

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ
ФАКУЛЬТЕТ МЕХАНІКИ, ЕНЕРГЕТИКИ ТА ІНФОРМАЦІЙНИХ
ТЕХНОЛОГІЙ
КАФЕДРА ЕНЕРГЕТИКИ

К В А Л І Ф І К А Ц І Й Н А Р О Б О Т А

Рівень вищої освіти – перший «бакалаврський» рівень

на тему: **«Підвищення енергоефективності нерегульованого
гідравлічного приводу при використанні кількох гідравлічних
машин»**

Виконав: студент групи АКТ-22 сп

Спеціальності 151 – Автоматизація та
комп'ютерно-інтегровані технології

(шифр і назва)

Олійник Михайло Ігорович

(підпис)

(прізвище, ім'я, по-батькові)

Керівник _____ к.т.н. в.о.доцента Михалюк М.А.

(підпис)(наук. ступінь, вч.звання, прізвище, ініціали)

Дубляни 2023

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ
ФАКУЛЬТЕТ МЕХАНІКИ, ЕНЕРГЕТИКИ ТА
ІНФОРМАЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЙ**

Кафедра енергетики

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Зав. кафедри _____
(підпис)
к.т.н., доцент Сиротюк С.В.

“-----” _-----2022 р.

ЗАВДАННЯ

на кваліфікаційну роботу студенту
Олійнику Михайлу Ігоровичу

1. Тема роботи: *Підвищення енергоефективності нерегульованого гідравлічного приводу при використанні кількох гідравлічних машин.*”

Керівник роботи: к.т.н. в.о. доцента Михалюк М.А.

Затверджена наказом по університету від 30.12.2022 року № 453 /К-С.

Строк здачі студентом закінченої роботи: 30.05.23 року

3. Вихідні дані: інструкції з технічної експлуатації та технічного обслуговування гідравлічних систем, нормативи з використання робочих рідин у гідравлічних приводах; патентний пошук та літературні джерела, які стосуються удосконалення пристроїв та автоматизації роботи гідравлічних систем; визначення економічної ефективності удосконалення використання технічних засобів модернізації роботи гідравлічних систем.

4. Перелік питань, які необхідно розробити:

1. Загальна характеристика об'єкту удосконалення, обґрунтування теми кваліфікаційної роботи.

2. Характеристика гідравлічної системи об'єкта та схем керування, що входять до її складу.

3. Вибір, складу та удосконалення схеми керування об'єктом проектування.

4. Охорона праці та захист населення.

5. Розрахунок економічного ефекту від використання технічних засобів для автоматизації роботи системи гідроприводу.

Висновки і пропозиції;

Бібліографічний список _____.

5. Ілюстративний матеріал: *Подати у формі презентації;*

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада Консультанта	Підпис, дата		Відмітка про виконання
		завдання видав	завдання прийняв	
4	<i>Городецький І.М., доцент кафедри Управління проектами та безпеки виробництва</i>	<i>30.12.22</i>	<i>30.12.22</i>	

7. Дата видачі завдання: 30.12.2022 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Пор. №	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Відмітка про виконання
1	<i>Написання першого розділу</i>	<i>17.01.23-01.02.23</i>	
2	<i>Виконання другого розділу</i>	<i>02.02.23.-25.02.23</i>	
3.	<i>Виконання третього розділу та розробка листів конструктивної частини</i>	<i>26.02.23.-20.03.23.</i>	
4.	<i>Написання розділу: «Охорона праці»</i>	<i>21.03.23.-14.04.23</i>	
5.	<i>Розрахунок економічної ефективності запропонованого удосконалення та розробка листа «Економічна ефективність»</i>	<i>15.04.23-05.05.23</i>	
6.	<i>Завершення оформлення розрахунково-пояснювальної записки та аркушів презентаційної частини</i>	<i>06.05.23-30.05.23</i>	

Студент _____ М. Олійник
(підпис)

Керівник роботи _____ М. Михалюк
(підпис)

ЗМІСТ

УДК	
Вступ.	
1. Аналіз існуючих систем гідравлічного приводу маніпуляційних машин	7
1.1 Загальні поняття вибору гідравлічної схеми	7
1.2 Джерела живлення гідроприводу	8
1.3 Вибір структурно-функціональної схеми дросельно-регульованого гідроприводу	10
1.4 Обґрунтування теми кваліфікаційної роботи	11
2. Розрахунок гідроприводу	12
2.1 Потужність насоса та його подача. Підбір насоса	12
2.2 Розрахунок системи очистки масла та вибір гідророзподільника	14
2.3 Розрахунок магістралей	16
2.4 Розрахунок втрат тиску в гідросистемі	18
2.5 Розрахунок силових гідродвигунів	26
2.7 Визначення параметрів па підбір гідродвигуна обертової дії	27
2.8 Визначення об'єму бака робочої рідини	28
3. Аналіз розрахунків та вибір оптимального режиму роботи	29
4. Охорона праці	36
4.1 Розрахунок захисту від блискавки	36
4.2 Електробезпека та розрахунок освітлення в приміщенні	36
5. Техніко-економічне обґрунтування розробки	41
Висновки та пропозиції	
Перелік джерел посилань	

УДК 621.22

Підвищення енергоефективності нерегульованого гідравлічного приводу при використанні кількох гідравлічних машин. Олійник Михайло Ігорович. Кваліфікаційна робота. Кафедра енергетики. - Львівський НУП, Дубляни 2023 р. 48 с. текст. част., рис.16, табл.23., 20 джерел.

Дана загальна характеристика систем гідравлічного приводу. Розраховані основні показники роботи системи на прикладі маніпуляційної машини, проведений аналіз основних показників. Запропонована схема гідроприводу, з можливістю застосування рекуперації енергії. Розроблено питання охорони праці та екологічної безпеки виробництва. Застосування запропонованої схеми дозволить суттєво збільшити ККД машини, що у свою чергу сприятиме економії палива.

ВСТУП

Об'ємний гідропривод - це сукупність пристроїв, один або декілька гідродвигунів, джерело надання енергії рідині, апаратура управління, гідролінії. Він призначений для приведення в рух механізмів і машин за допомогою робочої рідини під тиском. В якості робочої рідини у гідроприводах застосовують мінеральні оливи. Об'ємний гідропривід застосовують для перетворення енергії потоку рідини в енергію руху вихідної ланки механізму гідромашини. Робочий процес гідравлічних машин базується на попереминому заповненні робочих камер оливою і витісненні її з робочої камери.

Гідравлічні приводи застосовуються у сучасному машинобудуванні. Використовуючи їх можемо дещо спростити кінематичну схему устаткування. У свою чергу це дозволяє знизити їх металоємність, збільшити точність роботи та надійність, а також суттєво зростає рівень автоматизації. Широке використання систем з гідравлічним приводом є наслідком доведення їх суттєвих переваг у порівнянні з іншими типами приводів, наприклад пневматичним чи електричним. Найперше, при застосуванні систем з гідравлічним приводом ми отримуємо більші значення зусиль та потужностей, хоча маємо обмеження у розмірах виконавчих силових двигунів. Це означає, що при менших габаритних розмірах ми користуємося більшим відношенням ваги до вихідної потужності. Це спрощує вибір компоновки гідроприводів в механізмах.

До переваг гідроприводів відносяться:

- малій інерційність рухомих частин гідроприводу та висока швидкодія;
- за умови забезпечення плавності руху гідроприводи забезпечують широкий діапазон безступінчастого регулювання швидкості виконавчих двигунів.

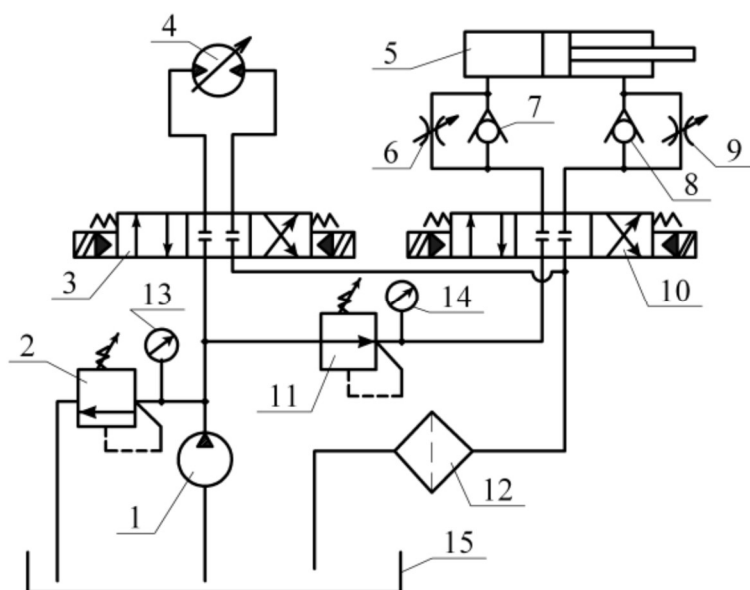
- можливість роботи в динамічних режимах при частих включеннях, зупинках, реверсах руху та зміні швидкості. Якість перехідних процесів контролюється і може змінюватися в потрібному напрямку. Завдяки цим властивостям широке застосування гідроприводу набуло у верстатах із зворотно-поступальним рухом робочого органу та у приводах маніпуляційних машин.

1 АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ СИСТЕМ ГІДРАВЛІЧНОГО ПРИВОДУ МАНІПУЛЯЦІЙНИХ МАШИН

1.1 Загальні поняття вибору гідравлічної схеми

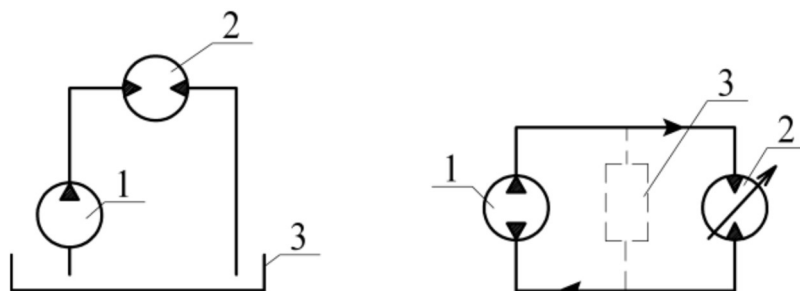
У гідроприводах з об'ємним (машинним) регулюванням безступінчасте регулювання швидкості руху вихідної ланки досягається зміною робочого об'єму насоса або гідродвигуна. Переваги цього способу регулювання – високий ККД і невелика кількість тепла, що виділяється. Недолік – висока вартість.

На рис. 1 ліва гілка гідросистеми являє собою гідропривід з об'ємним регулюванням швидкості.



Мал. 1.1 - Типова схема об'ємного гідроприводу

За характером циркуляції рідини гідроприводи розділяють на приводи з відкритою циркуляцією (рис. 2, а) і приводи із замкненою циркуляцією (рис. 2, б).



Мал.1. 2 - Схеми циркуляції робочої рідини в гідроприводах:

а – відкрита циркуляція; б – замкнена циркуляція

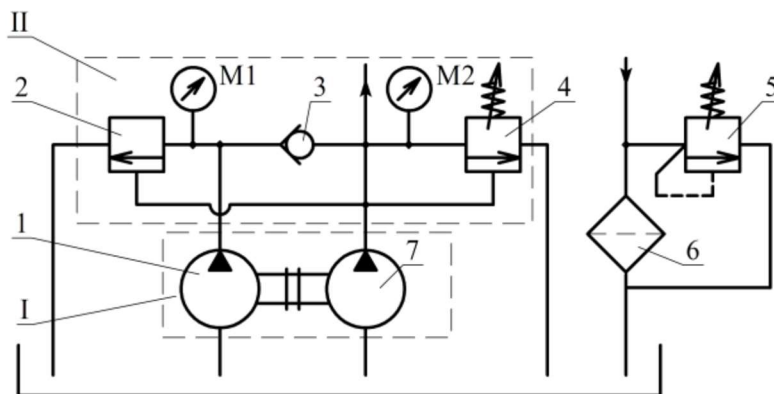
У системах гідроприводів з відкритою циркуляцією рідини між зливною магістраллю гідродвигуна 2 і всмоктувальною магістраллю насоса 1 встановлюється бак 3 великого об'єму. Такий спосіб циркуляції використовується у системах гідроприводів у якого ККД не високий, характерним недоліком якого є виділення великої кількості тепла. Системи гідроприводів із замкненою циркуляцією робоча рідина зі зливної магістралі гідродвигуна 2 відразу надходить у всмоктувальний патрубков насоса 1. Така схема циркуляції робочої рідини можлива лише в гідросистемах з високим ККД і невеликою кількістю тепла, що виділяється. Висновок: систему із замкненою циркуляцією робочої рідини варто використовувати в гідроприводах з об'ємним регулюванням швидкості. Системи з відкритою циркуляція використовується в гідроприводах із дросельним регулюванням швидкості руху вихідної ланки.

1.2 Джерела живлення гідроприводу

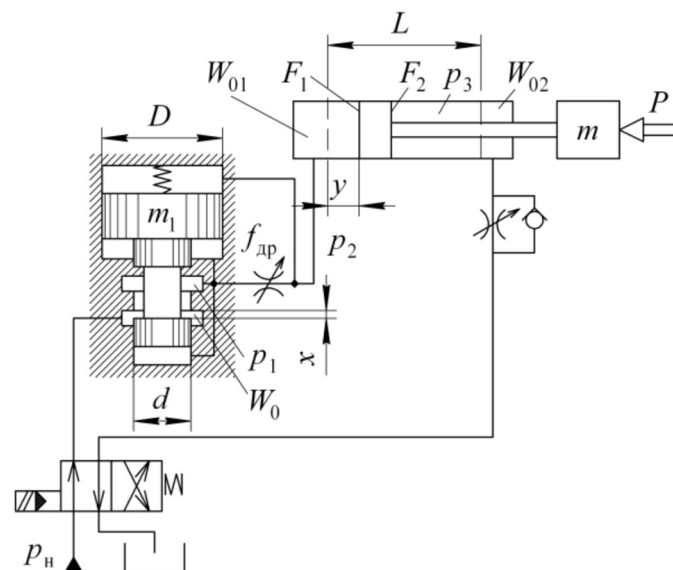
При використанні гідравлічного приводу у маніпуляційних машинах, його робота складається з двох різних режимів: перший можна назвати режимом швидкого підведення, другий - режиму робочого ходу.

Для першого режиму насос живлення повинен забезпечувати максимальну подачу робочої рідини і невисокий показник тиску, другий режим - навпаки, гідравлічній системі необхідний високий тиск і порівняно невелика витрата. Такий режим роботи забезпечує ефект енергозбереження і дає можливість використання у схемі приводу здвоєних насосів [10]. На мал. 1.3 насоси великої 1 і малої продуктивності 7 розміщені на одному валу. Вмикання напірного клапана 2, настроєного на низький тиск відбувається за рахунок манометра М1. Напірний клапан 4, налаштований на високий тиск за допомогою манометра М2. Крім цього, у склад панелі входить зворотний клапан 3. У режимі швидкого підведення при невеликих значеннях тиску у системі обидва насоси працюють на мережу. Під час переходу у робочий режим, а отже відбувається значне збільшення тиску у системі, спрацьовує напірний клапан 2, а зворотний клапан 3 закривається. Високий тиск у системі, який є більшим від тиску настройки

клапана 2, тримає затвор клапана 2 максимально відкритим. Насос високої продуктивності переходить у режим холостого ходу і він практично не відбирає



енергію від двигуна внутрішнього згоряння. У цьому режимі на гідросистему працює тільки насос малої потужності 7.



Малюнок 1.3 - Схема живлення гідросистеми зі здвоєним насосом (I) і відокремлюючою панеллю (II)

Малюнок 1.4 – Схема гідроприводу з використанням регулятора потоку

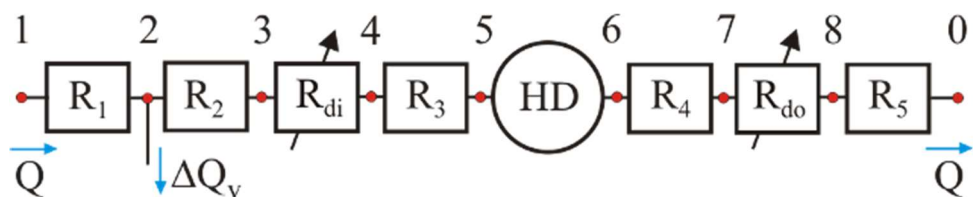
Під час експлуатації маніпуляційних систем мобільних транспортних і технологічних машин їх робота відбувається в нестационарних умовах, здебільшого. На це впливає кілька факторів: несучі характеристики металоконструкцій, потужність гідромоторів крана-маніпулятора, ваги

вантажу, різниці добових і сезонних температур і вітрових навантажень. Особливістю роботи маніпуляційних систем є мінливість поточного робочого навантаження на ланку при виконанні окремої конкретної операції. Характер руху ланок і наявність періодів їх прискорення і гальмування створюють додаткові умови виникнення інерційних навантажень, які в свою чергу мають вплив на продуктивність гідродвигунів та на несучі властивості конструкції стріли.

У наслідок цього робочі процеси, що проходять під час роботи маніпуляційної систем гідравлічної пересувної транспортно-технологічної машини являють собою гідродинамічний процес і характеризуються зміною параметрів витрати робочої рідини в часі, втраті тиску по довжині гідравлічної системи, об'ємної витрати. Також у характерних точках мають місце втрати тиску (в межах характерних ділянок), перепад тиску на силових гідродвигунах і регульованих гідравлічних апаратах, до яких відносяться дроселі і регулятори витрати. Нестационарні режими роботи гідроприводу машин і механізмів необхідно врахувати під час проектування.

1.3 Вибір структурно-функціональної схеми дросельно - регульованого гідроприводу.

Математична модель дросельно – регульованого гідроприводу маніпуляційної системи мобільної машини з роздільним переміщенням ланок побудована на структурно-функціональній схемі, запропонованої в [4, 17]. У схемі, яка зображена на малюнку 1, позначені характерні точки гідравлічної системи, в яких визначаються параметри, що характеризують перебіг робочих процесів в гідроприводі під час роботи маніпуляційної системи.



Малюнок. 1.5 - Структурно-функціональна схема дросельно-регульованого гідроприводу

В якості характерних вибираються наступні точки у напрямку руху робочої рідини:

Точка 1: Вихід з нерегульованого насоса;

Точка 2: Точка розташування запобіжного клапана;

Точка 3: Регулятор витрати на вході в робоче поле гідромотора;

Точка 4: Вихід регульованої дросельної заслінки (регулятора витрати) на вході в гідродвигун;

Точка 5: Вхід в робочу порожнину гідромотора;

Точка 6: Вихід з холостої порожнини гідромотора;

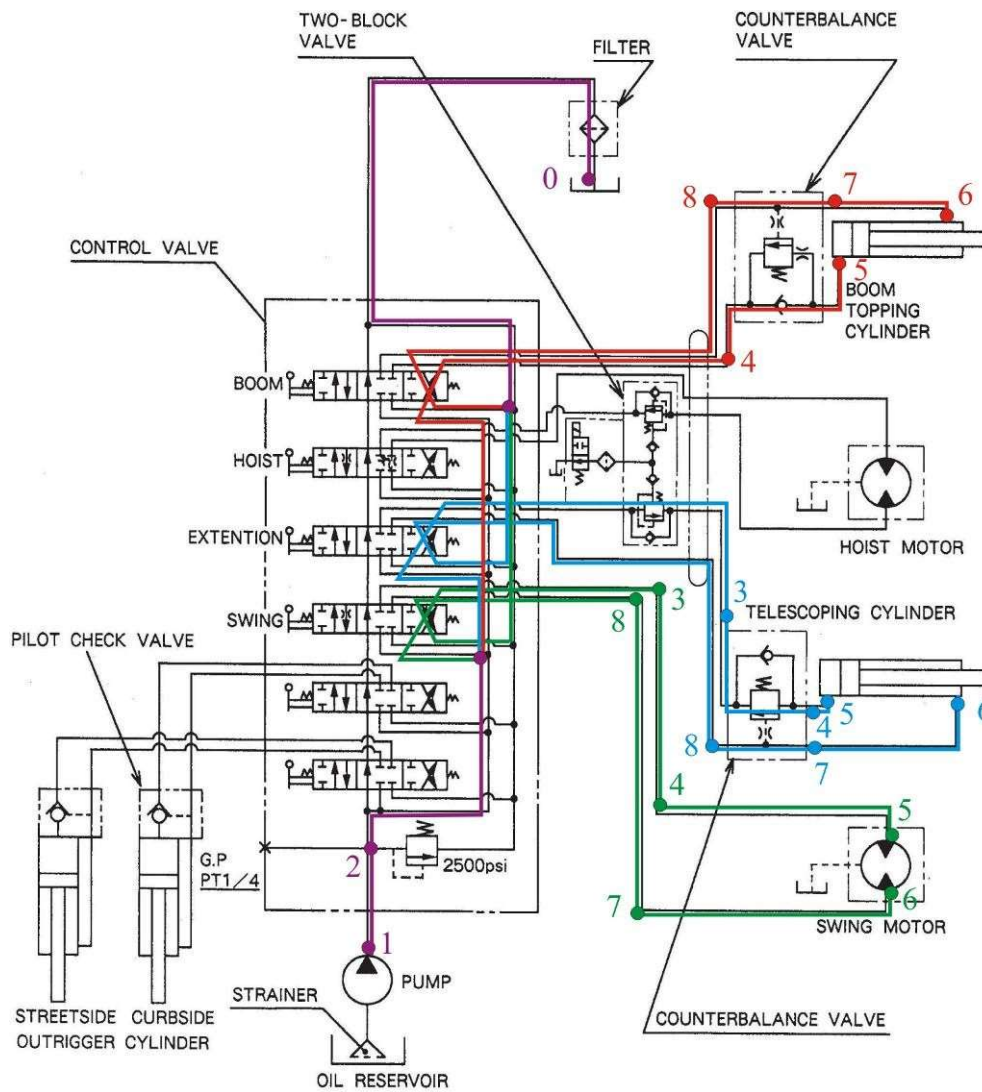
Точка 7: Вхід до регулятор витрати на виході холостої порожнини гідромотора;

Точка 8: Вихід з регулятора витрати на виході з холостої порожнини гідродвигуна;

Точка 0: Вхід в гідробак.

У цих точках необхідно визначити тиск P та об'ємну витрату Q робочої рідини, у точці 2 додатково визначається витрата рідини через запобіжний клапан ΔQ_V . Також необхідно визначити втрати тиску на гідроапаратах, місцеві втрати тиску і втрати по довжині трубопроводу. Різниця тисків у точках 5 і 6 дасть значення тиску на вході у гідродвигун. Різниця тисків у точках 3 і 4 та 5 і 6 – перепад тисків на вході і виході робочої порожнини гідродвигуна.

Структурно-функціональна схема, представлена на Малюнку 1, є типовою для дросельного - регульованого гідроприводу з роздільним переміщенням ланок маніпуляційної системи. Залежно від того, рух якого конкретно ланки моделюється, за характерними точками і характерними ділянками типової схеми присвоюються конкретні точки і ділянки повномасштабної гідросистеми.



Малюнок 1.6 – Накладання структурно-функціональної схеми гідроприводу на принципову гідравлічну схему маніпулятора

сині лінії відповідають схемі № 2 (подовження стріли), зелені лінії відповідають схемі № 3

(моделювання повороту колони), фіолетові лінії відповідають загальним ділянкам схем № 1 ... № 3.

2 РОЗРАХУНОК ГІДРОПРИВОДУ

2.1 Потужність насоса та його подача. Підбір насоса.

Підведена до гідроциліндра потужність, кВт:

$$N_{\text{Циліндра}} = \left(\frac{F \times V_{\text{подачі}}}{\eta_{\text{загальне,ц}}} \right) \quad (2.1)$$

де F – зусилля, що розвиває гідродвигун, кН.;

$V_{\text{подачі}}$ - швидкість руху вихідної ланки;

$\eta_{\text{загальне,ц}}$ ККД гідросистеми

$$\eta_{\text{загальне,ц}} = \eta_{\text{г}} \times \eta_{\text{об}} \times \eta_{\text{м}}$$

де $\eta_{\text{г}}$ - гідравлічний ККД;

$\eta_{\text{об}}$ - об'ємний ККД;

$\eta_{\text{м}}$ - механічний ККД.

Для гідродвигуна зворотно-поступальної дії значення:

$$\eta_{\text{г}} = 0,98; \eta_{\text{об}} = 0,97; \eta_{\text{м}} = 0,92 \dots 0,96,$$

Для нашого випадку $\eta_{\text{м}} = 0,94$.

$$\eta_{\text{загальне,ц}} = 1 \times 1 \times 0,94 = 0,94$$

$$N_{\text{Циліндра}} = \left(\frac{28 \times 0,058}{0,94} \right) = 1,73 \text{ кВт}$$

Споживана потужність гідромотору, кВт:

$$N_{\text{мотора}} = \left(\frac{\omega \times M}{\eta_{\text{загальне,м}}} \right) \quad (2.2)$$

де M - момент на валу, кН·м;

ω – кутова швидкість, рад/с⁻¹;

$$\omega = \left(\frac{\pi \times n}{30} \right)$$

де n - частота обертання, об/хв;

$$\omega = \left(\frac{3,14 \times 1300}{30} \right) = 136,07 \text{ рад/с}^{-1}$$

$$\eta_{\text{загальне,м}} = \eta_{\text{г}} \times \eta_{\text{об}} \times \eta_{\text{м}}$$

Якщо прийняти:

$$\eta_z = 1;$$

$$\eta_{об} = 0,92 \dots 0,96, \text{ приймаємо } \eta_{об} = 0,94;$$

$$\eta_m = 0,85 \dots 0,95, \text{ приймаємо } \eta_m = 0,90., \text{ то:}$$

$$\eta_{загальне,м} = 1 \times 0,94 \times 0,90 = 0.846$$

$$N_{мотора} = \left(\frac{0.048 \times 136.07}{0.846} \right) = 7.72 \text{кВт}$$

Проводимо порівняння значень $N_{ц}$ та N_m .

$$N_{ц} = 1,73 \text{кВт}$$

$$N_m = 7,72 \times 2 = 15,44 \text{кВт} \quad (2.3)$$

Необхідно враховувати втрату енергії проводячи розрахунок потужності. Це пов'язане зі зменшенням тиску в гідросистемі і характеризується коефіцієнтами запасу по зусиллю та по швидкості:

$$N_H = K_Y \times K_C \times N \quad (2.4)$$

де K_Y - КЗ по зусиллю $K_Y = 1,1$;

K_C - КЗ по швидкості $K_C = 1,2$;

$$N_H = 1,1 \times 1,2 \times 15,44 = 20,38 \text{кВт}$$

Величина подачі насоса,

$$Q_H = \frac{N_H}{P_{ном}} \times 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}: \quad (2.5)$$

де $P_{ном}$ - тиск у системі, мПа.

$$Q_H = \frac{20.38}{10} \times 10^{-3} = 2.04 \times 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} = 2.04 \text{л/с} = 122.4 \text{л/хв}$$

За даними номінального тиску і подачі проводимо вибір насоса.

Вибраний насос НШ-100, уточнюємо його частоту обертання.

$$n = \frac{Q_H}{z \times q_H \times \eta_{об}} \quad (2.6)$$

де Q_n - витрата, л/с;

Z - кількість насосів;

q_n - робочий об'єм см³;

$\eta_{об}$ - об'ємний ККД.

$$n = \frac{122,4}{1 \times 69 \times 10^{-3} \times 0,92} = 1770 \text{ об/хв}$$

Таблиця 2.1 - Технічна характеристика насоса НШ-100-2.

Робочий об'єм, см ³	98,8
Тиск на виході з насосу, Мпа:	
- номінальний	14
- максимальний	17,5
Швидкість обертання n , об/хв	
- номінальна	1500
- максимальна	2000
- мінімальна	960
продуктивність, л/хв	139,3
Коефіцієнт подачі $\eta_{об}$, %	95
Загальний ККД, %	85
споживана потужність, кВт (л/с)	(51)
Вага, кг	17,5

Швидкість обертання валу насоса лежить в межах робочих значень, що зазначена у характеристиці.

2.2 Розрахунок системи очистки масла та вибір гідророзподільника

Вибір гідророзподільника проводиться за значеннями номінального тиску, та значенням потоку рідини.

Для наших умов оптимальним варіантом є розподільник ПГ-73-25.

Таблиця 2.2 - Характеристика ПГ-73-25

Витрата, л/с	2,68
Номінальний тиск, МПа	16
Можлива кількість секцій	1 ... 7
Втрати тиску, МПа	0,25

Фільтр вибирають подачу насоса. Оптимальним вибором є фільтр ФС 7 – 32-40/200

Таблиця 2.3 - Характеристика фільтра ФС 7 – 32-40/200

Маса, кг	16,5
Перепад тиску відкритого клапана, МПа	0,6±0,1
Номінальний тиск, МПа	20
Тонкість фільтрації, мкм	40
Пропускна здатність, л/хв	160

розрахунок втрат тиску у гідроапаратах

У технічних характеристиках фільтрів і розподільників приведені значення витрати та втрати тиску на них.

Величину загальних втрат тиску на гідроапаратах знаходимо по формулі:

$$\Delta P = \Delta P_{\text{табличне}} \times \left(\frac{Q_{\text{фактичне}}}{Q_{\text{табличне}}} \right)^2 \quad (2.7)$$

де $\Delta P_{\text{табличне}}$ – дані виробника втрат тиску;

$Q_{\text{табличне}}$ – дані виробника потоку рідини;

$Q_{\text{фактичне}}$ - дійсна витрата, через гідроапарати;

З довідкових таблиць $\Delta P_{\text{табличне}} = 100$ кПа

$$\Delta P_{\text{розподільн.}} = 0,25 \times \left(\frac{2,04}{2,68} \right)^2 = 0,145 \text{ МПа} = 145 \text{ кПа}$$

$$\Delta P_{\text{ф.}} = 100 \times \left(\frac{122,4}{160} \right)^2 = 58,52 \text{ кПа}$$

2.3 Розрахунок магістралей.

Розрахунок трубопроводів у гідроприводах зазвичай включає в себе визначення оптимального діаметра труби, врахування гідравлічного опору та втрат тиску, а також перевірку на міцність.

Основні кроки розрахунку трубопроводів у гідроприводах:

Визначення потужності насоса: необхідно знати потужність насоса, який буде використовуватись у гідроприводі. Це можна визначити на основі обсягу роботи, швидкості та втрат тиску в системі.

Визначаємо діаметр магістралей, м:

$$d = 1,13 \times \sqrt{\frac{Q}{V_D}} \quad (2.8)$$

де Q – обсяг роботи насоса;

V_D - середня швидкість руху рідини в трубопроводі, м/с.

Визначаємо швидкість переміщення рідини, м/с:

$$V = \frac{Q}{0,785 \times d^2} \quad (2.9)$$

Знаходимо товщину магістрального трубопроводу:

$$\delta = \frac{P_{ном} \times d}{2 \times [\sigma]} \times K \quad (2.10)$$

де K - коефіцієнт запасу міцності;

$[\sigma]$ – напруження, що допускається на розтяг, нМ/м².

Для сталевих труб вибираємо значення $[\sigma] = 450$ МПа, $K = 3$.

Таблиця 2.4 – Характеристика гідроліній

Гідролінії	1	2	3	4	5
V_D , м/с	1,4	4,2	4,2	4,2	1,6
Q , м ³ /с	0,0021	0,0021	0,0023	0,0021	0,0021

Діаметр трубопроводу повинен забезпечити достатній об'єм потоку рідини та одночасно знижувати втрати тиску.

2.3.1 Визначаємо параметри всмоктувального трубопроводу:

Середня швидкість переміщення рідини не має бути більшою ніж 1,2 ... 1,5 м/с.

Прийmemo $V_D = 1,4$ м/с.

$$d_1 = 1,13 \times \sqrt{\frac{2,04 \times 10^{-3}}{1,4}} = 0,0431 \text{ м} = 43,1 \text{ мм}$$

Приводимо значення діаметру до стандартного

$$d_{cm1} = 50 \text{ мм} = 0,05 \text{ м}$$

$$V_1 = \frac{2,04 \times 10^{-3}}{0,785 \times 0,05^2} = 1,039 \text{ м/с}$$

$$\delta_1 = \frac{10 \times 50}{2 \times [450]} \times 3 = 1,6 \text{ мм}$$

Приводимо значення до стандартного

$$\delta_{cm1} = 1,6 \text{ мм.}$$

2.3.2 Розрахунок напірної гідролінії насоса:

При номінальному тиску в гідросистемі 10 МПа рекомендоване значення швидкості потоку рідини $V_D = 4,5$ м/с.

$$d_2 = 1,13 \times \sqrt{\frac{2,04 \times 10^{-3}}{4,5}} = 0,02406 \text{ м} = 24,06 \text{ мм}$$

$$d_{ct2} = 25 \text{ мм} = 0,025 \text{ м}$$

$$V_2 = \frac{2,04 \times 10^{-3}}{0,785 \times 0,025^2} = 4,158 \text{ м/с}$$

$$\delta_2 = \frac{10 \times 25}{2 \times [450]} \times 3 = 0,83 \text{ мм}$$

$$\delta_{ct2} = 1 \text{ мм}$$

2.3.3 Аналогічно визначаємо параметри напірного трубопроводу гідроциліндра:

$$d_3 = 1,13 \times \sqrt{\frac{0,2284 \times 10^{-3}}{4,5}} = 0,0081 \text{ м} = 8,1 \text{ мм}$$

$$d_{ct3} = 10 \text{ мм} = 0,01 \text{ м}$$

$$V_3 = \frac{0,2284 \times 10^{-3}}{0,785 \times 0,01^2} = 2,91 \text{ м/с}$$

$$\delta_3 = \frac{10 \times 10}{2 \times [450]} \times 3 = 0,33 \text{ мм}$$

$$\delta_{\text{ст}3} = 0,4 \text{ мм}$$

Розрахунок напірної гідролінії гідромотора:

$$d_4 = 1,13 \times \sqrt{\frac{2,04 \times 10^{-3}}{4,5}} = 0,0241 \text{ м} = 24,1 \text{ мм}$$

$$d_{\text{ст}4} = 25 \text{ мм} = 0,025 \text{ м}$$

$$V_4 = \frac{2,04 \times 10^{-3}}{0,785 \times 0,025^2} = 4,16 \text{ м/с}$$

$$\delta_4 = \frac{10 \times 25}{2 \times [450]} \times 3 = 0,83 \text{ мм}$$

$$\delta_{\text{ст}4} = 1 \text{ мм}$$

2.3.4 Розрахунок зливного трубопроводу проводимо аналогічно:

$$V_D = 1,6 \text{ м/с.}$$

$$d_5 = 1,13 \times \sqrt{\frac{2,04 \times 10^{-3}}{1,6}} = 0,0403 \text{ м} = 40,3 \text{ мм}$$

$$d_{\text{ст}5} = 50 \text{ мм} = 0,050 \text{ м}$$

$$V_5 = \frac{2,04 \times 10^{-3}}{0,785 \times 0,05^2} = 1,039 \text{ м/с}$$

$$\delta_5 = \frac{10 \times 50}{2 \times [450]} \times 3 = 1,6 \text{ мм}$$

$$\delta_{\text{ст}5} = 1,6 \text{ мм.}$$

2.4 Розрахунок втрат тиску в гідросистемі

Для визначення втрат тиску в трубопроводі можна використовувати різні методика, такі як формули Дарсі-Вейсбаха, формули Хазен-Вільямса, або розрахункові таблиці. Основні фактори, що впливають на втрати тиску в трубопроводі, включають:

Довжина трубопроводу: зазвичай чим довший трубопровід, тим більші втрати тиску.

Діаметр труби: зменшення діаметра труби призводить до збільшення втрат тиску.

Рухома рідина: в'язкі рідини створюють більші втрати тиску у порівнянні з менш в'язкими рідинами.

Режим потоку: ламінарний потік має менші втрати тиску, ніж турбулентний потік.

Рельєф трубопроводу: наявність підйомів, спусків, кутів та перешкод у трубопроводі призводить до додаткових втрат тиску.

Для розрахунку втрат тиску можна використовувати формули, які враховують ці фактори. Наприклад, одна з найбільш поширених формул - формула Дарсі-Вейсбаха:

Для визначення сумарного значення втрати тиску додають втрат в окремих ділянках гідросистеми:

$$\sum \Delta P = \sum \Delta P_T + \sum \Delta P_A + \sum \Delta P_M \quad (2.11)$$

де $\sum \Delta P_T$ - сума втрати тиску по довжині магістралі;

$\sum \Delta P_A$ - сума втрати тиску на гідроапаратах;

$\sum \Delta P_M$ - сума місцевих втрат тиску.

Приймаємо $\sum \Delta P_M = 0$.

$$\sum \Delta P_A = \Delta P_{розп} + \Delta P_{\phi},$$

де ΔP_{ϕ} - фактичні втрати;

$\Delta P_{розп}$ - втрати тиску в розподільнику;

$$\sum \Delta P_A = 145 + 58,52 = 203,52 \text{ кПа.}$$

Система гідроприводу складається з гідроциліндра, гідромотора, які під'єднані паралельно. Сума значень втрати тиску для магістралі гідроциліндра і гідромотора розраховують за формулою

$$\sum \Delta P_{Ц}^T = \Delta P_1 + \Delta P_2 + 2 \times \Delta P_3 + \Delta P_5 \quad (2.12)$$

$$\sum \Delta P_M^T = \Delta P_1 + \Delta P_2 + 2 \times \Delta P_4 + \Delta P_5 \quad (2.13)$$

де ΔP_1 ; ΔP_2 ; ΔP_3 ; ΔP_4 ; ΔP_5 - втрати тиску та тертя у відповідній магістралі.

Втрати тиску по довжині трубопроводу, кПа:

$$\Delta P_T = \lambda \times \rho \times \frac{l}{d} \times \frac{V^2}{2} \times 10^{-3} \quad (2.14)$$

де λ - коефіцієнт гідравлічного тертя;

l, d - довжина та діаметр відповідно ділянки магістралі;

ρ - густина рідини, кг/м³;

V - середня швидкість руху рідини, м/с.

Коефіцієнт гідравлічного тертя при $Re \leq 2320$, дорівнює:

$$\lambda = \frac{75}{Re} \quad (2.15)$$

Якщо число Рейнольдса лежить в межах $2320 \leq Re \leq 80000$, то коефіцієнт гідравлічного тертя визначається:

$$\lambda = 0,3164 \times Re^{-0,25}.$$

При визначенні втрат тиску необхідно отримати значення густини та кінематичної в'язкості і рідини при заданому показнику температури.

Густину рідини:

$$\rho_T = \frac{\rho_{+50^0}}{1 + 0,0007(t^0 - 50^0)};$$

де ρ_{+50^0} - густина при 50⁰С;

β_T - коефіцієнт теплового розширення.

$$\rho_{20} = \frac{869}{1 + 0,0007(20 - 50^0)} = 887,64 \text{ кг/м}^3$$

$$\rho_{40} = \frac{869}{1 + 0,0007(40 - 50^0)} = 885,13 \text{ кг/м}^3$$

$$\rho_{70} = \frac{869}{1 + 0,0007(70 - 50^0)} = 857 \text{ кг/м}^3$$

$$\rho_{80} = \frac{869}{1 + 0,0007(80 - 50^0)} = 851,13 \text{ кг/м}^3$$

$$\rho_{90} = \frac{838}{1 + 9 \times 10^{-4}(90 - 50^0)} = 808,88 \text{ кг/м}^3$$

Отримані данні заносимо у таблицю 2.5.

Таблиця 2.5 – Значення коефіцієнта кінематичної в'язкості

t, °C	20	40	70	80	90
$\nu \cdot 10^{-6}$, м ² /с	150	50	16	12	8,6
ρ , кг/м ³	887,92	885,44	857,16	852,34	844,42

Аналогічно визначаються втрати тиску для усіх магістралей. Дані заносимо в таблиці

2.4.1 Всмоктувальна гідролінія:

$$L_1 = 2,5 \text{ м}; d_1 = 0,05 \text{ м}; V_1 = 1,039 \text{ м/с};$$

$$V_1 \times d_1 \times 10^6 = 1,039 \times 0,05 \times 10^6 = 51950$$

$$\frac{l_1}{d_1} \times \frac{(V_1)^2}{2} \times 10^{-3} = \frac{2,5}{0,05} \times \frac{(1,039)^2}{2} \times 10^{-3} = 0,0269 \text{ м.}$$

Таблиця 2.6 - Розрахунок втрат тиску на тертя в всмоктувальній гідролінії

t, °C	ν , сСт	ρ , кг/м ³	$R_E = \frac{V \times d}{\nu}$	Формула для визначення λ	Числове значення λ	$\Delta P = \lambda \times l_1 \times \frac{\rho \times V_1^2 \times 10^{-3}}{2d_1}$, кПа
20	150	887,32	348,47	$75/R_E$	0,2158	5,153
40	20	885,73	1060,54	$75/R_E$	0,0714	1,684
70	16	857,12	3463,92	$0.3164 / R_E^{-0.25}$	0,0441	0,950
80	12	851,74	4722,39	$0.3164 / R_E^{-0.25}$	0,0368	0,874
90	8,55	845,62	6111,14	$0.3164 / R_E^{-0.25}$	0,0372	0,814

2.4.2 Нагнітальна магістраль насоса:

$$L_2 = 2,9 \text{ м}; d_2 = 0,025 \text{ м}; V_2 = 4,158 \text{ м/с};$$

$$V_2 \times d_2 \times 10^6 = 4,158 \times 0,025 \times 10^6 = 103950$$

$$\frac{l_2}{d_2} \times \frac{(V_2)^2}{2} \times 10^{-3} = \frac{2,9}{0,025} \times \frac{(4,158)^2}{2} \times 10^{-3} = 1,003$$

Таблиця 2.7 - Визначення втрат тиску по довжині в магістралі 2

t, °C	v, сСт	ρ, кг/м ³	$R_E = \frac{V \times d}{\nu}$	Формула для визначення λ	Числове значення λ	$\Delta P = \lambda \times \ell_2 \times \rho \times V_2^2 \times 10^{-3} / 2d_2$, кПа
20	150	887,23	698,02	75/R _E	0,1077	95,18
40	50	885,36	2122,4	75/R _E	0,0355	31,37
70	16	857,16	6930,12	0.3164 /R _E ^{-0.25}	0,0342	29,81
80	11	851,13	9450	0.3164 /R _E ^{-0.25}	0,0324	27,34
90	8,7	845,77	12229,22	0.3164 /R _E ^{-0.25}	0,0314	25,51

2.4.3 Нагнітальна магістраль гідроциліндра:

$$L_3 = 6,4 \text{ м}; d_3 = 0.01 \text{ м}; V_3 = 2,91 \text{ м/с};$$

$$V_3 \times d_3 \times 10^6 = 2,91 \times 0,01 \times 10^6 = 29100$$

$$\frac{l_3}{d_3} \times \frac{(V_3)^2}{2} \times 10^{-3} = \frac{6,4}{0.01} \times \frac{(2,91)^2}{2} \times 10^{-3} = 2,71$$

Таблиця 2.8 - Визначення втрат тиску по довжині в магістралі 3

t, °C	v, сСт	ρ, кг/м ³	$R_E = \frac{V \times d}{\nu}$	Формула для визначення λ	Числове значення λ	$\Delta P = \lambda \times \ell_3 \times \rho \times V_3^2 \times 10^{-3} / 2d_3$, кПа
20	150	887,23	195,25	75/R _E	0,384	923,67
40	50	885,36	593,76	75/R _E	0,126	302,54
70	16	857,16	1941	75/R _E	0,038	89,65
80	12	851,13	2645,13	0.3164 /R _E ^{-0.25}	0,044	101,77
90	8,7	845,77	3423,44	0.3164 /R _E ^{-0.25}	0,041	94,89

2.4.4 Нагнітальна магістраль гідромотора:

$$L_4 = 5,4 \text{ м}; d_4 = 0,025 \text{ м}; V_4 = 4,16 \text{ м/с};$$

$$V_4 \times d_4 \times 10^6 = 4,16 \times 0,025 \times 10^6 = 104000$$

$$\frac{l_4}{d_4} \times \frac{(V_4)^2}{2} \times 10^{-3} = \frac{5,4}{0.025} \times \frac{(4,16)^2}{2} \times 10^{-3} = 1,869$$

Таблиця 2.9 - Визначення втрат тиску по довжині в магістралі 4

t, °C	v, сСт	ρ, кг/м ³	$R_E = \frac{V \times d}{\nu}$	Формула для визначення λ	Числове значення λ	$\Delta P = \lambda \times \ell_4 \times \rho \times V_4^2 \times 10^{-3} / 2d_4$, кПа
20	150	887,23	698,00	75/R _E	0,1076	178,44
40	50	885,36	2122,54	75/R _E	0,0353	58,52
70	16	857,16	6933,62	0.3164 /R _E ^{-0.25}	0,0349	55,64
80	12	851,13	9454,71	0.3164 /R _E ^{-0.25}	0,0322	51,22
90	8,7	845,77	12235,29	0.3164 /R _E ^{-0.25}	0,0302	4736

2.4.5 Зливна магістраль:

$$L_5 = 8,4 \text{ м}; d_5 = 0,05 \text{ м}; V_5 = 1,039 \text{ м/с};$$

$$V_5 \times d_5 \times 10^6 = 1,039 \times 0,05 \times 10^6 = 51950$$

$$\frac{l_5}{d_5} \times \frac{(V_5)^2}{2} \times 10^{-3} = \frac{8,4}{0,05} \times \frac{(1,039)^2}{2} \times 10^{-3} = 0,091$$

Таблиця 2.10 - Визначення втрат тиску по довжині в магістралі 5

t, °C	v, сСт	ρ, кг/м ³	$R_E = \frac{V \times d}{\nu}$	Формула для визначення λ	Числове значення λ	$\Delta P = \lambda \times \ell_5 \times \rho \times V_5^2 \times 10^{-3} / 2d_5$, кПа
20	150	887,23	348,33	75/R _E	0,2152	5,1527
40	50	885,36	1060,27	75/R _E	0,0708	1,6849
70	16	857,16	3463,44	0.3164 /R _E ^{-0.25}	0,0415	0,952
80	12	851,13	4722,65	0.3164 /R _E ^{-0.25}	0,0387	0,8740
90	8,7	845,77	6111,12	0.3164 /R _E ^{-0.25}	0,0352	0,8139

Розрахунок втрат тиску на тертя по магістралях:

Для гідроциліндра та гідромотора втрати тиску по довжині у магістралях визначаємо окремо, кПа .

Гідроциліндр:

$$\sum \Delta P_{\text{ци}}^{20} = 5,1529 + 95,71 + 2 \times 923,76 + 17,37 = 1965,75 \text{ кПа}$$

$$\sum \Delta P^{40}_{\text{Ц}} = 1,6843 + 31,386 + 2 \times 302,93 + 5,69 = 644,62 \text{кПа}$$

$$\sum \Delta P^{70}_{\text{Ц}} = 0,951 + 29,808 + 2 \times 8979 + 3,21 = 213,55 \text{кПа}$$

$$\sum \Delta P^{80}_{\text{Ц}} = 0,8738 + 27,395 + 2 \times 101,76 + 2,96 = 234,75 \text{кПа}$$

$$\sum \Delta P^{90}_{\text{Ц}} = 0,8137 + 25,51 + 2 \times 94,76 + 2,75 = 218,59 \text{кПа}$$

Гідромотор:

$$\sum \Delta P^{20}_{\text{Ц}} = 5,1529 + 95,71 + 2 \times 178,26 + 17,37 = 474,75 \text{кПа}$$

$$\sum \Delta P^{40}_{\text{Ц}} = 1,6843 + 31,386 + 2 \times 58,46 + 5,69 = 155,68 \text{кПа}$$

$$\sum \Delta P^{70}_{\text{Ц}} = 0,951 + 29,808 + 2 \times 55,54 + 3,21 = 145,05 \text{кПа}$$

$$\sum \Delta P^{80}_{\text{Ц}} = 0,8738 + 27,395 + 2 \times 51,04 + 2,96 = 133,31 \text{кПа}$$

$$\sum \Delta P^{90}_{\text{Ц}} = 0,8137 + 25,51 + 2 \times 47,53 + 2,75 = 124,13 \text{кПа}$$

Отримані результати заносимо у таблицю 2.11.

Таблиця 2.11 – Сума втрат тиску по довжині трубопроводу по магістралям

Втрати тиску, кПа	$t, ^\circ\text{C}$				
	20	40	70	80	90
$\sum \Delta P^T_{\text{Ц}}$	1965,64	644,72	213,44	234,63	218,78
$\sum \Delta P^T_{\text{М}}$	474,85	155,36	145,07	133,24	124,13

$$\sum \Delta P_{\text{ц}} = \sum \Delta P_{\text{ц}}^m + \Delta P_{\text{розпод.}} + \Delta P_{\text{ф.}}$$

$$\sum \Delta P_{\text{м}} = \sum \Delta P_{\text{м}}^m + \Delta P_{\text{розпод.}} + \Delta P_{\text{ф.}}$$

$$\sum \Delta P_{\text{ц}} = 1965,75 + 245 = 2210,75$$

$$\sum \Delta P_{\text{м}} = 474,75 + 245 = 719,75$$

$$\sum \Delta P_{\text{ц}} = 644,62 + 245 = 889,62$$

$$\sum \Delta P_{\text{м}} = 155,68 + 245 = 400,68$$

$$\sum \Delta P_{\text{ц}} = 213,55 + 245 = 458,55$$

$$\sum \Delta P_{\text{м}} = 145,05 + 245 = 390,05$$

$$\sum \Delta P_{\text{ц}} = 234,75 + 245 = 479,75$$

$$\sum \Delta P_{\text{м}} = 131,31 + 245 = 378,31$$

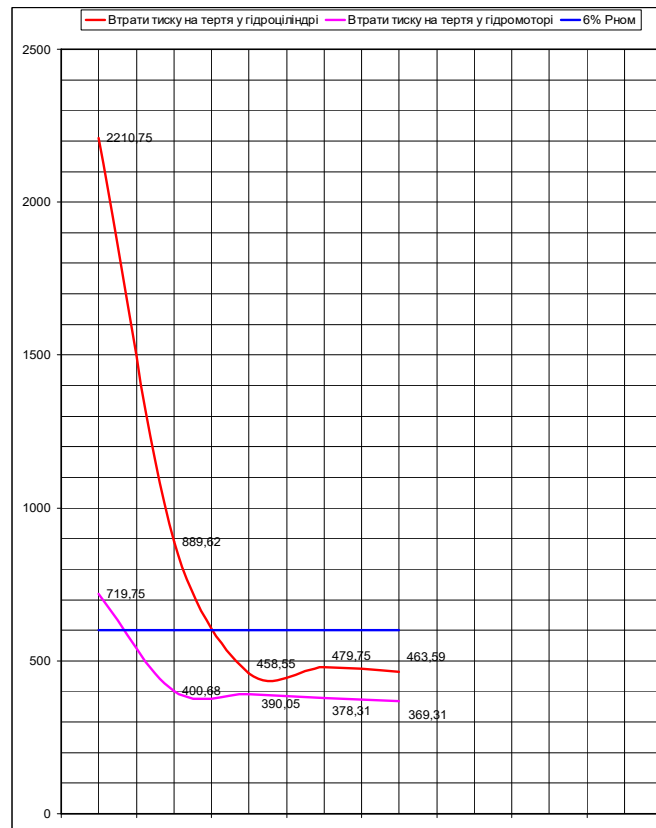
$$\sum \Delta P_{\text{ц}} = 218,59 + 245 = 463,59$$

$$\sum \Delta P_{\text{м}} = 124,31 + 245 = 369,31$$

Таблиця 2.12 - Загальні втрати тиску по магістралям

Втрати тиску, кПа	$t, ^\circ\text{C}$				
	20	40	70	80	90
$\sum \Delta P_{\text{ц}}$	2210,44	889,77	458,33	479,55	463,66
$\sum \Delta P_{\text{м}}$	719,88	400,33	390,55	378,33	369,44

За даними останньої таблиці побудуємо графік залежності втрат тиску по довжині трубопроводу в залежності від температури робочої рідини. Значення лінії 6%. $P_{\text{ном}}$ перетинає лінію втрат тиску (криву $\sum \Delta P = f(t, ^\circ\text{C})$), тобто запроєктована гідравлічна система відповідає вимогам, що визначають його енергоємність.



Малюнок 2.1 - Графік залежності втрат тиску на тертя від температури

2.5 Розрахунок силових гідродвигунів

Робочий хід вихідної ланки гідродвигуна проходить за умови при подачі робочої рідини до поршня, визначення величини діаметра циліндра може бути проведене беручи до уваги умову забезпечення швидкості руху поршня:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_u}{\pi \cdot V_{II}}} = 1,13 \sqrt{\frac{Q_{II}}{V_{II}}} \quad (2.22)$$

де Q_u - витрата насоса;

V_{II} - швидкість руху штока.

$$D = 1,13 \sqrt{\frac{0,2284 \times 10^{-3}}{0,058}} = 0,0709 \text{ м} = 70,9 \text{ мм.}$$

Діаметр приводимо до найближчого стандартного значення

$$D_{ст.} = 0,08 \text{ м} = 80 \text{ мм.}$$

Перевіряємо діаметр. Необхідною умовою є незмінність величини зусилля, що розвиває шток силового гідродвигуна:

$$\frac{\pi \times D^2}{4} (P_{ном} - \sum \Delta P) \times \eta_M \geq T, \quad (2.23)$$

де D - діаметр поршня, м;

$\Sigma \Delta P$ - сумарні втрати тиску по довжині магістралі при робочих температурах, кПа;

η_m - механічний *ккд* гідродвигуна.

$$\frac{3,14 \times 0,08^2}{4} (10000 - 0,06 \times 10000) \times 0,94 \geq 28 \text{кН}, \quad (2.24)$$

$$44,39 \text{кН} > 28 \text{кН}$$

2.6 Визначення параметрів та підбір гідродвигуна обертової дії

Розрахунок гідродвигуна обертової дії розпочинаємо з визначення робочого об'єму

Розрахуємо значення крутного моменту

$$M = 0.159 \times q_M \times 10^3 (P_{ном} - \Sigma \Delta P) \eta_m, \quad (2.25)$$

де q_M - робочий об'єм гідродвигуна, л;

$\Sigma \Delta P$ - найбільші втрати тиску, кПа.

η_m - механічний *ккд* гідродвигуна

$$q_M = \frac{M}{0.159 \times 10^{-3} \times (P_{ном} - \Sigma \Delta P) \eta_m} =$$

$$= \frac{0,048}{0,159 \times 10^{-3} \times (10000 - 0,06 \times 10000)} \times 0,94 = 0,034 \text{л} = 34 \text{см}^3$$

За величиною q_M та $P_{ном}$ проводимо вибір гідромотора. Оптимальний варіант - гідромотор НМШ-80-1

Визначаємо швидкість обертання валу гідромотора. За значеннями Q_M і вибраному робочому об'єму гідромотора знаходимо

$$n_M = \frac{60 Q_M}{q_M} \times \eta_{об.м.}, \quad (2.26)$$

де Q_M - витрата л/с;

q_M - робочий об'єм, л.

$\eta_{об.м.}$ - об'ємний ККД гідромотора

$$n_M = \frac{60 \times 2,04}{80 \times 10^{-3}} \times 0,85 = 1300 \text{об./хв.}$$

З характеристики мотора і з розрахункових даних робимо висновок, що частота обертання знаходиться у межах робочих значень.

Таблиця 2.13 – Характеристика гідромотора НМШ-80-1

Робочий об'єм, см ³	80
Тиск, МПа	
- <i>min</i>	10
- <i>max</i>	12
Частота обертання, об/хв. (с ⁻¹)	
- номінальна	2400
- <i>min</i>	2500
- <i>max</i>	750
Витрата, л/хв	163
Потужність, л/с (кВт)	4,9
Крутний момент, Н*м	-
ККД, %	
- об'ємний	85
- гідромеханічний	-
- повний	75
Маса, кг	8,3

2.7 Визначення об'єму бака робочої рідини

Для розрахунку об'єму бака приймаємо:

$$W = 2 \times Q,$$

де Q – подача насоса, л/хв.;

$$W = 2 \times 122,4 = 244,8 \text{ л},$$

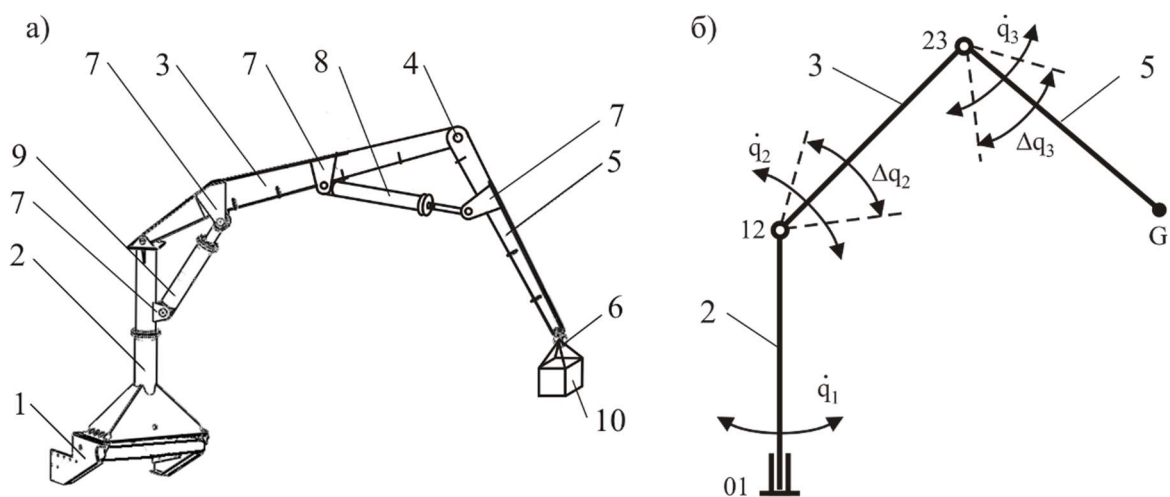
Номінальну ємність гідробака вибираємо згідно ДСТУ 12442-12:

$$W_{\text{ном}} = 250 \text{ л}.$$

3 АНАЛІЗ РОЗРАХУНКІВ ТА ВИБІР ОПТИМАЛЬНОГО РЕЖИМУ РОБОТИ

Розглянуто повний цикл роздільного поворотного переміщення стріли 3 крана-маніпулятора з фіксованим положенням важеля 5. Вона передбачала підйом стріли з початкового (нижнього) положення в кінцеве (верхнє) з подальшим опусканням стріли з верхнього положення в нижнє. Початкова і кінцева конфігурації кінематичної схеми маніпуляційної системи з дотриманням геометричних пропорцій ланок наведені на рис. 8. Вага вантажу, що перевозиться склав $G = 7,5$ кН. Силевий гідроциліндр механізму підйомно-опускання стріли мав внутрішній діаметр гільзи циліндра, рівний 125 мм, і діаметр штока, рівний 50 мм

Для оцінки надійності моделювання гідравлічних процесів в дросельному керованому гідроприводі рухомої шини при роздільному переміщенні її ланок була розглянута триланкова маніпуляційна система на основі розробленої математичної моделі і комп'ютерної програми, що реалізує задану модель, кінематична схема якої приведена на рис.



Малюнок 3.1 - Триважільний гідравлічний крановий маніпулятор:
 а - конструкція (1 - опорна конструкція; 2 - поворотна колонка; 3 - стріла; 4 - шарнірний перехід сусідніх ланок; 5 - ручка; 6 - вантажно-розвантажувальний орган; 7 - елементи кріплення; 8 - силевий гідродвигун механізму обертального переміщення палиці; 9 - силевий гідромотор хитного механізму стріли; 10 – вантаж); б – кінематична схема

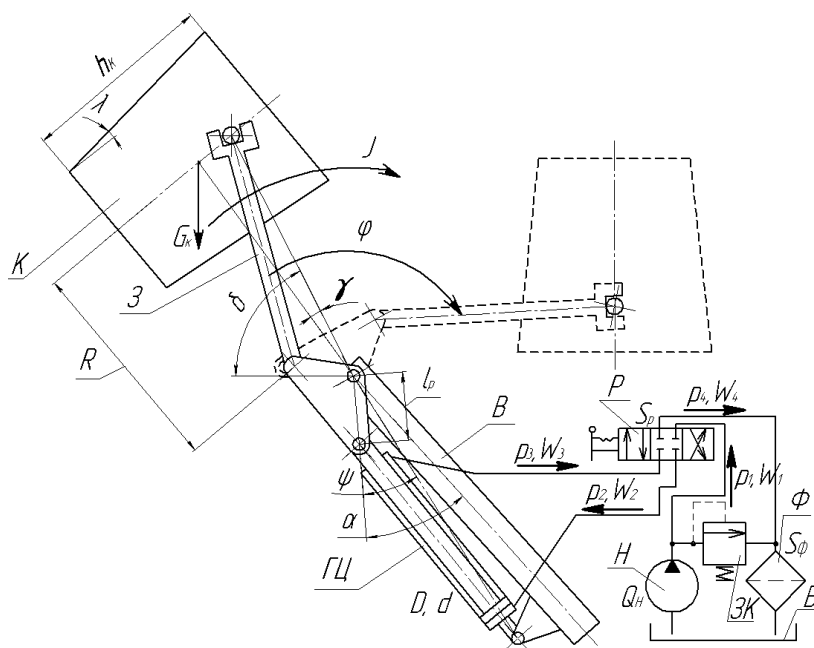


Рис. 3.2 - Розрахункова схема роботи гідروприводу переміщення вантажу

З метою підвищення надійності гідроприводу та механізмів, що забезпечують переміщення вантажу під час завантажувально-розвантажувальних робіт було проведено дослідження динаміки приводу. Розроблена математична модель на основі таких гіпотез [4]:

- рухомі частини робочих органів є одномасовою системою, так як у них жорстке з'єднання з вихідною ланкою гідроциліндра, а корпус жорстко з'єднаний з такою мобільногосасобу. Маса автомобіля перевищує масу робочого органу і корпусу гідроциліндра ($m_c = 2500 \text{ кг} \gg m_{\text{РО}} + m_{\text{ГЦ}} = 300 \text{ кг}$), а тому приймається нерухомою;
- стисливість робочої рідини характеризується коефіцієнтом стисливості K . Робоча рідина прийнята стисливою;
- коефіцієнт стисливості робочої рідини вважається постійним;
- витрати робочої рідини при переході з області високого тиску в низьку прямопропорційна перепаду тисків на межі цих областей, що характеризується коефіцієнтом перетікання s ;
- втрати тиску в магістралі між фільтром і баком невеликі та до уваги не беруться;

Тоді, беручи до уваги схему (рис. 3.2) та прийняті гіпотези тримаємо

динаміку гідроприводу переміщення вантажу яка описується математичною моделлю. Це система диференціальних рівнянь з відповідними граничними умовами

$$Q_H = mS_p \cdot 2(p_1 - p_2) r + s(p_1 - p_2) + KW_1 \dot{p}_1; \quad (1)$$

$$mS \cdot 2(p - p) r = 2jkl \sin(y + j) S + s(p - p) + KW \dot{p}; \quad (2)$$

$$2jkl \sin(y + j) S = mS \cdot 2(p - p) r + s(p - p) + KW \dot{p}; \quad (3)$$

$$mS_p \cdot 2(p_3 - p_4) r = k_\phi S_\phi p_4 m_d + s p_4 + KW_4 \dot{p}_4; \quad (4)$$

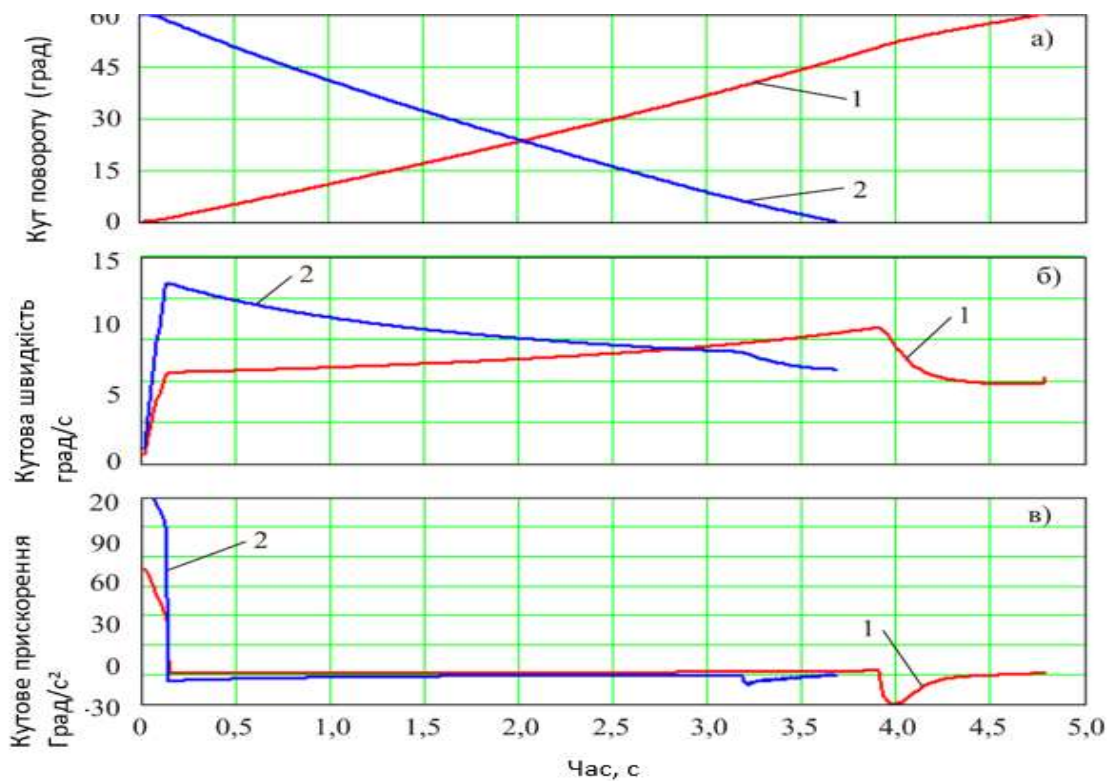
Рівняння (1) описує витрату робочої рідини від насоса до гідророзподільника. Це фактична подача насоса, витрата робочої рідини через розподільник, втрати при переході з області високого тиску в область низького. Диференціальне рівняння (2) характеризує витрати робочої рідини на відрізок гідророзподільник – вхід в гідроциліндр та враховує витрату через розподільник, на роботу двох паралельно під'єднаних гідроциліндрів, Рівняння (3) описує витрати робочої рідини на ділянці гідроциліндр – гідророзподільник і складається з витрати на роботу двох паралельних гідроциліндрів, витрата на розподільнику, втрати при перетіканні з області високого тиску в область низького тиску. Диференціальне рівняння (4) описує витрату робочої рідини на лінії гідророзподільник-фільтр. Враховує витрату при проходженні через розподільник, через фільтр.

Таблиця 3.1 - Значення якості перехідних процесів при роботі гідроприводу

№	1	2	3	4	5	6	7	8	9
l_p , мм	35	40	50	60	80	100	130	150	160
$t_{рег}$, с	0,665	0,448	0,250	0,170	0,375	0,355	0,280	0,245	0,228
s , %	1,86	1,33	1,55	1,97	233,3	193,8	164,9	150	140
N	1	1	1	1	2	2	2	2	2
t , с	1,323	1,193	1,123	1,176	1,386	1,646	2,069	2,360	2,507

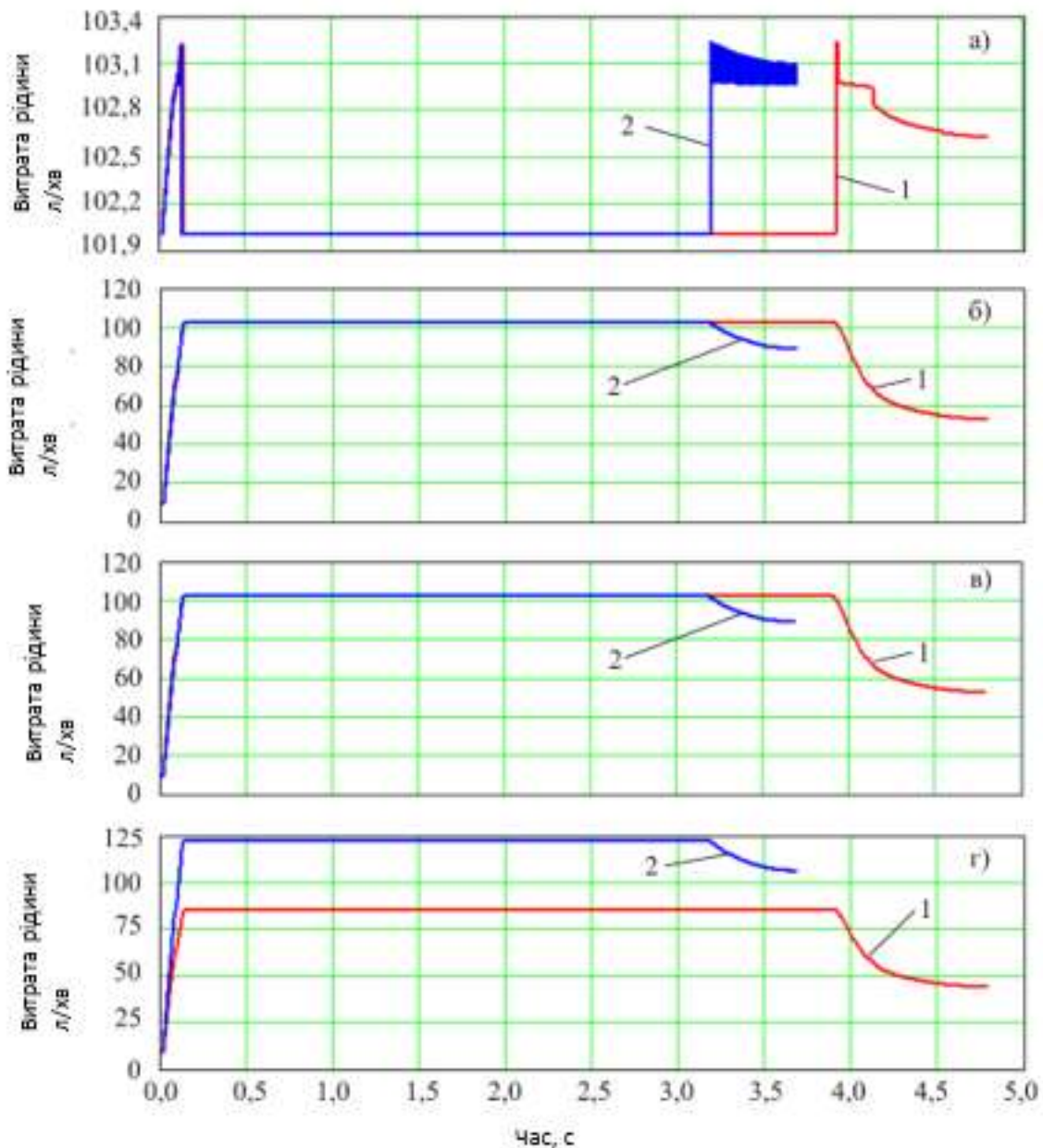
Запропонована математична модель гідроприводу робочих органів переміщення вантажу під час завантаження та розвантаження дає можливість проводити дослідження динаміки гідроприводу для вибору

раціональних конструктивних параметрів.



Малюнок 3.3 - Зміна параметрів переміщення стріли крана-маніпулятора в часі: а - кут повороту (кутове положення); б – кутова швидкість; с – кутове прискорення 1 – підйом; 2 – опускання;

Період розгону стріли як при її підйомі, так і при її опусканні характеризується протіканням в гідравлічній системі динамічних нестационарних процесів, пов'язаних з нестационарним характером зміни гідравлічних параметрів - тисків і потоків робочої рідини у всіх характерних точках гідроприводу. У цей період відбувається зниження значення тиску в характерних точках напірної частини гідравлічної системи. На етапі розгону напірний запобіжний клапан постійно відкритий, що забезпечує проходження надлишкового потоку робочої рідини в гідробак. При цьому в цих точках відбувається збільшення витрати насоса Q_1 і, відповідно, збільшення об'ємної витрати робочої рідини. Для характерних точок зливної частини гідравлічної системи, навпаки,



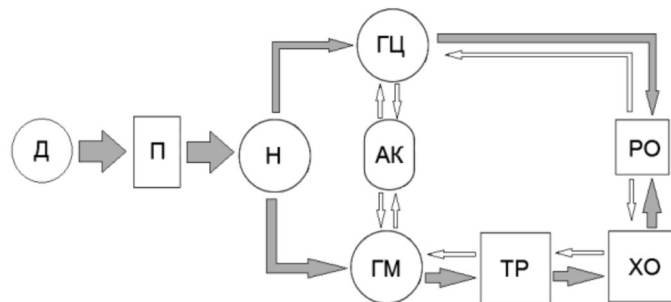
Малюнок 3.4 - Зміна витрати робочої рідини в гідроприводі з плинном часу:

а - на виході з насоса (точка 1); б – включено після запобіжного клапана (точка 2);
в- на вході гідроциліндра (точка 5); г - на виході з гідроциліндра (точка 6),
(1 - підйомна; 2 - опускання)

Зазначені в моделюванні коефіцієнти дроселювання забезпечували формування значного перепаду тиску на обох регульованих дроселях (рис. 3.4), а для випадку опускання стріли дросельний ефект був набагато сильніше. В результаті також відбувається значне зниження перепаду тиску робочої рідини між робочою і холостий порожнинами гідроциліндра (рис. 3.4, в), а для випадку

опускання стріли тиск в холостих порожнинах істотно (до 6 МПа, тобто до 50% $p_{ном}$) перевищив тиск в робочій порожнині. Таким чином, гідроциліндр перейшов в режим самогальмування, коли замість рушійної сили на рухомий елемент гідромотора почала діяти сила опору. Для випадку підйому стріли таке явище не зафіксовано.

Під час дослідження механізму накопичення енергії системою гідроприводу маніпулятора при переміщенні вантажу був проведений аналіз величин втрати енергії рушієм гідравлічної системи на різних ділянках переміщення вантажів. В роботі [3] зроблений аналіз втрат потужності під час рекуперації енергії потоку рідини при роботі обладнання гідравлічного маніпулятора та показано, що до 30 % енергії затрачається неефективно. Запропонована модель для гідроелементів приводу маніпулятора. Гідроакумулятор під час виконання транспортних режимів руху накопичує надлишкову енергію, яка віддаватиметься в систему під час робочих операцій, що призведе до зменшення навантаження на привідний двигун та зниження витрати палива. Величина накопиченої енергії на пряму залежить від маси вантажу, типу маніпулятора, технологічних особливостей виконання робіт [8].



Малюнок 3.5 - Схема розподілу енергії потоків в гідроприводі маніпулятора:

Д – джерело енергії; П – привід насоса; Н – насос; ГМ – гідродвигуни оберткової дії; ГЦ – гідродвигуни зворотно-поступальної дії; АК – гідроакумулятор; ТР – трансмісія; ХО – додаткове обладнання; РО – робочий орган.

За представленими результатами з табл. 3.1 можна зробити висновок, що при роботі таніпулятора масою 7800 кг при швидкості 0,2 м/с і переміщенні вантажу 2000 кг на визначеній ділянці шляху можна заощадити, а потім

згенерувати 168,58 кДж енергії. Загальна величина затраченої механічної енергії складатиме 567кДж, тобто 29 % енергії згенерується і рекуперується.

Зменшення ваги вантажу у двічі не дасть до суттєвого збільшення зворотного генерування енергії, а збільшення рекуперації приблизно на 35-38% відбувається винятково за рахунок зниження витрат на переміщення.

Таблиця 3.2 – Витрати енергії маніпулятором при переміщенні вантажів різної маси при постійній швидкості переміщення вперед і назад ($v= 0,2$ м/с)

Етап процесу	Режим роботи	$m_g = 2000$ кг				$m_g = 1000$ кг			
		N_k , Вт	Δt , с	Корисна робота		N_k , Вт	Δt , с	Корисна робота	
				A_1 , кДж	A_2 , кДж			A_1 , кДж	A_2 , кДж
1	<i>розгін</i>	58591,3	0,0093	0,55	0,0	58591,3	0,0093	0,55	0,0
	<i>сталій</i>	2377,0	37,594	89,36	0,0	2377,1	37,594	89,36	0,0
	<i>гальм.</i>	-53837,1	0,0093	0,0	-0,502	-53837,1	0,0093	0,0	-0,50
2	<i>підйом</i>	8705,3	5,0	43,53	0,0	4352,67	5,0	21,76	0,0
3	<i>розгін</i>	59101,8	0,0117	0,694	0,0	58846,5	0,011	0,619	0,0
	<i>сталій</i>	2986,5	37,591	112,27	0,0	2681,81	37,593	100,82	0,0
	<i>гальм.</i>	-53128,7	0,0117	0,0	-0,62	-53482,9	0,0105	0,0	-0,56
4	<i>розгін</i>	56600,0	0,0126	0,715	0,0	56600	0,0112	0,64	0,0
	<i>сталій</i>	4452,5	59,987	267,1	0,0	3998,21	59,988	239,84	0,0
	<i>гальм.</i>	-47694,9	0,0126	0,0	-0,602	-48603,6	0,0112	0,0	-0,54
5	<i>опуск.</i>	8705,3	5,0	43,53	0,0	4352,67	5,0	21,76	0,0
6	<i>маневр</i>	1741,1	5,0	8,70	0,0	870,534	5,0	4,35	0,0
7	<i>розгін</i>	56600,0	0,0088	0,49	0,0	56600,00	0,0088	0,49	0,0
	<i>сталій</i>	-2772,3	59,991	0,0	-166,3	-2772,26	59,991	0,0	-166,3
	<i>гальм.</i>	-62144,5	0,0088	0,0	-0,55	-62144,5	0,0088	0,0	-0,548

Аналіз результатів показує, що під час роботи маніпулятора на невеликих швидкостях присталому режимі переміщення вантажу, витрачатиметься значно менше потужності від показника номінальної і дорівнює 2,4–4,6 кВт, а при режимі роботи із граничнодопустимою швидкістю складатиме 26–34 кВт.

Можна зробити висновок, що збільшення робочих швидкостей дасть можливість економити енерговитрати тільки при умові використання систем з акумулюванням енергії.

ОХОРОНА ПРАЦІ

4.1 Розрахунок захисту від блискавки

Для захисту від прямих ударів блискавки служать стержневі блискавковідводи. Стержневі блискавковідводи зазвичай застосовують для захисту зосереджених об'єктів.

Захисні властивості стержневого блискавковідводу (рис.5.1) характеризується зоною захисту, під якою розуміють простір навколо блискавковідводу, де враження захисного об'єкта атмосферним розрядом малоймовірна

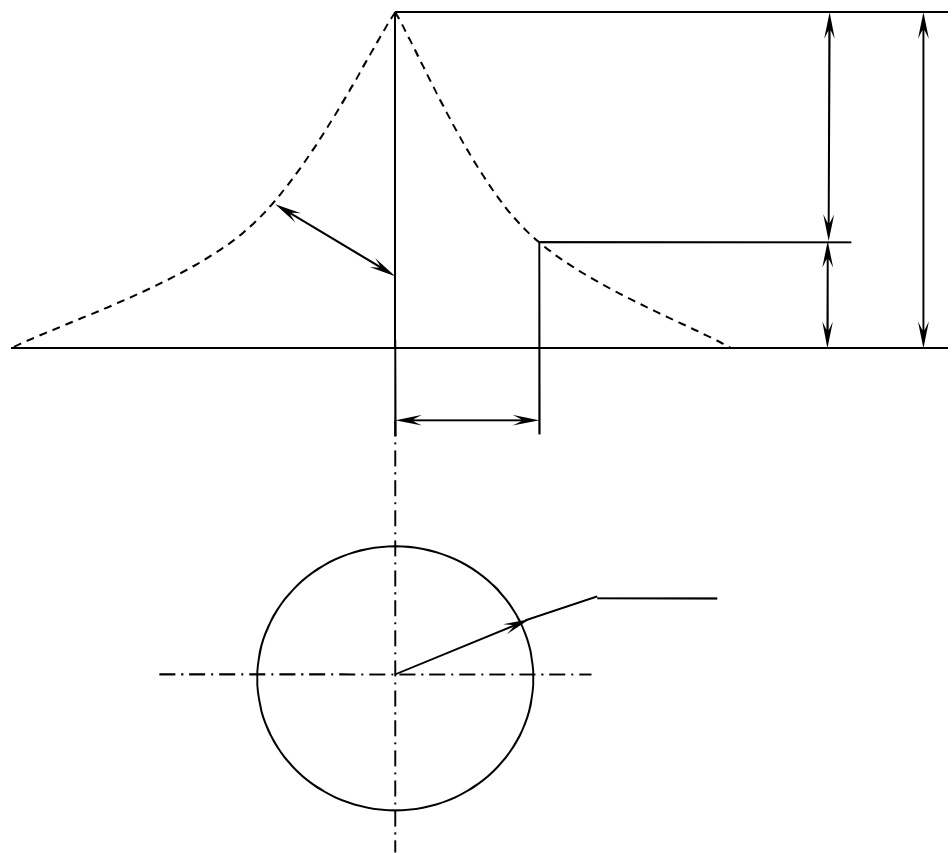


Рис 4.1 - Схема стержневого блискавковідводу.

Радіус захисту r_x одиночного стержневого блискавковідводу висотою не менше 30 м визначають по формулі

$$r_x = 1,6 \cdot h \frac{h - h_x}{h + h_x}, \quad (4.1)$$

де h - повна висота блискавковідводу, приймаємо $h = 10$ м; h_x - висота захисного об'єкта, $h_x = 4,01$ м.

$$r_x = 1,6 \cdot 10 \frac{10 - 4,01}{10 + 4,01} = 6,8 \text{ м}$$

Захисна дія одиночного блискавковідводу характеризується коефіцієнтом захисту K_L :

$$K_x = \operatorname{tg} \alpha = \frac{r_x}{r_a}, \quad (4.2)$$

де r_a - активна висота блискавковідводу, $r_a = 5,99$ м.

4.2 Електробезпека та розрахунок освітлення в приміщенні

Для надійної електробезпеки приміщенні необхідно розрахувати заземлення. Для розрахунку заземлення задаються наступними умовами.

Ґрунт на місці мийки земля садова, кліматична зона №3. Додатково в якості заземлення використовувати природне заземлення фундаменту, з опором розтікання 9 Ом, уматеріал заземлювачів кутник №36 довжиною 20 м. Верхні кінці вертикальних кутників вкопані на глину 0,7 м і приварені до горизонтального електрода з такої ж сталі.

Приймаємо необхідне по ПУЕ (правила установки електрообладнання) допустимий опір заземлюючого пристрою $R_{зм} = 0,4$ Ом.

Рекомендуючий для розрахунків опір землі у місці споруди заземлення, для землі садової $\rho = 50$ Ом·м [8].

Підвищуючий коефіцієнт для кліматичної зони №3 приймаємо $K_r = 2,2$ [8], для горизонтальних електродів при глибині залягання 0,8 м, і $K_v = 1,5$ для вертикальних електродів довжиною від 2 до 3 м при глибині залягання верхівок 0,5...0,8 м.

Розрахунковий питомий опір ґрунту:

– для горизонтального

$$\rho_{роз.г} = K_r \cdot \rho. \quad (4.3)$$

$$\rho_{роз.г} = 2,2 \cdot 50 = 110 \text{ Ом} \cdot \text{м}$$

– для вертикального

$$\rho_{роз.в} = K_v \cdot \rho. \quad (4.4)$$

$$\rho_{розр.в} = 1,5 \cdot 50 = 75 \text{ Ом} \cdot \text{м}.$$

Визначаємо опір розтікання одного вертикального електроду кутник №36, довжиною 2,5 м, глибиною занурення 0,7 м нижче рівня землі відповідно літератури [8]

$$R_{o.в.е.} = \frac{\rho_{розр.в}}{2\pi L} \left(\ln \frac{2L}{d} + \frac{1}{2} \cdot \ln \frac{4t+L}{4t-L} \right), \quad (4.5)$$

де $d=0,95b$, b - ширина кутника $b = 3,6$ мм

$$t = \frac{1}{2}L + 0,7, L - \text{довжини кутники, } L = 2,5 \text{ м.}$$

$$d = 0,95 \cdot 0,036 = 0,342 \text{ м}$$

$$t = \frac{1}{2} \cdot 2,5 + 0,7 = 1,95 \text{ м}$$

$$R_{o.в.е.} = \frac{75}{2 \cdot 3,14 \cdot 2,5} \left(\ln \frac{2 \cdot 2,5}{0,0342} + \frac{1}{2} \cdot \ln \frac{4 \cdot 1,95 + 2,5}{4 \cdot 1,95 - 2,5} \right) = 25,35 \text{ Ом.}$$

Визначаємо приблизне число вертикальних заземлювачів при попередньо прийнятому коефіцієнті $K_{н.в.} = 0,58$ [8].

$$n = \frac{R_{o.в.с.}}{K_{н.в.} \cdot R_n},$$

де R_n опір природного заземлювача, $R_n = 4$ Ом.

$$n = \frac{25,35}{0,58 \cdot 4} = 10,9 \text{ шт}$$

Визначаємо коефіцієнт розтікання горизонтального електроду (кутник №36) приварених до верхівок кінців вертикальних електродів.

При коефіцієнті використання горизонтального електроду $K_{в.г.с.} = 0,74$ [8]

$$R_{r.е} = \frac{\rho_r}{K_{в.г.с.} \cdot 2\pi L} \ln \frac{2 \cdot L^2}{b \cdot t}. \quad (4.6)$$

$$R_{r.е} = \frac{110}{0,74 \cdot 23,14 \cdot 20} \ln \frac{2 \cdot 20^2}{0,036 \cdot 0,7} = 12,26 \text{ Ом.}$$

Уточнюємо необхідний опір вертикальних електродів з врахуванням провідності горизонтальних з'єднувальних електродів.

$$R_{e,e} = \frac{R_{o,z,e} \cdot R_n}{R_{o,z,e} - R_n}. \quad (4.7)$$

$$R_{e,e} = \frac{12,26 \cdot 4}{12,26 - 4} = 5,94 \text{ Ом}$$

Для освітлення вибираємо світильники типу ОД 2-80. параметри світильника заносимо в таблицю 4.1.

Таблиця 4.1 - Параметри світильника.

Тип	Коротка характеристика	Число ламп	Потуж., кВт	Напруга, В	Розміри, мм			ККД, %	Маса кг
					Довжина	Ширина	Висота		
ОД 2-80	Підвісний прямого світла, дифузійний повного відбиття	2	0,80	220	152	260	198	72	12

Розрахунок кількості світильників та місця їх розташування.

Розрахунок проводимо по методу коефіцієнта використання світлового потоку.

Приймаємо висоту підвісу світильника, $h_{nid} = 2,4$ м.

Визначаємо відстань між світильниками в ряду:

$$L_a = \lambda_a \cdot h_{nid}, \quad (4.8)$$

де $\lambda_a = 2,6$ [4]

$$L_a = 2,6 \cdot 2,412 = 6,27 \text{ м}$$

Приймаємо $L_a = 6$ м [4]

Визначаємо число світильників в ряду

$$h_a = \frac{A}{L_a}, \quad (4.9)$$

де A – довжина приміщення, $A=24,04$ м

$$h_a = \frac{24,04}{6} = 4,006 \text{ шт.}$$

Приймаємо $h_a = 4$ шт.

Визначаємо кількість рядів світильників:

$$h_g = \frac{B}{L_g}, \quad (4.10)$$

де B – ширина приміщення, $B = 3,81$ м;

L_g - відстань між світильниками, $L_g = 2$ м.

$$h_g = \frac{3,81}{2} = 1,9.$$

Приймаємо значення $h_g = 2$ ряди.

Визначаємо сумарну кількість світильників за формулою:

$$N = h_g \cdot h_a. \quad (4.11)$$

$$N = 2 \cdot 4 = 8 \text{ шт.}$$

За довідниковими даними вибираємо коефіцієнт запасу $K=1,5$ та коефіцієнт мінімальної освітленості $Z=1,1$ [4].

Розраховуємо світловий потік за формулою

$$\Phi = \frac{E_{min} \cdot K \cdot S \cdot Z}{N \cdot \eta}, \quad (4.12)$$

де E_{min} - мінімальна допустима освітленість, $E_{min} = 20$ лк; S - площа приміщення, $S=91,6$ м²; η - коефіцієнт використання світлового потоку, $\eta=0,38$.

$$\Phi = \frac{20 \cdot 1,5 \cdot 91,6 \cdot 1,1}{8 \cdot 0,38} = 994,34 \text{ лм.}$$

По довіднику вибираємо найближчу лампу по світловому потоку, який дещо перевищує розрахунковий.

Вибираємо лампу ЛБР 20 потужністю 20 Вт, номінальний світловий потік 1050 Лм.

Світловий потік прийнятої лампи повинен бути в таких межах

$$\Phi_n = (0,9 \dots 1,2) \Phi = (894,9 \dots 1193) \text{ лм}$$

Умова виконана. Лампа вибрана вірно.

5 ТЕХНІКО - ЕКОНОМІЧНЕ ОЦІНЕННЯ РОЗРОБКИ

Розрахунок показників економічної ефективності проводять на основі даних про затрачені капіталовкладення та терміну їх окупності. У нашому випадку ми не затрачали жодних коштів, а тільки вдосконалили та оптимізували налагодження деяких систем та параметрів гідропрстроїв. Тому показник економічної ефективності можна розглядати з точки зору коефіцієнта корисної дії гідравлічного приводу у цілому.

5.1 Розрахунок ККД гідросистеми

Коефіцієнт корисної дії (ККД) гідросистеми використовується для оцінки ефективності перетворення енергії рідини в механічну роботу. Існує кілька способів розрахунку коефіцієнта корисної дії гідросистеми, і основний метод залежить від конкретної системи та умов роботи. Розглянемо кроки розрахунку двох поширених методів розрахунку ККД гідросистеми:

Метод потужностей:

1. Визначаємо вхідну потужність гідросистеми (P_v). Це можна зробити за допомогою вимірювання струму та напруги на приводі насосах.

2. Визначаємо вихідну потужність гідросистеми (P_i). Це можна зробити за допомогою вимірювання механічної роботи.

3 Розраховуємо ККД за формулою: $ККД = (P_i / P_v) \times 100\%$.

Метод витрат:

1. визначаємо витрату робочої рідини в гідросистемі (Q_v) у м³/год або л/с. Це можна зробити за допомогою витратомірів або інших вимірювальних пристроїв.

2. Визначаємо витрату робочої рідин на виході з гідросистеми (Q_i) у м³/год або л/с.

3. Визначаємо зниження тиску (ΔP) на гідросистемі у паскалях (Pa) або кілопаскалях (kPa).

4: Розраховуємо ККД за формулою

$$ККД = (Q_i \times \Delta P) / (Q_v \times g \times H) \times 100\%,$$

де g - прискорення вільного падіння (приблиз

Загальний *ККД* це добуток гідравлічного, об'ємного та механічного *ККД*:

$$\eta_{\text{загальне}} = \eta_z \times \eta_{\text{об}} \times \eta_m \quad (5.1)$$

$$\eta_z = \frac{P_{\text{ном}} - \sum \Delta P}{P_{\text{ном}}} \quad (5.2)$$

де $\sum \Delta P$ - втрати тиску

$$\eta_z = \frac{P_{\text{ном}} - 0,06 \times P_{\text{ном}}}{P_{\text{ном}}} = \frac{P_{\text{ном}}}{P_{\text{ном}}} \times (1 - 0,06) = 0,94$$

Значення механічного *ККД* це добуток механічних *ККД* всіх складових гідроприводу

$$\eta_m = \eta_{\text{м.н.}} \times \eta_{\text{м.р.}} \times \eta_{\text{м.д.}}$$

де $\eta_{\text{м.н.}}$, $\eta_{\text{м.р.}}$, $\eta_{\text{м.д.}}$ - механічний *ККД* насоса, та гідроапаратів.

при умові, що $\eta_{\text{м.н}} = 1$.

$$\eta_{\text{м.н.}} = \frac{\eta_{\text{загальне}}}{\eta_{\text{об'ємне}}}$$

де $\eta_{\text{загальне}}$, $\eta_{\text{об'ємне}}$ - з характеристики насоса.

$$\eta_{\text{м.н.}} = \frac{0,85}{0,95} = 0,89.$$

$$\eta_m = 0,89 \times 1 \times 0,94 = 0,836.$$

Значення об'ємного *ККД* це добуток всіх об'ємних *ККД* складових гідросистеми:

$$\eta_{\text{об'ємне}} = \eta_{\text{об.н.}} \times \eta_{\text{об.р.}} \times \eta_{\text{об.д.}}$$

де $\eta_{\text{об.н.}}$, $\eta_{\text{об.р.}}$, $\eta_{\text{об.д.}}$ - об'ємний *ККД* насоса, гідроапаратів та гідродвигуна.

При умові, що $\eta_{\text{об.р}} = 1$;

$\eta_{\text{об.н.}}$ - характеристики насоса.

$\eta_{\text{об.д.}} = 1$.

$$\eta_{\text{об'ємне}} = 0,95 \times 1 \times 1 = 0,95$$

$$\eta_{\text{загальне}} = 0,94 \times 0,95 \times 0,836 = 0,747$$

5.2 Розрахунок теплового балансу гідросистеми

Розрахунок теплового балансу гідроприводу маніпулятора включає в себе оцінку теплового навантаження, що виникає в системі та розподіл цього тепла. Визначення теплового навантаження:

Визначається вхідна та вихідна потужність гідроприводу (P_v), а різниця між вихідною та вхідною потужностями представляє теплове навантаження ($Q_i - Q_v$).

Далі визначаються теплові втрати через різні компоненти гідроприводу, такі як гідравлічний насос, гідромотори, гідроциліндри тощо. Ці дані можна отримати з технічної документації або провести вимірювання. Розрахунок теплового балансу може вимагати додаткових факторів, таких як робочі умови, температура навколишнього середовища, теплові властивості робочої рідини тощо.

Кількість теплоти Q , що отримує система в одиницю часу, відповідає втраченій в гідроприводі потужності і визначається за формулою (5.3), кДж:

$$Q = (1 - \eta_{заг}) \times N_n \times K_n, \quad (5.3)$$

де $\eta_{заг}$ - повний ККД гідроприводу;

N_n - потужність привода насоса, кВт;

K_n - коефіцієнт тривалості роботи під навантаженням. $K_n = 0,7$.

$$Q = (1 - 0,747) \times 20,38 \times 0,7 = 3,609 \text{ кДж}$$

Максимальна температура рідини, C^0 , що досягається через 1 год. роботи після початку експлуатації гідроприводу:

$$t_{уст} = t_{\partial.max} + \frac{Q}{K \times F}, \quad (5.4)$$

де $t_{\partial.max}$ - максимальна температура навколишнього середовища;

K - коефіцієнт тепловіддачі поверхонь гідроапаратів, $K = 0,04$ кДж (m^2 град).

F - сумарна площа поверхонь гідроапаратів, що випромінюють тепло, m^2 .

$$F = 0,14 \sqrt[3]{W^2}, \quad (5.5)$$

де W - ємкість бака, л;

$$F \approx 0,14 \sqrt[3]{250^2} = 5,5559 m^2$$

$$t_{уст} = 40 + \frac{3,609}{5,5559 \times 0,04} \approx 56,24^0 C$$

При температурі робочої рідини 56°C система кондиціонування робочої рідини працює у режимі мінімальної циркуляції. Беручи до уваги той факт, що ми прийняли максимальну температуру повітря навколишнього середовища 40°C , а у наших широтах така температура зустрічається вкрай рідко, можна стверджувати, що система кондиціонування робочої рідини не буде задіяна взагалі. Температура спрацювання термостатичного клапана системи кондиціонування є 45°C .

ВИСНОВК ТА ПРОПОЗИЦІЇ

Завершуючи кваліфікаційну роботу на тему "Підвищення енергоефективності нерегульованого гідравлічного приводу при використанні кількох гідравлічних машин", на прикладі крана-маніпулятора, я хочу зробити наступні висновки:

Використання кількох гідравлічних машин в одному приводі крана-маніпулятора разом з гідроаккумулятором та сучасними регуляторами тиску дозволяє підвищити енергоефективність системи. Це досягається шляхом раціонального розподілу навантаження між гідравлічними машинами та ефективного використання їх потужності.

Гідроаккумулятор виступає важливою складовою енергоефективного приводу, дозволяючи зберігати та використовувати надлишкову енергію системи. Це допомагає знизити енерговитрати та підвищити продуктивність системи. Регулятори тиску та пропорційні клапани грають важливу роль у оптимізації роботи системи. Вони забезпечують точне регулювання тиску та потоку в системі, що призводить до ефективного використання енергії та покращення контролю за рухом крана-маніпулятора.

В результаті дослідження виявлено, що застосування кількох гідравлічних машин у комбінації з гідроаккумулятором та регуляторами тиску може призвести до значного зниження енерговитрат та підвищення продуктивності нерегульованого гідравлічного приводу крана-маніпулятора.

Отримані результати можуть бути застосовані в різних галузях промисловості, будівництва

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ

1. Гідравліка: Навчально – методичний комплекс. Навчально – методичний посібник / В.І. Дуганець, І.М. Бендера, В.А. Дідур та ін. / За ред. В.І. Дуганець, І.М. Бендера, В.А. Дідур. Кам'янець – Подільський: ФОП Сисин О.В., 2013. 572 с.
2. Гідравліка. Загальний курс: Підручник / Б.Ф. Левицький, Н.П. Лещій. Львів: Світ, 1994. 264 с.
3. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи: навчальний посібник/ Ю.А. Буренніков, І.А. Немировський, Л.Г. Козлов. Вінниця: ВНТУ, 2013. 273с. Греник Г.М., Лехман С.Ф., Бутко Д.А Охорона праці. К.: Урожай; 2007. 272 с.
4. ДБН 2.04.05.-98. Опалення, вентиляція та кондиціонування .К.; Вища школа, 1998. 64 с.
5. Дідур В.А., Журавель Д.П., Палішкін М.А. та ін. Гідравліка. Підручник. Стереотипне видання, Одеса: Олді+, 2020. 624 с.
6. Дипломне та курсове проектування / Д.Г.Войтюк, О.В.Дацишин, В.С.Колісник та ін.; За ред. О.В.Дацишина.- К.: Урожай, 1996. 192 с.
7. Єремєєв І.С., Кисельов В.Б. Автоматизовані системи управління технологічними процесами. Навчальний посібник. Одеса: Олді+, 2022. 324 с
8. Левицький Б.Ф., Леиць Н.П. Гідравліка. Львів: Світ, 2004. 216 с.
9. Мельниченко Д.Ю., Лаврентьев М.В., Горелкін А.В. Гідравліка, гідросилові установки і основи сільськогосподарського водопостачання.Київ: Урожай 2006. 275 с.
- 10.Мошенцев Ю.Л., Гогоренко О.А. Розрахунок ступеня відцентрового наддувного компресора. Навчальний посібник. Одеса: Олді+, 2021. 160 с.
- 11.Проектування і розрахунок опалення житлових будинків. Методичні поради / С.В.Синій. Луцьк: ЛДТУ, 1999.- 52 с.
- 12.Ремез Н.С., Кисельов В.Б., Дичко А.О., Мінаєва Ю.Ю. Чисельні методи розв'язання технічних задач. Підручник. Одеса: Олді+, 2022. 186 с
- 13.Рогалевич Ю.П. Гідравліка.Київ: Вища школа, 2003. 238 с.
- 14.Стандарт підприємства (СТП) 049373.01-07 Дипломні і курсові проекти (роботи). Загальні вимоги до оформлення. Дубляни, ЛНАУ, 2007.38 с.
- 15.Холоменюк М.В., Ткачук А.В., Онопрієнко Д.М. Гідравлічні та аеродинамічні машини. Навчальний посібник. Стереотипне видання, Одеса: Олді+, 2019. 356 с.

16. Шолудько В.П., Боярчук В.М., Шолудько Я.В., Михалюк М.А. Теплотехніка та використання теплоти. Львів «Сполом», 2007, 190с
17. Шмат К.І., Солодовніченко В.М., Папченко О.І. Автоматизовані системи сільськогосподарської техніки. Навчальний посібник. Стереотипне видання, Одеса: Олді+, 2019. 196 с.
18. Бібліотечно-інформаційні ресурси – книжковий фонд, періодика та фонди на електронних носіях бібліотеки ЛНУП, державних органів науково-технічної інформації, наукових, науково-технічних бібліотек та інших наукових бібліотек України.
19. Електронні інформаційні ресурси мережі інтернет з переліком сайтів:
20. – <http://lnup.lviv.ua/lnup>; <http://www.irbis-nbuv.gov.ua>; <http://www.twirpx.com>; <http://hotline.ua> moodle.lnup.edu.ua