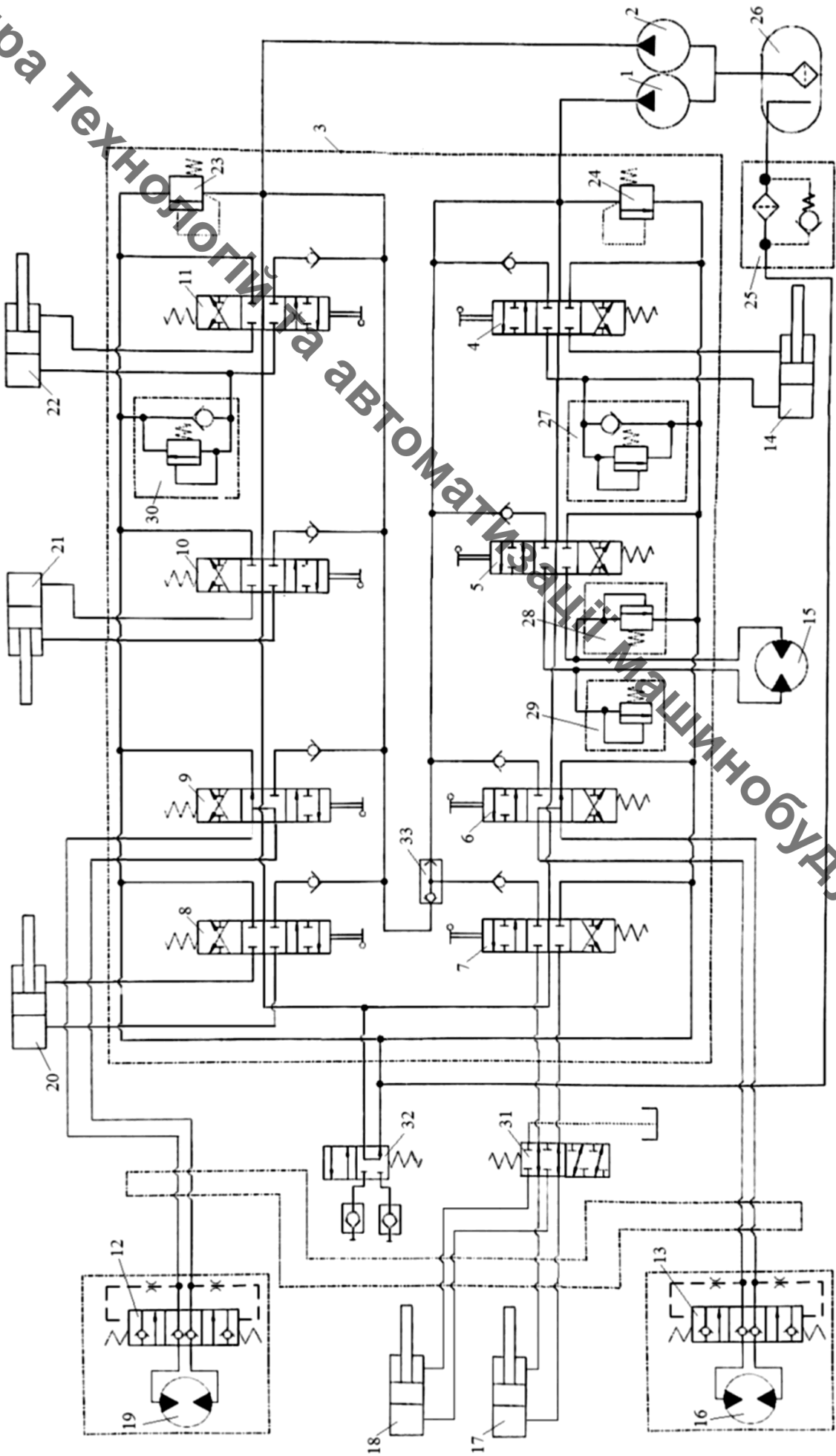


Рисунок 1.4 – Гідропривод міні-екскаватора «Bob.cat-316»

Кафедра Технологія та автоматизація машиннобудування

Блоки 27, 28, 29 та 3 забезпечують захист елементів гідропривода від миттєвих піків тиску в наслідок удару робочих органів по ґрунту. Антікавітаційні клапани, що входять до складу цих блоків виключають можливість виникнення кавітації у камерах циліндрів при роботі з попутним навантаженням. Перевагою розглянутого гідропривода є те, що можна ефективно суміщати роботу стріли з роботою рукояті або ковша. Також можна включати одночасно в роботу, в тому числі і в реверсному режимі, гідромотори 16 та 19 приводу гусениць, що суттєво підвищує маневреність екскаватора. Недоліком розглянутого гідропривода є те, що при необхідності регулювання швидкості руху робочих органів або швидкості руху екскаватора частина робочої рідини буде під високим тиском перепускатись через запобіжний клапан 23 або 24 в гідробак 26, що суттєво знижує гідравлічний ККД. Окрім того в гідроприводі не передбачено засобів для зниження величин перерегулювання по тиску в динамічних режимах роботи, що буде створювати великі значення навантаження на робочі органи та конструкцію рами екскаватора.

На рис. 1.5 представлено гідропривод для мобільної робочої машини розроблений фірмою «Danffos» [6]. Гідропривод включає регульований насос 1, гідробак 2, фільтр 3, розподільник 4, гідромотор 5, циліндри 6, 7, 8, пропорційні золотники 9, 16, 17, регулятори потоку 10, зворотні клапани 11, логічні клапани 12, запобіжні клапани 13, антикавітаційні клапани 14, протиударні клапани 15.

Працює гідропривод наступним чином. Насос 1 відбирає робочу рідину з гідробака 2 та подає її через робочі секції розподільника 4 до гідромотора 5 та циліндрів 6, 7, 8, які приводять до руху робочі органи мобільної робочої машини. Розподільник 4 має 4 золотника з пропорційним електрогідравлічним керуванням. Золотники розподільника можуть при необхідності керуватись вручну. Через кожну секцію розподільника 4 можна пропускати контрольований потік робочої рідини до гідромотора або циліндрів. Величина потоку залежить від відкриття вікна золотника. При зміні величини навантаження на робочих органах величина потоку через робочу секцію не змінюється, оскільки в кожній секції розташований регулятор потоку, який компенсує зміну величини навантаження.

Кафедра Технологій та Автоматизації Машинобудування

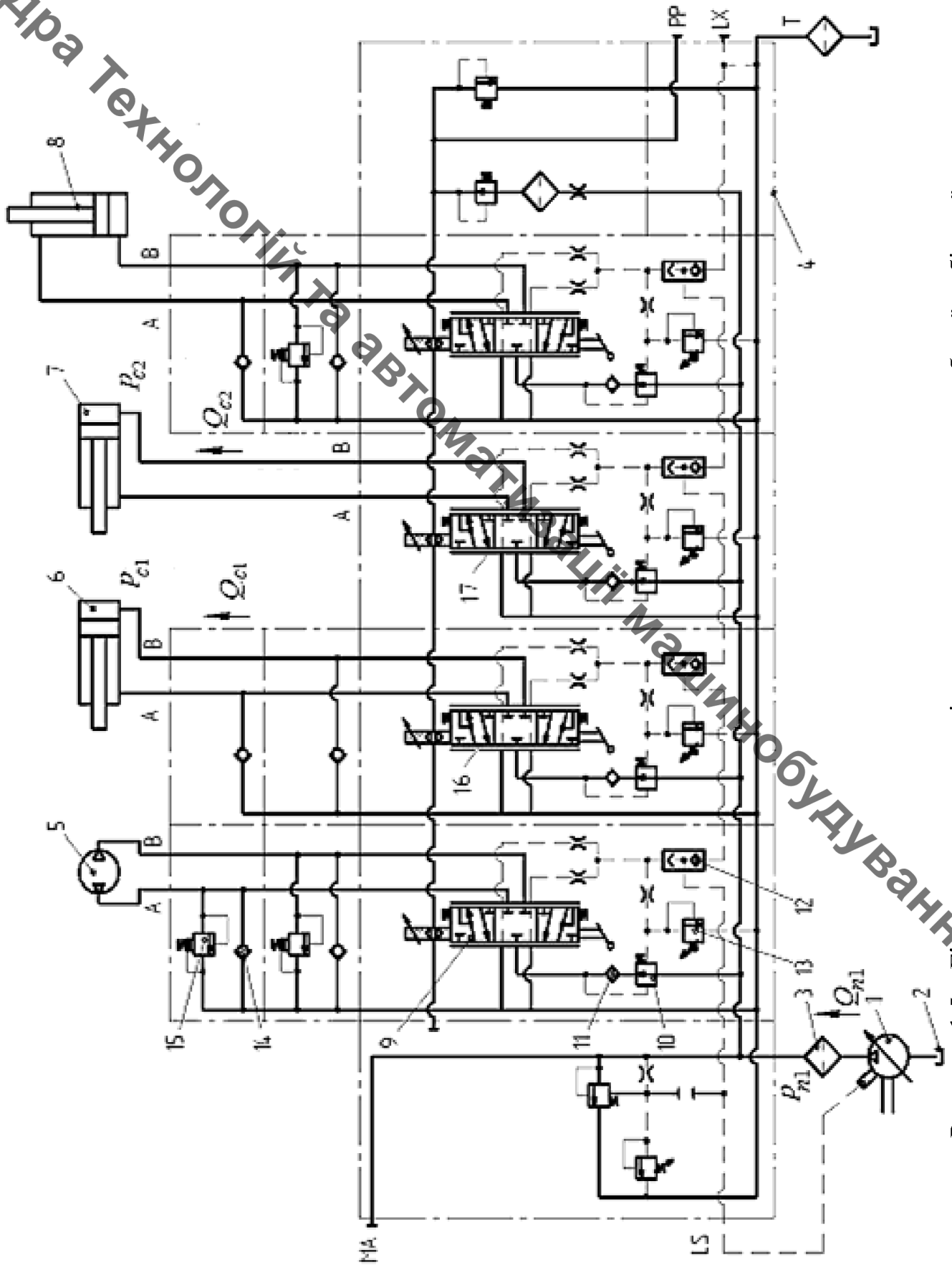


Рисунок 1.5 – Гідропривод на основі регульованого насоса для робочої мобільної машини

Величини тисків на виході робочих секцій розподільника залежать від величини навантаження на відповідних гідродвигунах. Найбільший за величиною тиск через систему логічних клапанів 12 подається до регульованого насоса 1. Подача регульованого насоса 1 визначається як сумарна подача, що подається до гідродвигунів. Запобіжні клапани 13 захищають робочі секції розподільника від надлишкового збільшення робочого тиску. Гідропривод включає також протиударні клапани 15, які спрацьовують у разі виникнення імпульсного збільшення тиску на гідродвигунах. Антикавітаційні клапани 14 захищають камери двигунів від виникнення і них кавітаційних явищ у разі роботи гідродвигунів із попутним навантаженням.

Перевагою наведеного гідропривода на базі регульованого насоса є можливість безступінчасто змінювати величину витрати, що поступає до гідродвигунів в залежності від положення золотників розподільника 4. Також перевагою є те, що подача насоса 1 дорівнює сумарному споживанню робочої рідини гідродвигунами гідропривода. Тиск на виході насоса 1 пропорційний величині тиску на вході найбільш навантаженого гідродвигуна. Недоліком розглянутого гідропривода є те, що при одночасній роботі двох гідродвигунів з різними за величинами навантаженнями виникають втрати потужності на одному з двох регуляторів подачі, що знижує загальний гідравлічний ККД гідропривода.

РОЗДІЛ 2 ГІДРОПРИВОД ДЛЯ МОБІЛЬНОЇ РОБОЧОЇ МАШИНИ МАЛОЇ РОЗМІРНОЇ ГРУПИ

2.1. Мобільна робоча машина малої розмірної групи на базі сільськогосподарського трактора

Мобільні робочі машини малих розмірних груп з потужністю двигуна до 50 кВт набули широкого розповсюдження в сільському господарстві, будівництві та комунальному господарстві. Вони доволі прості за конструкцією, не споживають багато пального, прості в експлуатації та можуть використовуватись на великій кількості операцій завдяки наявності змінних робочих органів.

На рис. 2.1 представлено загальний вигляд мобільної робочої машини на колісному шасі.

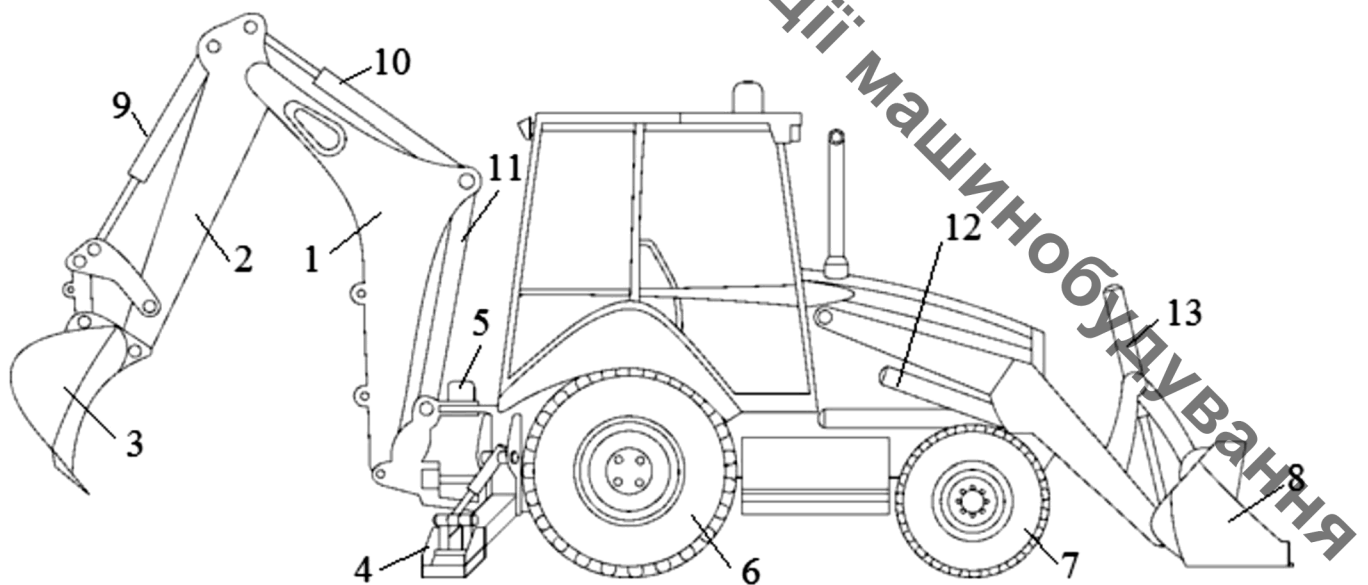


Рисунок 2.1 – Мобільна робоча машина малої розмірної групи на базі сільськогосподарського трактора

Випускаються машини цього типу також на гусеничному ході [2,8]. В основу мобільної робочої машини представленої на рис. 2.1 взято сільськогосподарський трактор на колісному ході. Машина має підсилену раму, на якій монтується робоче обладнання. В даному варіанті мобільна робоча машина має задню навіску для

виконання екскаваторних робіт та передню навіску для виконання навантажувальних робіт та планування ділянок на ґрунті. Задня навіска включає стрілу 1, рукоять 2, ковш 3, опори 4 та механізм повороту 5. Всі перераховані ланки мають індивідуальний привод від гідроциліндрів 9, 10, 11. Мобільні машини малої розмірної групи оснащуються прямими чи зворотними лопатами (ківшами) для копання ґрунту до $0,25 \text{ м}^3$. Опори 4 забезпечують стабілізацію положення машини в процесі копання. В цьому випадку машина встановлюється на опорах 4 та передніх колесах 7. Колеса 6 розвантажуються. Для підвищення продуктивності роботи машини бажано суміщати роботу стріли та ковша або рукояті та ковша. Таку можливість повинна забезпечувати гідросистема машини, яка повинна мати два насоса, що підвищує ККД роботи машини в режимах суміщення. Також важливою вимогою до гідросистеми такої машини є можливість регулювання швидкості руху стріли, рукояті та ковша в процесі виконання точних робіт або у випадку використання на задній навісці змінних робочих органів, наприклад, бурильного обладнання. До складу передньої навіски входить навантажувальний ковш 8, який приводиться до руху двома циліндрами 12 та 13. В машинах малої розмірної групи використовують навантажувальні ковші, що не перевищують $0,63 \text{ м}^3$. Суттєвою вимогою до гідроприводів навантажувального ковша є висока герметичність камер циліндра, що дозволяє утримувати навантажений ковш в зафіксованому положенні при переміщенні машини на обмежені відстані. Також суттєвою вимогою до гідроприводів навантажувального ковша є можливість точного контролю руху навантаженого ковша при опусканні. В іншому випадку можуть бути пошкоджені транспортні засоби в процесі їх завантаження або обладнання мобільної робочої машини.

2.2. Схема гідропривода мобільної робочої машини

В гідроприводах мобільних робочих машин малих розмірних груп з масою до 4000 кг використовують в основному нерегульовані насоси. Це не дозволяє ефективно регулювати параметри гідроприводів (перш за все витрату та тиск робочої рідини) при регулюванні швидкостей руху робочих органів. Дана

обставина приводить до зростання втрат потужності при роботі машини і пов'язана з надлишковим використанням пального. Перспективним є застосування в гідроприводах мобільних робочих машин малої розмірної групи регульованих насосів з невеликим робочим об'ємом та керуванням з чутливістю до навантаження.

На рис. 2.2 представлена схема такого гідропривода. Гідропривод включає: регульований насос 1, розподільник 3, гальмівні клапани 6 та 7, циліндр 10, сервозолотники 18, 34, логічний клапан 20 та бак 35. Розподільний клапан складається з золотника 17, який з корпусом розподільника утворює нагнітальну розточку 12, робочі розточки 13 та 14, зливні розточки 15 та 16, також розточку керування 36. Гідропривод включає два гальмівних клапана 6 та 7, які складаються з клапанів 26, 27, що мають пружини 28, 29 відповідно. До складу гальмівних клапанів 6 та 7 входять також сервозолотники 18 та 34 з пружинами 32 та 33.

Працює гідропривод таким чином. Регульований насос 1 подає робочу рідину через лінію нагнітання 2 до камери нагнітання 12 розподільника 3. При переміщенні золотника 17 вліво робоча рідина з камери нагнітання 12 буде поступати в камеру нагнітання 14 і далі по лінії 5 до гальмівного клапана 7. Клапан 27 під дією робочої рідини рухається вправо, стискаючи пружину 29. При цьому робоча рідина по лінії 9 надходить до циліндра 10, поршень 11 якого буде рухатись справа наліво. Для забезпечення відкриття гальмівного клапана 7 необхідно також подати робочу рідину під тиском до сервозолотника 34, який переміститься вліво, стиснувши пружину 33 і з'єднавши лінію 36 з баком. При цьому тиск в пружинній камері гальмівного клапана 7 буде дорівнювати тиску зливу і клапан 27 переміститься в крайнє праве положення. При переміщенні поршня 11 справа наліво робоча рідина із поршневої камери циліндра 10 буде витіснятись по лінії 8 через гальмівний клапан 6, лінію 4, робочу розточку 13 та зливну розточку 15 через лінію 22 в бак 35. Для забезпечення відкриття гальмівного клапана 6 необхідно під правий торець клапана 26 подати робочу рідину під високим тиском із лінії 5.

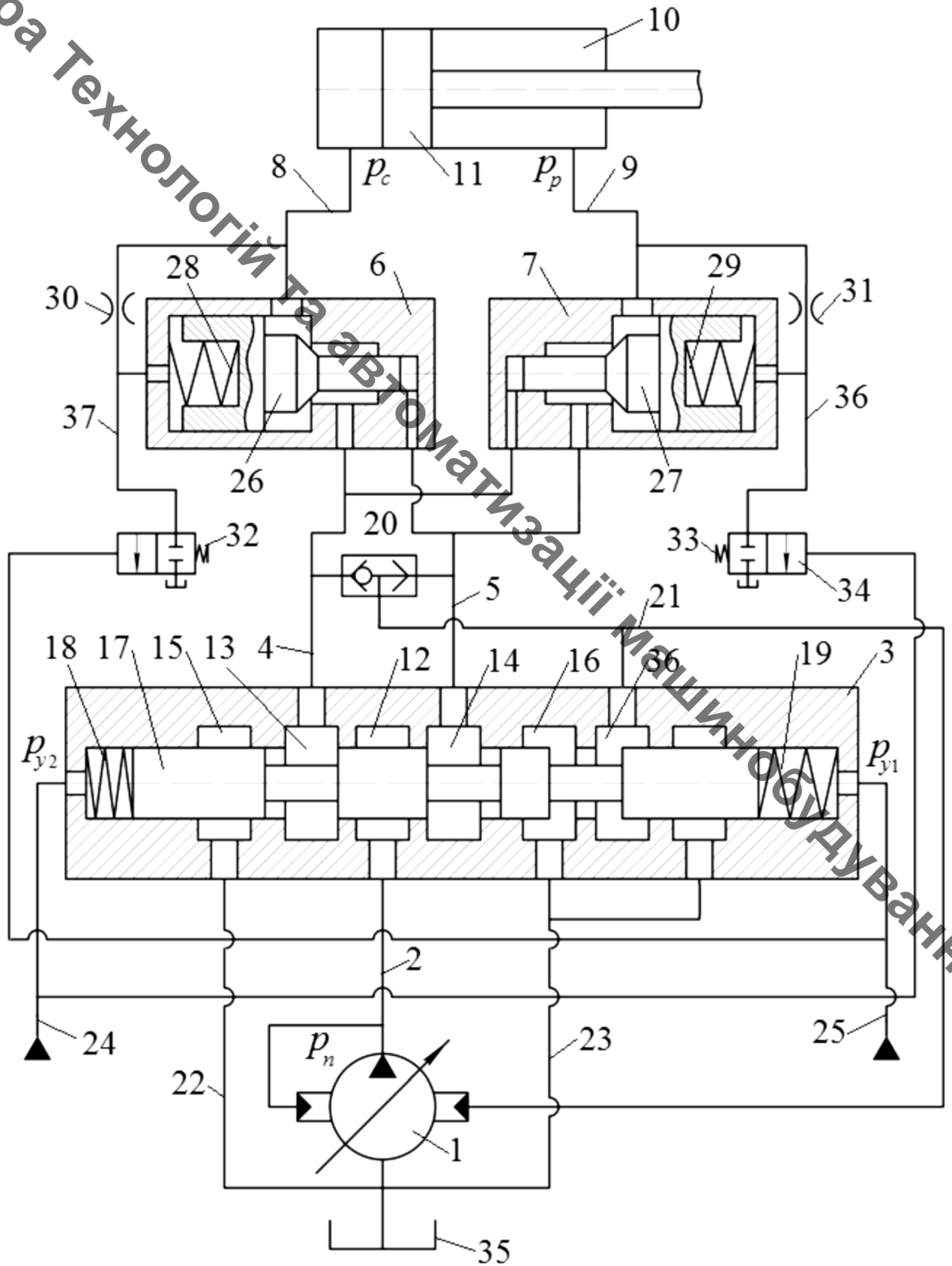


Рисунок 2.2 – Гідропривод мобільної робочої машини малої розмірної групи

Переміщення золотника 17 вліво відбудеться за рахунок подачі робочої рідини під високим тиском p_{y1} в пружинну камеру із лінії керування 25. При подачі тиску p_{y2} в ліву камеру керування золотника 17, він переміщується вправо стискаючи пружину 19. При цьому робоча рідина від насоса 1 через лінії 2, нагнітальну 12 та робочу 13 буде поступати в лінію 4 та до гальмівного клапана 6. Під дією робочої рідини з високим тиском клапан 26 переміститься вліво стискаючи пружину 28. При цьому робоча рідина проходить через гальмівний клапан бі робочу лінію 8 до гідроциліндра 10. Поршень 11 буде рухатись зліва направо, витискаючи робочу рідину із штокової камери в лінію 9. За умови, що до сервозолотника 34 буде подано тиск керування p_{y2} , тиск в лінії 36 буде дорівнювати зливному. Це дозволить відкритись робочому вікну гальмівного клапана 7 і робоча рідина з лінії 9 через лінію 5, робочу 14 та зливну 16 розточки, лінію 23 буде поступати в бак 35. Через логічний клапан 20 робоча рідина під тиском p_c буде поступати через лінію 21 до регулятора насоса 1. Оскільки одночасно до цього регулятора поступає робоча рідина з лінії 2 під тиском p_n , то під дією різниці тисків $p_n - p_c$ регулятор насоса 1 буде регулювати його продуктивність таким чином, що величина цієї продуктивності буде залежати від відкриття робочого вікна розподільника 3. Величина відкриття робочого вікна розподільника залежить від значень тиску p_{y2} . Таким чином, подаючи під торець золотника 17 тиск p_{y2} , який може змінюватись пропорційно, можна забезпечувати пропорційне керування величиною подачі, що надходить до циліндра 10 від насоса 1. При зміні величини попутного навантаження, що діє на шток 11, величина швидкості руху поршня 11 буде підтримуватись постійною незалежно від величини навантаження. При зміні попутного навантаження на штоці циліндра 10, його швидкість буде підтримуватись стабільною гальмівним клапаном 7 при русі поршня 11 зліва направо і гальмівним клапаном 8 при русі поршня справа наліво. При нейтральному положенні золотника 17 (тиски p_{y2} і p_{y1} рівні між собою) робоча рідина через розподільник 3 не проходить, а тиск p_n діє на регулятор насоса. При цьому подача

насоса знижується до мінімальної і робоча рідина подається до розподільника 3 під невеликим тиском $p_n = 1,5$ МПа для компенсації витоків в розподільнику 3.

2.3. Схема системи керування розподільником гідропривода

В гідроприводі мобільної робочої машини використовується розподільник з пропорційним електрогідравлічним керуванням. Це дозволяє суттєво спростити керування гідроприводом, створити більш комфортні умови для роботи оператора машини та спростити компоновку гідропривода на машині.

Схема системи керування розподільником представлена на рис. 2.3. Схема включає такі елементи: джойстик 1, контролер 2, підсилювач 3, дроселі 4 та 5, сервоклапани 8 та 10 з електромагнітами 7 та 9. Працює система керування наступним чином. Витрата від регульованого насоса через редукційний клапан подається в лінію 18 і далі через дроселі 4 та 5, сервоклапани 8 та 10 поступає в бак 17. При відсутності сигналу керування від контролера сервоклапани 8 та 9 знаходяться у відкритому положенні і величини p_{y1} та p_{y2} під торцями золотника 6 рівні між собою. При цьому золотник розподільника 6 знаходиться в нейтральному положенні і робоча рідина від насоса до циліндра не поступає, шток циліндра нерухомий. При переміщенні джойстика на кут $+\alpha$ на вхід контролера поступає сигнал U_{g1} , який обробляється контролером 2 за певним алгоритмом. На виході контролера формується сигнал, що підсилюється до значення U_{m1} . Сигнал U_{m1} діє на електромагніт 9, який переміщує сервоклапан 10. Переміщення сервоклапана 10 викликає збільшення тиску p_{y1} під торцем золотника розподільника 6, який буде переміщуватись вліво стискаючи пружину 15. При переміщенні золотника розподільника вліво робоча рідина від насоса буде поступати через гальмівний клапан 12 до циліндра 13. Шток циліндра 13 при цьому буде рухатись вліво, витискаючи робочу рідину з поршневої камери циліндра 13 через гальмівний клапан 11 в бак. Швидкість руху поршня циліндра 13 залежить від величини витрати, що проходить через розподільник 6. Ця величина витрати в свою чергу залежить від величини відкриття робочого вікна золотника розподільника 6, яка визначається кутом повороту джойстика 1.

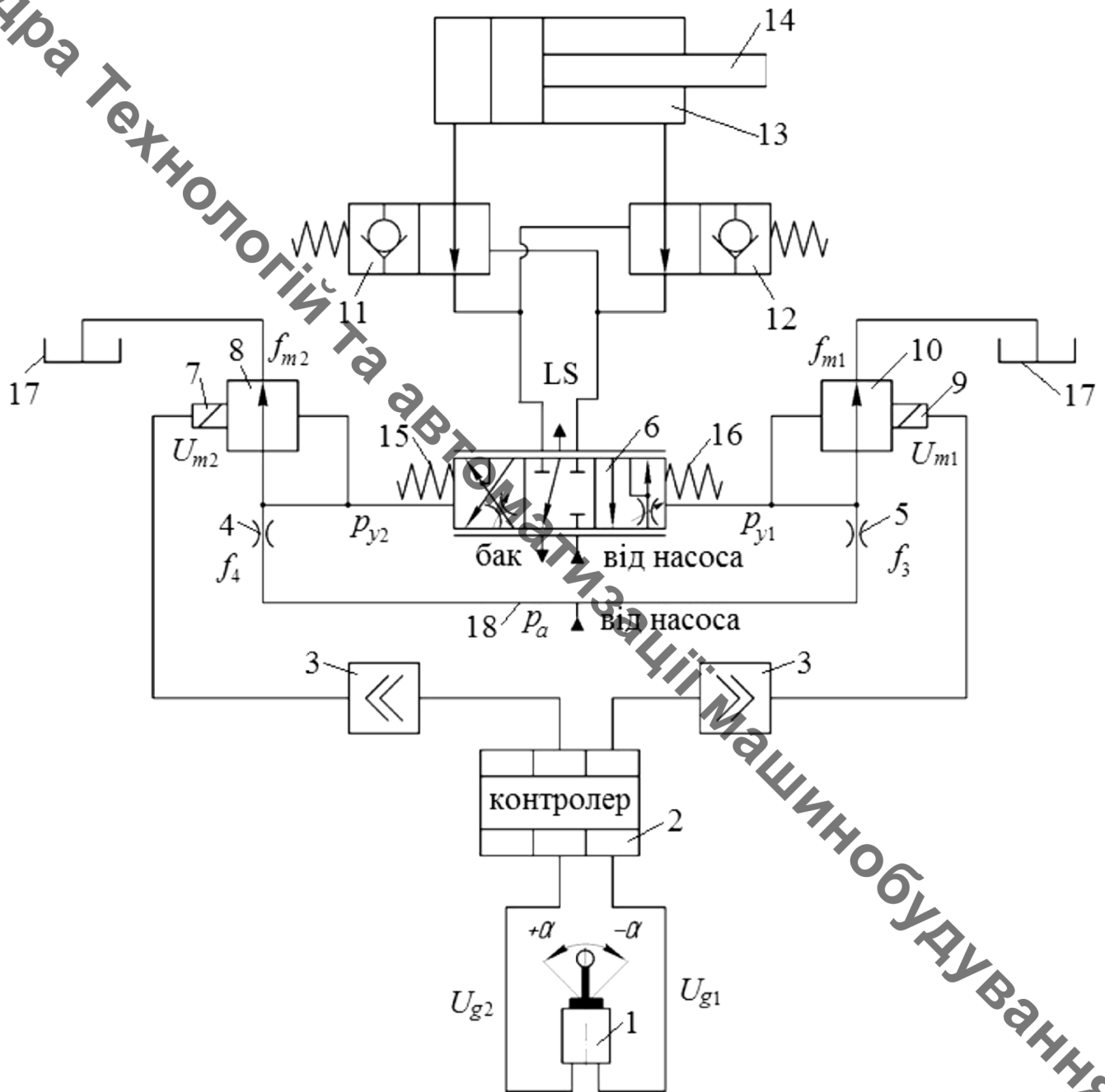


Рисунок 2.3 – Схема системи керування розподільником

Таким чином за допомогою джойстика 1 пропорційно регулюється швидкість руху поршня 14 циліндра 13. При переміщенні джойстика на кут $-\alpha$ сигнал керування U_{g2} буде через контролер 2 та підсилювач 3 надходити на електромагніт 7 сервоклапана 8. Сервоклапан буде закриватись і тиск p_{y2} буде зростати. Зростання тиску p_{y2} буде викликати переміщення золотника розподільника вправо і при цьому буде зменшуватись робоче вікно розподільника 6. Робоча рідина від насоса буде

через розподільник 6 та гальмівний клапан 11 поступати до циліндра 13 і його шток буде переміщуватись зліва направо. Робоча рідина зі штокової камери циліндра 13 буде витискатись в бак через гальмівний клапан 12 та розподільник 6. Таким чином, змінюючи кут повороту джойстика на $-\alpha$ ми забезпечуємо рух штока циліндра зліва направо. При цьому величина швидкості руху поршня 14 циліндра 13 пропорційно залежить від величини кута $-\alpha$, на який переміщується джойстик 1. Наявність контролера 2 в системі керування розподільником 6 дозволяє програмно змінювати залежність переміщення золотника розподільника від часу, що суттєво впливає на величини перерегулювання по тиску та час регулювання в гідроприводі.

Кафедра Технологій та Автоматизації машинобудування

РОЗДІЛ 3 ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ГІДРОПРИВОДУ

3.1. Розрахункова схема та математична модель гідروпривода

Для розробленої схеми гідропривода створена математична модель. Розв'язання рівнянь математичної моделі дозволяє визначити залежності від часу змінних стану гідропривода (величин тисків в лініях, переміщення штока циліндра та клапанів) в перехідних процесах, викликаних появою сигналів керування або зміною навантаження. На основі визначених залежностей змінних стану гідропривода від часу можна визначити умови стійкості гідропривода, а також показників якості регулювання. До показників якості регулювання відносяться час регулювання t_p та величини перерегулювання σ змінних стану відносно ustalених значень. Для гідропривода мобільної робочої машини малої розмірної групи суттєве значення по тиску (p_c або p_p) на циліндра вході в циліндр, а також по тиску p_n на виході насоса (рис.3.1). Оскільки мобільні робочі машини малої розмірної групи мають відносно невелику масу 1000...4000 кг, то великі значення величини перерегулювання по тиску викликають суттєві коливання всієї конструкції машини в процесі роботи. Велике значення перерегулювання по тиску на виході регульованого насоса буде викликати суттєві динамічні навантаження на деталі насоса, його швидкість та невеликий термін експлуатації. В роботі розв'язуються задачі мінімізації величин перерегулювання по тиску в гідроприводі за рахунок раціонального вибору конструктивних параметрів гідропривода. При зміні величини перерегулювання по тиску за рахунок зміни параметрів гідропривода, як правило, змінюється і час регулювання. Дуже часто зменшення перерегулювання супроводжується збільшенням часу регулювання. Тому в процесі досліджень потрібно шукати такі сполучення значень конструктивних параметрів гідропривода, при яких досягається допустимі значення перерегулювання по тиску і одночасно не відбувається суттєво збільшення часу регулювання.

На рис. 3.1 представлена розрахункова схема гідропривода.

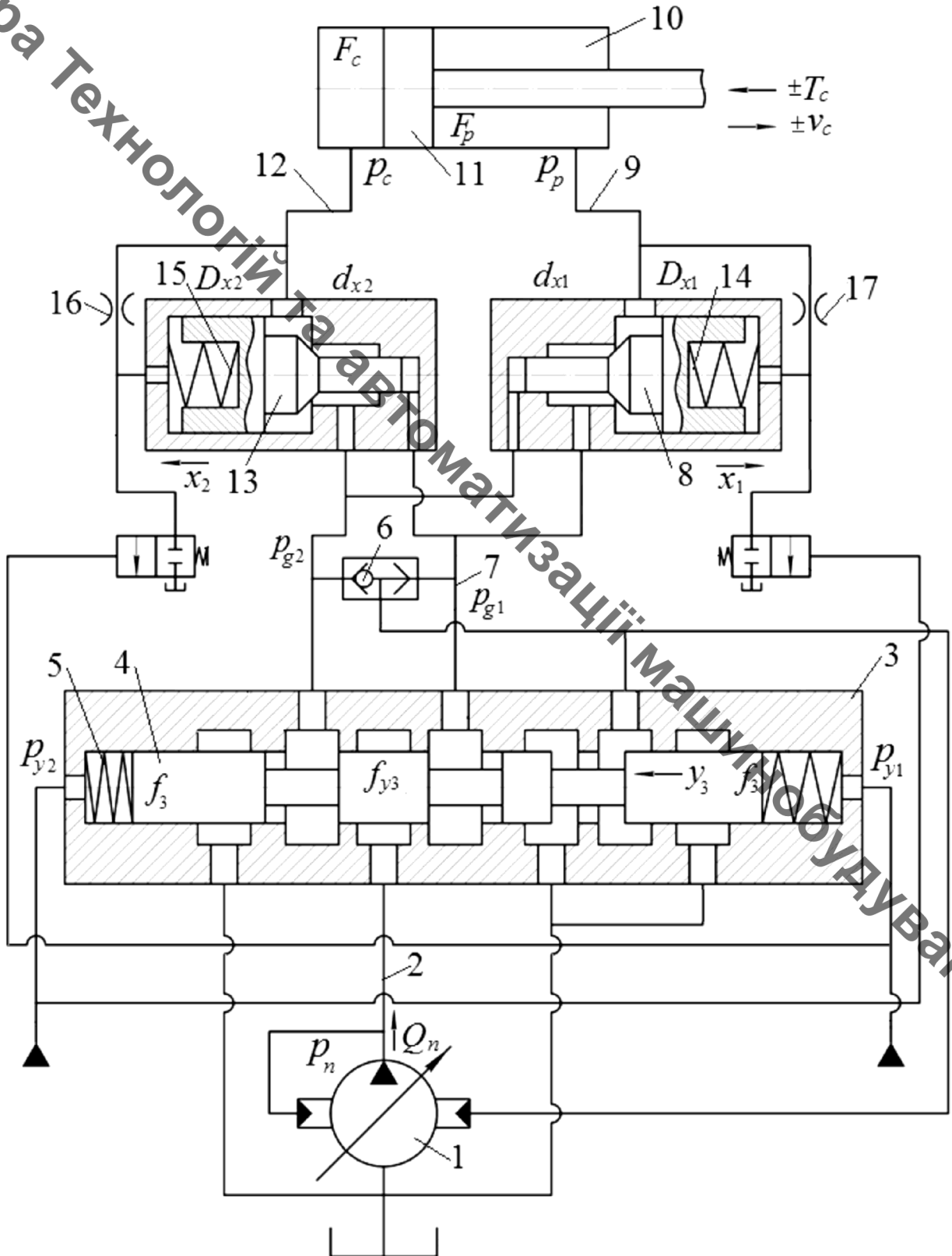


Рисунок 2.1 – Гідропривод робочої мобільної машини малої розмірної групи

Рисунок 3.1 – Розрахункова схема гідроприводу

Розрахункова схема включає такі основні елементи: регульований насос 1 з автоматичним регулятором подачі, розподільник 3 з золотником 4 та пружиною 5, клапани 8 та 13 з пружинами 14 та 15 відповідно, дроселі 16, 17 та циліндр 10 зі штоком 11. На шток 11 може діяти зусилля T , яке може мати як зустрічний (проти напрямку швидкості v_c), так і попутний напрям (співпадати з напрямом v_c). подача насоса Q_n направляється через робоче вікно f_{y3} розподільника 3, робоче вікно f_{x1} клапана 8 до циліндра 10 і визначає швидкість його руху v_c . Витрата від циліндра, при його русі, поступає через робоче вікно f_{x2} клапана 13 та розподільник 3 в бак. Величина витрати Q_n величиною площі робочого вікна f_{y3} , яке в свою чергу залежить від величини тиску керування p_{y1} . Величина тиску керування визначається системою керування. Розрахункова схема системи керування розподільником представлена на рис. 3.2.

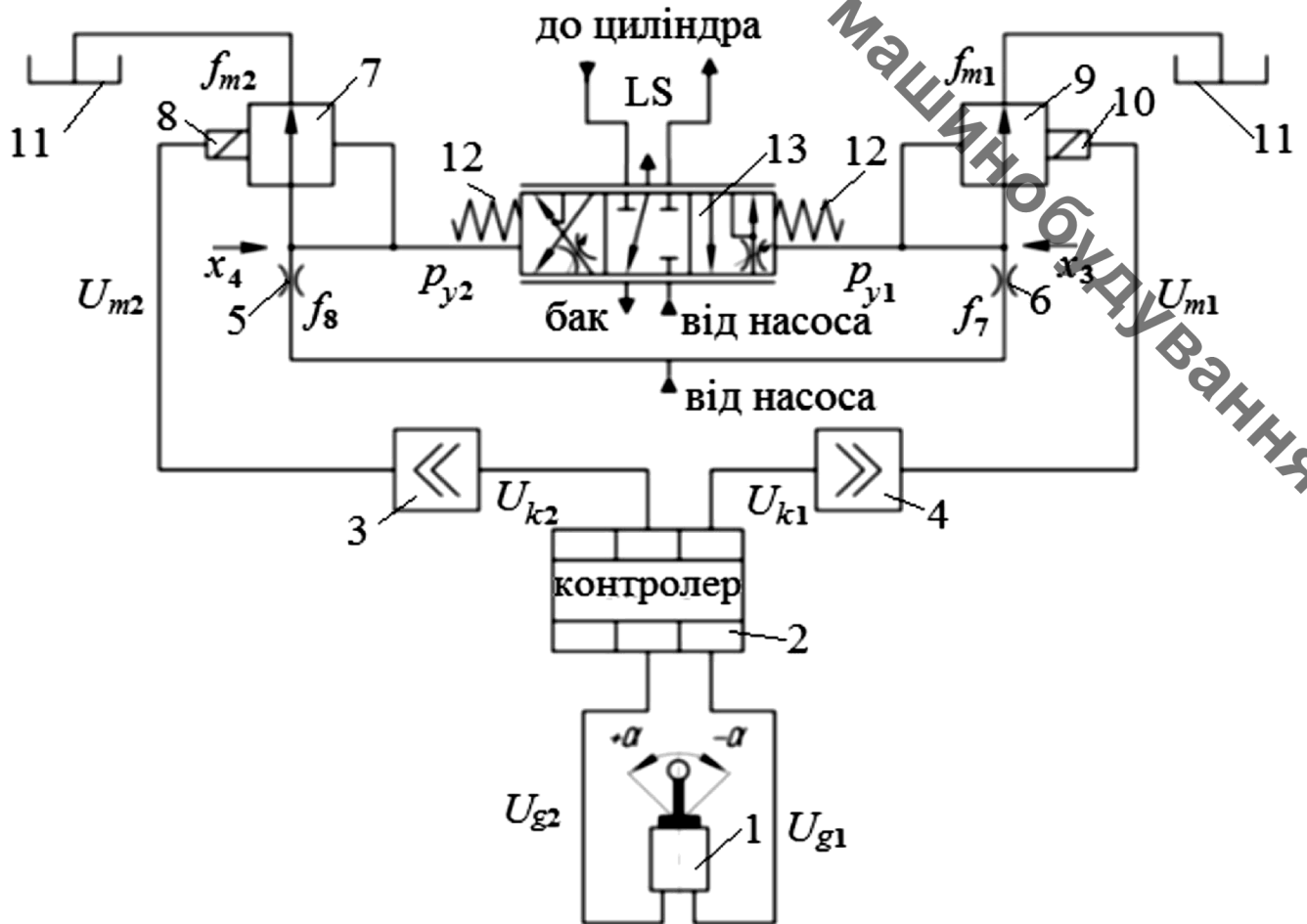


Рисунок 3.2 – Розрахункова схема системи керування розподільником

Система керування розподільником включає джойстик 1, контролер 2, підсилювачі 3, 4, дроселі 5, 6, сервоклапани 7, 9 з електромагнітами 8, 10 відповідно та бак 11. Працює система керування таким чином. Від джойстика 1 при переміщенні його важеля поступає сигнал керування U_{g1} на контролер 2. Контролер 2 обробляє сигнал U_{g1} за спеціальним алгоритмом і формує сигнал U_{k1} , який підсилюється підсилювачем 4. Після цього сигнал U_{m1} поступає на електромагніт 10. Електромагніт 10 розвиває зусилля, яке пропорційне сигналу U_{m1} . Зусилля електромагніту 10 діє на сервоклапан 9, який формує тиск p_{y1} , що діє на золотник 13. Золотник під дією тиску p_{y1} переміщується вліво, стискаючи пружину 12. Таким чином переміщення золотника 13, яке визначає площу відкриття його робочого вікна, а значить і величину подачі робочої рідини до циліндра пропорційно залежить від сигналу U_{g1} , що подається від джойстика 1. При переміщенні золотника 13 вправо спрацьовує сервоклапан 7, який керується сигналами U_{m2} , U_{k2} та U_{g2} .

По розрахункових схемах, представлених на рис. 3.1, 3.2 розроблена нелінійна математична модель гідропривода. Математична модель розроблена при наступних допущеннях та спрощеннях [5,14,15]. Маса поршня, циліндра, гальмівних клапанів, сервоклапанів та золотника розподільника розглядались як зосередженні. Температура робочої рідини вважалась незмінною за час проведення досліджень. Золотник розподільника, сервоклапани гальмівний клапан мають коефіцієнти витрати, що не змінюються в процесі досліджень. Об'єми ліній гідропривода, а також об'єми камер циліндра залишаються незмінними за час перехідного процесу, кавітаційні процеси в лініях і агрегатах гідропривода не виникають, втрати тиску і лініях гідропривода не враховувались, контролер моделюється пропорційною ланкою, тиск в зливних лініях дорівнює атмосферному. Перетікання робочої рідини з поршневої камери в штокову при зустрічному навантаженні відсутнє.

Математична модель гідропривода складена із використанням таких змінних стану:

p_n — тиск на виході насоса 1 в лінії 2;

p_{g1} — тиск на виході розподільника і лінії 7;

p_p — тиск на вході в циліндр в лінії 9;

p_c — тиск на виході циліндра в лінії 12;

p_0 — тиск в системі керування регульованим насосом;

p_e — тиск в сервоциліндрі насоса;

p_{y1} — тиск керування під торцем золотника 4 розподільника 3;

y_3 — координата положення золотника 4 розподільника 3;

x_1 — координата положення гальмівного клапана 8;

v_c — швидкість руху поршня циліндра;

x_3 — координата положення сервоклапана 10;

i_{m1} — струм в обмотці електромагніту 9;

U_{m1} — напруга на вході в електромагніт 9

p_a — тиск на виході редукційного клапана.

Математична модель гідропривода (див. рис. 3.1.) включає такі рівняння:

- рівняння нерозривності потоку для лінії 2 між насосом 1 та розподільником 3 (3.1);

- рівняння нерозривності потоку для лінії 7 між розподільником 3 та гальмівним клапаном 8 (3.2);

- рівняння нерозривності потоку для лінії для лінії 9 між гальмівним клапаном 8 і циліндром 10 (3.3);

- рівняння нерозривності потоку для лінії 12 між циліндром 10 та гальмівним клапаном 13 (3.4);

- рівняння нерозривності потоку в системі керування регульованого насоса 1 (3.5);

- рівняння нерозривності потоку для сервоциліндра регульованого насоса 1 (3.6);

- рівняння нерозривності потоку для лінії між дроселем 6 і сервоклапаном 9 (3.7);

- рівняння рівноваги золотника 4 розподільника 3 (3.8);
- рівняння рівноваги гальмівного клапана 8 (3.9);
- рівняння сил, що діють на поршень 11 циліндра 10 (3.10);
- рівняння моментів, що діють на планшайбу регульованого насоса 1(3.11);
- рівняння перетворення сигналу U_{g1} в контролері 2 (3.13);
- рівняння падіння напруги в обмотці електромагніту 9 (3.14);
- рівняння рівноваги золотника регулятора (3.15);
- рівняння сил, що діють на раму екскаватора (3.16).

$$\frac{\pi d_7^2}{4} \cdot d_8 \cdot k \cdot n_1 \cdot \operatorname{tg} \gamma - k_n \cdot p_n = \mu \cdot f_{y3} \sqrt{\frac{2|p_n - p_{g1}|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_n - p_{g1}) + \mu \cdot k_z \cdot z \sqrt{\frac{2|p_n - p_0|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_n - p_0) + \beta_n \cdot W_n \frac{dp_n}{dt}; \quad (3.1)$$

$$\begin{aligned} & \mu \cdot f_{y3} \sqrt{\frac{2|p_n - p_{g1}|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_n - p_{g1}) = \\ & = \mu \cdot f_{x1} \sqrt{\frac{2|p_{g1} - p_p|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_{g1} - p_p) + \beta \cdot W_{g1} \frac{dp_n}{dt}; \end{aligned} \quad (3.2)$$

$$\mu \cdot f_{x1} \sqrt{\frac{2|p_{g1} - p_p|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_{g1} - p_p) = v_c \cdot F_p + \beta_n \cdot W_n \frac{dp_n}{dt} + \mu \cdot f_i \sqrt{\frac{2p_p}{\rho}}; \quad (3.3)$$

$$v \cdot F_p = \mu \cdot f_{x2} \sqrt{\frac{2|p_c - p_{g2}|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_c - p_{g2}) + \mu \cdot f_2 \sqrt{\frac{2p_c}{\rho}} + \beta \cdot W_c \frac{dp_c}{dt}; \quad (3.4)$$

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

$$\mu \cdot f_e \sqrt{\frac{2|p_0 - p_e|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_0 - p_e) = f_4 \cdot \frac{d\gamma}{dt} + \beta \cdot W_e \frac{dp_e}{dt}; \quad (3.6)$$

$$\mu \cdot f_7 \sqrt{\frac{2|p_a - p_{y1}|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_a - p_{y1}) = \mu \cdot f_{m1} \sqrt{\frac{2p_{y1}}{\rho}} + f_3 \cdot \frac{dy_3}{dt} + \beta_n \cdot W_{y1} \frac{dp_{y1}}{dt}; \quad (3.7)$$

$$p_{y3} \cdot f_3 = c_3(H_3 + y_3) + b_1 \frac{dy_3}{dt} + R_3; \quad (3.8)$$

$$p_{g2} \cdot f_{g2} = c_1(H_1 + x_1) + b_1 \frac{dx_1}{dt} + R_1; \quad (3.9)$$

$$p_p \cdot F_p = p_c \cdot F_c - T_p + T_c + b_c \cdot v_c; \quad (3.10)$$

$$J \frac{d^2\gamma}{dt^2} = p_n \cdot f_5 \cdot l - p_e \cdot f_4 \cdot l - M; \quad (3.11)$$

$$m_3 \frac{d^2x_3}{dt^2} = p_{g1} \cdot f_{m1} - U_{m1} \cdot k_{m1}; \quad (3.12)$$

$$U_{g1} \cdot F_k(U_{g1}) \cdot k_n = i_{m1}; \quad (3.13)$$

$$U_{m1} = Le \frac{di_{m1}}{dt} + i_{m1} \cdot Re; \quad (3.14)$$

$$m_p \frac{d^2z}{dt^2} = p_n \cdot f_p - p_{g1} \cdot f_p + c_z(H_z + z); \quad (3.15)$$

$$m_x \frac{d^2x_c}{dt^2} = p_p \cdot \frac{\pi d_p^2}{4} - c_x(H_x + x_c) + b_c \cdot v_c. \quad (3.16)$$

В математичній моделі використані такі позначення:

d_7 – діаметр поршнів насоса;

d_8 – діаметр контакту поршнів насоса з планшайбою;

k – кількість поршнів насоса 1;

- n – число обертів вала насоса 1;
 μ – коефіцієнт потоку для дроселів та золотників;
 f_{y3} – площа робочого вікна золотника 4;
 k_z – коефіцієнт підсилення робочого вікна регулятора насоса 1;
 β_n – приведений коефіцієнт стиснення робочої рідини та гумометалевих трубопроводів;
 β – коефіцієнт стиснення робочої рідини;
 f_{x1}, f_{x2} – площі робочих вікон гальмівних клапанів 8 та 13;
 F_p, F_c – площі поршня 11 циліндра 10;
 f_1, f_2 – площі дроселів 17 та 16;
 ρ – густина робочої рідини;
 f_e – площа демпфера сервоциліндра насоса 1;
 f_0 – площа дроселя регулятора насоса 1;
 f_4 – площа сервоциліндра насоса 1;
 l – плече дії сервоциліндрів насоса 1;
 f_5 – площа підпружиненого сервоциліндра насоса 1;
 f_{m1}, f_{m2} – площі робочих вікон сервоклапанів 7 та 9;
 H_3 – величина попереднього стиснення пружини 5 золотника 4;
 c_3 – жорсткість пружини 5 золотника 4;
 b_3 – коефіцієнт в'язкого тертя золотника 4;
 R_3 – гідродинамічна сила на золотнику 4;
 f_{g1}, f_{g2} – площі торців гальмівних клапанів;
 c_1, c_2 – жорсткості пружин гальмівних клапанів 8 та 13;
 H_1, H_2 – попередні стиснення пружин гальмівних клапанів 8 та 13;
 b_1 – коефіцієнт в'язкого тертя гальмівних клапанів;
 R_1, R_2 – гідродинамічні сили на гальмівних клапанах 8 та 13;
 T_p – сила тертя в циліндрі 10;
 T_c – сила навантаження на шток 11 циліндра 10;
 b_c – сила в'язкого тертя в циліндрі 10;

M – момент опору на планшайбі насоса 1;

m_3 – маса золотника 4 розподільника 3;

W_n – об'єм лінії 2;

W_{g1} – об'єм лінії 7;

W_p – об'єм лінії 9;

W_c – об'єм лінії 12;

W_e – об'єм камери сервоциліндра насоса 1;

W_{y1} – об'єм пружинної камери золотника 4 розподільника 3.

Наступні позначення дані по рис. 3.2:

k_{m1}, k_{m2} – коефіцієнти підсилення електромагнітів 8 та 10;

$F_k(U_{g1})$ – передавальна функція контролера 2;

k_n – коефіцієнт підсилення підсилювачів 3 та 4;

L_e – індуктивність котушок електромагнітів 8 та 10;

R_e – активний опір котушок електромагнітів 8 та 10;

f_p – площа торця золотника регулятора насоса;

H_z – попереднє стиснення пружини регулятора насоса;

c_z – жорсткість пружини золотника регулятора насоса;

m_p – маса золотника регулятора насоса;

Рівняння математичної моделі розв'язані в програмному середовищі MATLAB-Simulink. Використано метод Розенброка для чисельного інтегрування системи жорстких нелінійних рівнянь [12]. Метод чисельного інтегрування реалізовано при абсолютній точності 10^{-6} та відносній точності 10^{-3} . Блок-схема для розв'язання диференційних рівнянь представлена на рис. 3.3. Блок-схема включає підсистему *Zolotnik rozpod* яка дозволяє розв'язати рівняння 3.12 сил, що діють на золотник розподільника і визначити величину тиску p_{g1} . Підсистема *Nasos* дозволяє розв'язати рівняння 3.1, що описує розподіл потоків на виході регульованого насоса та визначити величину тиску p_n .

Кафедра Технологій та Автоматизації Машинобудування

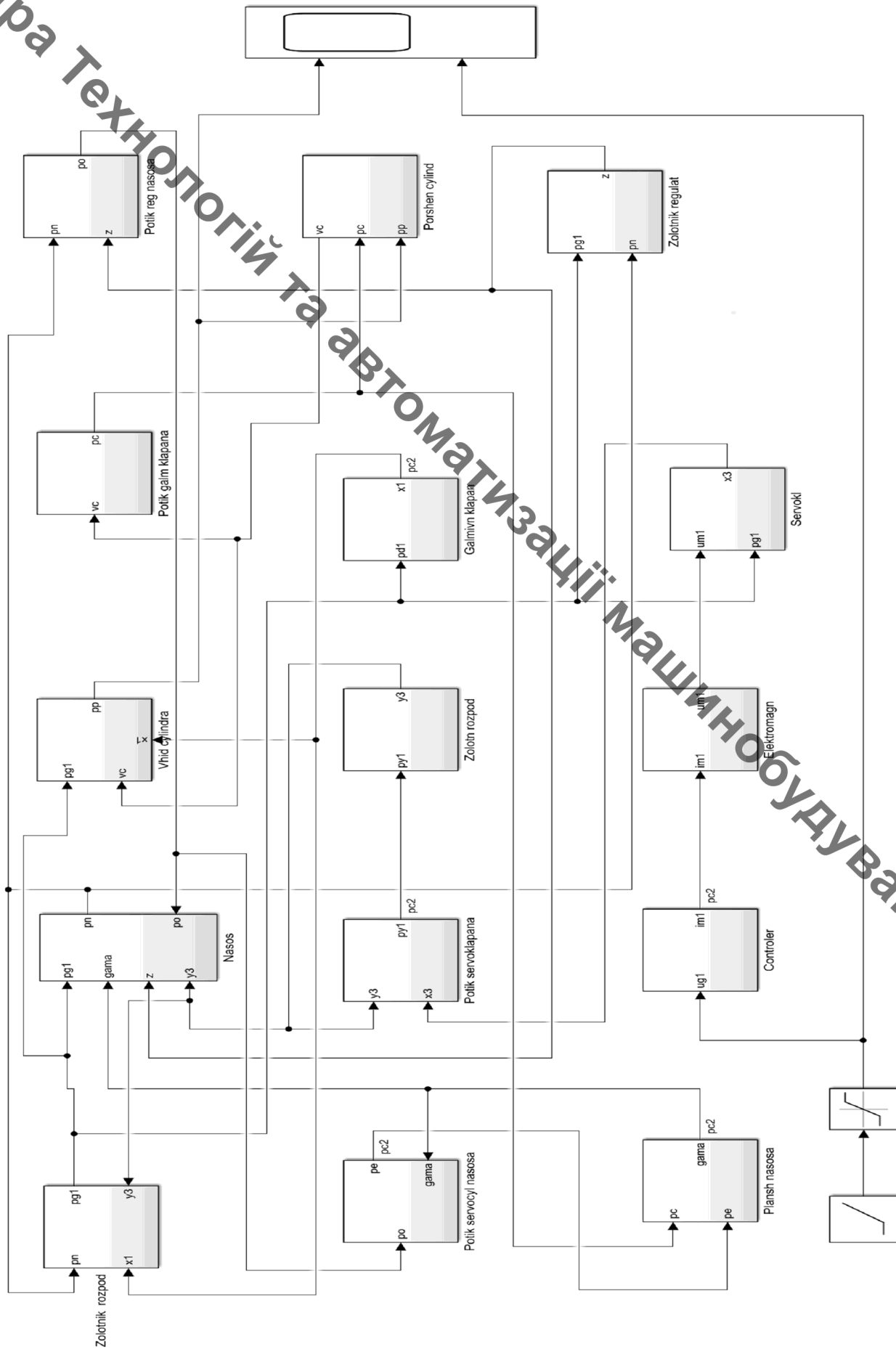


Рисунок 3.3 – Блок-схема розв’язання системи рівнянь математичної моделі

Підсистема *Vhid cylindra* дозволяє розв'язати рівняння 3.3, що описує розподіл потоків між гальмівним клапаном та циліндром і визначити величину тиску p_p . Підсистема *Potik galm klarana* дозволяє розв'язати рівняння 3.4, що описує розподіл потоків на виході циліндра та визначити величину тиску p_c . Підсистема *Potik reg nasosa* дозволяє розв'язати рівняння 3.5, що описує розподіл потоків в регуляторі насоса та визначити величину тиску p_0 . Підсистема *Potik servocyl nasosa* дозволяє розв'язати рівняння 3.6, що визначає розподіл потоків в системі керування планшайбою насоса і дозволяє визначити величину тиску p_e . Підсистема *Potik servoklarana* дозволяє розв'язати рівняння 3.7, що описує розподіл потоків в лінії керування золотником розподільника і дозволяє визначити величину тиску p_{y1} . Підсистема *Zolotn rozpod* дозволяє розв'язати рівняння 3.8, яке описує рівновагу сил на золотнику розподільника та дозволяє визначити величину переміщення u_z золотника розподільника. Підсистема *Galmivn klaran* дозволяє розв'язати рівняння 3.9, яке описує рівновагу сил на гальмівному клапані та визначає величину переміщення x_1 гальмівного клапана. Підсистема *Porshen cylind* дозволяє розв'язати рівняння 3.10, яке описує рівновагу сил на поршні циліндра і визначає швидкість v_c руху поршня циліндра. Підсистема *Zolotnik regulat* дозволяє розв'язати рівняння 3.15, яке описує рівновагу сил на золотнику регулятора насоса і визначає величину переміщення z золотника регулятора насоса. Підсистема *Plansh nasosa* дозволяє розв'язати рівняння 3.11, яке описує рівновагу моментів на планшайбі насоса і визначає величину кута γ повороту планшайби регульованого насоса. Підсистема *Controler* дозволяє розв'язати рівняння 3.13, яке описує роботу контролера і підсилювача та визначає величину струму i_{m1} на виході підсилювача. Підсистема *Elektromagn* дозволяє розв'язати рівняння 3.14, яке описує падіння напруги в обмотці електромагніту і визначає напругу U_{m1} на обмотках електромагніту. Блок-схема включає також блоки для формування закону керування, що подається від джойстика на контролер, а також блок осцилографа, що фіксує зміну досліджуваних величин в залежності від часу.

На рис. 3.4 представлена блок-схема підсистеми *Porshen cylindr*, яка розв'язує рівняння 3.10 та визначає величину швидкості v_c руху поршня циліндра.

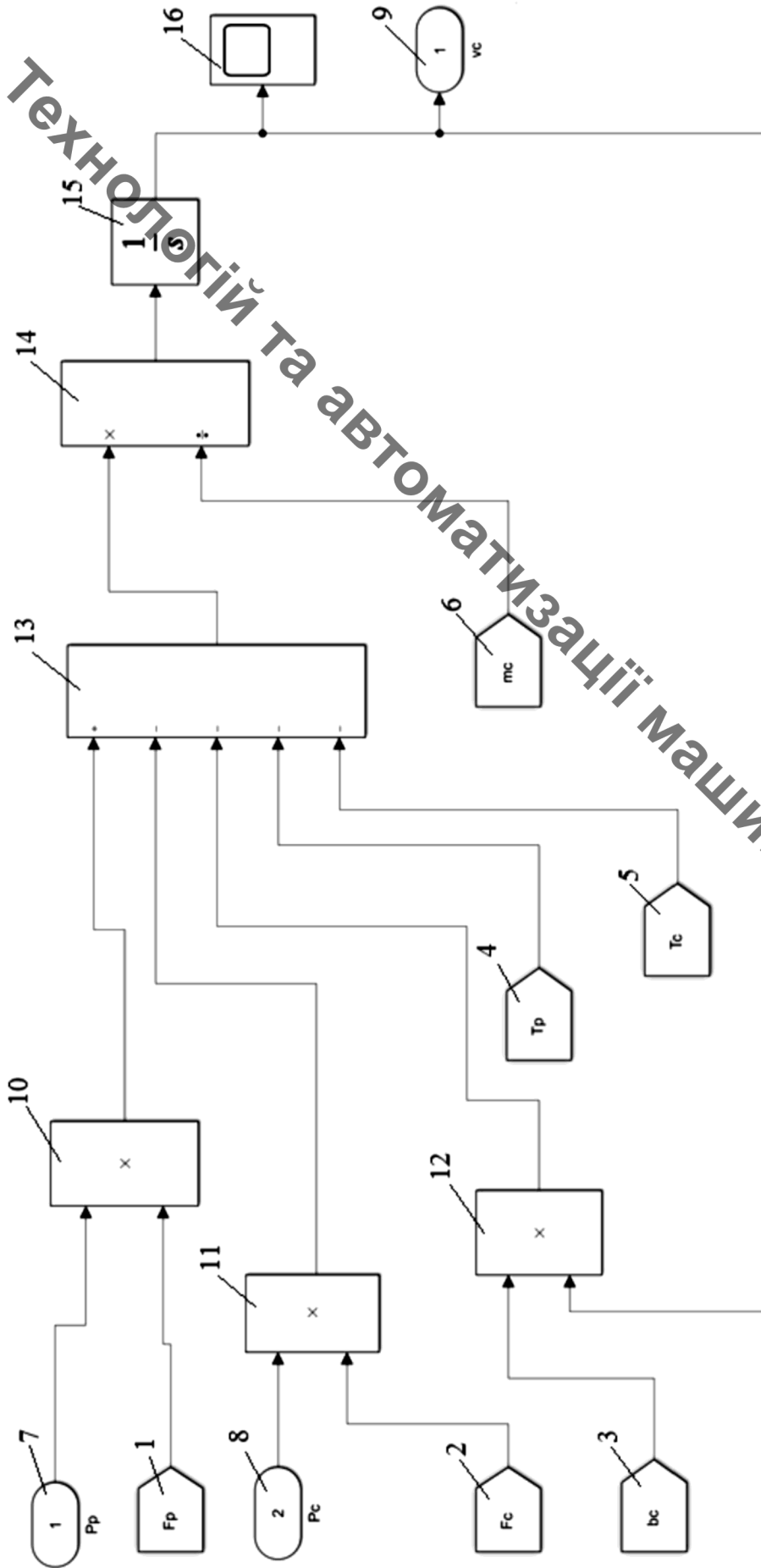


Рисунок 3.4 – Блок-схема розв'язання рівняння рівноваги сил, що діють на шток циліндра

Кафедра Технологій та Автоматизації машинобудування

Блок-схема включає такі основні елементи. Блоки 1, 2, 3, 4, 5, 6 дозволяють вводити в підсистему значення параметрів гідроприводу, які є незмінними під час розрахунку перехідного процесу. Ці блоки відповідно вводять параметри F_p , F_c , b_c , T_p , T_c , m_c . Блоки 7 та 8 вводять безперервно значення тисків p_p та p_c , які розраховуються в інших підсистемах. Блоки 10, 11, 12 формують добутки $p_p \cdot F_p$, $p_c \cdot F_c$, $b_c \cdot v_c$ відповідно. Блок 13 формує алгебраїчну суму $p_p \cdot F_p - p_c \cdot F_c - b_c \cdot v_c - T_p - T_c$, яка в блоці 14 ділиться на значення m_c . В результаті чого на виході блока 14 буде сформовано значення $\frac{v_c}{dt}$, яке постійно змінюється під час перехідного процесу в гідроприводі. Блок 15 виконує процедуру чисельного інтегрування при відомому початковому значенні v_{c0} . В результаті чого на вході блока 15 отримується значення $v_c = f(t)$, яке записується блоком 16 і виводиться на екран монітора. Блок 16 виводить поточні значення швидкості v_c руху поршня циліндра та передає їх в інші підсистеми, що входять до складу блок-схеми розв'язання системи рівнянь математичної моделі.

В таблиці 3.1 наведені значення основних параметрів гідроприводу, що використовуються в процесі досліджень.

Таблиця 3.1 – Значення основних параметрів математичної моделі

Умовні позначення параметрів	Назва параметрів	Одиниці вимірювання	Значення параметрів
n	Число обертів вала насоса	об/с	25
μ	Коефіцієнт потоку для дроселів і золотників	–	0,67
$f_{уз}$	Площа робочого вікна золотника	м ²	$(6 \dots 250) \cdot 10^{-6}$
k_z	Коефіцієнт підсилення робочого вікна регулятора насоса	м	$(1 \dots 10) \cdot 10^{-3}$
β_n	Приведений коефіцієнт стискання робочої рідини та гумометалевих трубопроводів	м ² /Н	$0,73 \cdot 10^{-9}$
β	Коефіцієнт стискання робочої рідини	м ² /Н	$0,6 \cdot 10^{-9}$

Умовні позначення параметрів	Назва параметрів	Одиниці вимірювання	Значення параметрів
f_{x1}, f_{x2}	Площі робочих вікон гальмівних клапанів	м ²	$(0,3 \dots 30) \cdot 10^{-6}$
F_p	Площа поршня циліндра	м ²	$(1,28 \dots 5,16) \cdot 10^{-3}$
F_c	Площа поршня циліндра в штоковій камері	м ²	$(0,6 \dots 2,8) \cdot 10^{-6}$
f_1, f_c	Площі дроселів гальмівних клапанів	м ²	$2 \cdot 10^{-6}$
ρ	Густина робочої рідини	кг/м ³	900
f_e	Площа демпфера сервоциліндра насоса	м ²	$1,6 \cdot 10^{-6}$
f_0	Площа дроселя регулятора насоса	м ²	$2,5 \cdot 10^{-6}$
f_{m1}, f_{m2}	Площі робочих вікон сервоклапанів	м ²	$(0,5 \dots 10) \cdot 10^{-6}$
H_3	Величина попереднього стискання пружини золотника	м	$9 \cdot 10^{-3}$
c_3	Жорсткість пружини золотника	Н/м	$2 \cdot 10^{-4}$
f_{g1}, f_{g2}	Площі торців гальмівних клапанів	м ²	$1,56 \cdot 10^{-4}$
c_1, c_2	Жорсткості пружин гальмівних клапанів	Н/м	$0,7 \cdot 10^4$
H_1, H	Попередні стискання пружин гальмівних клапанів	м	$7 \cdot 10^{-3}$
T_c	Сила навантаження на шток циліндра	Н	$(1 \dots 8) \cdot 10^4$
m_3	Маса золотника розподільника	кг	0,4
W_2	Об'єм лінії нагнітання	м ³	$2 \cdot 10^{-3}$
W_p	Об'єм робочої лінії циліндра	м ³	$(0,5 \dots 5) \cdot 10^{-3}$
W_c	Об'єм лінії протитиску циліндра	м ³	$2 \cdot 10^{-3}$
k_{m1}, k_{m2}	Коефіцієнти підсилення електромагнітів	Н/В	13
Le	Індуктивність котушок електромагніту	Гн	$50 \cdot 10^{-3}$
Re	Активний опір котушок електромагніту	Ом	20

3.2 Динамічні характеристики гідропривода з пропорційним керуванням

Робочі процеси в гідроприводі робочої мобільної машини мають динамічний характер. Це обумовлено передусім циклічністю роботи машини. Робочій цикл машини складається з включення та виключення в роботу циліндрів, що переміщують стрілу, рукоять та ковш. Постійно змінюється величина навантаження та напрям руху циліндрів. Тривалість включення в роботу циліндрів невелика і не перевищує декілька десятків секунд, за цей час навантаження на циліндрах суттєво змінюється. Це визначає необхідність динамічних характеристик гідропривода та знаходження параметрів, які будуть забезпечувати стійку роботу з невеликим часом регулювання t_p та невеликою величиною перерегулювання по тиску σ . Найбільш навантаженою ланкою в динамічних режимах роботи є рукоять, за допомогою якої, в основному, забезпечується процес копання ґрунту. У відповідності з цим дослідження динамічних характеристик здійснено для привода рукояті машини. Наряду із динамічною зміною режимів роботи в гідроприводі є регульований насос з регулятором, а також 2 гальмівних клапана, які взаємодіють між собою в процесі регулювання параметрів руху гідропривода. Така взаємодія є досить складним процесом. На його характер впливають властивості робочої рідини, податливість гумо-металевих рукавів високого тиску, коефіцієнти підсилення робочих вікон регуляторів, демпфування золотників, наявність сил сухого та в'язкого тертя в золотниках та циліндрах. Всі ці обставини при нераціональному виборі параметрів гідроприводу можуть порушувати нормальну роботу машини і викликати автоколивання робочого органу та елементів гідроприводу. При цьому суттєво зростають динамічні навантаження на елементи конструкції машини і вона може вийти з ладу. Отож при розробленні нової схеми та конструкції гідроприводу перш за все необхідно виявити умови, при яких виключається поява нестійких режимів роботи.

На рис. 3.5 представлено нестійкий перехідний процес, що має місце в гідроприводі при ступінчастій зміні величині напруги U_m з 0,4 до 2,5 В.

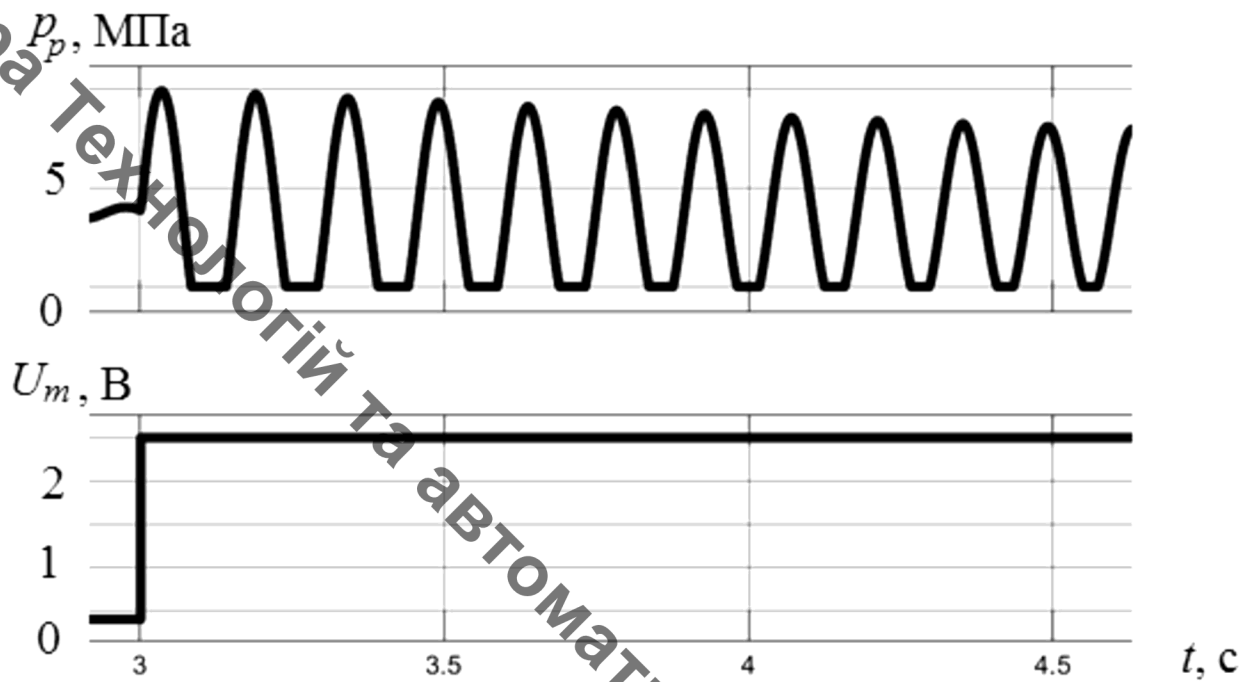


Рисунок 3.5 – Нестійкий режим роботи гідроприводу при ступінчастій зміні напруги на електромагніті сервоклапана

Величина тиску p_p при цьому змінюються в інтервалі від 0 до 8,5 МПа і амплітуда коливань тиску не зменшується з часом. Частота коливань тиску p_p становить близько 8 Гц. З такою ж частотою і з відповідною амплітудою будуть змінюватись всі інші величини: тиски, швидкості, переміщення, що описують стан гідропривода. Такій нестійкий перехідний процес вкрай небезпечний для машини, оскільки може призвести до пошкодження або руйнування робочих органів.

При раціональному підборі параметрів регуляторів гідропривода, наприклад, $f_0 = 1,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$, $k_z = 1 \cdot 10^{-3}$, $f_e = 3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ забезпечується стійка робота пропорційного гідропривода [13]. На рис. 3.6 представлено стійкий перехідний процес в гідроприводі при значенні $T_c = 27000 \text{ Н}$ та зміні напруги U_m на електромагніті з 0,3 В до 2,5 В. Час перехідного процесу при цьому в гідроприводі становить $t_p = 0,7 \text{ с}$, а перерегулювання $\sigma = 41 \%$.

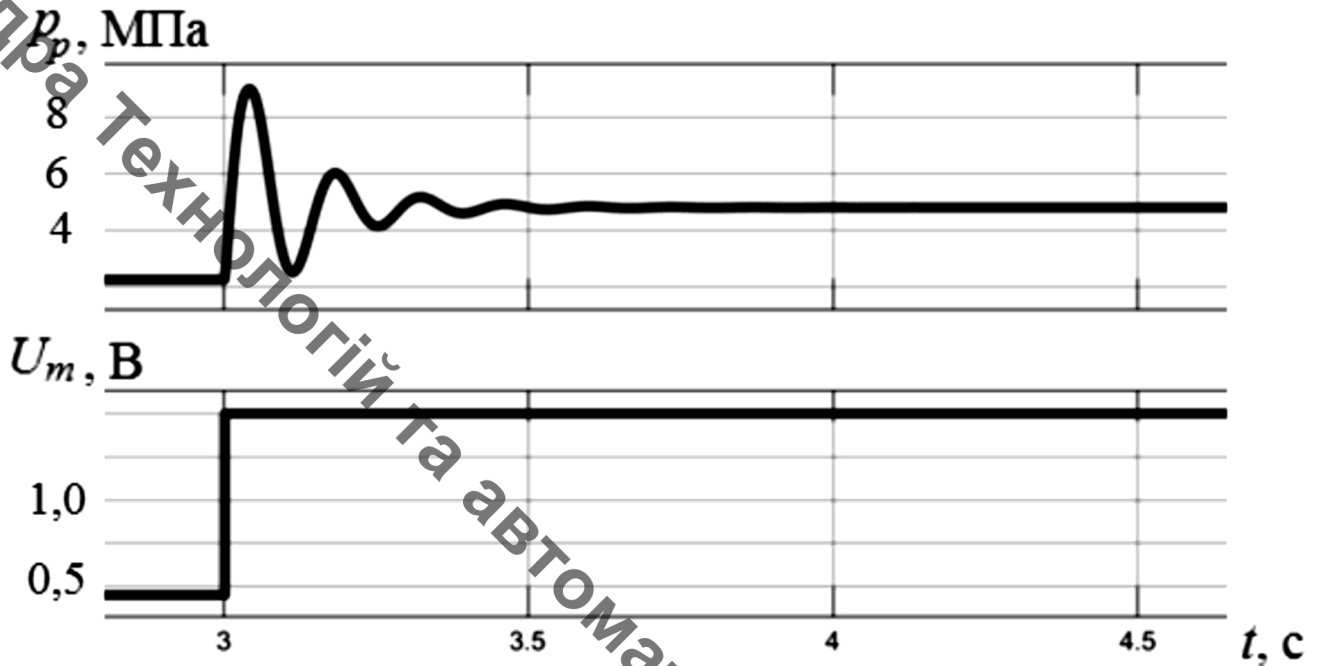


Рисунок 3.6 – Стійкий перехідний процес в гідроприводі при ступінчастій зміні напруги U_m на електромагніті

На якість роботи гідропривода суттєвий вплив мають режими роботи, а саме величина навантаження T_c , що визначає величину тиску p_p та величина потоку Q_c , що надходить від розподільника до циліндра. Проведено дослідження впливу величин p_p та Q_c на стійкість роботи гідропривода. Результати цих досліджень представлені на рис. 3.7. Проведені дослідження дозволяють зробити висновок, що умови для зберігання стійкої роботи гідроприводу погіршуються із зростанням величини Q_c та зростанням величини тиску p_p . Найбільш небезпечним з точки зору забезпечення стійкості є сполучення максимального тиску p_p та максимального потоку Q_c . При такому сполученні в гідроприводі виникає максимальне перерегулювання σ та збільшується час регулювання t_p . Якщо в гідроприводі забезпечується стійка робота при сполученні максимальних значень p_p та Q_c , то при інших сполученнях вказаних величин робота гідроприводу буде стійкою. Також встановлено, що застосування в машині діаметрів циліндрів d_c більшої величини зона стійкої роботи гідропривода звужується і необхідно приймати додаткові заходи для забезпечення стійкої роботи гідропривода в цьому діапазоні зміни p_p та Q_c .

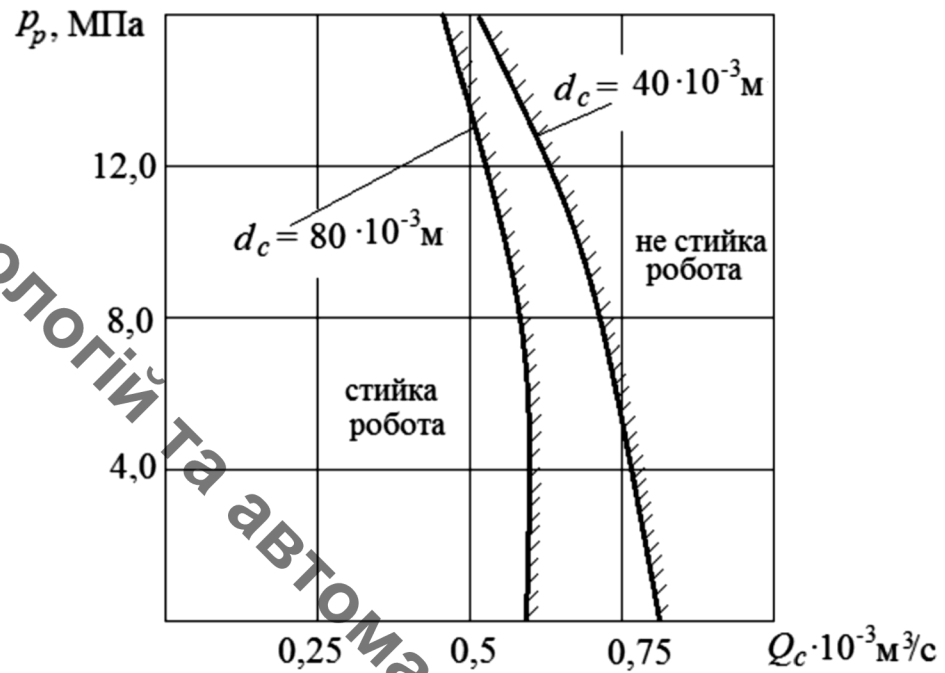


Рисунок 3.7 – Вплив режимів роботи гідропривода p_p та Q_c на стійкість

Проведено дослідження впливу параметрів, що визначають режими роботи гідроприводу: величини навантаження T_c на штоці циліндра та величини напруги U_m на електромагніті сервоклапана на час регулювання та величину перерегулювання. Результати досліджень представлені на рис. 3.8.

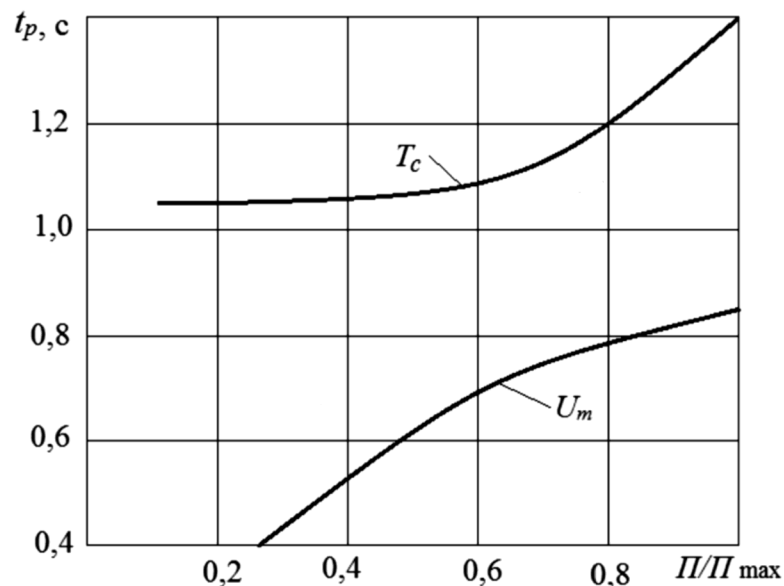


Рисунок 3.8 – Вплив величини навантаження T_c та напруги U_m на час регулювання t_p

На рисунках позначено Π – значення параметра, Π_{\max} максимальне значення параметра. Збільшення величини T_c до максимального значення $T_c = 45000$ Н збільшує час регулювання з 1,05 с до 1,4 с, а збільшення Q_c до максимального значення $Q_c = 1,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ збільшує час регулювання до $t_p = 0,82$ с.

На рис. 3.9 представлено результати досліджень по визначенню залежності перерегулювання σ по тиску на вході циліндра від величини навантаження T_c на шток циліндра та величини напруги U_m на електромагніті сервоклапана.

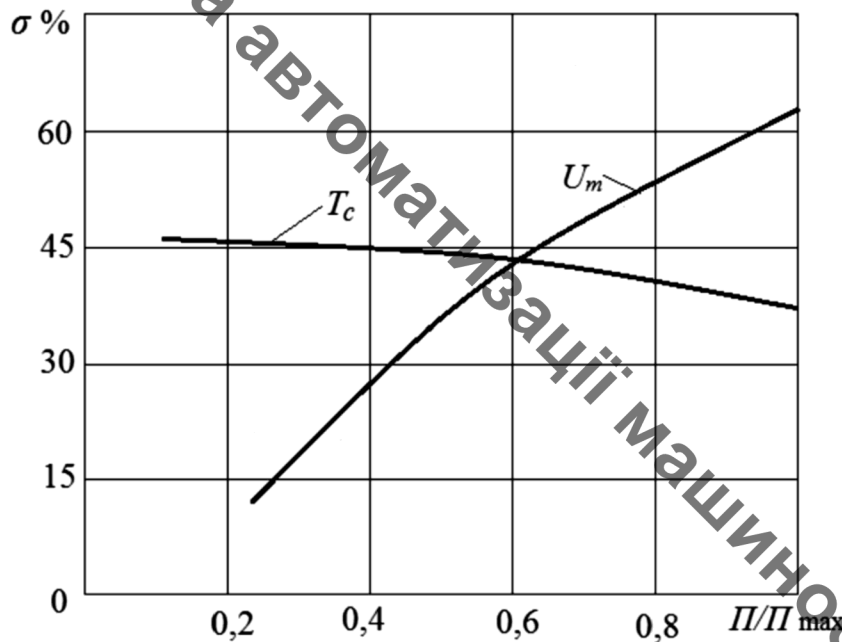


Рисунок 3.9 – Вплив величина навантаження T_c та напруги U_m на перерегулювання σ

Величина навантаження T_c впливає на величину перерегулювання в незначній степені, хоча перерегулювання σ в розглянутому діапазоні зміни T_c є досить значним і коливається в діапазоні $\sigma = (35...46)$ %. Значно більший вплив на величину перерегулювання має ступінчаста зміна напруги U_m , яка викликає швидку зміну витрати Q_c , що подається насосом в циліндр. При зміні U_m в діапазоні 0,6...2,5 В, величина перерегулювання σ змінюється більш ніж і 4 рази з 13% до 62%. Це означає, що розроблення заходів по зменшенню величини перерегулювання необхідно проводити при максимальних значеннях напруги U_m та витрати Q_c , що подається насосом в циліндр гідропривода.

Проведемо дослідження впливу на динамічні характеристики параметрів у вказаних діапазонах, що приведені в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 – Діапазони змін параметрів гідропривода

Параметр	Одиниці виміру	Діапазон зміни
T_c	Н	$(2,7...4,5) \cdot 10^4$
d_c	М	$(30...50) \cdot 10^{-3}$
m_c	кг	150...600

Всі ці параметри впливають на стійкість роботи, час регулювання та перерегулювання і гідроприводі. На рис. 3.10 представлено вплив розглянутих параметрів на стійкість роботи гідропривода.

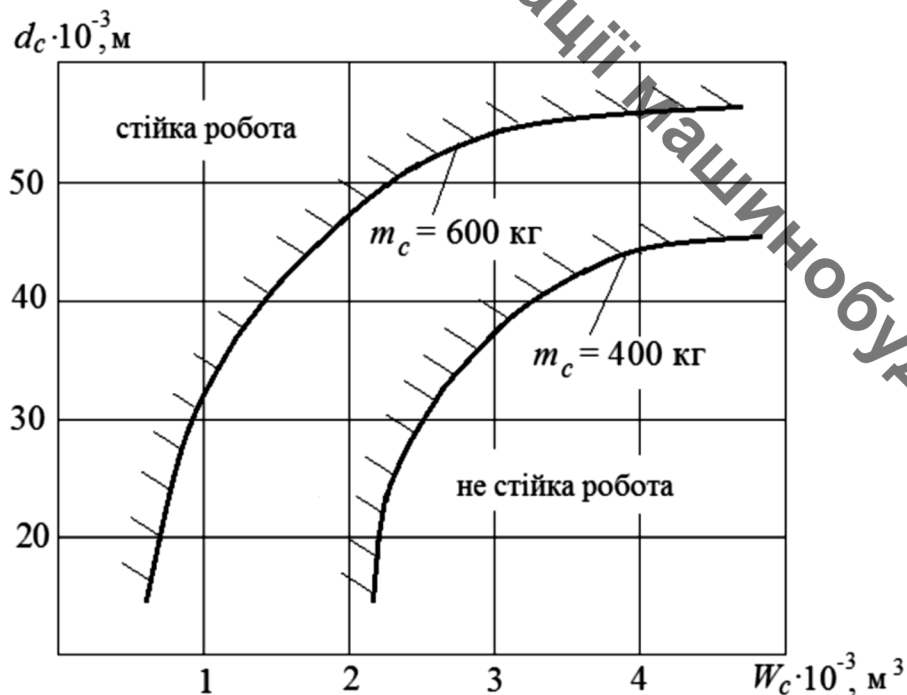


Рисунок 3.10 – Вплив параметрів W_c , d_c та m_c на стійкість роботи гідропривода

В процесі досліджень виявлено, що збільшення діаметра d_c циліндра призводить до суттєвого збільшення коливальності в гідроприводі, зменшенні частоти власних коливань в перехідному процесі та розширенню зони нестійкої роботи. Збільшення об'єму ліній W_c на вході в циліндр призводить до того, що

власна частота коливань тиску в перехідному процесі зростає, але коливання затухають більш інтенсивно, відповідно розширює зону стійкої роботи гідропривода. Щодо впливу приведеної до штока циліндра маси робочого органу машини, то слід відмітити, що збільшення маси m_c суттєво збільшує частоту власних коливань гідроприводу в перехідних процесах. При цьому інтенсивність затухання коливань зменшується і відповідно розширюється зона нестійкої роботи гідропривода.

На рис. 3.11 представлено перехідний процес в гідроприводі, розрахований при таких значеннях параметрів: $W_c = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$, $T_c = 2,7 \cdot 10^4 \text{ Н}$ та $m_c = 400 \text{ кг}$. Час регулювання при цьому складає $t_p = 1,2 \text{ с}$, перерегулювання $\sigma = 31 \%$. При зміні W_c в указаному діапазоні визначено залежності $t_p = f(W_c)$, $\sigma = f(W_c)$ представлені на рис. 3.14 та 3.15.

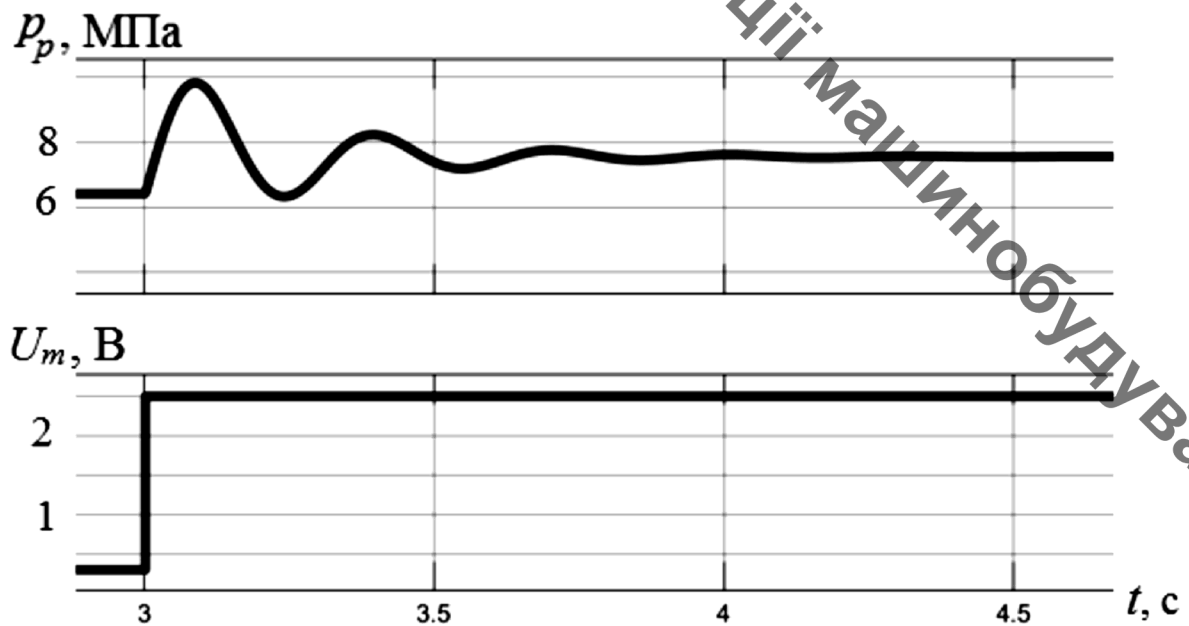


Рисунок 3.11 – Перехідний процес в гідроприводі при $W_c = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$

На рис. 2.12 представлено перехідний процес в гідроприводі, розрахований при ступінчастій зміні напруги U_m та при значеннях параметрів $d_c = 50 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$, $T_c = 2,7 \cdot 10^4 \text{ Н}$ та $m_c = 400 \text{ кг}$.

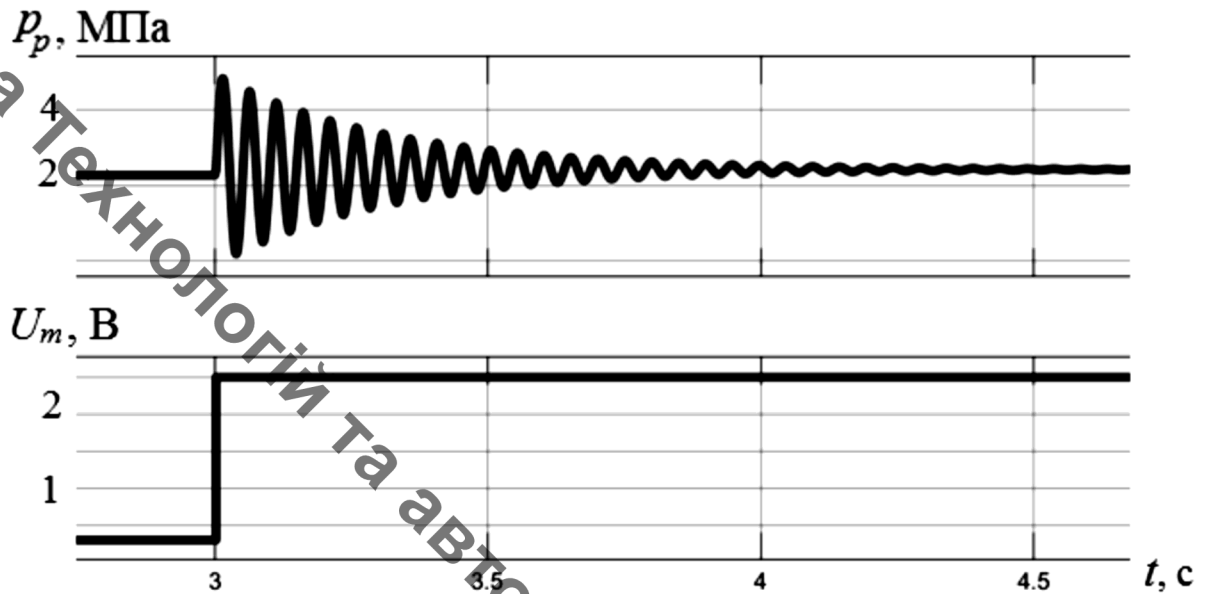


Рисунок 3.12 – Перехідний процес в гідроприводі при $d_c = 50 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$

Час регулювання при цьому складає $t_p = 1,3 \text{ с}$, перерегулювання $\sigma = 100 \%$. Величина T_c суттєво впливає на перерегулювання σ . При зміні d_c в указаному діапазоні визначено залежності $t_p = f(W_c)$, $\sigma = f(W_c)$ представлені на рис. 3.14 та 3.15.

На рис. 3.13 представлено перехідний процес в гідроприводі, розрахований при ступінчастій зміні напруги U_m та при значеннях параметрів $d_c = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$, $T_c = 2,7 \cdot 10^4 \text{ Н}$ та $m_c = 600 \text{ кг}$.

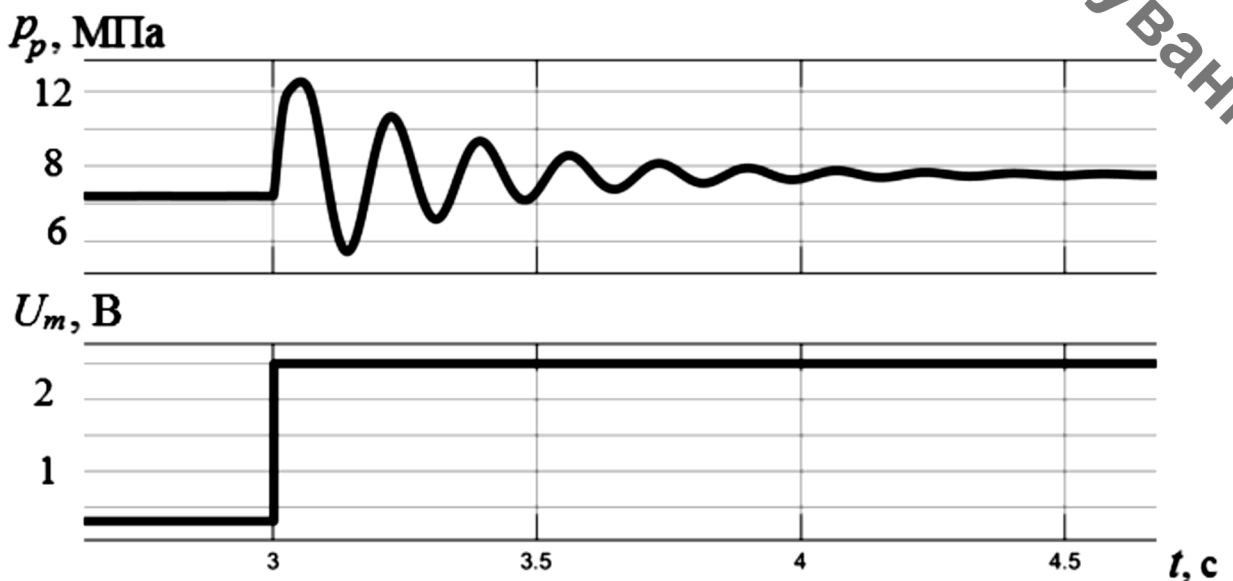


Рисунок 3.13 – Перехідний процес в гідроприводі при $m_c = 600 \text{ кг}$

Час регулювання при цьому складає $t_p = 1,4$ с, перерегулювання $\sigma = 56$ %. Величина m_c суттєво впливає на частоту власних коливань і відповідно на тривалість часу регулювання t_p . При зміні m_c в указаному діапазоні визначено залежності $t_p = f(W_c)$, $\sigma = f(W_c)$ представлені на рис. 3.14 та 3.15.

На рис. 3.14 представлено вплив величин W_c , d_c та m_c на час регулювання на гідроприводі.

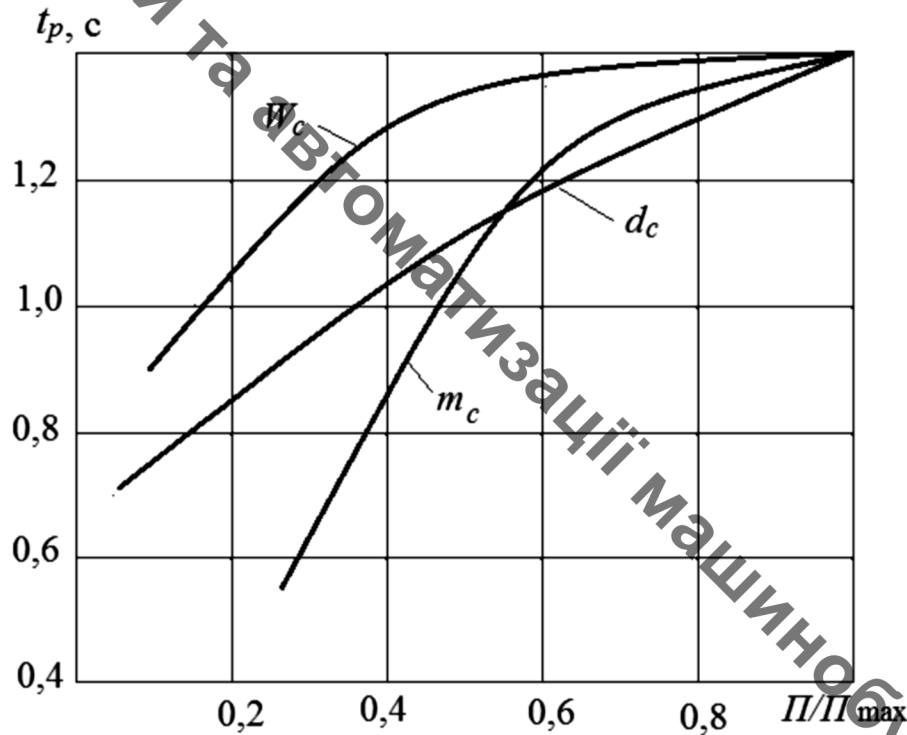


Рисунок 3.14 – Вплив параметрів W_c , d_c та m_c на час регулювання

Найбільш інтенсивно на зростання t_p впливає зміна маси m_c . При максимальних значеннях величин $W_c = 5 \cdot 10^{-3}$ м², $d_c = 50 \cdot 10^{-3}$ м та $m_c = 600$ кг час регулювання в гідроприводі великий і складає до 1,4 с. Це значення є недопустимим і згідно рекомендацій [13] повинно складати $t_p \leq 1,0$ с. Отож необхідно розробити заходи по зменшенню часу регулювання t_p за рахунок раціонального вбору інших параметрів та характеристик гідропривода.

На рис. 3.15 представлено вплив величин W_c , d_c та m_c на величину перерегулювання σ по тиску p_p . При використанні циліндрів $d_c = 50 \cdot 10^{-3}$ м²

величина перерегулювання складає $\sigma = 100\%$. Це є недопустимим для гідроприводу даного типу.

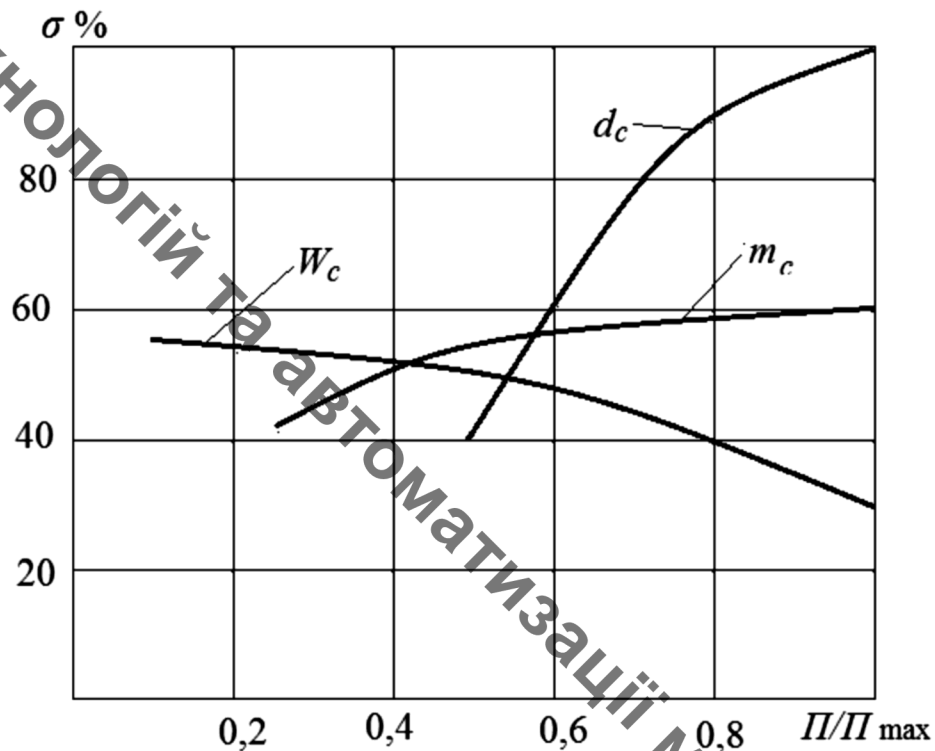


Рисунок 3.15 – Вплив параметрів W_c , d_c та m_c на перерегулювання

Величина перерегулювання має складати значення $\sigma = 30, 40\%$, згідно рекомендацій [13]. Дещо зменшується величина перерегулювання при роботі гідропривода із меншими масами m_c з розглянутого діапазону і роботі з об'ємами ліній нагнітання з розглянутого діапазону. Проведені дослідження дозволяють зробити висновок про необхідність пошуку засобів зменшення величини перерегулювання за рахунок підбору інших параметрів та характеристик гідроприводу.

Оскільки однією з основних задач, що необхідно розв'язати при створенні гідропривода є розроблення рекомендацій по зменшенню перерегулювання по тиску, то були проведені дослідження по вивченню впливу форми сигналу від контролера на динамічні характеристики гідропривода.

Для зменшення величини перерегулювання в гідроприводі запропоновано сигнал керування, що надходить від контролера до електромагніту сервоклапана змінювати за певним законом, математичний опис якого наведено нижче.

$$\begin{cases} U_{m1} = U_{g1}, & \text{при } t < t_1; \\ U'_{m1} = U_{g1} + k_{s1} \cdot (t_2 - t_1), & \text{при } t_1 \leq t < t_2; \\ U''_{m1} = U'_1 + k_{s2} \cdot (t_3 - t_2), & \text{при } t_2 \leq t < t_3; \\ U_{m1} = U_{g1} + U'_{m1} + U''_{m1}, & \text{при } t \geq t_3, \end{cases}$$

де k_{s1} – коефіцієнт пропорційності між вхідним і вихідним сигналами і інтервалі часу $t_2 - t_1$;

k_{s2} – коефіцієнт пропорційності між вхідним і вихідним сигналами і інтервалі часу $t_3 - t_2$.

Графічне зображення даної залежності представлено на рис. 3.16.

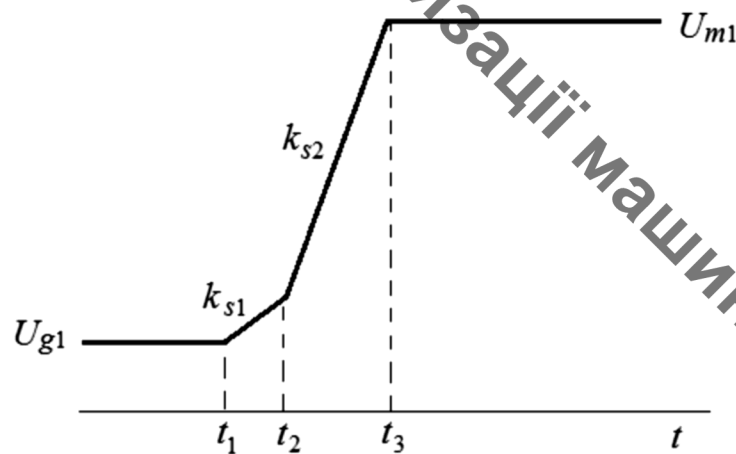


Рисунок 3.16 – Залежність $U_{m1} = f(t)$

В математичній моделі використано блок-схему, що імітує форму вихідного сигналу, як суму двох сигналів з різними параметрами. Блок-схема представлена на рис. 3.17. Блок-схема включає блоки вводу 1 та виводу 8 сигналу з контролера, блоки затримки сигналу 2 та 3, блоки визначення 4 та 5 складових сигналу $k_{s1} \cdot (t_2 - t_1)$ та $k_{s1} \cdot (t_2 - t_1)$ відповідно, блок обмеження сигналу 7.

Проведено дослідження впливу коефіцієнта підсилення сигналу контролера k_s на час регулювання в гідроприводі та перерегулювання по тиску p_p . на рис. 3.18, а наведено перехідний процес в гідроприводі при значенні $k_s = 1000$ В/с. Сигнал U_{m1} на виході контролера в даному випадку наближається до ступінчастого.

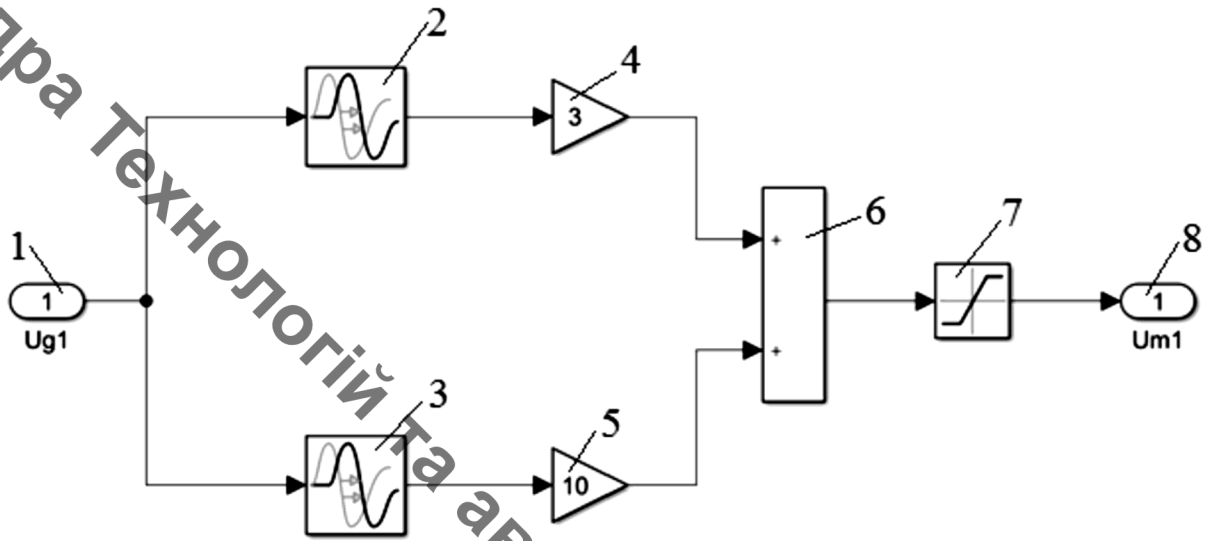


Рисунок 3.17 – Блок-схема формування сигналу $U_{m1} = f(t)$

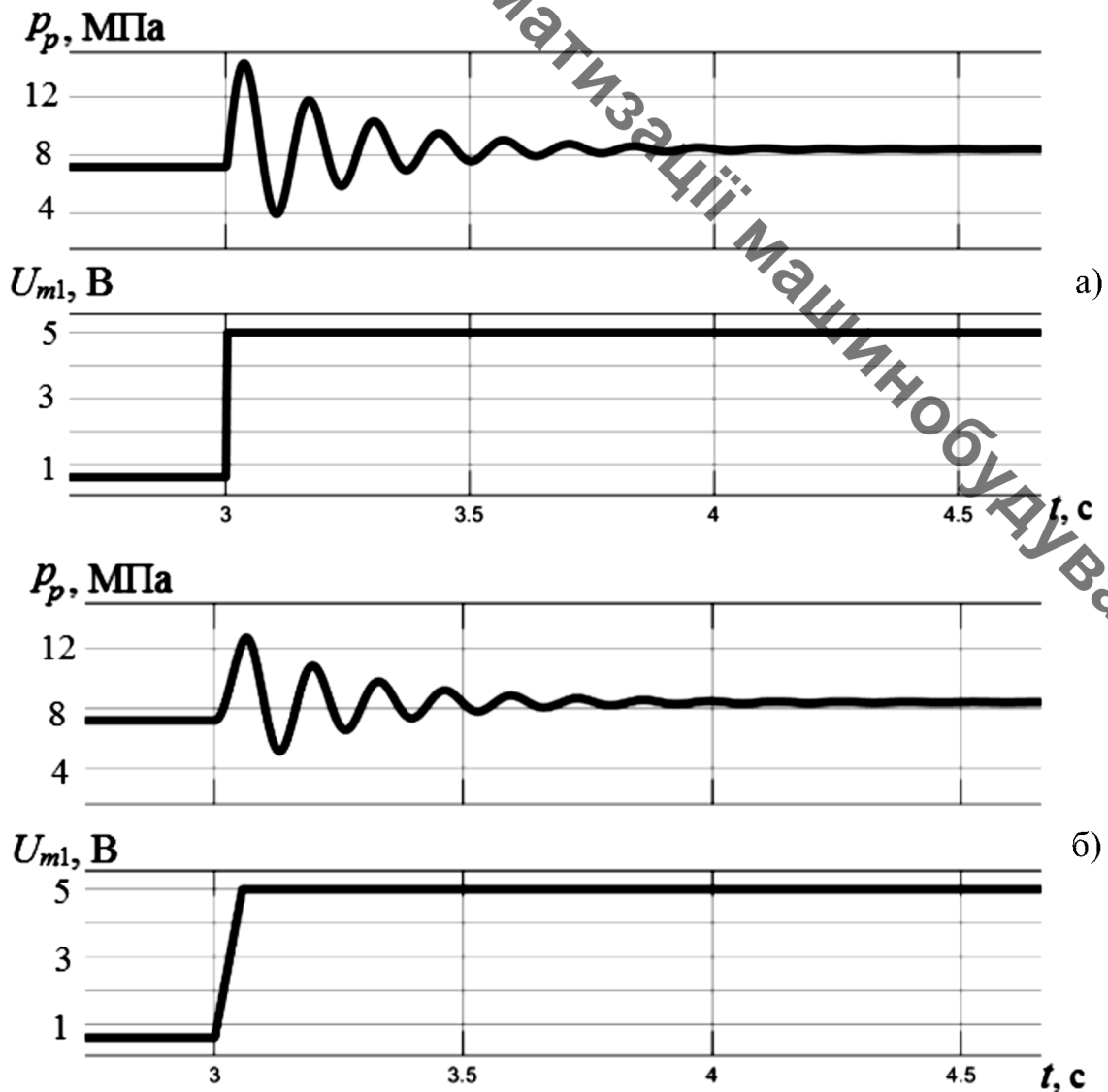


Рисунок 3.18 – Перехідні процеси в гідроприводі при значеннях коефіцієнтів підсилення а) $k_{s1} = 1000$ В/с; б) $k_{s1} = 40$ В/с

Має місце значення перерегулювання $\sigma = 70\%$, а час регулювання $t_p = 1,1$ с, що суттєво перевищує допустимі значення. На рис. 3.18, б представлено перехідний процес в гідроприводі при формуванні сигналу U_{m1} на виході контролера з коефіцієнтом підсилення $k_s = 40$ В/с. при цьому перерегулювання зменшується до $\sigma = 60\%$, а час регулювання не змінюється.

На рис. 3.19, а представлено перехідний процес в гідроприводі при значенні коефіцієнта підсилення $k_s = 20$ В/с. Величина перерегулювання зменшується до $\sigma = 24\%$ і одночасно зменшується час регулювання $t_p = 0,9$ с, що можна вважати допустимим для даного гідропривода.

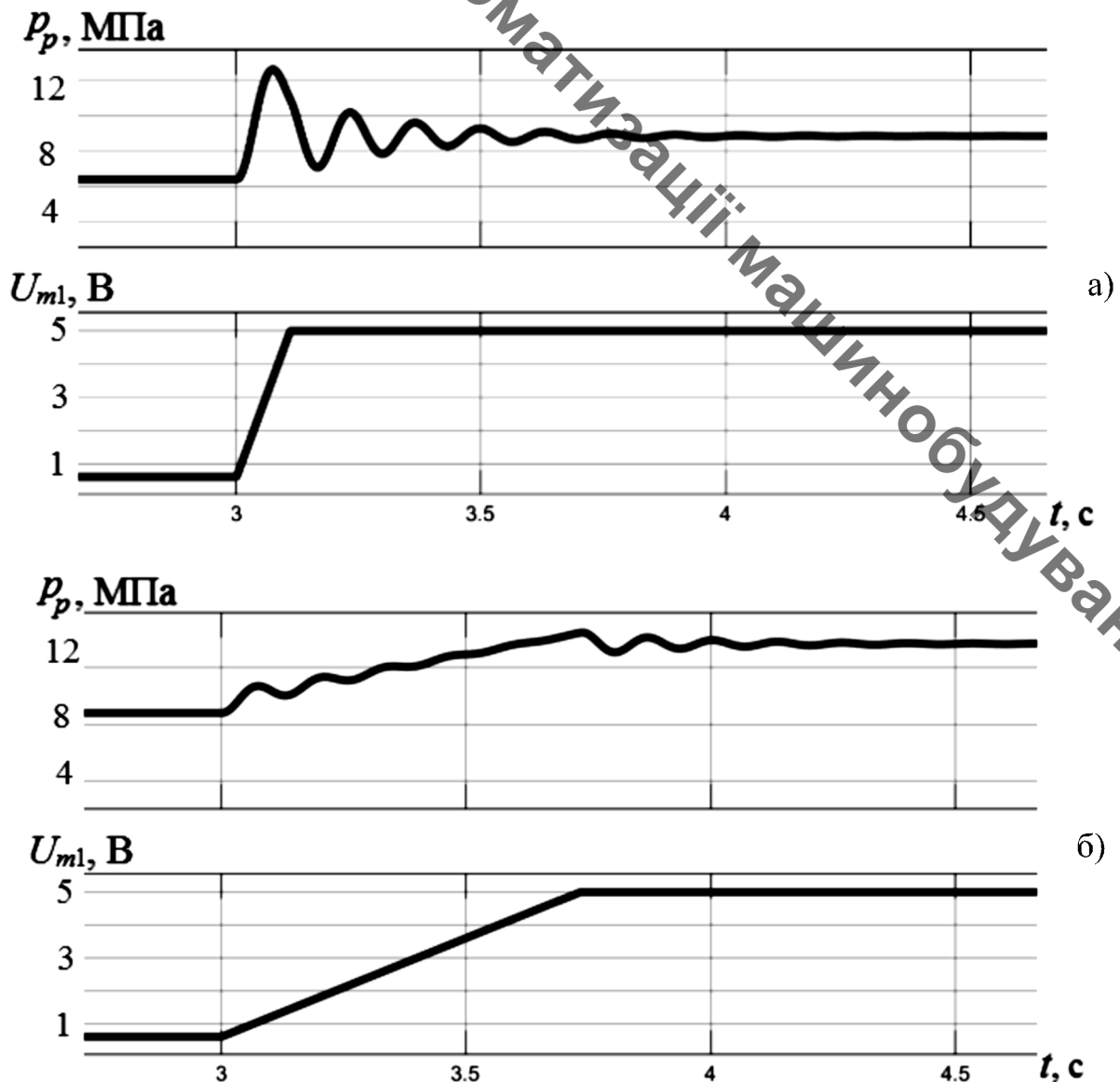


Рисунок 3.19 – Перехідні процеси в гідроприводі при значеннях коефіцієнтів підсилення а) $k_s = 20$ В/с; б) $k_{s1} = 3$ В/с

На рис. 3.19, б представлено перехідний процес в гідроприводі при значенні коефіцієнта підсилення $k_s = 3$ В/с. Величина перерегулювання при цьому суттєво зменшується до $\sigma = 9\%$, але час регулювання становить $t_p = 1,25$ с.

На рис. 3.20 представлено залежності, що ілюструють вплив величини коефіцієнта підсилення k_s на час регулювання та перерегулювання. Зменшення коефіцієнта підсилення одночасно і суттєво зменшує величину перерегулювання σ з 60% до 9%. Час регулювання зменшується до 0,9 с при $k_s = 20$ В/с і зростає при інших значеннях k_s .

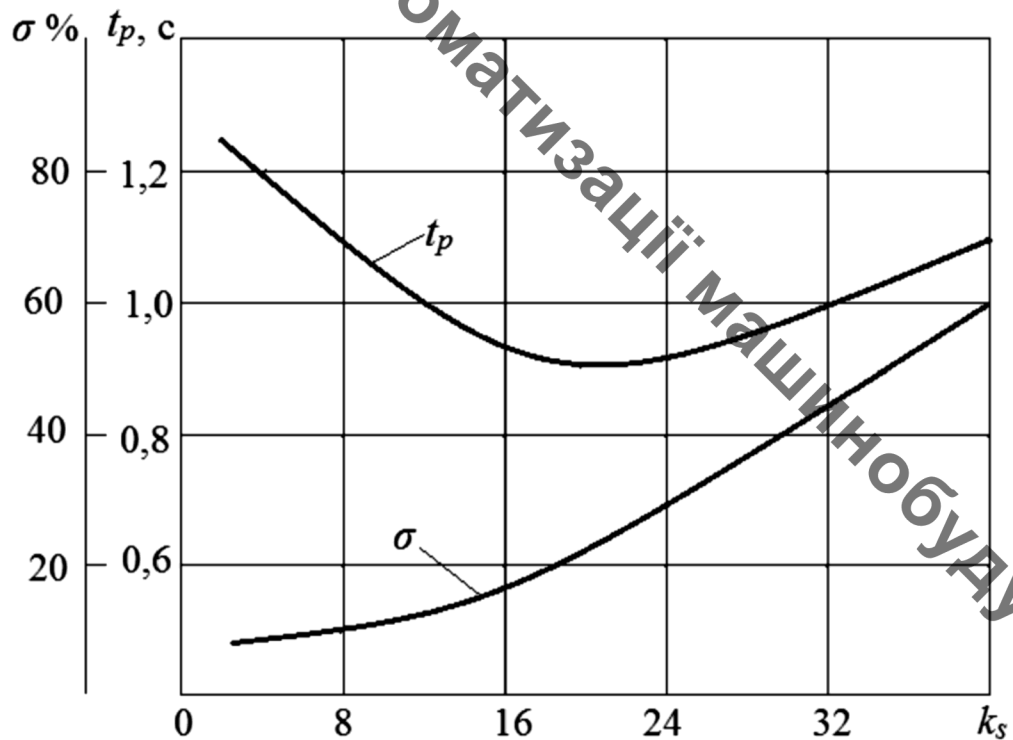


Рисунок 3.20 – Вплив коефіцієнтів підсилення на час регулювання t_p та перерегулювання σ

З метою досягнення значень часу регулювання t_p менших 1,0 с при незначних величинах перерегулювання запропоновано використати залежність сигналу на вході контролера $U_{m1} = f(t)$ у вигляді дробово-лінійної залежності (див. рис.3.16) при цьому значення коефіцієнта підсилення за час перехідного процесу мало два значення $k_s = 3$ В/с в період часу від $t_1 = 3,0$ с до $t_2 = 3,2$ с та $k_s = 7$ В/с в період

часу від $t_2 = 3,2$ с до $t_3 = 3,3$ с. Перехідний процес розрахований для цього випадку представлений на рис. 21, б. Час регулювання зменшується до 0,9 с, а перерегулювання до 8 %. На рис. 3.21, а представлено для порівняння перехідний процес в гідроприводі розрахований при ступінчастій формі сигналу U_{m1} на виході контролера. При цьому час регулювання становить $t_p = 1,1$ с, а перерегулювання $\sigma = 72\%$.

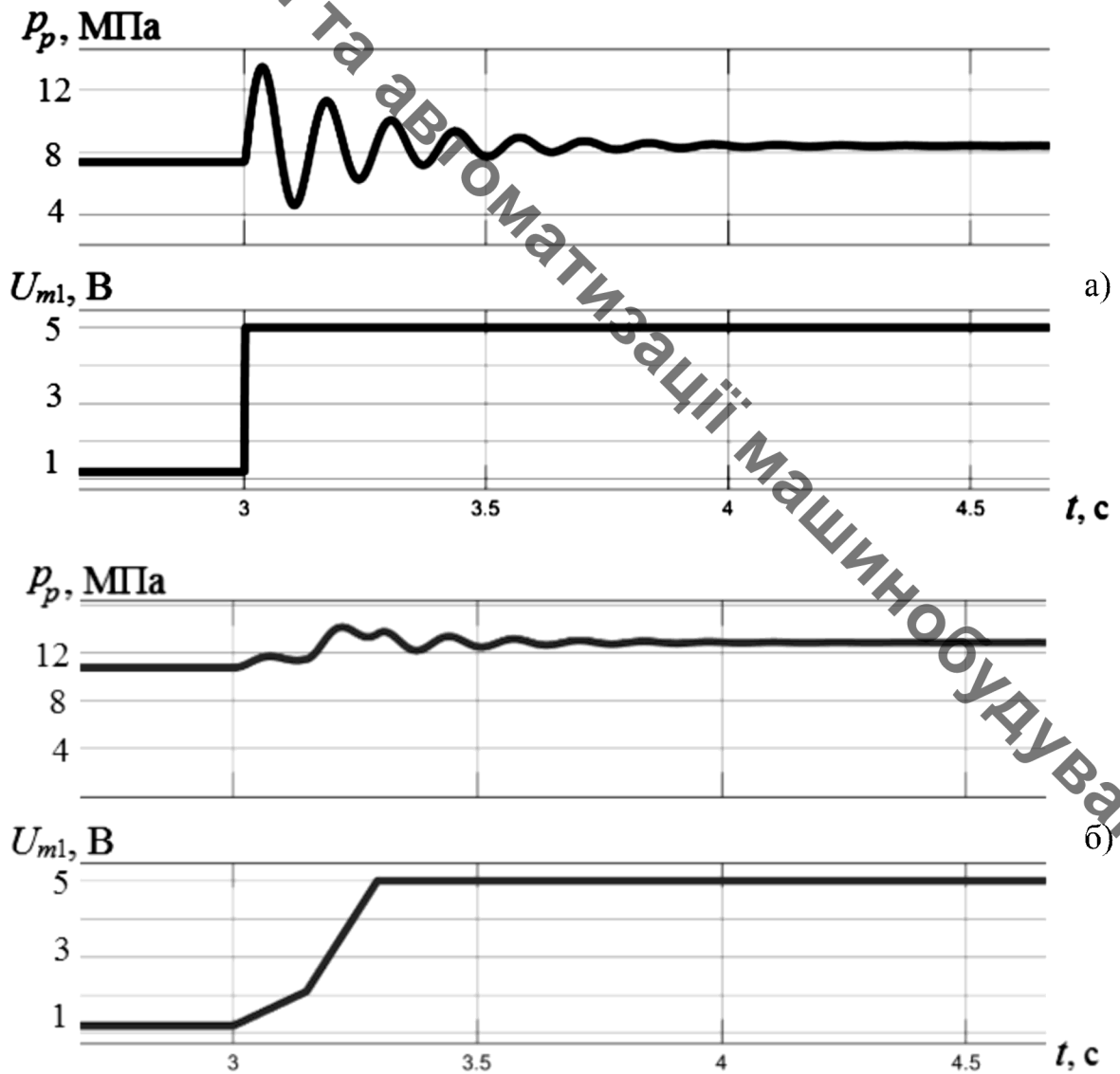


Рисунок 3.21 – Перехідні процеси в гідроприводі при а) ступінчастій зміні U_{m1} та б) дробово-лінійної залежності $U_{m1} = f(t)$

Проведені дослідження дозволяють зробити висновок, що застосування контролера для формування сигналу, що подається на електромагніт сервоклапана,

дозволяє знаходити раціональну залежність $U_{m1} = f(t)$. Застосовано залежність $U_{m1} = f(t)$ у формі дробово-лінійної функції із коефіцієнтами підсилення $k_s = 3$ В/с та $k_s = 7$ В/с в інтервалі часу $t = 0,3$ с дозволили зменшити час регулювання в гідроприводі з $t_p = 1,1$ с до $t_p = 0,9$ с, а перерегулювання з $\sigma = 72\%$ до $\sigma = 8\%$.

3.3. Статична характеристика гідропривода

Для забезпечення якісного виконання роботи мобільною робочою машиною необхідно забезпечити можливість регулювання та стабілізацію швидкості руху циліндра при зміні зовнішнього навантаження на робочі органи. Така можливість забезпечується схемою гідроприводу (див. рис. 2.1). В схемі передбачена наявність логічного клапана 20, якій при навантаженні T_c на шток циліндра визначає більший за величиною тиск p_p або p_c та подавати робочу рідину під цим тиском по лінії 21 до регулятора насоса 1. Регулятор насоса 1 підтримує постійною величину перепаду тисків

$$p_n - p_p = \frac{c_z(H_z + z)}{f_p}$$

на робочому вікні золотника 4 розподільника 3, згідно рівняння 3.15. Це дозволяє регулювати величину витрати через розподільник 3, змінюючи площу f_{y3} робочого вікна за рахунок переміщення золотника 4 на величину y_3 . Величина витрати через робоче вікно розподільника визначається залежністю

$$Q_3 = \mu \pi d_3 y_3 \sqrt{\frac{2c_z(H_z + z)}{f_p \rho}}$$

Величина Q_3 визначає швидкість v_c руху циліндра. По математичній моделі розраховано залежність швидкості v_c руху циліндра при ступінчастій зміні навантаження T_c на штоці циліндра. На рис. 3.22 показано залежність швидкості v_c руху поршня при зменшенні та зростанні величині навантаження T_c на штоці циліндра.

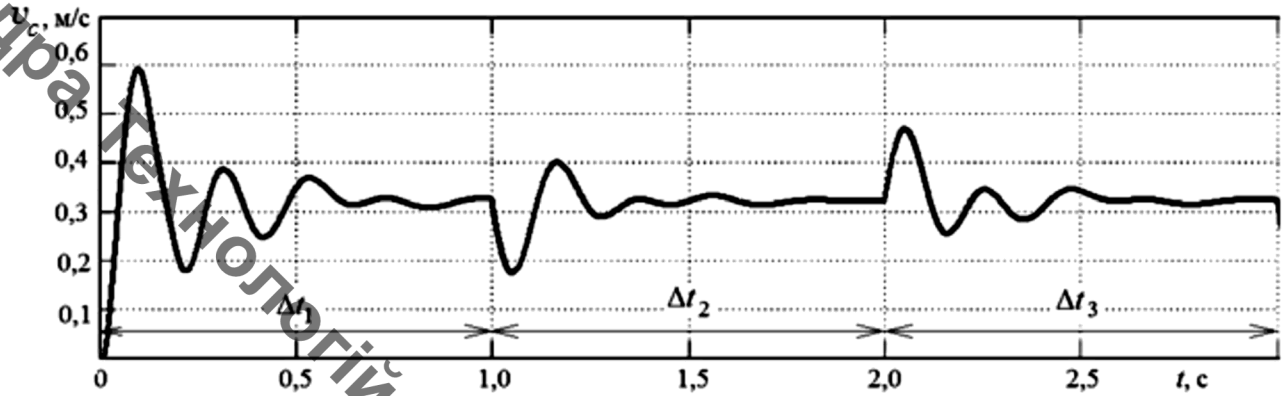


Рисунок 3.22 – Залежність швидкості руху поршня циліндра v_c при зміні навантаження T_c

Так в період часу Δt_2 величина T_c ступінчасто змінюється з величини 45000 Н до 17000 Н, а в період часу Δt_3 сила T_c змінюється з 17000 Н до 27000 Н. величина налаштованої швидкості v_c становить 0,30 м/с. В кінці періоду Δt_2 швидкість v_c змінилась до 0,32 м/с, а в кінці періоду часу Δt_3 швидкість становить $v_c = 0,31$ м/с. Відхилення швидкості руху від налаштованої при зміні навантаження не перевищує 6,7 %.

На рис. 3.23 представлена залежність похибки стабілізації A швидкості v_c в усьому діапазоні зміни тиску p_p на вході в циліндр.

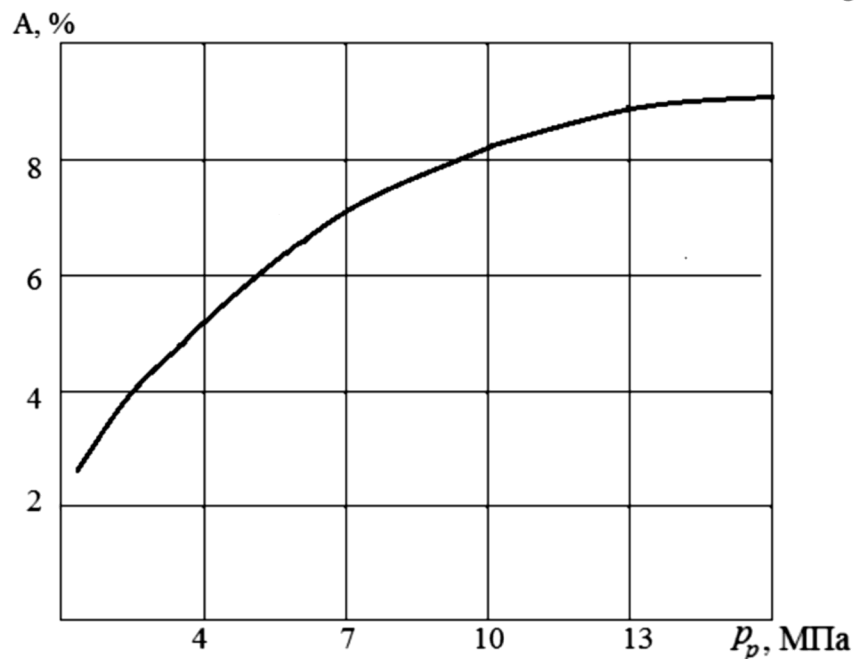


Рисунок 3.23 – Залежність похибки стабілізації A від величини тиску p_p

При малих значеннях сили T_c і відповідно тиску p_p похибка стабілізації не перевищує 5 %, а при значеннях $p_p = 16$ МПа похибка стабілізації становить $A = 9,2$ %.

3.4. Енергетичні характеристики гідروпривода

Для оцінки ефективності розробленого гідропривода виконуємо розрахунок гідравлічного ККД з урахуванням основних втрат потужності. На рис. 3.24 представлено розподіл потужності в розробленому гідроприводі.

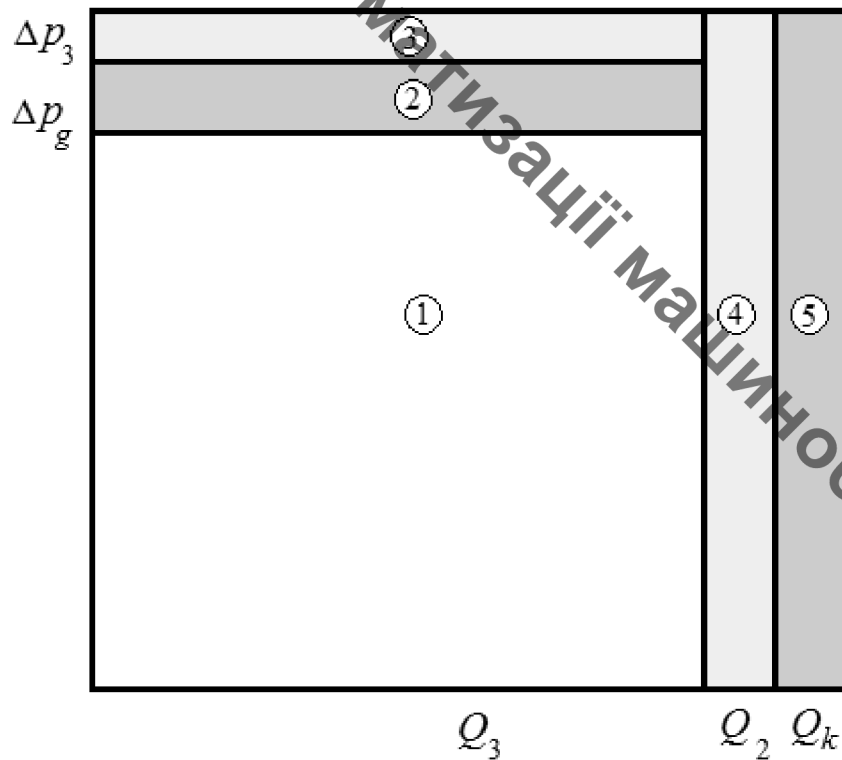


Рисунок 3.24 – Розподіл потужності в гідроприводі

Частину потужності N_g , що втрачається на робочому вікні розподільника (зона 2) визначено за формулою:

$$N_g = Q_3 \cdot \Delta p_g = (p_n - p_{g1}) \cdot \mu \cdot f_{y3} \sqrt{\frac{2(p_n - p_{g1})}{\rho}};$$

Частина потужності N_b , що витрачається на робочому вікні гальмівного клапану (зона 3) визначено за формулою:

$$N_b = Q_3 \cdot \Delta p_b = (p_{g1} - p_p) \cdot \mu \cdot f_{y3} \sqrt{\frac{2(p_n - p_{g1})}{\rho}};$$

Частина потужності N_r , що витрачається на робочому вікні гальмівного клапану (зона 4) визначено за формулою:

$$N_r = p_n \cdot Q_2 = p_n \cdot \mu \cdot f_0 \sqrt{\frac{2p_0}{\rho}};$$

Частина потужності N_k , що витрачається в системі керування золотником розподільника (зона 5) визначено за формулою:

$$N_k = p_n \cdot Q_k = p_n \cdot \mu \cdot f_{m1} \sqrt{\frac{2p_{y1}}{\rho}}.$$

Гідравлічний ККД гідропривода визначено за формулою:

$$\eta = \frac{N_p}{N_b + N_g + N_r + N_k}.$$

На рис. 3.25 представлено залежність ККД від величини тиску p_p на вході в циліндр гідропривода. Залежності розраховані в такому діапазоні параметрів:

$$p_n = (2,5 \dots 15,0) \text{ МПа};$$

$$Q_c = (0,2 \dots 0,9) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

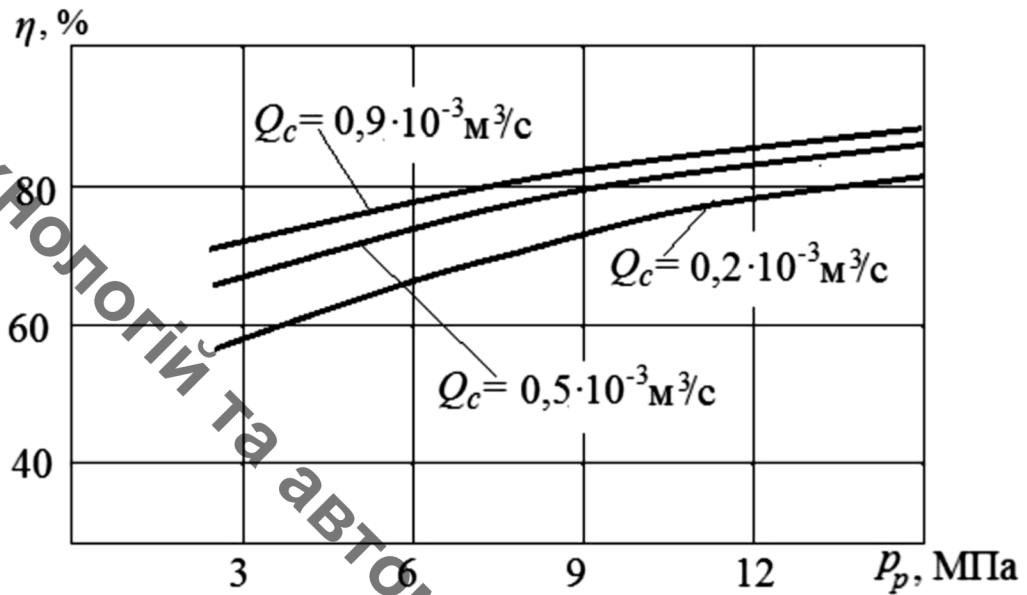


Рисунок 3.25 – Залежність гідравлічного ККД гідропривода від величини тиску p_p та витрати Q_c

На величину гідравлічного ККД мають вплив режими роботи гідропривода. Найбільш ефективною роботою з точки зору енергетичних характеристик є робота на максимальних значеннях тиску p_p та витрати Q_c , що є найбільш характерними режимами роботи гідроприводів мобільних машин. В цьому діапазоні режимів ($p_p = (12 \dots 15)$ МПа, $Q_c = (0,5 \dots 0,9) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$) гідравлічний ККД лежить в діапазоні $\eta = (80 \dots 90)$ %. При роботі з меншими p_n та Q_c гідравлічний ККД гідропривода зменшується, але становить величину більшу ніж $\eta = 56$ %.

РОЗДІЛ 4 ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ НАУКОВО-ТЕХНІЧНИХ РОБІТ ПО РОЗРОБЛЕННЮ ГІДРОПРИВОДА З ПРОПОРЦІЙНИМ КЕРУВАННЯМ

4.1. Проведення наукового аудиту науково-дослідної роботи

Проведемо оцінювання ступеня новизни науково-дослідної роботи згідно даних, розміщених в таблиці 2.1 [22].

В роботі узагальнюється досвід провідних фірм щодо розроблення нових схем гідроприводів мобільних робочих машин. На основі цього аналізу розробляються нові рішення по створенню перспективних схем гідроприводів машин та гідроагрегатів для їх реалізації. Гідроагрегати такого технічного рівня в Україні на сьогоднішній день не випускаються, відповідно відсутня можливість створення гідроагрегатів 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, навантажувачі 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 нового гідроприводу та їх спільний вплив на характеристики гідроприводу та машини в цілому. Формуються практичні рекомендації. Згідно даних таблиці 2.2 [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 таблиці 2.3 [22] ступінь новизни науково-дослідної роботи при $E_{\text{нау}} = 26$ вважається достатнім.

4.2. Проведення комерційного аудита науково технічної розробки

Оцінимо науково-технічний рівень розроблення гідроприводу для мобільної робочої машини та його комерційний потенціал на основі опитування експертів, що представляють різні напрямки роботи підприємства по виготовленню та збуту продукції. За основу оцінки візьмемо перелік критеріїв, представлений в таблиці 4.1. Всі подальші розрахунки по визначенню ефективності застосування результатів науково-дослідної роботи виконані за методикою, представленою в [22].

Таблиця 4.1 – 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 4.1

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 запросимо конструктора, технолога та маркетолога підприємства «Будагромаш» м. Київ. Результати роботи експертів по оцінюванню комерційного потенціалу розробки представлені в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 – Результати оцінки комерційного потенціалу розробки гідроприводу

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

Рівень комерційного потенціалу оцінюємо за таблицею 4.3.

Таблиця 4.3 – 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 гідроприводу оцінюємо вищим середнього.

Визначений рівень розробки та його комерційний потенціал обумовлений перевагами, які будуть мати мобільні робочі машини, що оснащені пропорційними гідроприводами.

До таких переваг відносяться:

- суттєве зменшення витрат пального на виконання ідентичних з аналогами видів та об'ємів робіт;
- зменшення навантажень на робочі органи машини і, як наслідок, збільшення ресурсу експлуатації машини;
- підвищення якості виконуваних робіт за рахунок введення функції регулювання швидкості руху робочих органів машини в широких діапазонах;
- покращення умов роботи оператора мобільної робочої машини за рахунок застосування пропорційного керування на основі контролера.

4.3. Визначення витрат на науково-дослідну роботу

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

4.3.1 Заробітна плата персоналу.

Заробітна плата виконавців проекту складається з основної та додаткової.

Основна заробітна плата виконавців проекту розраховується за формулою:

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

де M – місячний посадовий оклад виконавця, грн;

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

t – число робочих днів роботи виконавця;

Розрахунок основної заробітної плати представлено в таблиці 4.4

Таблиця 4.4 – 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	12000	545,5	60	32730,0	Роботи по розрахунках моделі
2. Старший науковий співробітник	16000	727,3	30	21819,0	Керівник проекту
3. Інженер	10000	454,5	30	13636,4	Креслярські роботи
Всього				67913,4	

Додаткова заробітна плата визначалась за формулою:

$$Z_d = (0,1 \dots 0,12) \cdot Z_o = 0,12 \cdot 67913,4 = 8149,6 \text{ грн.}$$

Нарахування на заробітну плату виконавців проекту визначають за формулою:

$$H_{зп} = (Z_o + Z_d) \cdot \frac{\beta}{100} = (67913,4 + 8149,6) \cdot \frac{22}{100} = 16733,86 \text{ грн.}$$

де Z_o – основна заробітна плата розробників, грн.;

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

β – ставка єдиного внеску на загальнообов'язкове державне соціальне страхування, %.

4.3.2 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;

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

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

В процесі роботи буде використано канцелярський папір та канцтовари.

Потреба канцелярського паперу складає 4 пачки по 250 листів формату А4.

Канцелярські товари оцінюємо в 50 % від вартості канцелярського паперу. Тоді:

$$M = 4 \cdot 213 \cdot 1,1 + 0,5 \cdot 4 \cdot 213 \cdot 1,1 = 1405,8 \text{ грн.}$$

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

В процесі виконання роботи були використані:

- Персональний комп'ютер з монітором типу ZEVS PC M540 вартістю 13099 грн.
- Багатофункціональний пристрій типу Canon ISENSYS MF 237 W вартістю 13599 грн.

Витрати на обладнання визначаються за такою формулою:

$$K = \sum_1^p H_i \cdot \Pi_i \cdot K_i \text{ грн. ,}$$

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

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

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

p – кількість видів обладнання.

$$K = 13099 \cdot 1 \cdot 1,1 + 13599 \cdot 1 \cdot 1,1 = 14408,9 + 14958,9 = 29367,8 \text{ грн.}$$

В процесі виконання роботи необхідно використати таке програмне забезпечення:

- Операційна система Windows Pro вартістю 1100 грн = Π_1 ;
- Програмний пакет Office 2021 Professional Plus вартістю 1820 грн = Π_2 ;

- Програмний пакет MATLAB вартістю 2350 USD, при курсі Нацбанку України 29,5 грн/USD коштує $2350 \cdot 29,5 = 69325$ грн = C_3 .

Балансову вартість програмного забезпечення розрахуємо за формулою:

$$V_{\text{прг}} = \sum_{i=1}^K C_i + C_i + K_i = 1100 \cdot 1 \cdot 1,1 + 1820 \cdot 1 \cdot 1,1 + 69325 \cdot 1 \cdot 1,1 = 79469,5 \text{ грн,}$$

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 $C = 29367,8 + 79469,5 = 108837,3$ грн.

У спрощеному вигляді амортизація цілому може бути розрахована за формулою:

$$A = \frac{C \cdot N_a}{100} \cdot \frac{T}{12} = \frac{108837,3 \cdot 25}{100} \cdot \frac{6}{12} = 13979,67 \text{ грн,}$$

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.

4.3.4 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 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 розподілу електроенергії від Вінницяобленерго на 2022 рік;

$C_{\text{пост}} = 0,199$ грн/кВт·год – вартість постачання електроенергії;

ПДВ = 20 % - податок на додану вартість.

Значення $C_{\text{опт}}$, $C_{\text{розп}}$, $C_{\text{пост}}$ визначені за даними Національної комісії з регулювання енергетики і комунальних послуг (НКРЕКП) [21].

Витрати на електроенергію визначимо за формулою:

$$B_e = \sum_{i=1}^n \frac{W_{yi} \cdot t_i \cdot C_e \cdot K_B}{\eta_i} = \frac{0,4 \cdot 1056 \cdot 3,89 \cdot 0,9}{0,9} + \frac{0,42 \cdot 30 \cdot 3,89 \cdot 0,9}{0,9} = 1692,14 \text{ грн,}$$

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 4.5.

Таблиця 4.5 – Витрати на електроенергію

Найменування обладнання	Встановлена потужність	Тривалість роботи, годин	Сума, грн
Персональний комп'ютер	0,4 кВт	1056	1643,13
Багатофункціональний пристрій	0,42 кВт	30	49,01
Всього			1692,14

4.3.5 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:

$$V_{CB} = (Z_o + Z_p) \cdot \frac{H_{CB}}{100\%} = (67913,4 + 8149,6) \cdot \frac{5}{100} = 3803,15 \text{ грн.}$$

Витрати на оплату послуг сторонніх організацій визначаються за формулою:

$$V_{СП} = (Z_o + Z_p) \cdot \frac{H_{СП}}{100\%} = (67913,4 + 8149,6) \cdot \frac{10}{100} = 7606,3 \text{ грн.}$$

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

$$I_B = (Z_o + Z_p) \cdot \frac{H_{IB}}{100\%} = (67913,4 + 8149,6) \cdot \frac{15}{100} = 11409,45 \text{ грн.}$$

Накладні загальновиробничі витрати визначаються за формулою:

$$V_{НЗВ} = (Z_o + Z_p) \cdot \frac{H_{НЗВ}}{100\%} = (67913,4 + 8149,6) \cdot \frac{100}{100} = 76063 \text{ грн.}$$

4.3.6 Витрати на проведення науково-дослідної роботи.

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

$$\begin{aligned} V_{заг} &= Z_o + Z_p + Z_{дог} + Z_n + M + K_v + V_{спец} + V_{прг} + A_{обл} + V_e + V_{CB} + V_{СП} + I_B + \\ V_{НЗВ} &= 67913,4 + 8149,6 + 16733,86 + 1405,8 + 13979,67 + 1692,14 + \\ &3803,15 + 7606,3 + 11409,45 + 76063 = 208742,37 \text{ грн.} \end{aligned}$$

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

$$ЗВ = \frac{V_{заг}}{\eta} = \frac{208762,37}{0,1} = 2087623,7,$$

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

4.4 Важливість та наукова значущість науково-дослідної роботи

В результаті виконання роботи створені рекомендації, щодо розроблення гідроприводу нового покоління для мобільних робочих машин малої розмірної групи. Цей гідропривод буде базуватись на нових гідроагрегатах, які мають суттєво кращі технічні характеристики у порівнянні з тими, що сьогодні використовуються для таких гідроприводів. Це, перш за все, регульовані насоси та пропорційні розподільники, які дозволяють створити гідропривод в якому можливо регулювання швидкості руху робочих машин в широких діапазонах. Ця обставина дозволяє суттєво підвищити якість виконання робіт із застосуванням мобільних робочих машин малої розмірної групи. Окрім того, застосування регульованих насосів забезпечує зменшення непродуктивних втрат енергії при виконанні робіт. Це в кінцевому результаті забезпечує суттєву економію пального у порівнянні з мобільними робочими машинами, що мають гідроприводи традиційної конструкції. Ще одним позитивним ефектом є застосування контролерів для керування гідроприводом. При раціональному виборі алгоритму, за яким працює контролер, забезпечується суттєве зниження перерегулювання до тиску в гідроприводі, що буде збільшувати ресурс його роботи.

Обґрунтуємо доцільність виконання науково-дослідної роботи із застосуванням спеціального комплексного показника. Цей показник враховує важливість роботи для промисловості, будівництва та сільського господарства України, можливість впровадження результатів цієї роботи та величину витрат на проведення роботи. Для оцінки важливості та наукової значущості роботи використаємо експертні оцінки надані фахівцями, що також займаються дослідженнями у даному напрямку. Результати експертного оцінювання представлені в таблиці 4.6.

Таблиця 4.6 – Експертні оцінки коефіцієнтів для розрахунку важливості та наукової значущості роботи

Коефіцієнти	к.т.н. Лозинський Д. О.	к.т.н. Піонткевич О.В.
Важливості роботи I	5	5
Використання результатів роботи n	3	3
Складності роботи T_c	3	3
Результативності роботи R	3	3

Комплексний показник рівня науково-дослідної роботи розраховуємо за формулою:

$$K_p = \frac{I^n \cdot T_c \cdot R}{B \cdot t} = \frac{5^3 \cdot 3 \cdot 3}{2087 \cdot 0,5} = 1,08,$$

де $B = 2087$ тис грн – вартість роботи;

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

При значенні $K_p = 1,08 > 1,0$ наукову роботу вважають ефективною з високим науковим, технічним і економічним рівнями [22].

4.5. 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:

$$\begin{aligned} \Delta\Pi_1 &= (\Delta C_0 \cdot N + C_0 \cdot \Delta N) \cdot \lambda \cdot \rho \cdot \left(1 - \frac{\theta}{100}\right) = (128,6 \cdot 200 + 1328,6 \cdot 20) \cdot \\ &0,8333 \cdot 0,2 \cdot \left(1 - \frac{18}{100}\right) = 7093,9 \quad \text{тис грн,} \end{aligned}$$

де $\Delta C_0 = 128,6$ тис грн – зміна ціни реалізації машини;

$N = 200$ 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 4.7. 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 1.02.22 р. [24, 25]

Таблиця 4.7 – Чистий прибуток інвестора на 2023 – 2025 роки

Показник	Назва, одиниці виміру	2023	2024	2025
ΔC_0	Зміна ціни реалізації машини, тис грн	128,6	141,5	155,6
N	Величина пориту на машини, шт	200	230	270
C_0	Ціна реалізації нової машини, тис грн	1328,6	1461,5	1607,7
ΔN	Зростання попиту на нові машини, шт	20	30	40
$\Delta\Pi$	Збільшення чистого прибутку у інвестора, тис грн	7093,9	10363,1	14423,4

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

$$ПП = \sum_1^T \frac{\Delta\Pi_t}{(1+\tau)^t} = \frac{7093,9+10363,1+14423,4}{(1+0,1)^3} = 23952,2 \text{ тис грн,}$$

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:

$$PV = K_{\text{інв}} \cdot ЗВ = 5 \cdot 2087 = 10438 \text{ тис грн,}$$

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:

$$E_{\text{абс}} = \text{ПП} - PV = 23952,2 - 10438 = 13514,2 \text{ тис грн.}$$

Обчислимо внутрішню економічну дохідність інвестицій за формулою:

$$E_{\text{в}} = \sqrt[T]{1 + \frac{E_{\text{абс}}}{PV}} - 1 = \sqrt[3]{1 + \frac{13514,2}{10438,0}} - 1 = 1,35 - 1 = 0,35,$$

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:

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

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

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

Оскільки

$$E_B = 0,35 > \tau_{\text{мін}} = 0,25,$$

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

Розрахуємо період окупності інвестицій за формулою:

$$T_{\text{ок}} = \frac{1}{E_B} = \frac{1}{0,35} = 2,8 \text{ роки.}$$

Оскільки

$$T_{\text{ок}} = 2,8 \text{ років} < 3,0 \text{ років,}$$

то це свідчить про привабливість науково-технічної розробки.

4.6. Висновки

1. В результаті виконання науково-дослідної роботи створено гідропривод для мобільної машини малої розмірної групи на основі регульованих насосів, пропорційних розподільників та контролера. Такий гідропривод 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 208762,37 грн.

3. Вартість робіт, що пов'язані з впровадженням на виробництво розробленого гідроприводу складає 2087623,7 грн.

4. Інвестор отримає економічний ефект від впровадження у розмірі 13514,2 тис грн на протязі 2023 – 2025 років при інвестуванні 10438 тис грн.

5. Термін окупності затрат складає $T_{ок} = 2,8$ роки, що свідчить про привабливість розробленого гідропривода для інвестора.

Кафедра Технологій та Автоматизації машинобудування

РОЗДІЛ 5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ БЕЗПЕКИ ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ

В магістерській роботі проектується гідропривід з пропорційним керуванням для мобільної робочої машини малої розмірної групи.. Виконується огляд відомих схем гідроприводів мобільних робочих машин, розробляється гідравлічна схема гідропривода з пропорційним керування і розробляється її математична модель.

Ці роботи виконуються в науковій лабораторії з використанням комп'ютерної техніки. Частина інформації при дослідженнях отримують з Інтернету. На комп'ютерах проектуються та моделюються технічні системи, процеси, робляться розрахунки. Дослідники можуть значну частину часу проводити за комп'ютером. В цьому випадку робота на комп'ютері має ряд негативних факторів, які можуть діяти на працюючого. Тому в розділі розглядаємо небезпечні і шкідливі виробничі фактори, які впливають на працюючих і розробляємо заходи по захисту від цих факторів. В будівлі, де знаходиться наукова лабораторія, немає обладнання, яке створює вібрацію високого рівня.

Небезпечні та шкідливі виробничі фактори, які впливають на присутніх у лабораторії: фізичні, хімічні, психофізіологічні [1,2]. Перерахуємо ці фактори.

Фізичні:

Підвищена температура поверхонь обладнання, матеріалів.

Підвищене значення напруги в електричному колі, замикання якої може відбутись через тіло людини.

Підвищений рівень шуму на робочому місці.

Відсутність або недостача природного світла.

Недостатня освітленість робочої зони.

Підвищена яскравість світла.

Знижена контрастність.

Пряма і відбита блескність.

Підвищена або знижена температура повітря робочої зони.

Підвищена або знижена вологість повітря.

Підвищена або знижена рухомість повітря.

Фізичні перевантаження: статичні.

Нервово-психічні перевантаження: розумове перенапруження, перенапруження аналізаторів.

5.1. Технічні рішення з безпечної експлуатації об'єкту

5.1.1 Технічні рішення з безпечної організації робочих місць

Основним обладнанням робочого місця користувача комп'ютера є монітор, системний блок, клавіатура та принтери.

Робочі місця розташовані на відстані не менше 1,5 м від стіни з вікнами, від інших стін на відстані 1 м, між собою на відстані не менше 1,5 м. Відносно вікон робоче місце розташоване таким чином, що природне світло падає на нього збоку, переважно зліва.

Робочі місця розташовані так, що, уникнути попадання в очі прямого світла. Джерела освітлення розташовані з обох боків екрану паралельно напрямку погляду. Для уникнення світлових відблисків екрану, клавіатури в напрямку очей користувача, від світильників загального освітлення або сонячних променів, використовують антиполюсові сітки, спеціальні фільтри для екранів, захисні козирки, на вікнах - жалюзі.

Фільтри з металевої або нейлонової сітки використовувати не рекомендується, тому що сітка спотворює зображення через інтерференцію світла. Найкращу якість зображення забезпечують скляні поляризаційні фільтри. Вони усувають практично всі відблиски, роблять зображення чітким і контрастним.

При роботі з текстовою інформацією (в режимі введення даних та редагування тексту, читання з екрану) найбільш фізіологічним правильним є зображення чорних знаків на світлому (чорному) фоні.

Монітор розташований на робочому місці так, що поверхня екрана знаходиться в центрі поля зору на відстані 400-700 мм від очей користувача.

Елементи робочого місця розташовані щоб витримувалася однакова відстань очей від екрана, клавіатури, тексту.

Зручна робоча поза забезпечується регулюванням висоти робочого столу, крісла та підставки для ніг. Раціональна робоча поза працівника наступна. Ступні працівника розташовані горизонтально на підлозі або підставці для ніг, стегна зорієнтовані у горизонтальній площині, верхні частини рук - вертикальні. Кут ліктьового суглоба коливається в межах 70-90°, зап'ястя зігнуті під кутом не більше ніж 20°, нахил голови 15-20°.

Для нейтралізації зарядів статичної електрики в приміщенні, де виконується робота на комп'ютерах, в тому числі на лазерних та світлодіодних принтерах, збільшена вологість повітря за допомогою кімнатних зволожувачів. Працюючі не носять одяг з синтетичних матеріалів.

Перед початком роботи працівник вмикає систему кондиціонування повітря в приміщенні, перевіряє надійність встановлення апаратури на робочому столі. Повертається монітор так, щоб було зручно дивитися на екран - під прямим кутом (а не збоку) і трохи зверху вниз, при цьому екран трохи нахилений, нижній його край ближче до оператора. Перевіряється загальний стан апаратури, справність електропроводки, з'єднувальних шнурів, штепсельних вилок, розеток, заземлення захисного екрана;

Вмикати апаратуру комп'ютера вимикачами на корпусах в послідовності: монітор, системний блок, принтер. Регулюється яскравість свічення монітора, мінімальний розмір світної точки, фокусування, контрастність. Не робиться зображення надто яскравим, щоб не втомлювати очей.

Оператор встановлює: яскравість свічення екрана - не менше 100Kг/м²; відношення яскравості монітора до яскравості оточуючих його поверхонь в робочій зоні - не більше 3:1; мінімальний розмір точки свічення не більше 0,4 мм для монохромного монітора і не менше 0,6 мм для кольорового; контрастність зображення знаку - не менше 0,8.

Для пристроїв типу «миша» і зручного упору ліктьового суглоба передбачена вільна велика поверхня столу.

Періодично при вимкненому комп'ютері прибирають ледь змоченою мильним розчином бавовняною ганчіркою порох з поверхонь апаратури. Екран ВДТ та захисний екран протирають ганчіркою, змоченою у спирті. Не дозволяється використовувати рідинні або аерозольні засоби чищення поверхонь комп'ютера.

Оператору заборонено самостійно ремонтувати апаратуру. Ремонт апаратури здійснюється спеціалістами з технічного обслуговування комп'ютера. Один раз на півроку відкривають процесор і вилучають пирососом пил і бруд, що накопичилися. Оператору заборонено класти будь-які предмети на апаратуру комп'ютера, закривати будь-чим вентиляційні отвори апаратури, що може призвести до її перегрівання і виходу з ладу.

Для зняття статичної електрики оператор час від часу доторкається до металевих поверхонь.

На робочому місці принтер розташований поруч з системним блоком таким чином, щоб з'єднувальний шнур не був натягнутий.

Оператор використовує папір вказаний в інструкції до принтера. При заминанні паперу відкривають кришку і обережно витягують лоток з папером.

Згідно з інструкцією фірми-виробника в приміщенні дотримуються правил зберігання картриджа: не зберігають картриджі без упаковки; не ставлять картриджі вертикально; не перевертають картридж етикеткою донизу; не відкривають кришку при роботі і не торкаються до нього; самі не заповнюють використаний картридж.

1.2 Електробезпека

При пошкодженнях ізоляції струмоведучих частин, зіпсуванні електрообладнання можлива дія електричного струму на організм людини. Вплив електричного струму на людину призводить до загальних і місцевих травм.

Загальні травми від ураження струмом іменуються електроударами. Вони супроводжуються порушенням самих різноманітних груп м'язів людського тіла, що може призвести як до судорог, так і до припинення дихання і навіть зупинки серця. Останнє пов'язано з фібриляцією - хаотичним скороченням окремих волокон серцевого м'яза (фібрил). Варто знати, що зі стана, що настає при припиненні серцевої діяльності (стани так називаної клінічної смерті), при якому зіниці розширені і не реагують на світло, відсутні дихання і реакції на болючі подразнення, постраждалий може бути виведений за умови прийняття своєчасних заходів. Надання першої долікарської допомоги. У противному випадку через 5-7 хвилин настає необоротний стан біологічної смерті.

Умови роботи у лабораторії без підвищеної небезпеки, т. я. відсутні умови підвищеної і особливої небезпеки. У приміщенні дерев'яна підлога, радіатори водяного опалення закриті спеціальними сітками. У приміщенні використовується трифазна чотирипровідна мережа з заземленою нейтраллю напругою 380/220 В.. Згідно з [4] захист від ураження електричним струмом при напрузі живлення електрообладнання 220 В застосовувати не обов'язково. Безпека експлуатації електрообладнання при нормальному режимі роботи забезпечується застосуванням робочої і подвійної ізоляції, недоступністю струмоведучих частин, використанням малих напруг.

5.2. Технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії

5.2.1 Мікроклімат

Виробничий мікроклімат характеризується рівнем температури, вологості повітря, швидкості його руху і інтенсивністю інфрачервоного опромінювання [6]. Показники мікроклімату можуть бути оптимальними і допустимими. Оптимальні показники мікроклімату розповсюджуються на всю робочу зону, допустимі показники встановлюються диференційно для постійних і непостійних робочих місць.

Категорія робіт по важкості 1 а. До категорії 1 а відносяться роботи, які виконуються сидячи і супроводжуються невеликим фізичним навантаженням.

В кабінах, на пультах і постах управління технологічними процесами, в залах обчислювальної техніки, у лабораторіях і других виробничих приміщеннях при виконанні робіт операторського типу, зв'язаних з нервово-емоційними перенапруженнями, повинні підтримуватись оптимальні величини параметрів мікроклімату, наведені в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 – Оптимальні параметри мікроклімату

Період року	Категорія робіт	Температура, °С	Відносна вологість, %	Швидкість руху, м/с
Теплий	I а	22-28	70 при 25°С	Не більше 0,1
Холодний	I а	21-25	не більше 75	не більш 0,1

Для забезпечення параметрів мікроклімату проектом передбачено:

1. Застосування кондиціонування повітря.
2. Забезпечити приміщення приладами для підвищення вологості. Комфортне теплове самопочуття визначається і певним вмістом вологи, оптимальна величина якої складає 10 г/м³, допустима — 6 г/м³.

Також для підвищення вологості повітря у приміщенні використовують ємності з водою по типу акваріумів поблизу від опалювальних приладів

3. В приміщенні систематично перед початком трудової діяльності та після кожної години роботи, незалежно від погодних умов, здійснюється природне провітрювання через відкриті фрамуги або кватирки протягом не менш, ніж 10 хвилин.

5.2.2 Склад повітря робочої зони

У принтерах при фіксації зображення температура у вузлі закріплення підвищується до 200 °С. При цьому починають функціонувати охолоджуючі

вентилятори., які разом з повітрям видують з пристрою пил. При незадовільному технічному стані принтера з нього може вилітати і тонер. Висока температура сприяє вивільненню з паперу та тонера летючих органічних речовин, особливо небезпечними з яких вважаються стирол і бензол. Крім того при роботі принтера виділяється озон.

Гранично допустимі концентрації шкідливих речовин у повітрі робочої зони приведені у табл. 5.2 відповідно до [2].

Таблиця 5.2 – Гранично допустимі концентрації шкідливих речовин в повітрі робочої зони

Назва речовини	Величина ГДК, <i>мг/м³</i>		Клас небезпечності
	Максимально разова	Середньо добова	
Бензол	1,5	0,8	2
Стірол	0,003	0,003	3
Озон	0,16	0,03	4

Примітки:

Умовні позначення: п – пари і (чи) гази; а – аерозоль; * - потребують спеціального захисту шкіри і очей; А – речовини, здатні викликати алергічні захворювання в виробничих умовах; Ф – аерозолі переважно фіброгенної дії; О речовини з гостро направленим механізмом дії.

В проекті передбачено:

В приміщенні є припливно-витяжна система вентиляції, встановлено кондиціонер і є система природної вентиляції. В залежності від погодних умов застосовують той чи інший вид вентиляції.

2.2 Виробниче освітлення

Природне освітлення

Раціонально улаштоване освітлення в приміщеннях де знаходяться люди є істотним показником високого рівня культури праці і технічного прогресу, невід'ємною частиною наукової організації праці й естетики виробництва,

Приміщення для роботи з дисплеями й відеотерміналами	В-1,2 на екрані дисплея	Б-2	-	200	-	-
	Г-0,8 на робочих столах	А-2	500/300	400	3,5	1,2

В проекті передбачено. Для забезпечення достатнього освітлення здійснюють систематичне очищення скла та світильників від пилу (не рідше двох разів на рік), використовують жалюзі. В разі нестачі природного освітлення, використовують загальне штучне освітленням, що створюється за допомогою світлодіодних ламп E27 LED 15W NW A60 "SG". Висота підвісу світильників над робочою поверхнею 2,5 метра.

Для загального освітлення приміщень рекомендується використовувати головним чином, світлодіодні лампи, що обумовлюється наступними перевагами: високою світловою віддачею (до 75 лм/Вт і більше); довгим часом використання (до 10000 годин).

Світильники з світлодіодними лампами розміщують рядами; що дозволяє здійснювати їх послідовне включення (відключення) в залежності від величини природної освітленості.

При експлуатації здійснюється контроль за рівнем напруги освітлювальної мережі, своєчасна заміна перегорілих ламп, забезпечується чистота повітря у приміщенні.

2.3 Виробничий шум

Вплив шуму на організм викликає небажані зміни. При тривалій дії шуму на людину у організмі можуть відбутись короткочасне зниження слуху під впливом шуму зі швидким відновленням функції після припинення дії фактора. Це

розглядається як прояв адаптаційного захисту реакції пристосування слухового органу. У приміщеннях, що обладнані ЕОМ шум постійний, рівень шуму на робочих місцях користувачів приведений в таблиці 5.4.

Таблиця 5.4 – Рівні звукового тиску на середньгеометричних частотах

Вид трудової діяльності	Октавні рівні звукового тиску, дБ на середньгеометричних частотах, Гц									Рівні звуку та еквівалентні рівні звуку, дБА
	31.5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Творча діяльність, наукова діяльність, конструювання та проектування, програмування.	86	71	61	54	49	45	42	40	38	50

Для досягнення високої розбірливості та чіткості мови час реверберації звука в приміщеннях повинен бути не більш, ніж 1 с. Причому, його частотні характеристики у діапазоні частот 250-4000 Гц повинні бути однаковими, а на частоті 125 Гц час реверберації повинен зменшуватися не більш, ніж на 15%.

Приміщення, де виконуються роботи на комп'ютерах не повинна бути розташована поряд з приміщеннями, які мають підвищені рівні повітряного або ударного шуму. Тому обладнання, що утворює високий рівень шуму, повинно знаходитись поза межами приміщення і бажано на великій відстані.

Проектом передбачено.

З метою зниження рівня шуму стеля або стіни вище панелей (на відстані 1,5-1,7 м від підлоги), а іноді як стіни так і стеля, облицьовуються звукопоглинаючими матеріалами з максимальним коефіцієнтом звукопоглинання у діапазоні частот 63—8000 Гц.

Ще одним додатковим звукопоглинаючим фактором у приміщенні повинні бути штори, які виготовлені зі щільної важкої тканини та підвішуються у зборки на відстані 15-20 см від обгороджування. Ширина штор повинна бути у два рази більшою, ніж ширина вікна.

2.4 Психофізіологічні фактори

Психофізіологічні фактори визначаються відповідно до Гігієнічної класифікації праці [1]. Робота наукового працівника з використанням комп'ютерної техніки не потребує великих фізичних навантажень (важкість праці не велика) але потребує напруженості праці.

Визначимо клас умов праці по важкості та напруженості праці.

1. Показники важкості трудового процесу.

Загальні енергозатрати організму 174 Вт. Зовнішнє фізичне динамічне навантаження, виражене в одиницях механічної роботи за зміну при регіональному навантаженні(з переважною участю м'язів рук та плечового суглоба) для чоловіків до 22,5 Вт, для жінок 13,5 Вт. Стереотипні робочі рухи (кількість за зміну) при загальному навантаженні(за участю м'язів кистей та пальців рук) – до 20000; та при регіональному навантаженні(при роботі з переважною участю м'язів рук та плечового суглоба) – до 10000. Робоча поза вільна зручна, можливість зміни пози («сидячи-стоячи») за бажанням працівника; перебування в позі «стоячи» до 40% часу зміни. Нахили тулуба (вимушені, більше 30°), кількість за зміну до 50. Переміщення у просторі (переходи, обумовленні технологічним процесом, протягом зміни) по горизонталі до 4 км, по вертикалі до 2 км.

Висновок: Клас умов праці по показникам важкості праці – оптимальний, тому що всі показники важкості трудового процесу оптимальні.

2. Показники напруженості трудового процесу.

Інтелектуальні навантаження.

Зміст роботи. Рішення простих альтернативних завдань згідно з інструкцією. Сприймання сигналів з наступною корекцією дій та операцій. Обробка виконання

завдання та його перевірка. Робота за встановленим графіком з можливим його коригуванням під час діяльності.

Сенсорні навантаження. Навантаження на зоровий аналізатор. Розмір об'єкта розрізнення (при відстані від очей працюючого до об'єкта розрізнення не більше 0,5 м) - 5,0-1,1 мм більше 50 % часу. Спостереження за екранами відео терміналів до 4 годин за зміну. Навантаження на слуховий аналізатор (при виробничій необхідності сприйняття мови чи диференційованих сигналів) – розбірливість слів та сигналів від 100% до 90%.

Емоційні навантаження.

Є відповідальним за виконання окремих елементів завдання. Вимагає додаткових зусиль в роботі з боку працівника. Ступінь ризику для власного життя та життя інших осіб – виключений. Ступінь відповідальності за життя інших осіб – виключений.

Монотонність навантажень.

Кількість елементів (приймів), необхідних для реалізації простого завдання, або в операціях, які повторюються багаторазово – більше 10. Тривалість виконання простих виробничих завдань чи операцій, що повторюються – 100-25 с. Монотонність виробничої обстановки, час пасивного спостереження за технологічним процесом в % від часу зміни – 76-90.

Режим праці.

Тривалість робочого дня – 6 або 7 год. Змінність роботи – однозмінна робота без нічних змін.

Висновок. Клас умов праці допустимий, так як окремі показники напруженості трудового процесу не виходять за межі оптимальних або допустимих класів.

5.3. Безпека у надзвичайних ситуаціях.

Дослідження стійкості роботи системи електропостачання "Заводу гідроагрегатів", де знаходиться наукова лабораторія і де випускаються спроектовані гідроагрегати, в умовах дії загрозливих чинників надзвичайних ситуацій.

Всі системи електропостачання (СЕП) житлових і промислових об'єктів є досить вразливими до дії загрозливих чинників, що виникають у надзвичайних ситуаціях. Тому важливим питанням є забезпечення високої стійкості роботи СЕП. В даному випадку оцінка її стійкості може бути проведена за допомогою моделювання його ураження, що враховують можливі наслідки ураження людей, виникнення пожеж, виходу з ладу елементів енергетичних систем.

Дія радіації на матеріали залежить від виду випромінювання, дози, природи опроміненої речовини та від умов навколишнього середовища. В енергетичних системах використовують різні матеріали: метали, напівпровідники та різні органічні сполуки (діелектрики, смоли), найбільш чутливими до радіації є метали, бо в них велика концентрація вільних носіїв. Основними заходами підвищення радіаційної стійкості є: використання радіаційно-стійких елементів та матеріалів; застосування різних екранів, або активного захисту від дії радіації.

При взаємодії гама-випромінювань та деяким середовищем, цьому середовищу надається певна кількість енергії. Більша частина цієї енергії йде на поступальний рух електронів та іонів, що були утворені в процесі іонізації. Подальшу іонізацію викликають первинні електрони, що мають велику енергію. Як наслідок виникають тимчасові електричні та магнітні поля.

Виникнення електромагнітного імпульсу (ЕМІ), може викликати високі імпульси струму та напруги в кабельних лініях електропередачі, системи зв'язку, обчислювальних машин, антен радіостанцій тощо. В результаті імпульс струму чи напруги проникає в систему і спричиняє пошкодження, ступінь яких залежить від чутливості складових системи вузлів. ЕМІ може поширюватись на десятки кілометрів в навколишньому середовищі і по різних комунікаціях, здійснюючи вплив на об'єкти там, де ударна хвиля, світлове вимірювання і проникаюча радіація втрачають своє значення, як вражаючі фактори.

Результатом такого впливу може бути вихід із ладу різних пристроїв та спорядження. Особливо негативний вплив електромагнітного імпульсу на обладнання, яке не має спеціального захисту (вимикачі, різні «домішки» до системи проводів, електромагнітне екранування тощо).

Електромагнітний імпульс являє собою велику небезпеку для елементів СЕП, зокрема вимикачі та трансформатори, добре захищених від дії інших вражаючих факторів. Тому захист елементів від механічних пошкоджень не захищає від дії електромагнітного імпульсу. Саме тому, обов'язковим для обладнання СЕП є дослідження стійкості його роботи в умовах впливу електромагнітного імпульсу та іонізуючих випромінювань.

5.3.1 Дослідження стійкості роботи системи електропостачання "Заводу гідроагрегатів" в умовах дії іонізуючих випромінювань

Критерієм стійкості роботи енергетичного обладнання СЕП є граничне значення експозиційної дози ($D_{гр}, P$), при якому в елементній базі можуть виникати зворотні зміни. Визначаємо граничні значення експозиційних доз для елементів СЕП. По мінімальному значенню $D_{гр}$, визначаємо границю стійкості системи в цілому. Так як трансформатори та вимикачі мають мінімальне значення $D_{гр}$, то далі для них розрахована Дослідження стійкості роботи при дії ІВ та ЕМІ, а кабельні лінії та повітряна лінія мають грозозахист, і стійкі до дії ЕМІ, то подальші розрахунки для них не виконуються. Результати заносимо у таблицю 5.5.

Таблиця 5.5 – Граничні дози для елементів житлової забудови

№	Елементи СЕП	$D_{гр}, P$	$D_{гр}, P$
1	Кабельні лінії ААБ (3x70 мм ²)	10^8	10 ²
2	Кабельна лінії ААБ (3x120 мм ²)	10^9	
3	Трансформатори	10^2	
4	Вимикачі	10^4	

Розрахуємо можливу дозу для СЕП, граничний час експлуатації 10р.

$$D_{em} = \frac{2 \cdot P_{1max} \cdot (\sqrt{t_k} - \sqrt{t_n})}{k_{ocл}} = \frac{2 \cdot 4,92 \cdot (\sqrt{87660} - \sqrt{1})}{1} = 2903,53 (P).$$

Таким чином система буде працювати стійко, так як, можлива експозиційна доза менша за граничну $2903,53 < 100000$.

Визначаємо допустимий час роботи елементів СЕП за формулою:

$$t_{\text{дон}} = \left(\frac{D_{\text{зр}} \cdot K_{\text{осл}} + 2 \cdot P_{1\text{max}} \cdot \sqrt{t_p}}{2 \cdot P_{1\text{max}}} \right)^2$$

$$\text{Отже, } t_{\text{донтр-р}} = \left(\frac{10^2 \cdot 1 + 2 \cdot 4,92 \cdot \sqrt{1}}{2 \cdot 4,92} \right)^2 = 116,7 \cdot 10^2 \text{ год} = 13,3 \text{ (років)},$$

$$\text{а } t_{\text{донвим}} = \left(\frac{10^4 \cdot 1 + 2 \cdot 4,92 \cdot \sqrt{1}}{2 \cdot 4,92} \right)^2 = 9631 \cdot 10^4 \text{ год} = 10,9 \text{ (років)}.$$

Отже, допустимий час роботи трансформаторів складатиме не менше 13 років, а вимикачів – близько 11 років.

5.3.2 Дослідження стійкості роботи системи електропостачання "Заводу гідроагрегатів" в умовах дії електромагнітного імпульсу

Напруга наводки в горизонтальній і вертикальній струмопровідній частині:

$$U_{\Gamma} = E_{\text{в}} \cdot l_{\Gamma},$$

$$U_{\text{в}} = E_{\text{в}} \cdot l_{\text{в}},$$

де $E_{\text{в}}$ – величина електромагнітного імпульсу (кВ/м);

l_{Γ} – довжина горизонтальної струмопровідної частини системи (м),

$l_{\text{в}}$ – довжина вертикальної струмопровідної частини системи (м).

Розрахуємо U_{Γ} для трансформаторів та вимикачів:

$$U_{\Gamma\text{тр-р}} = 11,78 \cdot 1,48 \cdot 10^3 = 17460 \text{ (кВ/м)},$$

$$U_{\Gamma\text{вим}} = 11,78 \cdot 0,68 \cdot 10^3 = 8051 \text{ (кВ/м)}.$$

Допустиме коливання напруги живлення:

$$U_{доп} = U_{ж} + \frac{U_{ж}}{100} \cdot N,$$

де N – відсоток допуску,

$U_{ж}$ – напруга живлення;

$$U_{доп} = 10 + \frac{10}{100} \cdot (\pm 5) = 9,5 - 10,5 (\text{кВ})$$

За критерієм стійкості роботи радіоелектронних систем, або окремих їх елементів в умовах дії електромагнітних випромінювань можна прийняти коефіцієнт безпеки, який для нормальної роботи механізму повинен бути рівним:

$$K_{\delta} \geq 40 \text{ (дБ)}.$$

Визначаємо коефіцієнти горизонтальної і вертикальної безпеки:

$$K_{\delta_{ei}} = 20 \cdot \lg(U_{\delta} / U_{ei}),$$

$$K_{\delta_{zi}} = 20 \cdot \lg(U_{\delta} / U_{zi}).$$

$$K_{\delta_{ВТр-р}} = 20 \lg\left(\frac{9500}{17460}\right) = -9,3 \text{ (дБ)},$$

$$K_{\delta_{Вим}} = 20 \lg\left(\frac{9500}{8051}\right) = 5,43 \text{ (дБ)}.$$

Так як для трансформатора і вимикача $K_{\delta} < 40$ дБ, то обладнання не буде працювати стійко.

Для збільшення стійкості слід застосувати екранування. Перехідне затухання екрану:

$$A = K_{\text{Бном}} - K_{\text{Бмін}}, \text{ (дБ)};$$

де $K_{\text{Бном}}$ – номінальний коефіцієнт безпеки (40 дБ),

$K_{\text{Бмін}}$ – мінімальний коефіцієнт безпеки, отриманий при розрахунку;

$$A = 40 - 5,43 = 34,57 \text{ (дБ)}.$$

Товщина захисного екрану

$$t = \frac{A}{5,2 \cdot \sqrt{f}}$$

де f – частота,

$$t = \frac{34,57}{5,2 \cdot \sqrt{15000}} = 0,12 \text{ (см)}.$$

Розрахуємо U_b трансформатора 630 кВА:

$$U_{bTP} = 11,58 \cdot 0,251 = 2,91 \text{ (кВ/м)}.$$

Визначаємо коефіцієнти горизонтальної безпеки для трансформатора:

$$K_{бзTP-p} = 20 \lg\left(\frac{9500}{2,91}\right) = 70,2 \text{ (дБ)}.$$

Так як $K_{бз} < 40$ дБ, то обладнання буде працювати не стійко.

Розрахуємо U_b для вимикача 10 кВ:

$$U_b = 11,58 \cdot 0,335 = 3,88 \text{ (кВ/м)}.$$

Визначаємо коефіцієнти безпеки для вимикача:

$$K_b = 20 \lg\left(\frac{9500}{3,88}\right) = 67,7 \text{ (дБ)},$$

Так як $K_{бз} < 40$ дБ, то обладнання буде працювати не стійко.

Результати зведемо у таблицю 5.6.

Приймаємо, що вибір товщини захисного екрану для кабельних ліній не розглядається.

Таблиця 5.6 – Результати розрахунків пасивного екрану елементів СЕП

Елементи СЕП	U_r ,кВ	U_b ,кВ	$K_{бв}$,дБ	$K_{б,г}$,дБ	Товщина захисного екрану, см
Трансформатори	17460	2,91	70,2	-9,3	0,12
Вимикачі	8051	3,88	67,7	5,43	0,11

Отже, система електроспоживання буде працювати стійко до дії іонізуючих випромінювань. А до дії ЕМІ – не стійко, але при застосуванні захисного екрану для трансформаторів та вимикачів (0,12см), буде працювати стійко.

Відповідно, наша система при застосуванні вище вказаних заходів буде працювати стійко в умовах НС. Провівши аналіз, щодо стійкості системи електропостачання заводу гідроагрегатів до дії ЕМІ, видно, що трансформатори та вимикачі найбільш уразливі, тому передбачено застосування захисного екрану (0,11см). Інші елементи (кабельні лінії) стійкі до дії ЕМІ, з коефіцієнтами безпеки 70,2 та 67,7 відповідно. Отже дія ЕМІ та іонізуючого випромінювання негативно впливають на роботу СЕП, що призводить до виходу з ладу, або ж повного знищення елементів системи електропостачання заводу гідроагрегатів, зокрема трансформатори та вимикачі. В результаті дослідження стійкості роботи системи електропостачання заводу гідроагрегатів до дії іонізуючих випромінювань, були визначено, що її елементи є стійкими, тому проводити додаткові заходи не потрібно.

Також в даному розділі було проведене дослідження стійкості роботи системи електропостачання заводу гідроагрегатів в умовах дії загрозливих чинників надзвичайних ситуацій. Досліджена стійкість роботи СЕП в умовах дії іонізуючих випромінювань, час роботи якої в заданих умовах становить 13 років, для трансформаторів та 11 років для вимикачів, при рівні радіації 4,92 Р/год. Досліджена стійкість роботи СЕП в умовах впливу електромагнітного імпульсу.

ВИСНОВКИ

1. В запропонованому гідроприводі забезпечується можливість пропорційного керування швидкістю руху циліндрів, що приводять до руху робочі органи машини.

2. Витрата регульованого насоса та тиск на виході насоса пропорційні витраті, що споживається циліндрами та навантаженню на робочому органі машини в момент їх роботи.

3. Використання контролера дозволяє формувати необхідний закон сигналу керування, що подається на золотник розподільника. Це дозволило знизити перерегулювання в гідроприводі по тиску при роботі в діапазонах тиску $p_n = (2 \dots 15)$ МПа та витрати $Q_c = (0,2 \dots 0,9) \cdot 10^{-3}$ м³/с з 72 % до 8 %.

4. Похибка стабілізації величини швидкості руху циліндрів при зміні зовнішнього навантаження не перевищує 9,2 %.

5. Гідралічний ККД в запропонованому гідроприводі залежить від режимів його роботи та лежить в діапазоні 56...90 %. Вищі значення ККД отримані в режимах роботи, що частіше використовуються при роботі мобільної робочої машини.

6. Для впровадження розробленого гідроприводу у виробництво потенційному інвестору необхідно затратити 10438 тис грн і при випуску і рік більше 200 мобільних робочих машин малої розмірної групи інвестор отримає абсолютний економічний ефект у розмірі 13514,2 тис грн. Термін окупності інвестиції становить 2,8 роки.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Абрамов Е. И. Элементы гидропривода. Справочник : справочное издание / Е. И. Абрамов, К. А. Колесниченко, В. Г. Маслов. - 2-е изд., перераб. и доп. - К. : Техніка, 1977. - 320 с.
2. Дроздова Л. Г. Одноковшовые экскаваторы: конструкция, монтаж и ремонт: Учеб. Пособие / Л.Г. Дроздова, О.А. Курбатова.– Владивосток: Изд-во, ДВГТУ, 2007. – 235 с.
3. Никитин О. Ф. Объёмные гидравлические и пневматические приводы. Учеб. Пособие для техникумов / О.Ф. Микитин, К.М. Холин. – М.: Машиностроение, 1981. – 269 с.
4. 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.
5. LUDV control block of mono and sandwich plate design / Bosch Rexroth AG. – Hydraulicsc. 2006. – P. 15.
6. Load-independent proportional valve. Type PVG 120: Catalogue HK.51.A1.02. Danfoss 1991. – 11 с.
7. Чупраков Ю. И. Гидропривод и средства гидроавтоматики : Учеб. пособие для студентов вузов / Ю. И. Чупраков. – М. : Машиностроение, 1979. – 232 с.
8. Раннев А. В. Создание гидравлических экскаваторов – крупнейшее достижение в развитии землеройной технике // Строительные и дорожные машины. – № 5. – 1981. – С. 5-7.
9. Розрахунок параметрів і вибір гідроагрегатів виконавчого контуру схеми гідроприводу / [авт. кол. : Буренніков Ю. А., Козлов Л. Г., Репінський С. В. та ін.]. – Вінниця: ВНТУ, 2009. – 68 с
10. Гавриленко Б. А. Гидравлический привод. / Гавриленко Б.А, Минин В.А., Рождественский С.Н. – М. : Машиностроение, 1968. – 502 с.

11. Алексапольский Д. Я. Гидродинамические передачи : Учебное пособие по специальности "Гидравлические турбины и другие гидравлические машины" для вузов / Д. Я. Алексапольский. – М. : Машгиз, 1963. – 271 с.
12. Черных, И. В. (2003), Simulink: среда создания инженерных приложений, Диалог, Москва, 236 с.
13. 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.
14. 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.
15. 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.
16. 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.
17. Козлов Л. Г. Зменшення втрат потужності в гідравлічних системах мобільних машин / Л. Г. Козлов // Наукові нотатки ЛНТУ. – 2011. – №4. – С. 101 – 107
18. Козлов Л. Г. Мехатронна гідросистема мобільної машини / Л.Г. Козлов // Вісник Східноукраїнського університету імені Володимира Даля. – 2012. – № 6. – С. 22 - 30.
19. 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.
20. 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.

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. ДСНіП «Гігієнічна класифікація праці за показниками шкідливості та небезпечності факторів виробничого середовища, важкості та напруженості трудового процесу». Наказ МОЗ № 248 від 08.04.2014.
27. ДСТУ-Н Б А 3.2-1: 2007 Настанова щодо визначення небезпечних і шкідливих факторів та захисту від їх впливу при виробництві будівельних матеріалів і виробів та їх використання в процесі зведення та експлуатації об'єктів будівництва. URL: <https://profidom.com.ua/a-3/a-3-2/824-dstu-n-b-a-3-2-12007-nastanova-shhodo-viznachenna-nebezpechnih-i-shkidlivih-faktoriv->
29. ДБН А.3.2-2-2009. ССБП. Охорона праці і промислова безпека у будівництві. Основні положення. URL: https://dbn.co.ua/load/normativy/dbn/dbn_a322_2009/1-1-0-945.
30. ДСТУ Б В.2.5-82:2016. Електробезпека в будівлях і спорудах. Вимоги до захисних заходів від ураження електричним струмом. К. : ДП «УкрНДНЦ», 2016. 109 с.
31. НПАОП 40.1-1.32-01 (ДНАОП 0.00-1.32-01) Правила будови електроустановок. Електрообладнання спеціальних установок (Правила устройства электроустановок. Электрооборудование специальных установок). URL: <https://zakon.rada.gov.ua/rada/show/v0272203-01#Text>.
32. ДСН 3.3.6.042-99 Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень. URL: <http://mozdocs.kiev.ua/view.php?id=1972>.

33. ДБН В.2.5-67:2013. Опалення, вентиляція та кондиціонування. К. : Мінрегіонбуд України, 2013. 149 с.
34. ДБН В.2.5-28:2018 Природне і штучне освітлення. URL: http://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=79885
35. ДСН 3.3.6.037-99 Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку. URL: <http://document.ua/sanitarni-normi-virobnichogo-shumu-ultrazvuku-ta-infrazvuku-nor4878.html>.
36. ДСН 3.3.6.039-99. Державні санітарні норми виробничої загальної та локальної вібрації. URL: <http://zakon2.rada.gov.ua/rada/show/va039282-99>.
37. НАПБ А.01.001-14. Правила пожежної безпеки в Україні. К. : МВС України, 2014. 47 с.
38. ДСТУ 8828:2019 Пожежна безпека. Загальні положення. URL: <https://dwg.ru/dnl/15125>.
39. ДСТУ 8829:2019 Пожежовибухонебезпечність речовин і матеріалів. Номенклатура показників і методи їхнього визначення. Класифікація. URL: <https://www.alutal.com.ua/wp-content/uploads/2021/02/dstu-8829-2019-1.pdf>.
40. ДСТУ Б В.1.1-36:2016 Визначення категорій приміщень, будинків та зовнішніх установок за вибухопожежною та пожежною небезпек. URL: https://dbn.co.ua/load/normativy/dstu/dstu_b_v_1_1_36/5-1-0-1759.
41. ДБН В.1.1-7:2016 Пожежна безпека об'єктів будівництва. Загальні вимоги. URL: http://www.poliplast.ua/doc/dbn_v.1.1-7-2002.pdf.
42. Наказ Міністерства внутрішніх справ України «Про затвердження Правил експлуатації та типових норм належності вогнегасників». URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0225-18#Text>.
43. ДБН В.2.2-9:2018 Громадські будинки та споруди. Основні положення: <https://dbn.co.ua.ua/load/normativy/dbn/1-1-0-405>

ДОДАТОК А

ПРОТОКОЛ
 ПЕРЕВІРКИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ
 НА НАЯВНІСТЬ ТЕКСТОВИХ ЗАПОЗИЧЕНЬ

Назва роботи: Гідропривод з пропорційним керуванням для мобільної
 робочої машини малої розмірної групи»

Тип роботи: _____ МКР _____
 (БДР, МКР)

Підрозділ Кафедра технологій та автоматизації машинобудування, ФМТ
 (кафедра, факультет)

Показники звіту подібності Unichesk

Оригінальність 94,96% Схожість 5,04%

Аналіз звіту подібності (відмітити потрібне):

1. Запозичення, виявлені у роботі, оформлені коректно і не містять ознак плагіату.

2. Виявлені у роботі запозичення не мають ознак плагіату, але їх надмірна кількість викликає сумніви щодо цінності роботи і відсутності самостійності її виконання автором. Роботу направити на розгляд експертної комісії кафедри.

3. Виявлені у роботі запозичення є недобросовісними і мають ознаки плагіату та/або в ній містяться навмисні спотворення тексту, що вказують на спроби приховування недобросовісних запозичень.

Особа, відповідальна за перевірку _____ Ольга СЕРДЮК _____
 (підпис) (прізвище, ініціали)

Ознайомлені з повним звітом подібності, який був згенерований системою Unichesk щодо роботи.

Автор роботи _____ Олександр ЛУКІЯНІВ _____
 (підпис) (прізвище, ініціали)

Керівник роботи _____ Леонід КОЗЛОВ _____
 (підпис) (прізвище, ініціали)

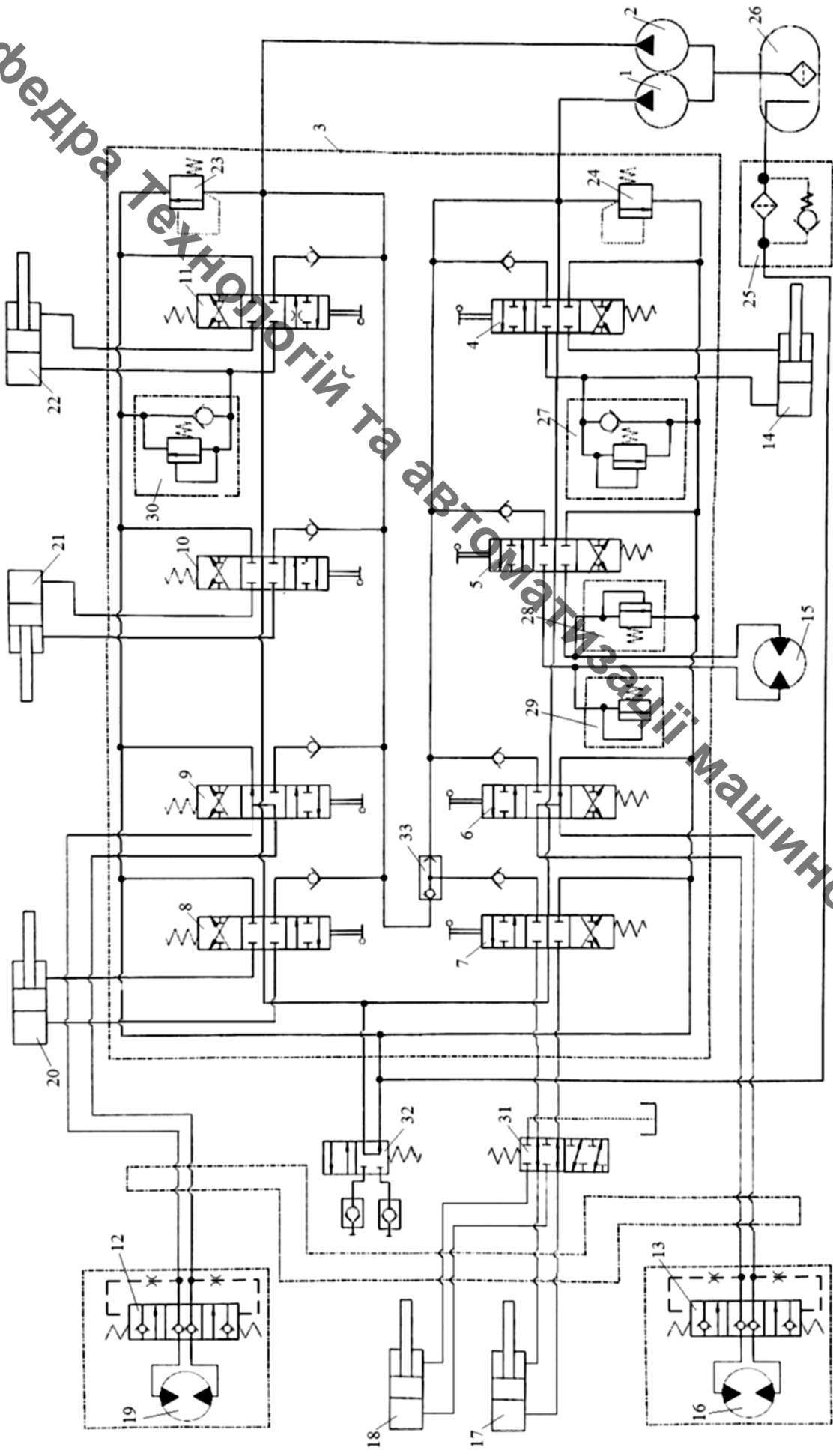
Додаток В

ІЛЮСТРАТИВНА ЧАСТИНА

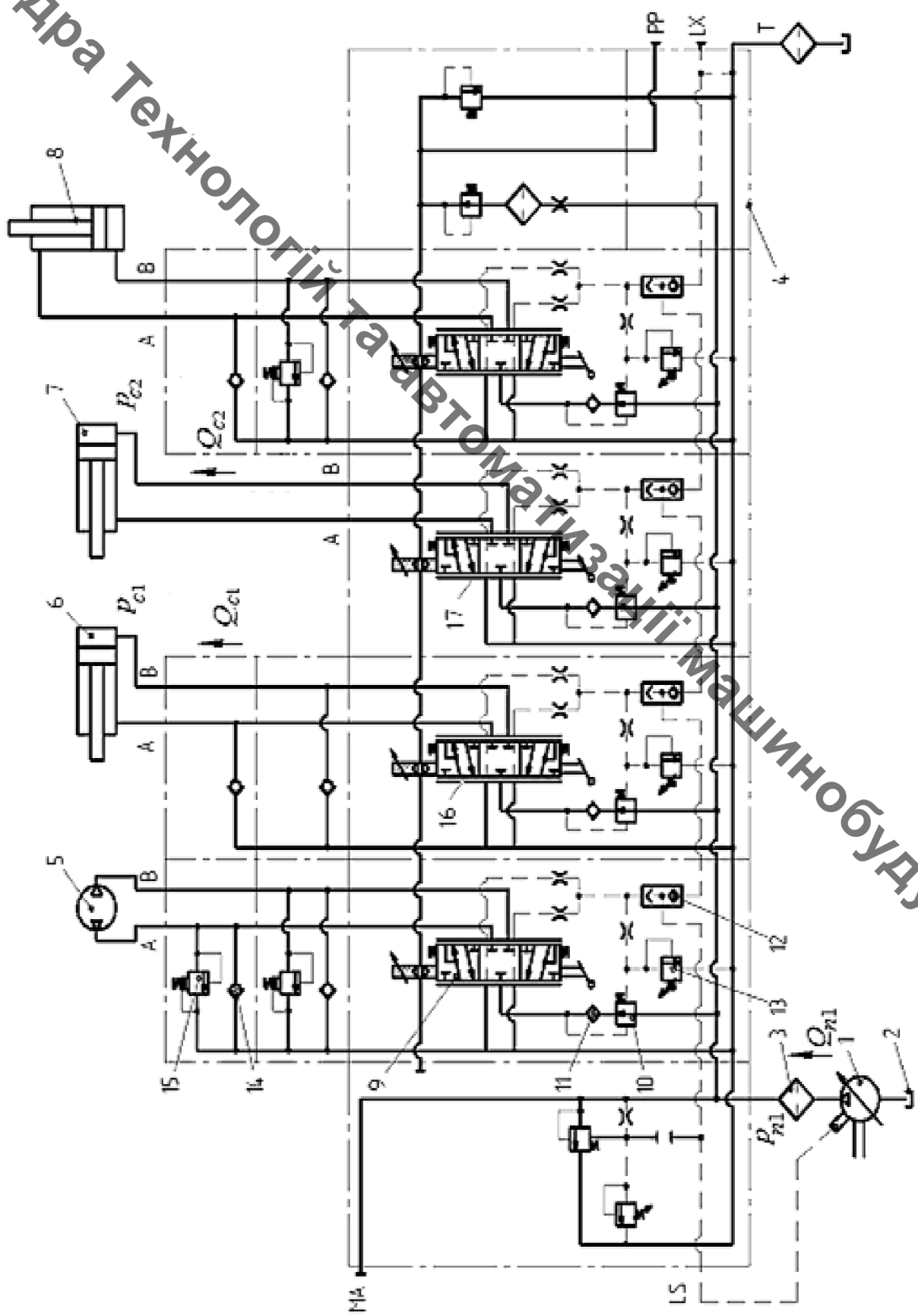
«Гідропривод з пропорційним керуванням для мобільної
робочої машини малої розмірної групи»

Кафедра Технологій та автоматизації машинобудування

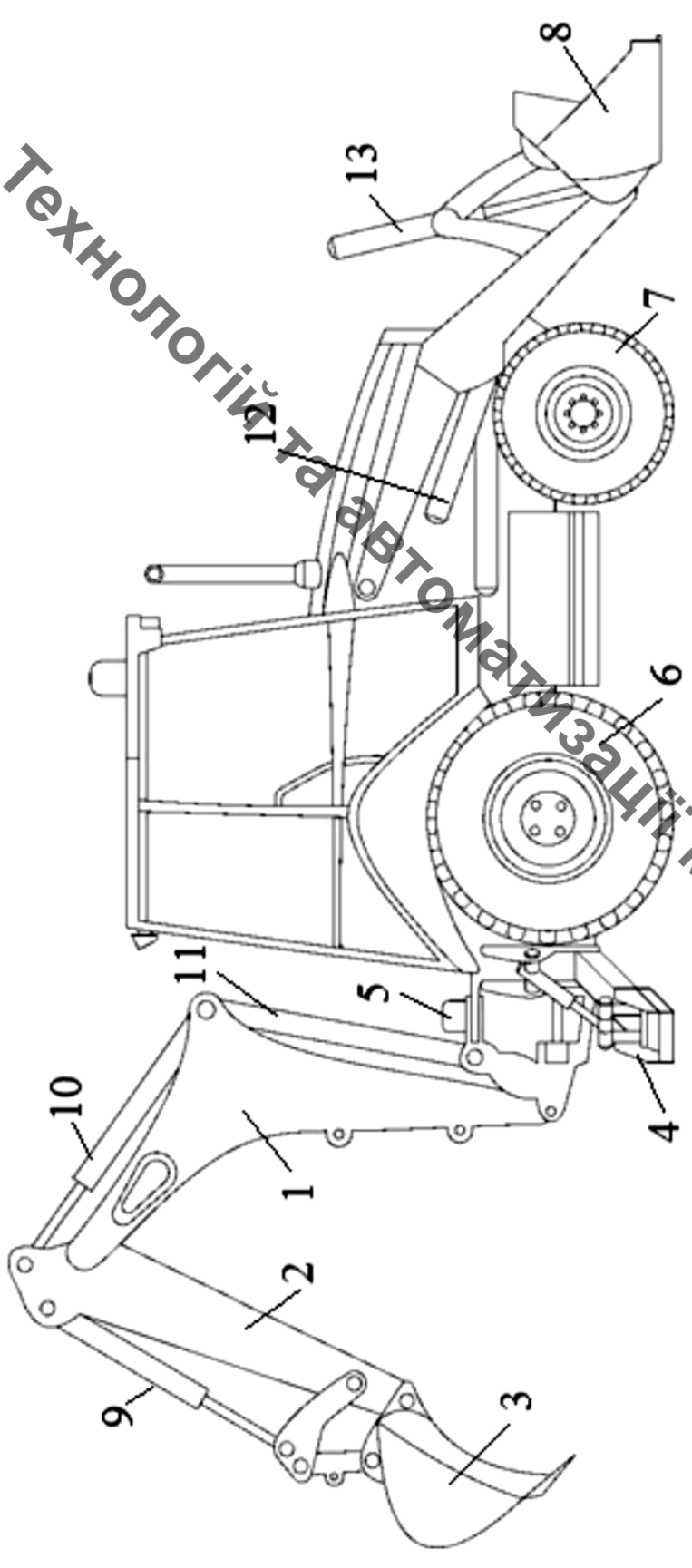
Кафедра Технологій та Автоматизації машинобудування



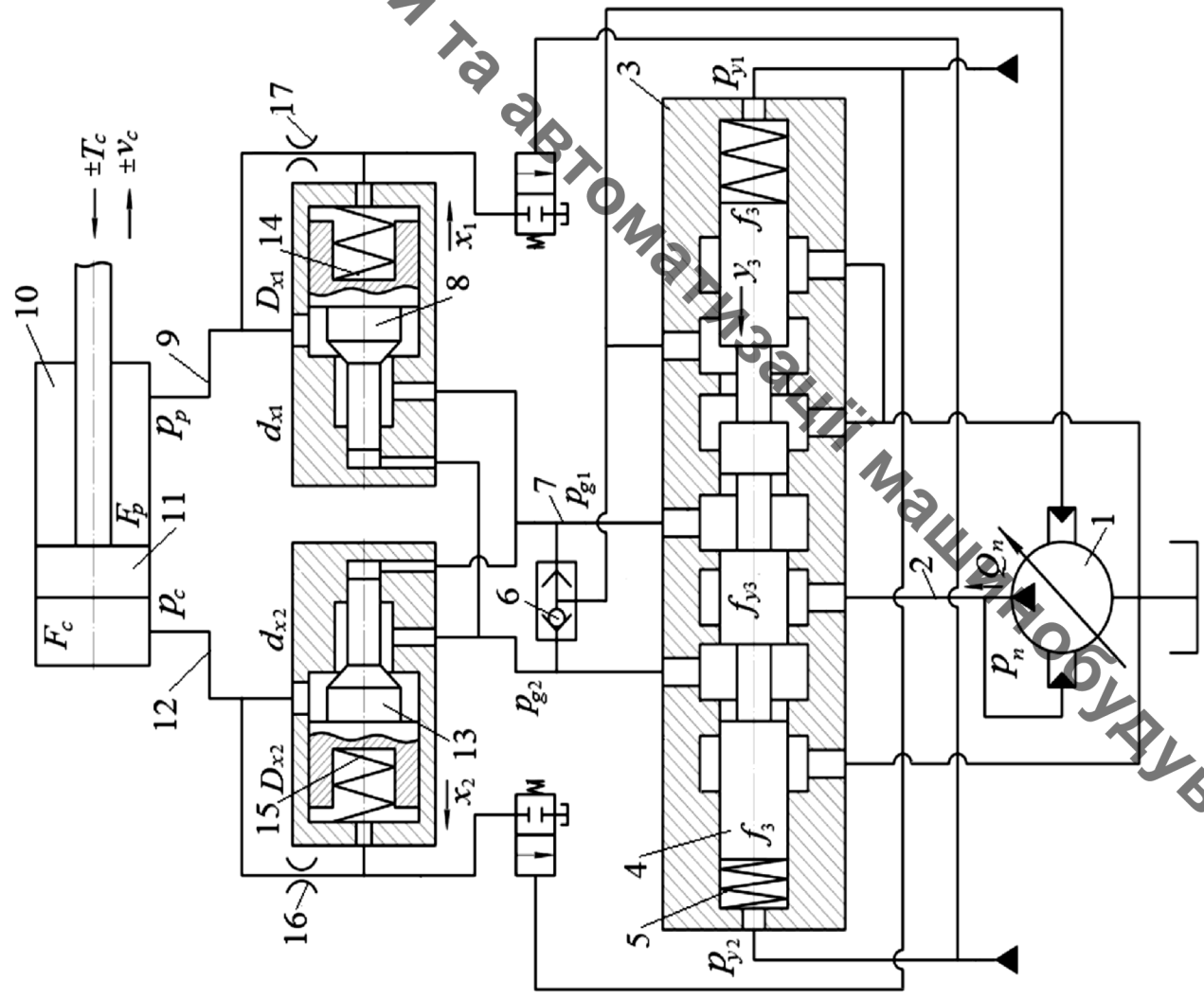
Гідропривод екскаватора «Bobcat-316»



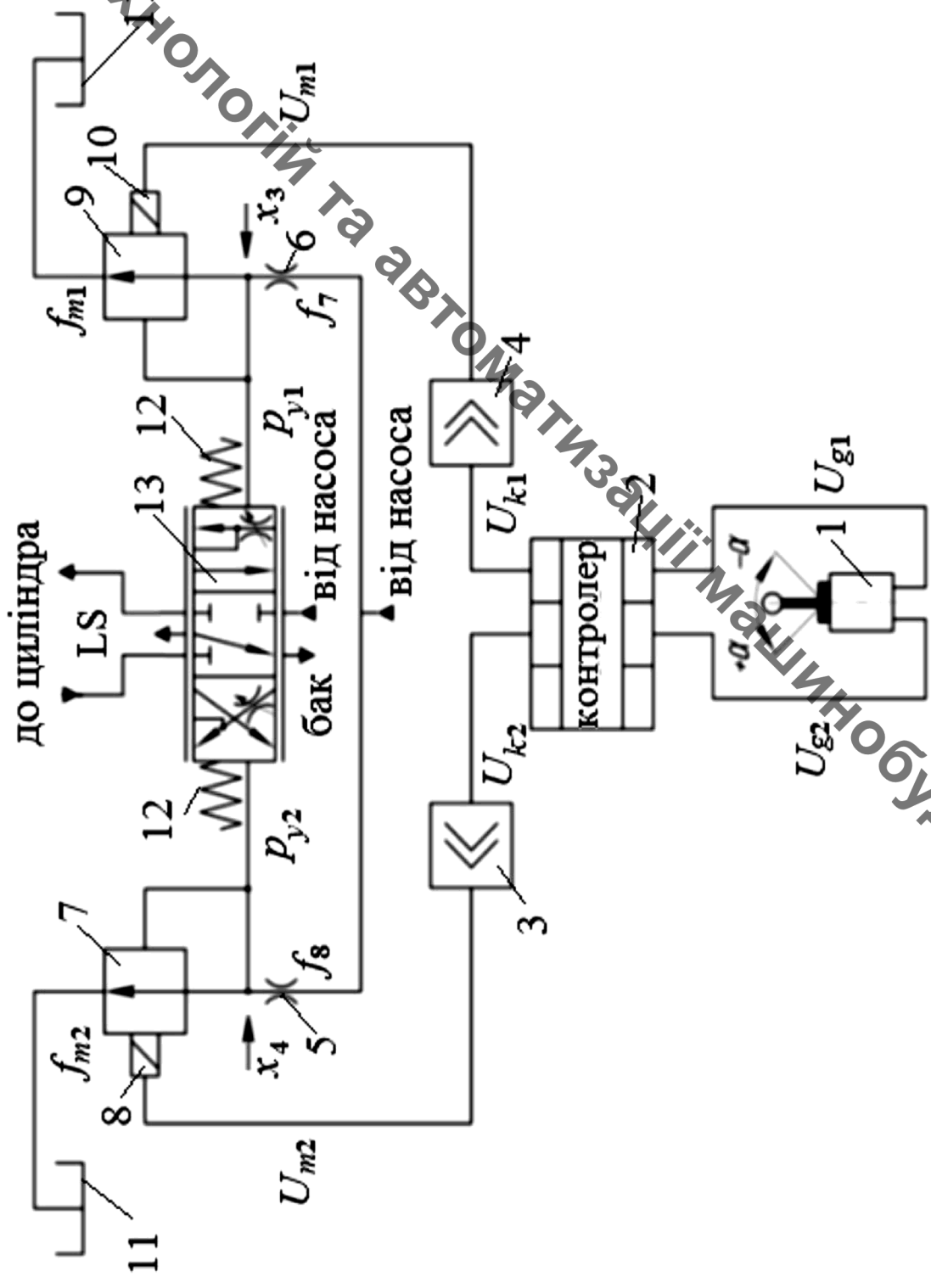
Гідропривод на основі регульованого насоса для робочої мобільної машини



Мобільна робоча машина малої розмірної групи на базі колісного шасі



Гідропривод робочої мобільної машини



Розрахункова схема системи керування розподільником

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ГІДРОПРИВОДУ

$$\begin{aligned} \frac{\pi d_7^2}{4} \cdot d_8 \cdot k \cdot n_1 \cdot \operatorname{tgy} - k_n \cdot p_n = \mu \cdot f_{y3} \sqrt{\frac{2|p_n - p_{g1}|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_n - p_{g1}) + \\ + \mu \cdot k_z \cdot z \sqrt{\frac{2|p_n - p_0|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_n - p_0) + \beta_n \cdot W_n \frac{dp_n}{dt}, \end{aligned} \quad (3.1)$$

$$\begin{aligned} \mu \cdot f_{y3} \sqrt{\frac{2|p_n - p_{g1}|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_n - p_{g1}) = \\ = \mu \cdot f_{x1} \sqrt{\frac{2|p_{g1} - p_p|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_{g1} - p_p) + \beta \cdot W_{g1} \frac{dp_n}{dt}, \end{aligned} \quad (3.2)$$

$$\mu \cdot f_{x1} \sqrt{\frac{2|p_{g1} - p_p|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_{g1} - p_p) = v_c \cdot F_p + \beta_n \cdot W_n \frac{dp}{dt} + \mu \cdot f_i \sqrt{\frac{2pp}{\rho}}; \quad (3.3)$$

$$v \cdot F_p = \mu \cdot f_{x2} \sqrt{\frac{2|p_c - p_{g2}|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_c - p_{g2}) + \mu \cdot f_2 \sqrt{\frac{2p_c}{\rho}} + \beta \cdot W_c \frac{dp_c}{dt}; \quad (3.4)$$

$$\mu \cdot k_z \cdot z \sqrt{\frac{2|p_n - p_0|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_n - p_0) =$$

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

$$\mu \cdot f_e \sqrt{\frac{2|p_0 - p_e|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_0 - p_e) = f_4 \cdot \frac{dy}{dt} + \beta \cdot W_e \frac{dp_e}{dt}; \quad (3.5)$$

$$(3.6)$$

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ГІДРОПРИВОДУ (продовження)

$$\begin{aligned} & \mu \cdot f_7 \sqrt{\frac{2|p_a - p_{y1}|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_a - p_{y1}) = \\ & = \mu \cdot f_{m1} \sqrt{\frac{2p_{y1}}{\rho}} + f_3 \cdot \frac{dy_3}{dt} + \beta_n \cdot W_{y1} \cdot \frac{dp_{y1}}{dt}; \end{aligned}$$

(3.7)

$$p_{y3} \cdot f_3 = c_3(H_3 + y_3) + b_1 \frac{dy_3}{dt} + F_3; \quad (3.8)$$

$$p_{g2} \cdot f_{g2} = c_1(H_1 + x_1) + b_1 \frac{dx_1}{dt} + R_1; \quad (3.9)$$

$$p_p \cdot F_p = p_c \cdot F_c - T_p + T_c + b_c \cdot v_c; \quad (3.10)$$

$$J \frac{d^2 \gamma}{dt^2} = p_n \cdot f_5 \cdot l - p_e \cdot f_4 \cdot l - M; \quad (3.11)$$

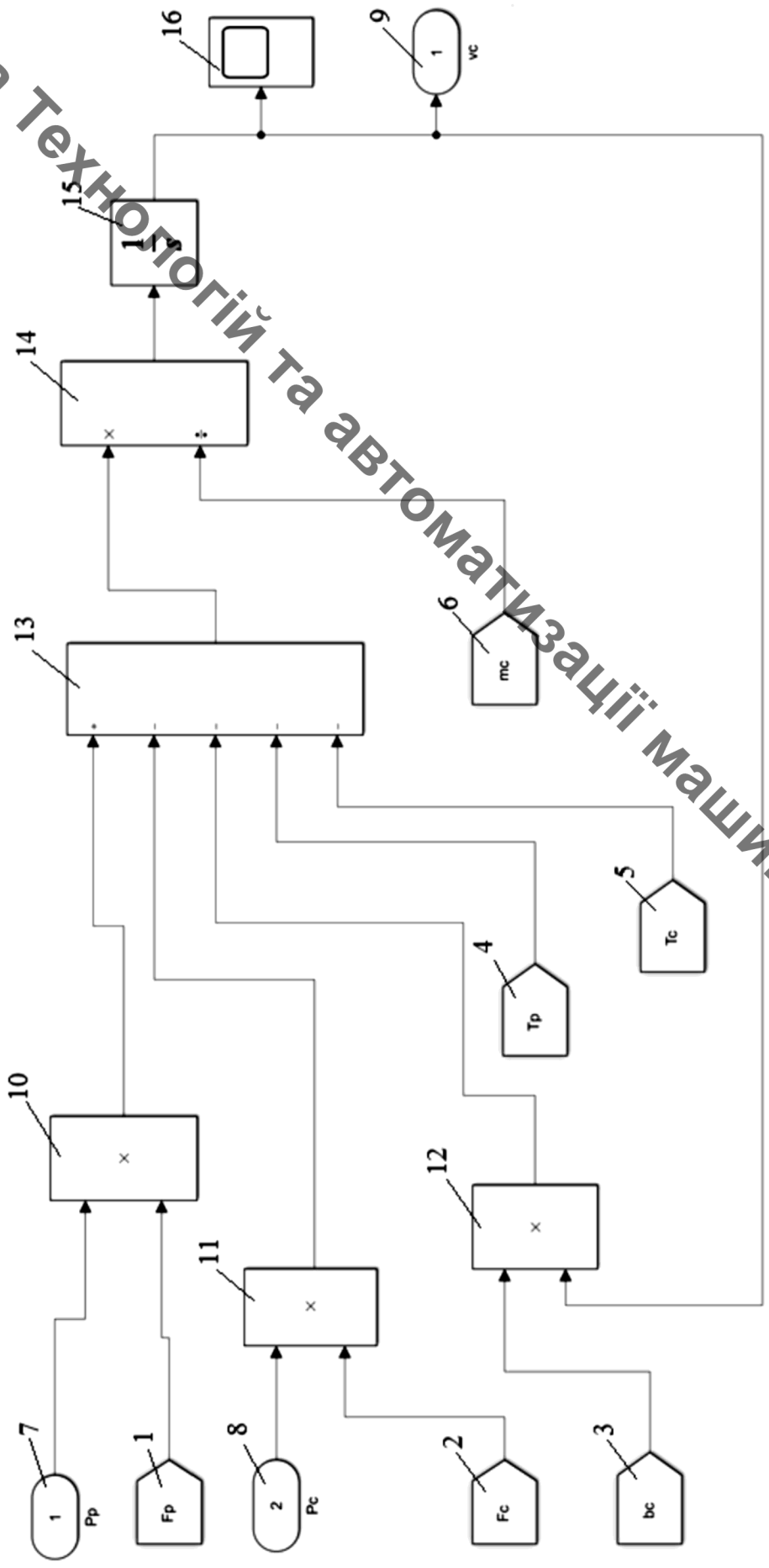
$$m_3 \frac{d^2 x_3}{dt^2} = p_{g1} \cdot f_{m1} - U_{m1} \cdot k_{m1}; \quad (3.12)$$

$$U_{g1} \cdot F_k(U_{g1}) \cdot k_n = i_{m1}; \quad (3.13)$$

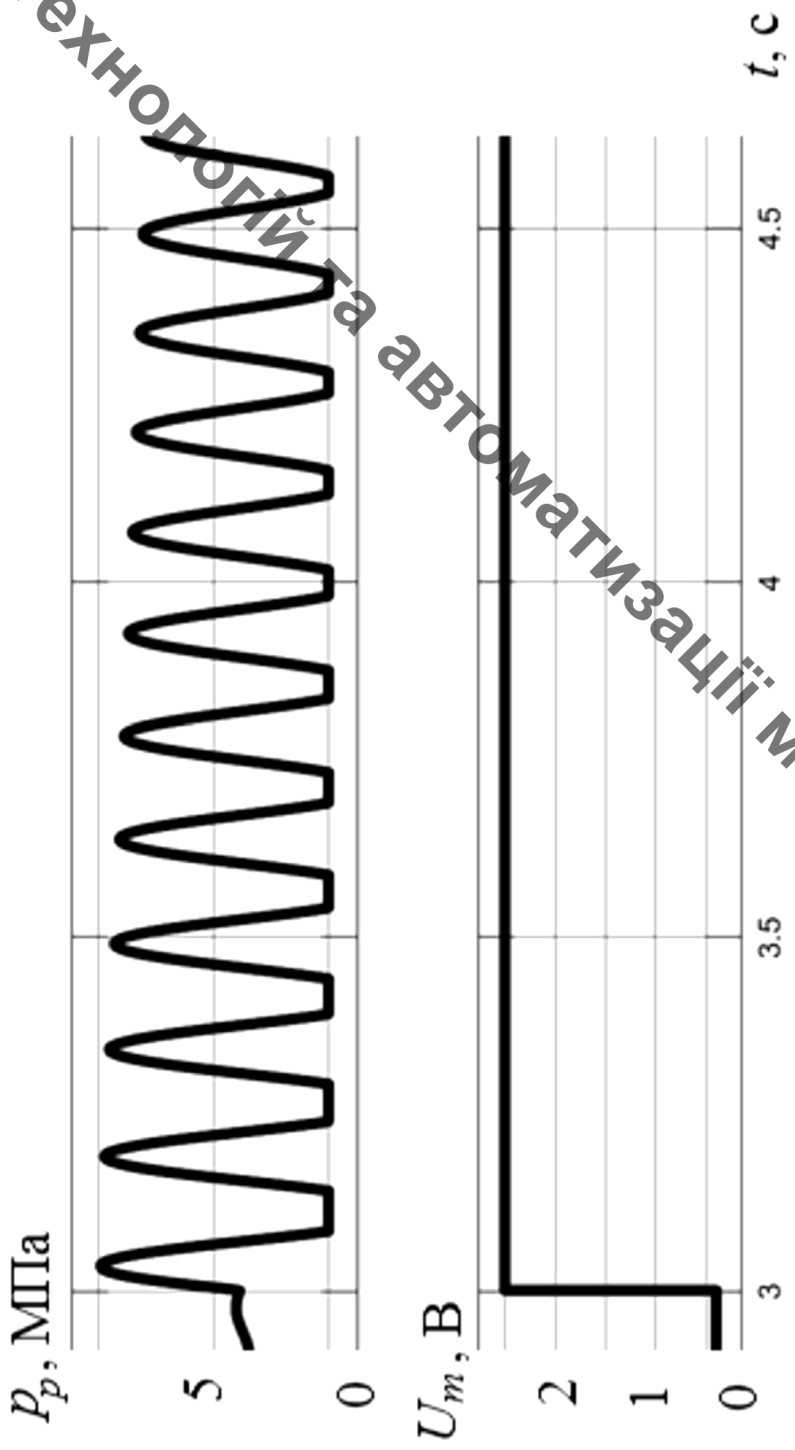
$$U_{m1} = L e \frac{di_{m1}}{dt} + i_{m1} \cdot R_e; \quad (3.14)$$

$$m_p \frac{d^2 z}{dt^2} = p_n \cdot f_p - p_{g1} \cdot f_p + c_z(H_z + z); \quad (3.15)$$

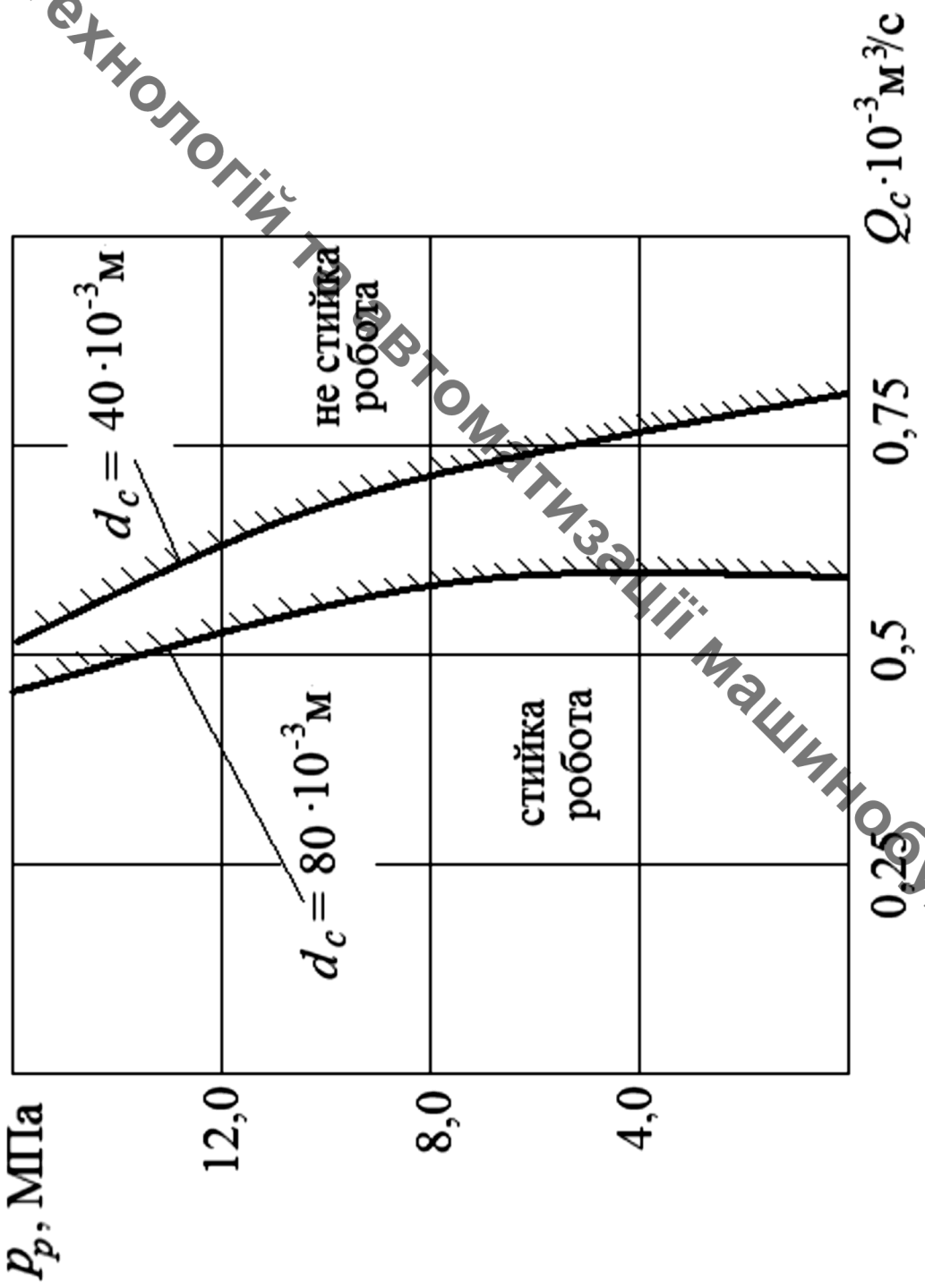
$$m_x \frac{d^2 x_c}{dt^2} = p_p \cdot \frac{\pi d_p^2}{4} - c_x(H_x + x_c) + b_c \cdot v_c. \quad (3.16)$$



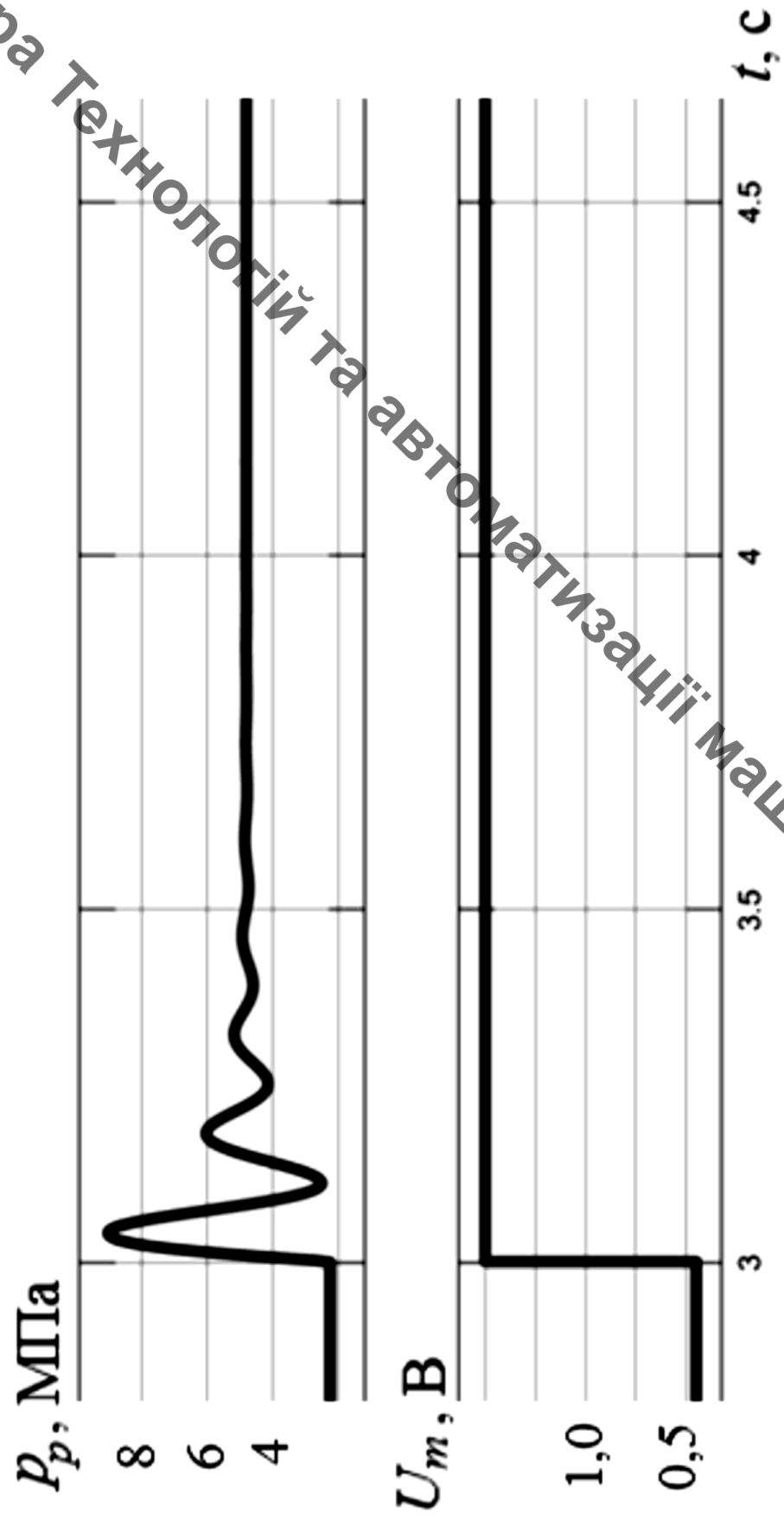
Блок-схема розв'язання рівняння рівноваги сил, що діють на шток циліндра



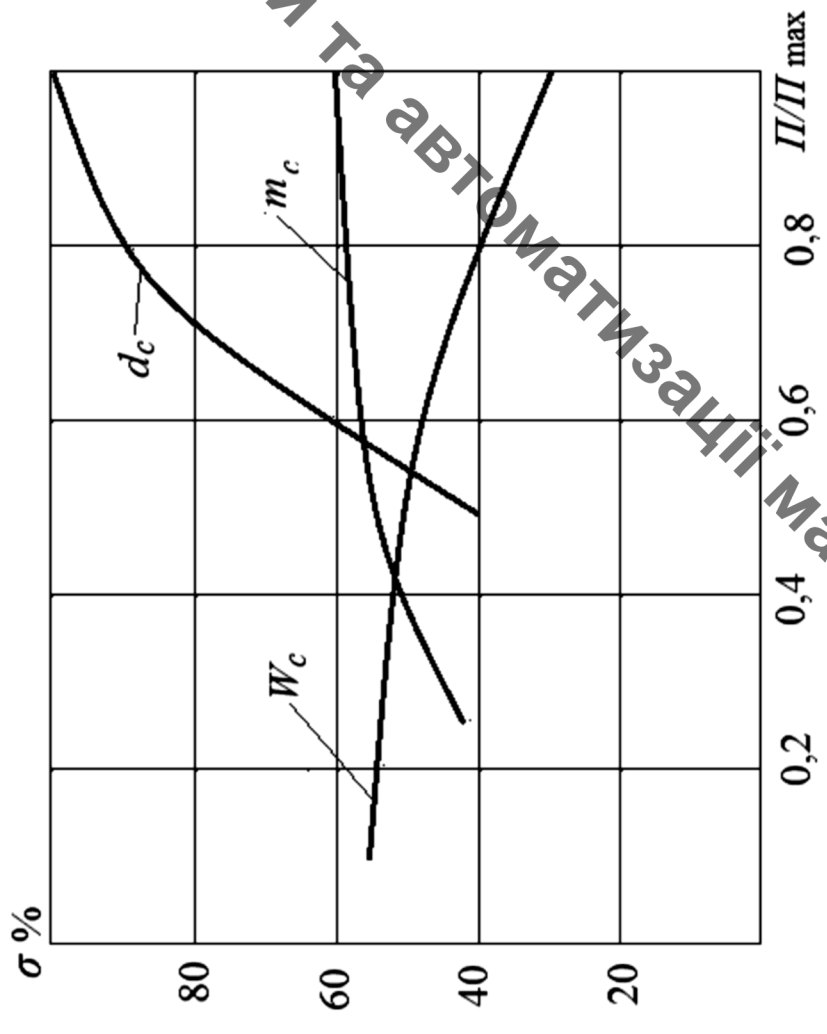
Нестійкий режим роботи гідроприводу при ступінчастій зміні напруги на електромагніті сервоклапана



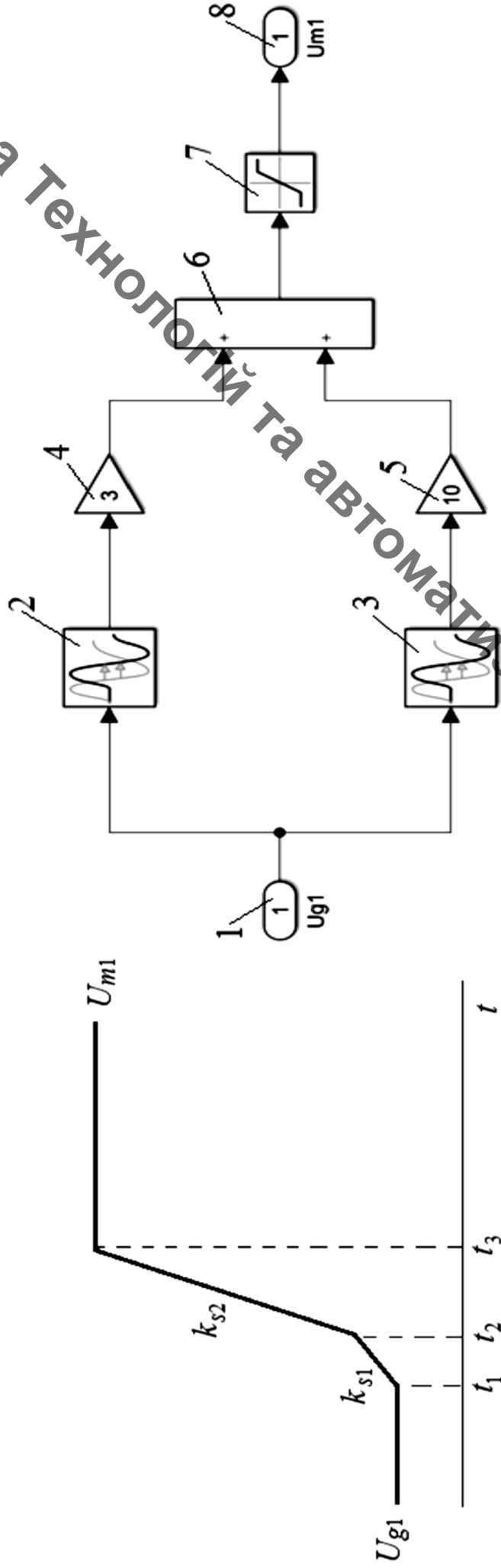
Вплив режимів роботи гідропривода p_p та Q_c на стійкість



Стійкий перехідний процес в гідроприводі при ступінчастій зміні напруги U_m на електромагніті

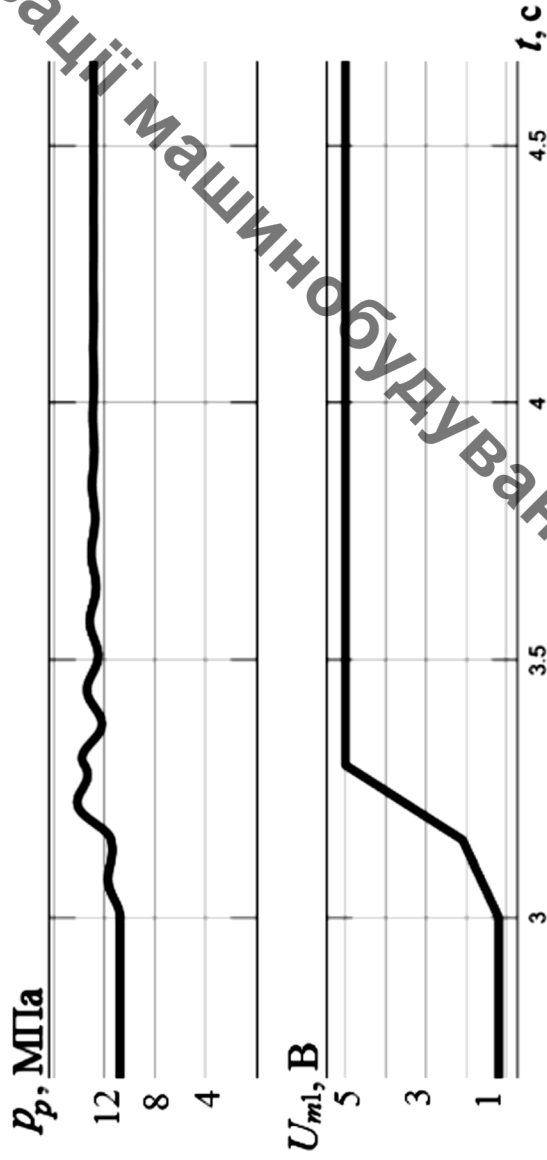
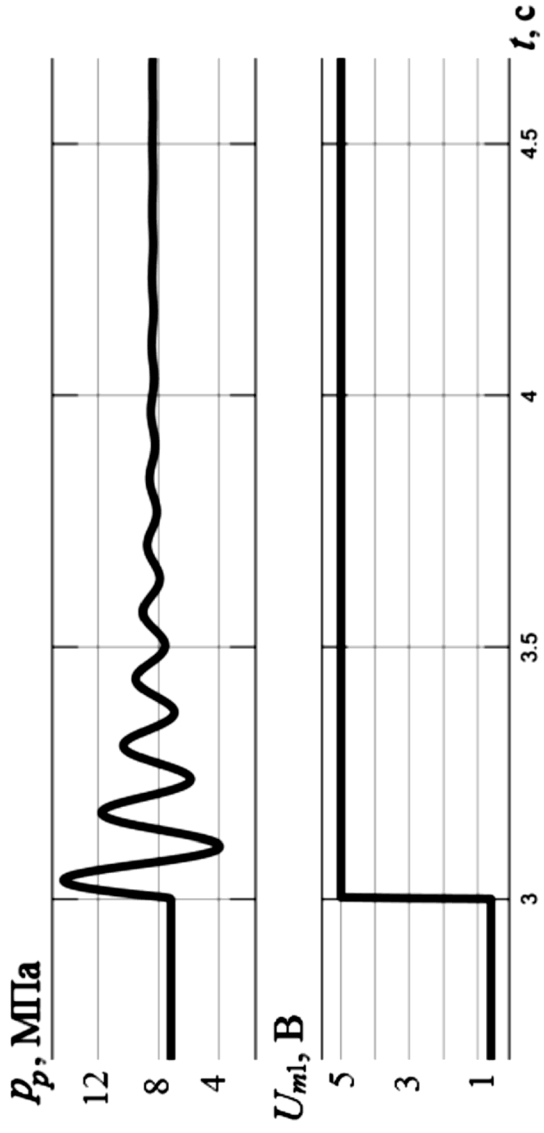


Вплив параметрів W_c , d_c та m_c на перерегулювання



Залежність $U_{m1} = f(t)$

Блок-схема формування сигналу $U_{m1} = f(t)$

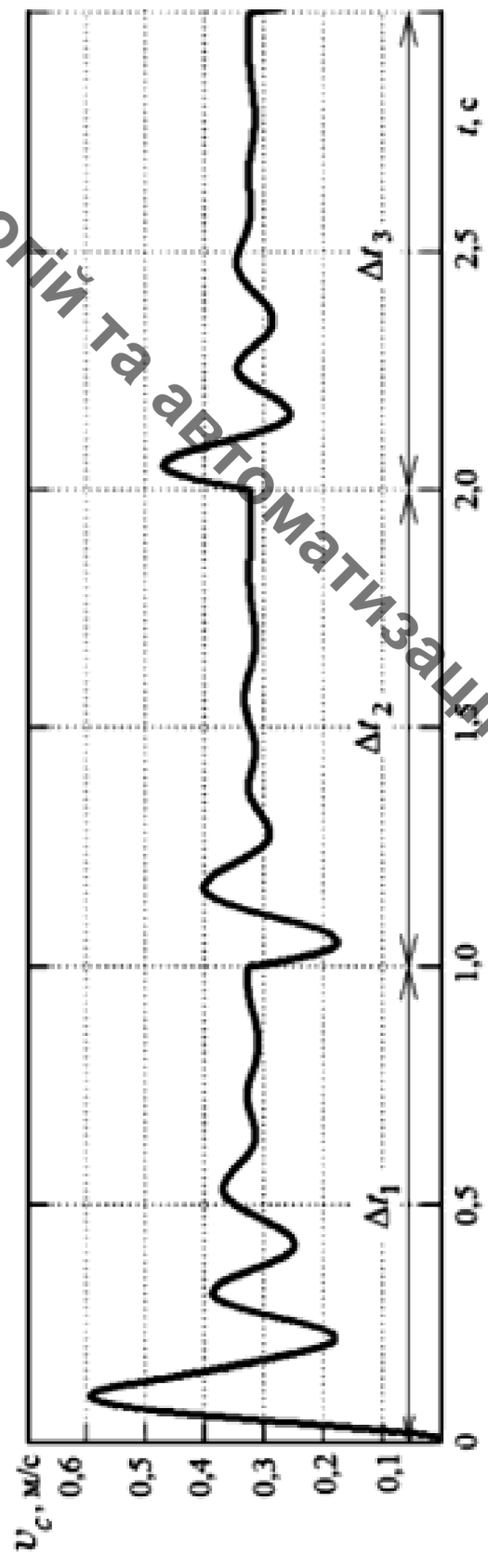


Перехідні процеси в

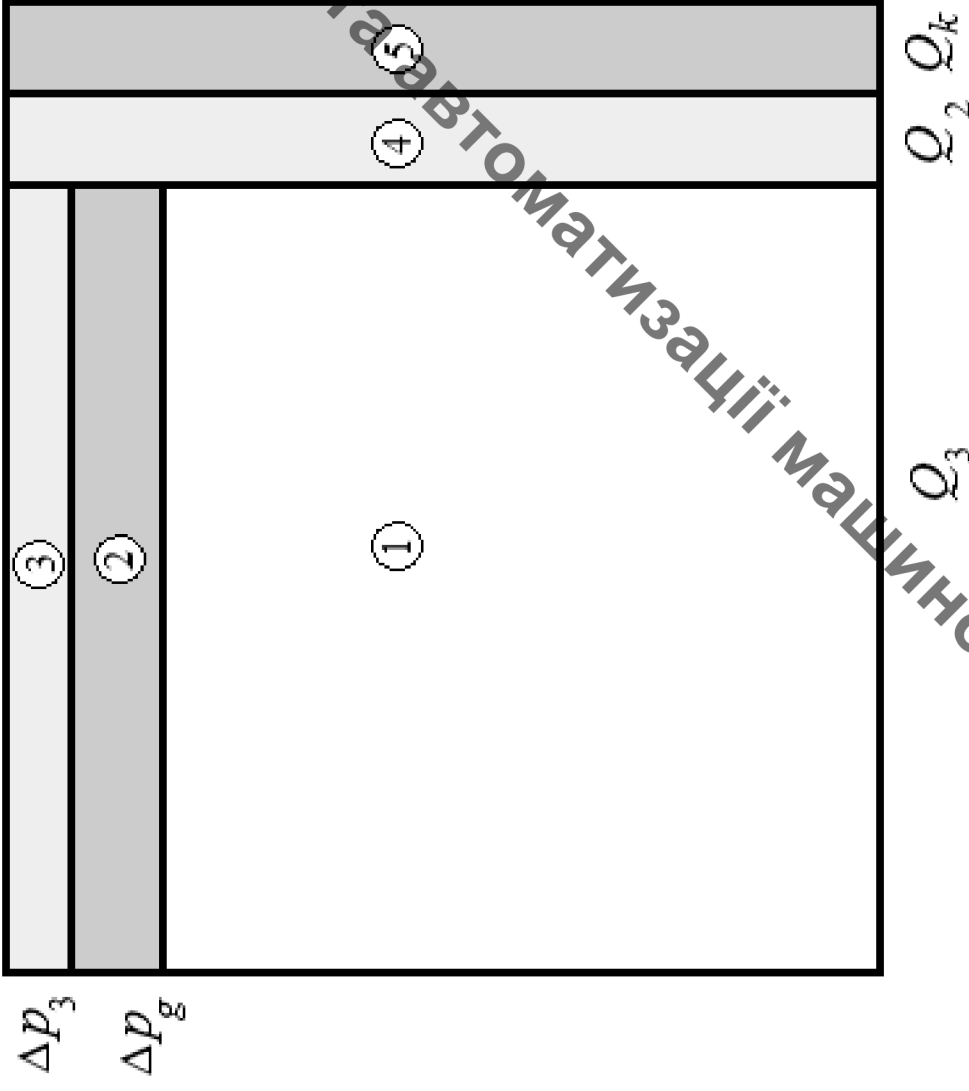
гідроприводі при а) ступінчастій

зміні U_{m1} та б) дробово-

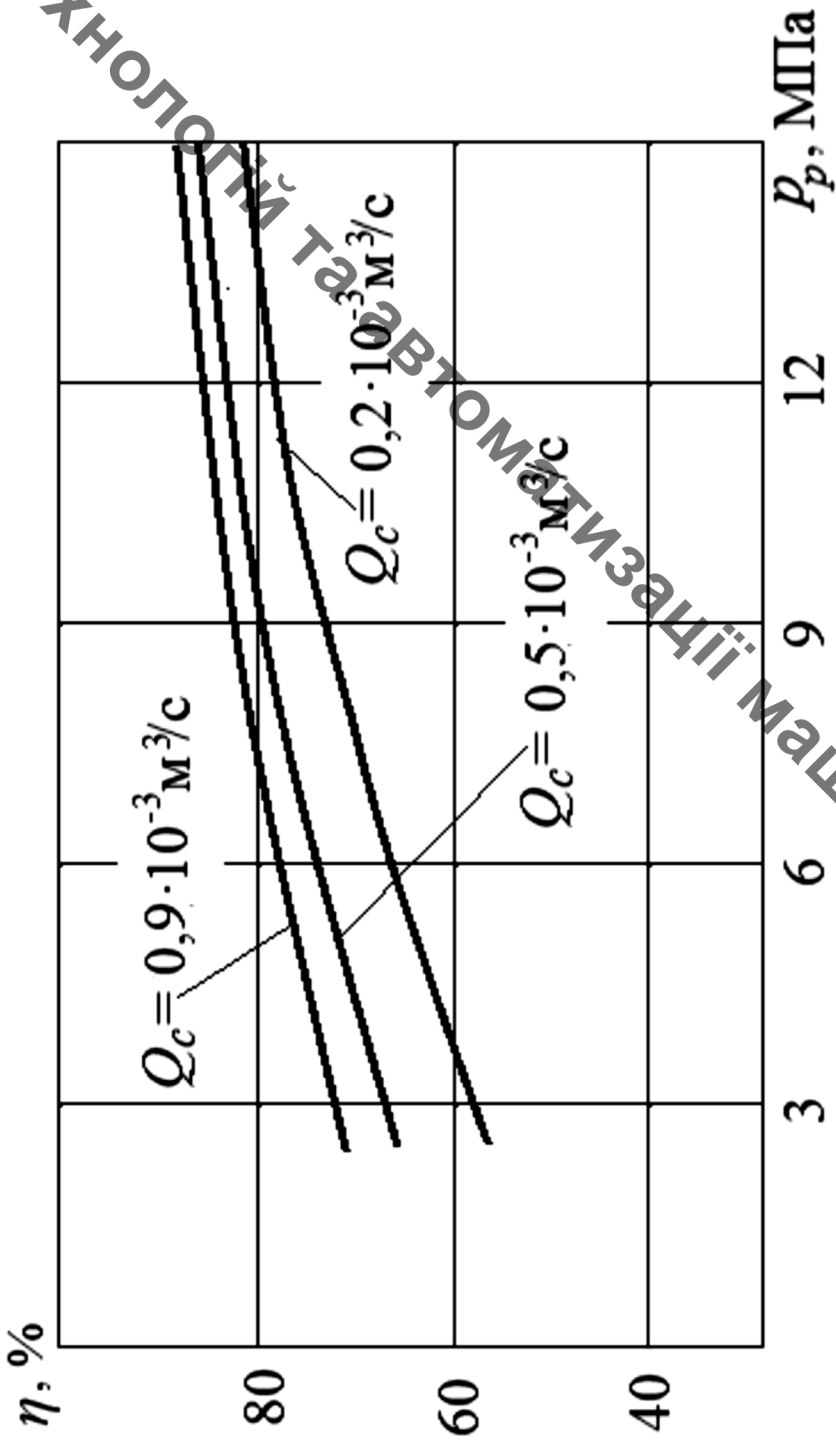
лінійної залежності $U_{m1} = f(t)$



Залежність швидкості руху поршня циліндра v_c при зміні навантаження T_c



Розподіл потужності в гідроприводі



Залежність гідравлічного ККД гідроприводу від величини тиску p_p та витрати Q_c