НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»
НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ МЕХАНІКО-МАШИНОБУДІВНИЙ ІНСТИТУТ
КАФЕДРА ПРИКЛАДНОЇ ГІДРОАЕРОМЕХАНІКИ І МЕХАНОТРОНІКИ

«На правах рукопису»
УДК 622.232

До захисту допущено:
В.о. завідувача кафедри ПГМ
_____ Олег ЛЕВЧЕНКО
“___”_____2024 р.

Магістерська дисертація

на здобуття ступеня магістра

за освітньо-професійною програмою «Автоматизовані та роботизовані механічні системи»

зі спеціальності 131 «Прикладна механіка»

на тему: Гідропривод мобільної машини з системою рекуперації енергії

Hydraulic drive of a mobile machine with an energy recovery system

Виконав: студент 2 курсу, групи МА-21мп
(шифр групи)

Гордієнко Віталій Сергійович _____
(прізвище, ім’я, по батькові) (підпис)

Науковий керівник Ст.викл., к.т.н. Костюк Дмитро Вікторович _____
(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали) (підпис)

Консультант

тех.маш. к.т.н., доцент кафедри ТМ Кореньков В.М
(назва розділу) (науковий ступінь, вчене звання, , прізвище, ініціали) (підпис)

Рецензент Борис Р.С. к.т.н. доц. каф. ТВЛА
(посада, науковий ступінь, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали) (підпис)

Засвідчую, що у цій магістерській дисертації немає запозичень з праць інших авторів без відповідних посилань.
Студент _____
(підпис)

Київ – 2024 рік

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»
Навчально-науковий механіко-машинобудівний інститут
Кафедра прикладної гідроаеромеханіки і механотроніки

Рівень вищої освіти – другий (магістерський)
Спеціальність – 131 «Прикладна механіка»
Освітньо-професійна програма «Автоматизовані та роботизовані механічні системи»

ЗАТВЕРДЖУЮ
В.о. завідувача кафедри ПГМ
_____ Олександр ЛУГОВСЬКИЙ
«___»_____2022 р.

ЗАВДАННЯ

на магістерську дисертацію студенту

Гордієнко Віталій Сергійович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема дисертації Гідропривод мобільної машини з системою рекуперації енергії. Hydraulic drive of a mobile machine with an energy recovery system
науковий керівник дисертації Ст.викл., к.т.н. Костюк Дмитро Вікторович .,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
затверджені наказом по університету від «03» листопада 2023 р. №5127-с

2. Термін подання студентом дисертації 12 січня 2024

3. Об'єкт дослідження Система рекуперації енергії, із додатковим модулем підвищення потужності (тиску) за допомогою клапанною системи управління

4. Вихідні дані: Технологічне навантаження P = 19 кН, максимальний робочий тиск 4.5 МПа, довжина ходу 0.6 м

5. Перелік завдань, які потрібно розробити: Об’єднати систему рекуперації енергії із системою підвищення тиску, Забезпечити Основні параметри для роботи рекуперації енергії із системою підвищення тиску, Визначення умов, які потрібні для безпечного використання та працевлаштування під час роботи

6. Орієнтовний перелік графічного (ілюстративного) матеріалу:

Гідропривод мобільної машини з системою рекуперації енергії; Схема гідравлічна принципова МА21мп-04.МД.01.01.00_ГЗ; Другий лист – Гідроциліндр – складальне креслення МА21мп-04.МД.01.02.00_СК; Третій лист – гільза МА21мп-04.МД.01.03.01; Четвертий лист – Поршень МА21мп-04.МД.01.03.02; П’ятий лист – Передня кришка МА21мп-04.МД.01.03.03; Шостий лист – Шток МА21мп-04.МД.01.03.04

7. Орієнтовний перелік публікацій _____

_____

_____

8. Консультанти розділів дисертації

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Технологія машинобудування	Кореньков В.М., к.т.н., доцент кафедри ТМ		

9. Дата видачі завдання 26.10.2023_____

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Термін виконання етапів магістерської дисертації	Примітка
1	Оволодів правилами та нормами охорони праці та пожежної безпеки, та виробничої санітарії	01.09-14.09	
2	Проводив аналіз існуючих конструкцій Акумулятор та систем рекуперації енергії, ,	14.09-08.10	

	переваги таких конструкцій , їх недоліки, та літературу		
3	Початок розробки власного технологічного продукту , власної конструкції початок гідравлічних розрахунків, перший етап розрахунків та полірування гідросхеми	08.10-13.10	
4	Продовження розробки власного технологічного продукту , власної конструкції початок гідравлічних розрахунків, другий етап розрахунків та полірування гідросхеми	16.10-25.10	
5	Продовження розробки власного технологічного продукту , власної конструкції початок гідравлічних розрахунків, третій етап розрахунків та полірування гідросхеми	25.10-05.11	
6	Закінчення роботи технологічної конструкції, кінцевий етап гідравлічних розрахунків, початок, та кінець технологічного процессу, початок розрахунку на міцність	10.11-18.11	
7	Закінчення роботи технологічної конструкції, кінцевий етап гідравлічних розрахунків, початок, початок розрахунку гідроудару та кінець технологічного процессу, продовження розрахунку на міцність	19.11-30.11	
8	Закінчення роботи технологічної конструкції, кінцевий етап гідравлічних розрахунків, закінчення розрахунку гідроудару, та кінець технологічного процессу, закінчення розрахунку на міцність	01.12-05.01.	

Студент Гордієнко Віталій Сергійович

Керівник Костюк Дмитро Вікторович

Реферат

У цій Магістерській дисертації:

- Коротко обґрунтовано питання процесу функціонування та перелік акумуляторів, систем рекуперації енергії, систем бурової установки
- Було вирішено питання проектування задуманої установки бустерної системи із системою рекуперації енергії.
- Запропоноване та спроектоване технічне рішення установки самого модуля бустерної системи було обраховано, перевірено, та відповідає поставленим умовам. Проведені розрахунки за методикою вирішення таких задач.
- Накреслено основні деталі, складальне креслення гідравлічного циліндру із системою рекуперації енергії. Також накреслена принципова гідравлічна схема.
- Було розроблена технологія виготовлення та опис покрокових етапів дій, за для виготовлення деталі «Поршень» у програмному забезпеченні, з технологічний синтезом CATIA
- Розглянуті основні питання охорони праці при роботі з заданим обладнанням. В нього входить: Механічна безпека, небезпека роботи з обладнання під високим тиском. Хімічна безпека роботи з гідравлічним мастилом HVLP46; Пожежна безпека; Електрична безпека
- Зроблений висновок по роботі

Ключові слова: Рекуперація енергії, бустер, гідроудар, полімер, Бурова установка, , штемпель, періодичне навантаження, неперервне навантаження.

Abstract

In this Master's thesis:

• The questions of the functioning process and the list of accumulators, energy recovery systems, and drilling rig systems are briefly justified.

• The issue of designing the conceived booster system with an energy recovery system was addressed.

• The proposed and designed technical solution for the booster system module was calculated, verified, and complies with the specified conditions. Calculations were conducted using the methodology for solving such problems.

• The main details were outlined, and an assembly drawing of the hydraulic cylinder with an energy recovery system was created. A schematic hydraulic diagram was also drawn.

• A manufacturing technology and a step-by-step description of actions were developed for producing the "Piston" part using CATIA software with technological synthesis.

• Basic occupational safety issues when working with the specified equipment were considered. This includes Mechanical safety, the danger of working with high-pressure equipment, Chemical safety when working with hydraulic oil HVLP46, Fire safety, and Electrical safety.

• A conclusion was drawn on the work.

Keywords: Energy recovery, booster, water hammer, polymer, Drilling rig, stamp, periodic load, continuous load.

Пояснювальна записка

до магістерської дисертації

на тему: Гідропривод мобільної машини з системою рекуперації енергії

Hydraulic drive of a mobile machine with an energy recovery system

Київ – 2024

Зміст

ВСТУП 9
1. Рекуперація енергії в мобільній гідравліці 10
1.1. Загальні відомості систем з підвищенням ефективності 10
1.2. Стандартні рішення енергоефективних систем управління 17
1.3. Мобільна гідравліка 22
1.4. Гідроудар 29
1.5. Аккумулятори 33
1.6. Висновки 43
2. РОЗРОБКА ГІДРОПРИВОДУ МОБІЛЬНОЇ МАШИНИ З СИСТЕМОЮ РЕКУПЕРАЦІЇ ЕНЕРГІЇ 44
2.1. Технічні характеристики екскаватору 44
2.2. Розробка схеми гідравлічної принципової 48
2.3. Визначення геометричних параметрів робочого гідроциліндра 51
2.4. Вибір робочої рідини 53
2.5. Визначення витрат і тисків в гідродвигунах 56
2.6. Вибір подачі насосу 58
2.7. Вибір акумулятора для підвищення енергоефективності 59
2.8. Гідравлічний розрахунок розмірів трубопроводів 63
2.9. Тепловий розрахунок 67
2.10. Розрахунок гідроциліндрів на тривкість 69
2.11. Підбір апаратури 72

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	МА21мп.4.МД.01.00.00ПЗ		
Розроб.		Гордієнко В.С.			Гідропривод мобільної машини з системою рекуперації енергії	Лит.	Аркуш 7 / Аркушів 112
Перевір.		Костюк Д.В.					
Реценз.						КПІ ім. І. Сікорського ММІ МА-21мп	
Н. Контр.							
Затверд.							

3. МОДЕЛЮВАННЯ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ 76
3.1. Моделювання ефекту гідроудару в трубопроводі 76
3.2. Моделювання гідроудару у трубопроводі. 77
3.3. Моделювання системи дипломного проекту..... 80
3.4. Висновки 83
4. ТЕХНОЛОГІЯ ВИГОТОВЛЕННЯ ДЕТАЛІ «ПОРШЕНЬ» 84
5. БЕЗПЕЧНА ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТА ОБСЛУГОВУВАННЯ ОБ`ЄКТА ПРОЕКТУВАННЯ 92
5.1. Механічна небезпека із роботою обладнання наживу 94
5.2. Хімічна небезпека при роботі із обладнанням наживу 95
5.3. Небезпека роботи з системами високого тиску 97
6. Стартап проекту 99
6.1. Розробка стартап-проекту..... 99
6.2. Технологічний аудит ідеї проекту 101
6.3. Аналіз ринкових можливостей запуску стартап-проекту 101
6.4. Розроблення ринкової стратегії проекту..... 105
6.5. Маркетингова програма стартап проекту 106
6.6. Висновки 106
ВИСНОВКИ..... 107
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ 109

ВСТУП

В Магістерській дисертації буде виставлено питання створення Гідроприводу мобільної машини з системою рекуперації енергії із системою бусту тиску, його основний розрахунок, та короткі описи системних розрахунків. Системи рекуперації енергії є невід'ємною частиною підприємств працюючих у багатьох сферах, таких як:

- Робота із виготовлення металевих частин
- Робота із виготовлення паперових виробів та їх розгалужень
- Робота з переробки відходів.
- Мобільних машинах
- Промислове підприємництво, гірнича промисловість

Для таких цілей, підприємству які працюють із мобільними машинами, або машинами із великою енергією і втратами, використовують принцип збереження енергії, або її перерозподіл. Використання рекуперації енергії дозволяє зменшити викиди та вплив на навколишнє середовище. Замість того, щоб втрачати енергію у вигляді тепла чи інших відходів, її можна використовувати знову, що зменшує потребу в додатковому виробництві енергії. Задля цього було розглянуто різні модифікації пристроїв рекуперації енергії, системи у яких можливе використання принципів бусту системи. їх стандартні налаштування, особливості будови гідравлічних схем, механічну будову пресів, бурів. визначено переваги та недоліки різних конфігурацій пресів, акумуляторів, бурів та інших .

Мета та задачі роботи над дисертацією:

- Виявити основні положення, приклади технічного рішення пакетних пресів, Бурів промислового призначення, акумуляторів для рекуперації енергії їх різниця між аналогами на ринку, різних системах як можливо об'єднати систему рекуперації енергії із системою підвищення тиску.

- Основні параметри для забезпечення роботи рекуперації енергії із системою підвищення тиску, який потрібен баланс між тиском і зусиллям для забезпечення постійної роботи даних систем, та розрахунок цієї ж системи.
- Які умови потрібні для безпечного використання та працевлаштування під час роботи із пакетним пресом, хімічна, механічна та безпека під високим тиском.

1. Рекуперація енергії в мобільній гідравліці

1.1.Загальні відомості систем з підвищенням ефективності

Гідравлічні системи [25] дуже розповсюджені у наші дні, вони мають важливі переваги в порівнянні зі своїми «Аналогами», а саме

- Можливість працювати у нестандартних умовах
- Можливість працювати при значних зусиллях і тиску
- Гібридність і гнучкість використання

Стандартний насос надає до 80-90% ефективності, основні втрати після цього йдуть від місцевих втрат, втрат за рахунок використання високого індексу в'язкості для підтримки в'язкості рідини в оптимальному діапазоні. Основні втрати енергії, яке є основне джерело втрат ефективності, представлені у двох формах:

- Механічні витрати (mechanical losses) – втрати енергії за рахунок тертя рідини між стінками трубопроводу
- Об’ємні витрати (Volumetric losses) – втрати енергії як результат витоків рідини з трубопроводу

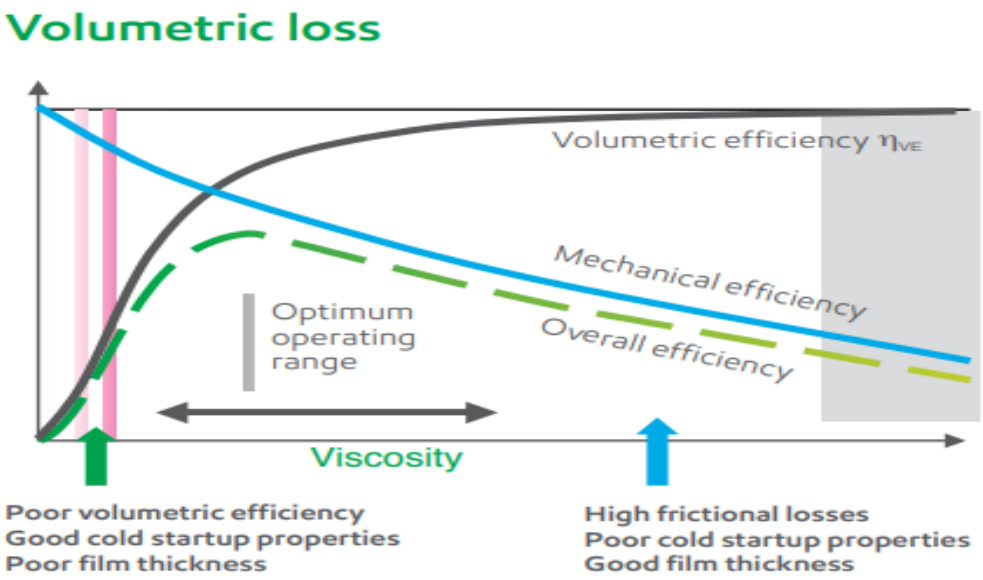


Рис. 1.1. Графік об'ємних витрат в оптимальних межах ефективності.

Механічні втрати є найвищими у випадках коли в'язкість рідини досягає малого значення. Перегляд цих двох кривих. графік ілюструє діапазон в'язкості для оптимальної ефективності. Так як в'язкість підвищується при низьких температурах, і навпаки, понижається при підвищені температури. Триматися оптимальної температури дуже важко, тому існують втрати енергії. Підвищення ефективності та створення нові рідини із придатними властивостями, що дозволяє підтримувати високий показник в'язкості для стабільності в'язкості рідини в оптимальному діапазоні в широких межах. Підвищення тиску системи знижує ккд насоса, що не підходить у межах нашої мети. Підвищення тиску суттєво впливає на підвищення механічних втрат (вище напруження на насос та трубопровід) і підвищує об'ємні витрати

Саме тому, в системі встановлено гідроакумулятор, який запобігає таким чинникам:

- Гідроудар
- Додаткове живлення системи
- Превентивне аварійне живлення системи при певних наслідках виключення системи

Гідроакумулятори поділяються на декілька типів по своїй структурі.

- Діафрагмові акумулятори
- Балонний акумулятор
- Сильфоні акумулятори

Розробка концепції гідравлічних компонентів і систем протягом останніх десятиліть [21] була чіткою зосереджуванням на енергоефективності і керованості. З сьогоднішніми компонентами, такими як насоси з електричним приводом, двигуни та клапани, а також електронні системи управління мають гнучкість гідротехнологій значно збільшені, що надало унікальні можливості.

Приклади використання рекуперації енергії

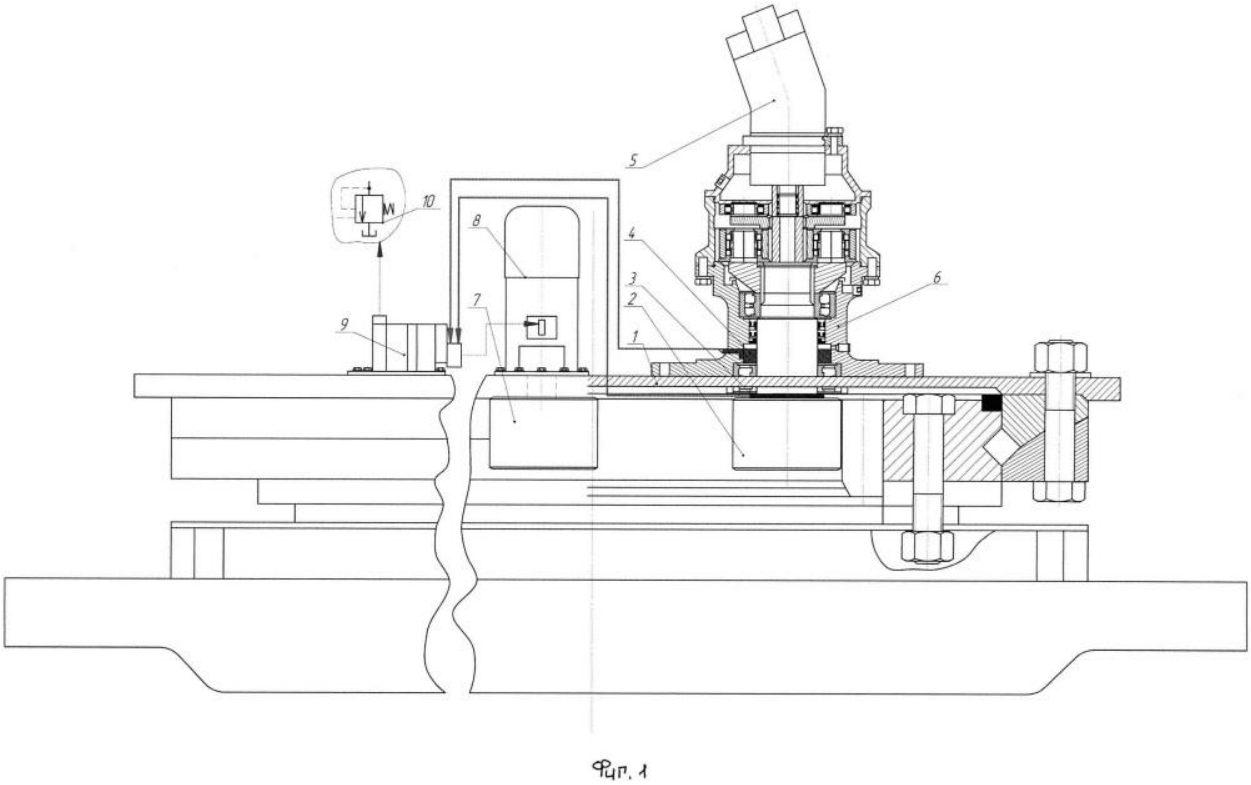


Рис. 1.2. Приклад енергозбереження гідравлічного приводу

Винахід [19] відноситься до галузі енергозбереження і призначений для відновлення енергії елементів гідравлічного приводу роторної платформи для одноковшових екскаваторів. Де 1 – гільза, 2 – шток, 3 – ущільнення, 4 – втулка,

5 – платформа 6 – Кришка 7 – Вал , 8 – електрорекуператор, 9 – Мотор, 10 – клапан тиску. У методі програмно-логічний контролер через систему датчиків зчитує збільшення пікових значень динамічних навантажень - крутного моменту, кута повороту, кутового прискорення і, при відхиленні від заданих значень крутного моменту, включає електрорекуператор. При перевищенні критичного динамічного навантаження електричний рекуператор уповільнює платформу і діє як генератор, перетворюючи механічну і гідравлічну енергію в електричну, накопичуючи частину енергії в акумуляторі і перенаправляючи частину її в бортову мережу. Під час роботи електрорекуператора гідравлічна система працює при зниженні тиску з меншою потужністю насоса і гідромотора, Динамічне і регулювання швидкості здійснюється електрорекуператором шляхом зміни крутного моменту на валу приводної передачі. Під час роботи електрорецептора приводні механізми синхронно розподіляють силовий вантаж над контактними поверхнями кінематичних пар, забезпечуючи зниження концентрації внутрішніх напружень на обмеженій контактної області на одиницю робочого часу. Технічний результат — зниження втрат енергії.

Однак [22] відомий метод має такі недоліки: Неможливість регулювання режимів швидкості механізму, що відповідає поточним динамічним навантаженням, коефіцієнт навантаження приводу λzp залишається високим, кінетична енергія обертової платформи, складність контуру гідроприводу, а низька надійність акумуляторів гідровакууму взимку до кінця не використовується.

Цей метод має недоліки:

1. Високі втрати опору потоку гідравлічної рідини;
2. Нездатність адаптувати привід до швидкозмінних динамічних навантажень;
3. Нестійкість платформенних перехідних процесів на одиницю часу;
4. Енергоефективність з низьким приводом;

5. Неефективний перерозподіл потужності приводів відповідно до енергоємності циклу під час відновлення енергії;
6. Неможливо автоматизувати енергоємні режими керування.

На сьогодні існує два підходи до розробки концептів гібридного приводу. Основним завданням приводу є відновлення енергії, яка в звичайних екскаваторах незворотньо втрачається. Це гальмівна енергія поворотної платформи і опускання головного буму і рукоятки. Одна гібридна концепція існує на основі електрообладнання, інша — на основі гідроагрегатів.

У звичайному екскаваторі, коли важіль поворотного механізму повертається в нейтральне положення, обертання платформи сповільнюється, створюється замикаючий потік масла. Тиск в контурі гідросистеми збільшується, створюється опір, під дією якого гідравлічний двигун повороту поступово зупиняється, потім відкривається перепускний клапан і масло розряджатиметься в гідробак. При цьому частина кінетичної енергії обертання перетворюється в тепло і розсіюється. Такий же, процес спостерігається при опусканні стрілки і рукоятки.

Під час вказаних робочих рухів екскаватора втрачається значна кількість енергії, яка може бути накопичена і обернена в корисну роботу системою рекуперації енергії гальмування.

У гідравлічній системі енергія потоку масла, що генерується обертовим гідравлічним двигуном (що працює при гальмуванні роторної платформи в насосному режимі), накопичується в гідроакумуляторі високого тиску, що містить азот. Від гідроакумулятора потік масла спрямовується на гідропривід повороту платформа в початковій фазі повороту і для збільшення швидкості повороту.

Кількість масла, що проходить між гідравлічним двигуном поворотного стола і гідроакумулятором, а також витік масла з гідронасоса, контролює рекуператор енергії поворотного гальма, який є «серцем» гідравлічної рекуперaційної енергії гальмівної системи. Швидкість потоку робочої рідини,

що протікає через СЗВ, становить у порядку 200-300 л/хв (у Cat 336E H) і залежить від режиму роботи машини.

Крім реалізації системи рекуперативного гальмування, конструктори переслідували ще дві цілі: Збереження верхнього значення і оптимізація продуктивності. Економія палива в основному досягається за рахунок використання енергії накопиченої гідравлічної рідини для обертання обертової платформи.

Але конструктори також зменшили швидкість двигуна до 1500 об/хв (зазвичай, наприклад, Cat 336E, - 1800 об/хв), використовуючи головний гідравлічний насос з великим робочим об'ємом. Обертається з меншою частотою і забезпечує таку ж швидкість потоку, як і насос Cat 336E. Гідравлічний насос став чутливим до необхідності зміни подачі.

Саме на цьому принципу як приклад, буде проходить подальша робота.

Працюють гідравліки у важких транспортних засобах і техніка складається майже виключно з системи керованої клапанами. Суттєвою перевагою клапану полягає в тому, що для насоса може використовуватися насос з одночасною роботою багаторазових навантажень. Головним недоліком є значні втрати клапанів, особливо з великою різницею в навантаженні тиск в вантажів.

Збереження енергоефективності системі [24], не просто зменшити втрати, а й реалізувати задачі системи, із зменшенням споживання енергії насосом.

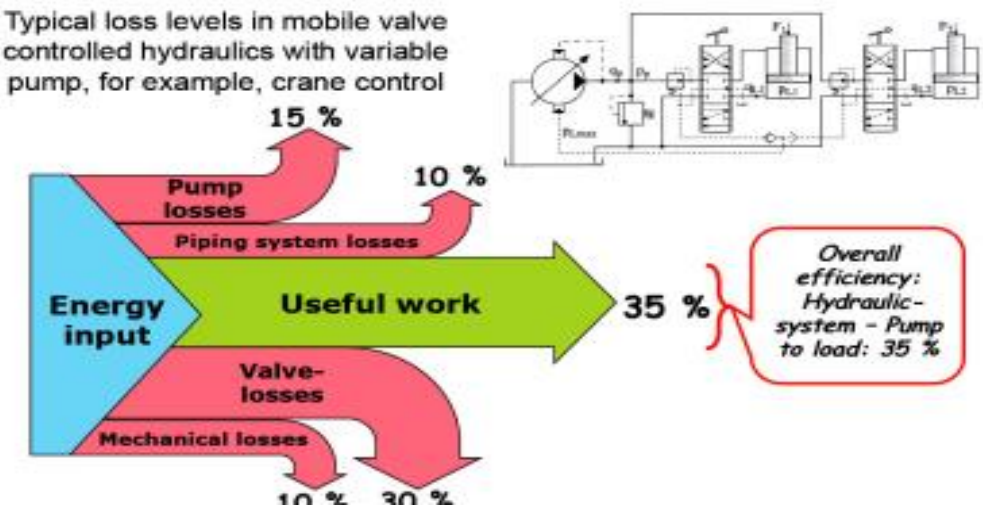


Рис. 1.1.1 Види втрат енергії у гідравлічних системах

На малюнку 1.1.1 показано, що ефективність системи для підйомних навантажень, становить близько 35%. Для повного циклу із втратами на холостому ходу енергоефективність значно нижча, близько 20%.

(a) *Rope-wire excavator* (b) *Hydraulic excavator*

Рис. 1.1.2. (a) Екскаватор канатного дроту кінця 50-х років поруч, (b) із сучасною гідравлікою. екскаватор.

До того, як гідравліка використовувалася в мобільних машинах, було звичним керувати роботою сталевими дротами, наприклад, екскаватори, як

показано на малюнку 1.1.2 [19]. Коли гідравліка вийшла на арену, виробники машин побачили. переваги в гідравлічному циліндрі, з його подвійною здатністю і високою щільністю потужності.

Мобільні гідравлічні системи часто містять кілька різних приводів. У багатьох випадках для зниження вартості системи один насос ділиться на кілька приводів. Для розподілу потужності, що забезпечується насосом, на виконавчі пристрої використовуються гідравлічні клапани. Типовий гідравлічний пускач має два робочі порти, до яких потік і тиск управляються клапаном.

1.2. Стандартні рішення енергоефективних систем управління

Існують різні типи клапанних систем, з функцією, заснованою на різних принципах тиску і керування потоком [22]. Найбільш проста, і, ймовірно, досі найпоширеніша система, заснована на так званих відкрито-центрових клапанах і фіксованих насосах переміщення. Більш ефективна, але трохи складніша, система openCenter використовує насос змінного зміщення, що дозволяє

1. Незалежне вимірювання. Ще один складніший підхід до управління клапанами базується на вимірювання та незалежністю параметрів від елементів, або системи.
2. Клапани вимірювальні (IMVs). На відміну від розташування клапанів з використанням золотникових клапанів, вимірювачі прохідних і метрових графіків більше не з'єднані механічно. Це поняття забезпечує більш високий ступінь свободи в контролі, оскільки потік і тиск на окремих робочих портах є
3. Динамічні характеристики, оскільки є більше вхідних сигналів, архітектура. дозволяє більш високий ступінь свободи в контролі, корисний, наприклад, для контролю. гідравлічне гасіння в залежності від стану навантаження.

4. Настроюванні характеристики на відміну від традиційних рішень золотникових клапанів. які потрібно механічно регулювати до тих пір, поки не будуть потрібні характеристики, є зроблені в індивідуальній метричній системі, які можуть налаштовуватись незалежно, і характеристика яких налаштовується за допомогою софту.

На [24] загальному рівні термін енергоефективність описує відношення "корисний. вихід" на "сумарний вхід", де "сумарний вхід" більший за "корисний вихід" з різницею між двома втратами. Енергоефективність — це а непередбаченне число в діапазоні від нуля до одиниці, яку можна обчислити моментально або з часом. У міру того, як загальне визначення включає поняття «корисності», те, що повинно бути включене у відповідні терміни, стає дещо. суб'єктивне, де можуть розглядатися різні аспекти юзабіліті. Є кілька способів визначення енергоефективності, корисних для різних ситуацій в залежності від перспективи. З цієї причини, про це в багатьох випадках краще говорити енергії в абсолютних термінах, тобто енергоспоживання або втрати енергії.

Переваги гібридизації. В залежності від потужності та енергоємності гібридної системи, різні. стратегії підвищення ефективності можуть бути виконані. Для деяких гібридних архітектури,. це може бути лише одна основна функція, яка стосується, в інших випадках, всіх. функції машини впливають на її функціонування. Приклади ознак, які шукають в гібридизація о робочі машини бувають наступних:.

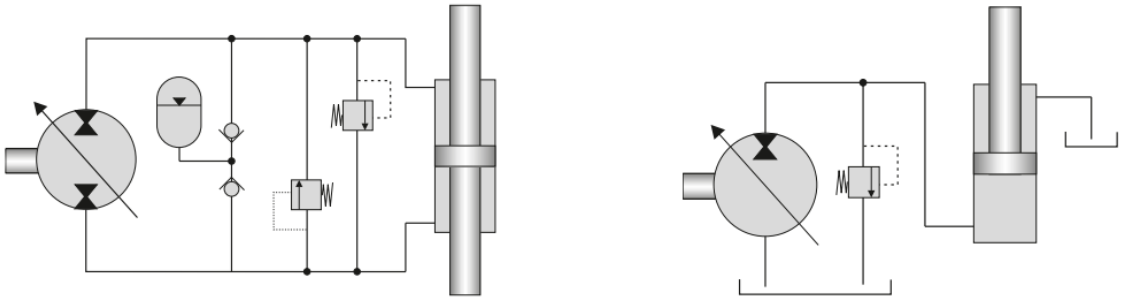
- Рекуперація кінетичної енергії - відновлення і повторне використання енергії від уповільнення високих інерційних навантажень.
- Рекуперація потенціальної енергії - відновлення і повторне використання енергії, що зберігається в. навантаження при гравітаційних навантаженнях.
- Функція/декупація системи - зменшення жорсткості в системах, виготовлення. компоненти працюють більш незалежно один від одного, дозволяючи їм. для оптимізації окремо.
- Функція підсилення потужності - для економії енергії на піку. вимоги до живлення, що в деяких випадках може призвести до зниження розмірів.

Альтернативно, збільшити вихідну потужність для обмеженого період часу до збільшення. продуктивність.

Електрифікація транспортних засобів на дорогах є очевидною тенденцією в суспільстві, як це і є. робочі машини, де більшість більших виробників машин розробили і продемонстрували електричні гібриди.

Системи керовані за допомогою насосу

У насосно-керованих системах (PCSS) кожне навантаження на привод (Гідроциліндр) приводиться в рух окремим насосом. Доступні рішення можуть бути розділені в основному на дві різні конфігурації, або з гідравлічною машиною, влаштована в замкнутому контурі, або у відкритому контурі, схематично зображеному на рис.1.2.1. У конфігурації відкритого контуру насос має попередньо визначений високий і низький рівень тиску із торця, на відміну від замкненого контуру, де сторона тиснення залежить від квадранта завантаження пускача.



(a) *Pump control in a closed circuit arrangement.*

(b) *Pump control in an open circuit arrangement.*

Рис. 1.2.1 Управління насосом із двома відмінними конфігураціями схеми.

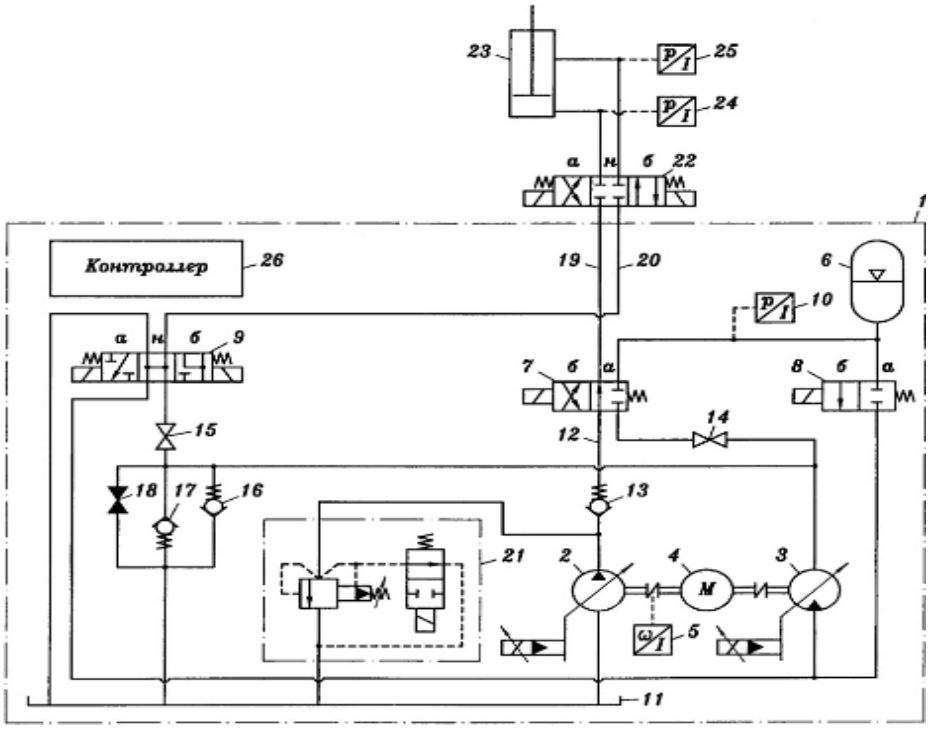


Рис. 1.2.2 гідравлічний блок рекуперації енергії.

Агрегат розрахований на гідравлічне приводнення машин і агрегатів, які періодично працюють з пов'язаним навантаженням на вихідну частину їх гідродвигуна. Блок 1 складається з регульованого насоса 2 з пропорційним електричним управлінням і регульованого гідромотора 3 з пропорційним електричним керуванням, вали якого з'єднані з валом провідного електродвигуна 4, гідроакумулятора 6, гідробака 11, гідророзподільників 7, 8 і 9, реверс 13, 16, 17 і запобіжні 21 клапани, клапани 14, 15, 18, напірні гідролінії 12 і 19, зворотна гідравлічна лінія 20. Датчики тиску 10, 24, 25 і 5-швидкісний датчик вала електродвигуна 4 підключені до відповідних входів контролера 26, відповідні виходи якого підключені до електрокеруючих агрегатів насоса 2 і гідромотора 3 і електромагнітів гідравлічних розподільників 7, 8, 9 і 22 і запобіжний клапан 21. Контролер 26 включає такі пристрої, як джойстики для введення сигналів управління рухом вихідної Ланки гідроциліндра 23 і встановлення режимів роботи блоку 1. Технічний результат — підвищення енергоефективності гідровузла для відновлення енергії.

Винахід відноситься до поля об'ємного гідравлічного приводу, зокрема до гідравлічних пристроїв для відновлення енергії за допомогою гідроакумуляторів, і може бути використаний для виготовлення і модернізації гідроприводів, що працюють з навантаженням (за допомогою приводів вперед гідравлічних приводів або крутного моменту для обертових і поворотових гідроприводів) діючи на певну частину робочого циклу на їх вихідну ланку (штока або плунжер для гідроциліндрів, вал для гідромоторів і роторних гідродвигунів) в напрямку руху заданої вихідної ланки (т.п., періодично працюючи з попутним навантаженням). У таких умовах, наприклад, працюють гідроприводи: Машини і механізми, робота яких супроводжується частим гальмуванням гідродвигуна, підйомних машин і механізмів, лави для повномасштабних випробувань довговічності труб внутрішнім тиском і поперечними силами створюючи згинальний момент.

Робочі механізми, включаючи лопатонавантажувачі, екскаватори, конвеєрні навантажувачі і подібні, зазвичай включають гідравлічну систему управління для керування одним або більше робочих пристроїв, таких як ковші, стріли кранів, зворотні лопатки, грейпли, такого роду речі. Гідравлічна система керування може містити відкритий замкнений гідравлічний контур для керування одним або більше приводів, підключених до кожного робочого пристрою. У відкритому замкнутому гідравлічному контурі один або кілька насосів можуть бути використані для спрямування гідравлічної рідини до приводів через один або кілька розподільників і трубопроводів. Однак, конструкція замкнутих контурів в таких схемах може бути складною і, якщо два або більше пускачі виконують одну і ту ж дію на робочому пристрої, забезпечення застосування кожного з приводів з гармонізованими подібними навантаженнями може потребувати складних програмних і керуючих схем. Тому для подолання цих проблем гідравлічна система керування може містити замкнутий гідроконтур, а не відкритий замкнений гідроконтур.

Як правило, насоси в системі гідроуправління живляться від основного силового агрегату робочого механізму, наприклад, двигуна внутрішнього

згоряння, мікротурбіни, електродвигуна і т. Зазвичай використовуються високовихідні силові агрегати, оскільки гідравлічна система управління і ходовий механізм роботи мають високі вимоги до потужності. Однак, високовихідні силові агрегати можуть потребувати відносно великої кількості палива, можуть бути відносно важкими і можуть виробляти відносно велику кількість приливної продукції. З цієї причини стає звичним інтегруватися в діючі механізми системи зберігання гідравлічної енергії, яка включає енергоблоки з відносно низьким виходом і здатні генерувати накопичену потужність при потребному живленні.

1.3. Мобільна гідравліка

Одна з найважливіших галузей гідравліки, мобільна виконання роботи машин, так як найбільш сучасними машини, які здатні до переміщення з одного місця на інше, наявність мобільної гідравліки стає важливою частиною нашого життя. Система повинна бути не тільки компактною і потужною, а й міцною а й спроможною до витримки ударів, та надзвичайних напружень. В утримуючих пристроях всі необхідні міри підвищеної безпеки необхідні, та обумовлені. Випадкові переміщення навантаження, або блоку повинні бути запобіжні.

Класична ідея драйву будівельних машин базується на центральному джерелу живлення, дизельний двигун та центральний джерело підводу тиску, який може складатись із декількох насосів різного типу. Усі гідравлічні споживачі живляться від енергією системи постійного тиску, також існує декілька шляхів для підтягування рівня тиску для потреб найвищого завантаженого споживача.

Рішення для управління енергією можуть передивлятись в залежності від задач, і головним питанням постає: Яку роль у гідравлічній системі грає даний пристрій. Кошти ємнісної батареї не обумовлюють тих умов, які ми задаємо за такі гроші для збереження енергії.

наведені нижче сценарії є стислими для

- Е-активатори замінники гідравлічного пристрою
- Гідравлічний автономний привід
- Гідростатичний драйвер
- Гідравлічний перетворювач для лінійного активування
- Цифровий гідравлічний привід допоміжного призначення
- Допоміжні контрольовані мотори з постійним тиском у системі

Використання електро-механічного лінійного приводу в екскаваторі є обмежене. Їх низька потужна щільність та чутливість до бруду та вібрацій є проблематичним. Гідравлічний автономний привід має переваги так як джерело живлення може бути оптимізований для індивідуальних потреб споживача. Пониження тиску від системи з постійним тиском не є обов'язковою, та вона ж зменшує втрати. Індивідуальні засоби генерації тиску які спричинені більшим впливом втрат від компонентів системи, що є негативним чинником.

Гідростатичний привід є корисним для приводів вантажно-обертового призначення, такі як конструкції поворотного типу. Проте лінійні системи потребують комплексної системної компенсації, та також потребують здебільшого простору для встановлення. Гідравлічний перетворювач є розумним шляхом для пристосування до асиметричних споживачів на постійному тиску системі.

Важливим внеском у підвищення ефективності є постійне використання енергії регенерації. Приводи для підйому в загалом надають потенційну енергію, так всі гальмівні процеси надають кінетичну енергію. Для цього ж потребується використовувати компактні та потужні ємності для збереження. В порівнянні електричного, механічного та гідравлічного зберігача енергії, простий гідравлічний акумулятор показав дуже непогані результати із відміною ефективністю

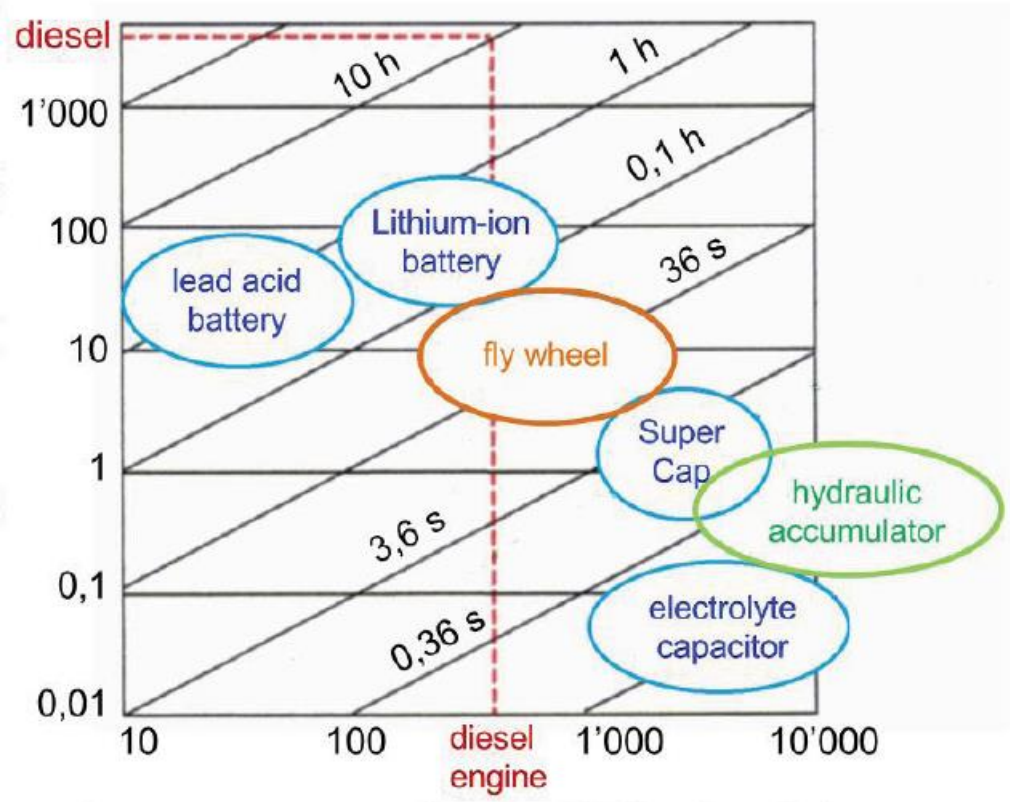


Рис. 1.3.1. порівняння типів зберігання енергії.

Енергія тертя обертального руху структури, наприклад, може відновлюватись від гідростатичного трансмісії до джерела живлення. Воно , взагалі то може відновитись до половини свої потужності, навіть якщо всі компоненти (гідравлічний мотор – гідравлічний насос з двигуном) мають індивідуальні показники ефективності 90%, із-за потоку енергії через усю ланку компонентів на всіх ділянках. Незважаючи на це, зміна має сенс, у світі того, що основна гідравлічна система нормалізована, і її ж ефективність значно вища а ніж дросельний контроль.

Трьох ланкова гібридна система тандемного лінійних активаторів, із коефіцієнтом площі 0.5 і великим, із частиною статичного тиску (F_l) було представлено на рис 1.3.2. Ця версія комбінує багато переваг уже існуючих рішень. Отвори тандемних циліндрів будуть з'єднанні, що дозволить їм перебувати як системі з однаковим тиском (p_B). Серво-об'ємний насос (НР) з'єднаний з цими камерами, і поршньовою порожниною що дозволяє

впровадити симетричні зони тиску. Третій насос з тиском (p_{A1}) може бути з'єднаний із тиском центрального гідравлічного приводу (p_0), додатково з'єднують із акумулятором (SP) /10/ . Тиск живлення (p_{min}) компенсує витоки насосу, і запобігає кавітацію.

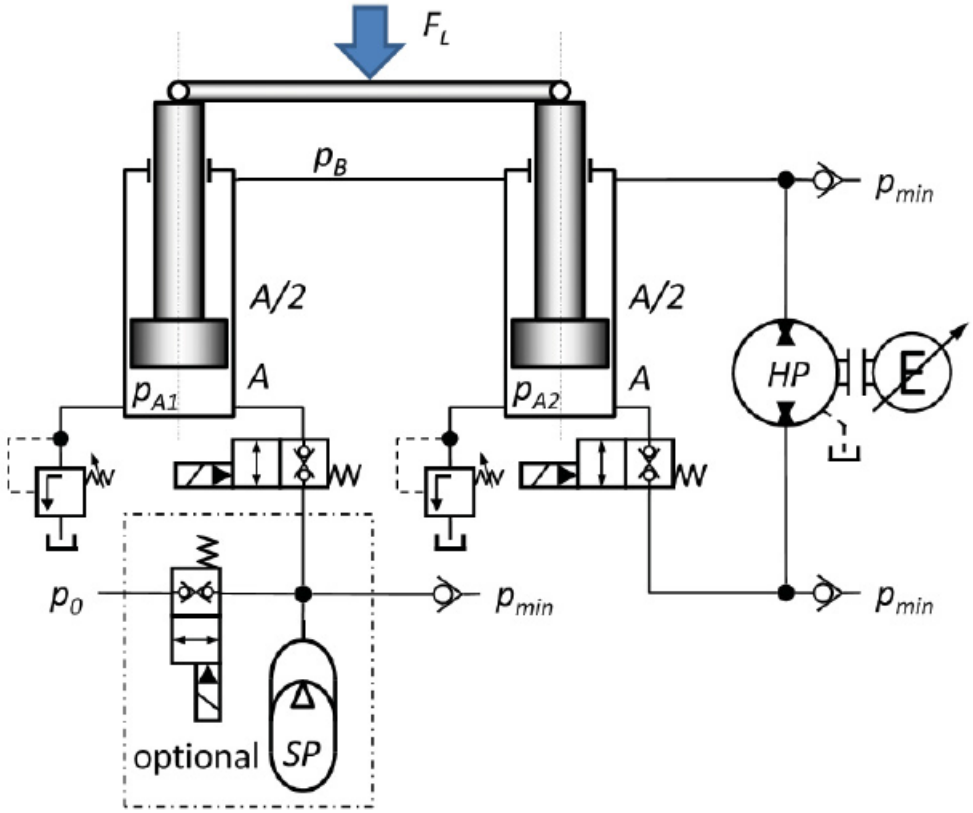


Рис. 1.3.2. Трьох ланкова гібридна схема тандемного циліндричного приводу

Іншим варіантом схеми [22], як заміни одного циліндру, рис 1.3.2, або ж представити його як тандемну одиницю, із збалансованими умовами тиску. Негативним чинником є великі кошти на такий циліндр. У випадку екскаватору, гідростатичний привід з частотою контрольованою за допомогою електромотору, значно підвищується. В заміну на це, великий тиск гідравлічного мотора видає найвищу можливу швидкість. Велика швидкість зменшує компонентні характеристики, та натяг на електромоторі. Повна одиниця є компактною, і може бути інтегрована поряд із циліндром

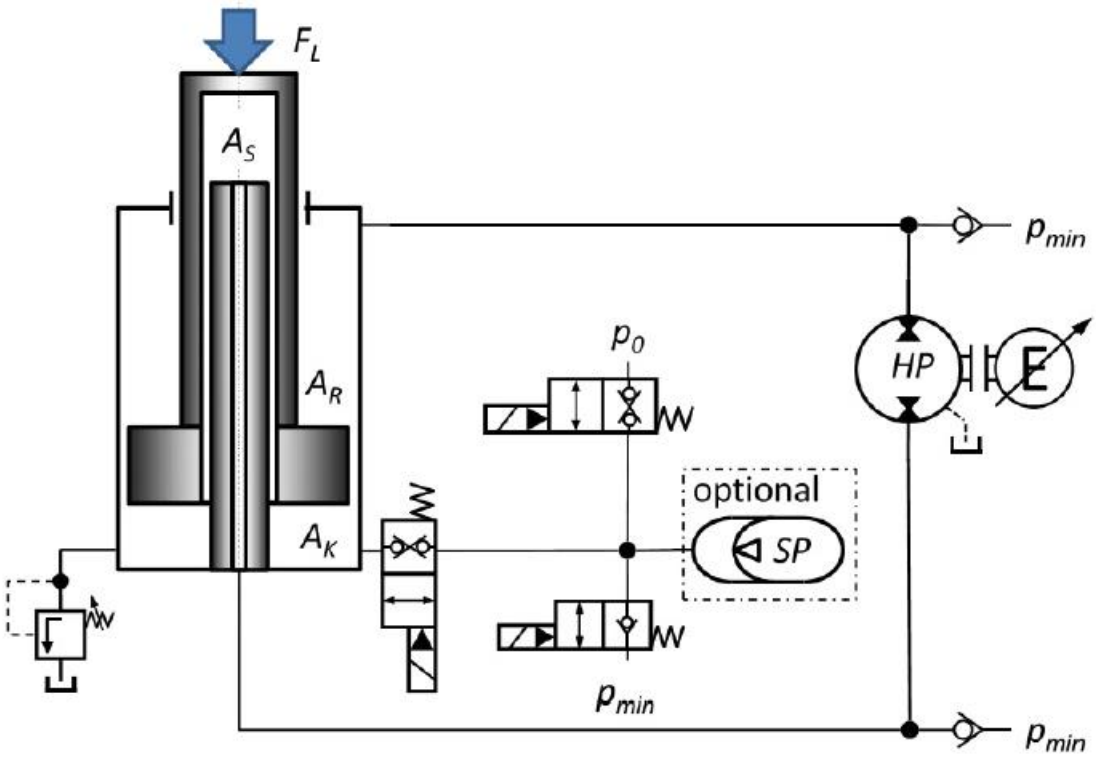


Рис. 1.3.3. Трьох ланкова гібридна система із одним тандемним циліндром

Початковий аналіз коштів/прибутку показав те, що тільки оптимізований циліндр підвіски може зменшити кошти приблизно на 4.5% (5% із акумулятором). Трьох ланкова гібридна система зменшує витрати уже з першого дня. Іншим прикладом є система показана на рис. 1.3.4. із системою контролю кожного розподільника під час підйому та опускання. Коли ж стрілка екскаватору опускається, PMSM починає обертатись проти годинникової стрілки, поршень та шток втягуються, і розподільник 1 у лівому положенні. Гідравлічний насос зостається з мінімальним робочим тиском і подає рідину до поршньової порожнини, яка в свою чергу перетікає до акумулятора. Коли ж стрілка піднята, PMSM обертається за часовою стрілкою і поршень починає свій рух. У цей чай, розподільник 2 переміщується у крайнє верхнє положення, і високий тиск мастила в гідравлічному акумуляторі перетікає в ЕМНА штокову порожнину. Потім гідравлічний циліндр видає навантаження для підтримки ЕМА у піднятті стрілки. Під час енергетичного

відновлення та процесів, розподільник 1 та розподільник 2 повністю відкриті для зниження дросельних втрат як умово більше.

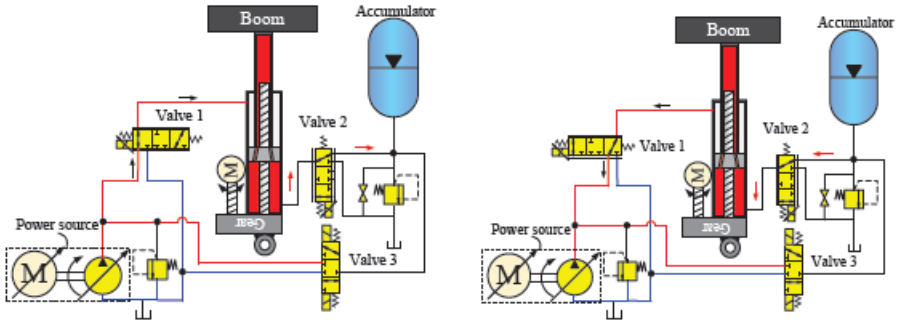


Рис. 1.3.4 Стан виконавчої системи під час збереження та використання енергії

Як приклад [21] на малюнку 1.3.4. під час операції, машина яка підтримує операцію або ж інших підтримуючих факторів які потребують ЕМНА (Електромеханічний Актуатор з Високою Активністю) для збільшення втягування, розподільник 2 у нижньому положенні, та поршньова порожнина з'єднана із баком для зниження тиску. Розподільник 1 у лівому положенні, та штокова порожнина ЕМНА з'єднана із гідравлічним насосом. Гідравлічний насос живить високий тиском рідину до штокової порожнини, для здебільшої сили втягування разом із ЕМА одиницею. В такому випадку, ЕМНА може представити значні зусилля для нормальної операції стрілки.

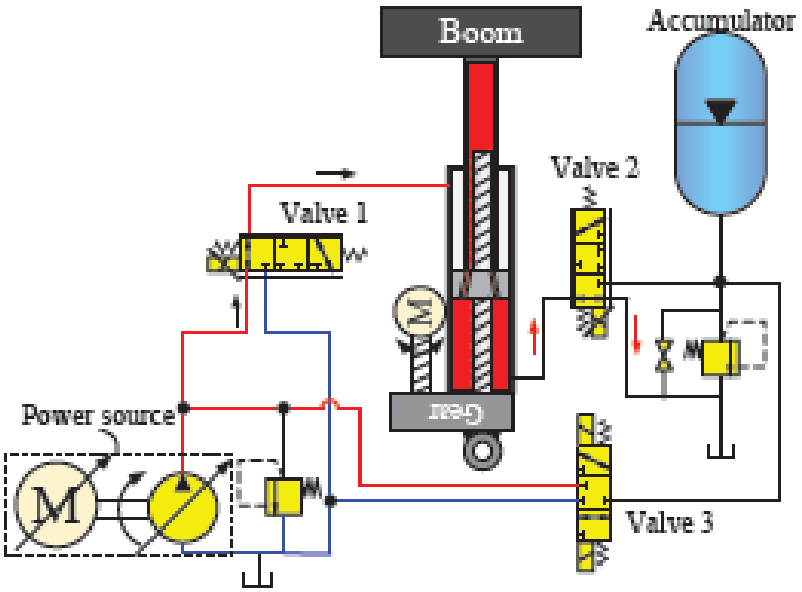


Рис. 1.3.5. контрольні золотники у статусі великого завантаження.

Принцип роботи гідравлічно-електричної системи екскаватору, де стрічка керується за допомогою ЕМНА, Рис. 1.3.5. Якщо ж гідравлічно-електрична гібридна система передбачена для підйому характеристики та вимоги під викопування повинні бути передбачені для пропонованої системи. Для викопування та інших операції ЕМНА потрібен мати можливість надати таке зусилля, щоб його хватило на стягуючого зусилля для переміщення стрічки екскаватору, плавного опускання або зупинки. Якщо ж система з'єднана акумулятором до поршньової порожнини гідроциліндру, PMSM із великим монтажним зусиллям потрібен для заданого зусилля. Більш того, так як поршньова порожнина завжди з'єднана із акумулятором, що не є дуже провідним-достатнім для виконанням стрічки своєї роботи. Попри все, якщо ж у схему добавити 3 розподільника. Таким чином, гідравлічно-електрична система має можливість функціонувати як стандартна система стрічки. У чистій гідравлічно-електричній системі, циліндр рука, циліндр ковшу та циліндр повороту контролюється за допомогою відповідних розподільників

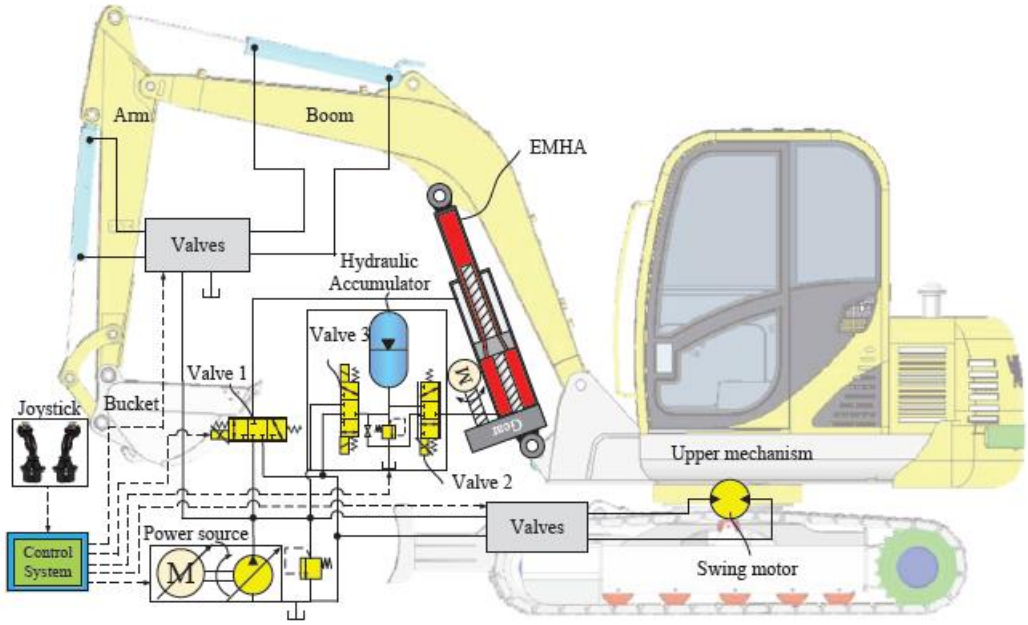


Рис. 1.3.6. Принцип роботи чистої гідравлічно-електричної системи [21]

1.4. Гідроудар

Гідроудар - це явище, яке може виникнути в будь-якій системі трубопроводів, де використовуються клапани для контролю руху рідини чи пари. Гідроудар є результатом перепаду тиску або високотискавої ударної хвилі, яка поширюється через систему трубопроводів, коли рідина в русі вимушена змінити напрямок або раптово зупинитися. Цю ударну хвилю також часто називають гідравлічним ударом або гідравлічним перепадом, і її можна визначити гучним стукітливим звуком на трубах одразу після вимкнення.

Гідроудар може виникнути, коли відкритий клапан раптово закривається, що призводить до того, що вода врізається в нього, або коли насос раптово вимикається, і потік змінює напрямок назад до насоса. Оскільки вода нестислива, удар води призводить до ударної хвилі, яка поширюється зі швидкістю звуку між клапаном та наступним коліном у системі трубопроводів чи всередині колони води після насоса.

Хоча це може виглядати і звучати безпечно, сила удару на клапані, спричинена імпульсом рідини - гідроудар, може створювати підвищення тиску, яке може перевищувати десять разів робочий тиск системи. Ці раптові зупинки потоку та зростання тиску від ударних хвиль можуть призводити до значних пошкоджень всієї системи трубопроводів як внаслідок одного події, так і через кумулятивні пошкодження, які виникають протягом часу.

Ігнорування гідроудару в кінцевому підсумку може призвести до катастрофічного виходу із ладу вашої системи подачі. Довгострокові ефекти гідроудару можуть включати

Повторюваний гідроудар також може призводити до значних пошкоджень насосів, існуючих клапанів і приладів, призводити до катастрофічного виходу із ладу герметичних з'єднань та компенсаторів розширення, а також впливати на цілісність стінок труб та зварних з'єднань.

Витоки Гідроудар може пошкодити фітинги, з'єднання та з'єднання, що призводить до витоків. Ці витоки часто починаються повільно, поступово зростаючи в інтенсивності з часом. Дрібні витоки можуть залишатися непоміченими протягом довгого часу, що робить навколишнє обладнання вразливим до пошкоджень.

Розриви труб Розриви труб через підвищення тиску особливо дорого коштують в ремонті. Розрив призводить до місцевого виходу з ладу трубопроводу і може спричинити виходження з ладу всієї системи та іншого обладнання. Внаслідок цього завдані збитки можуть бути обширними і часто включають великі операції заміни.

Зовнішні пошкодження майна Якщо не звернути уваги, витоки води можуть пошкодити електричне обладнання або призвести до корозії обладнання чи інфраструктури.

Нещасні випадки Розрив трубопроводу також може загрожувати здоров'ю та безпеці працівників і технічного персоналу. Залежно від галузі та конкретного об'єкта, неконтрольовані витоки також можуть збільшити ризик вислизання, падінь та ураження електричним струмом.

Зупинка / Обслуговування Пошкодження майна може призвести до великих витрат на ремонт або заміну обладнання. Додаткові фінансові втрати також можуть виникнути через зупинку роботи, необхідну для додаткового обслуговування, ремонтів або встановлення.

Як ви можете бачити, надзвичайно важливо вживати негайні заходи при перших ознаках гідроудару. Невиконання цього може в кінцевому підсумку призвести до системних пошкоджень та може поширитися поза систему подачі до іншого обладнання чи інфраструктури об'єкта.

Запобігання гідроудару Одним з основних чинників гідроудару може бути вибір типу клапана перевірки. Типи клапанів, такі як клапани гойдалки, з поворотною диском або поршневі клапани, залежать від гравітації та реверсу потоку для повернення клапанів у закрите положення. Це призводить до того, що вода врізається в механізм клапана, створюючи хвилю тиску, яка поширюється через систему трубопроводів.

Пружинні клапани перевірки, з іншого боку, оснащені внутрішньою пружиною, яка тихо переміщає клапан у закрите положення перед зворотнім потоком, тим самим зменшуючи або усуваючи можливість гідроудару.

Також ефективним рішенням для гідроудару є повітряні камери. Ці системи складаються з короткого відрізка труби, зазвичай у формі трійкового монтажу, з порожньою / повітряно-заповненою камерою, яка служить амортизатором (амортизатором удару) для розширення води, коли вона раптово змінює напрямок. Це зменшує величину удару, який інакше був би направлений на трубопровід.

Інші ефективні методи запобігання гідроудару включають:

- Промивання старих систем
- Встановлення редукторів тиску та регуляторів у лінії подачі
- Зниження робочого тиску
- Інвестування в трубопровідні системи з повітряними камерами як частиною дизайну
- Зменшення важкості тиску за допомогою мовчазних клапанів перевірки.

Гідравлічний удар - це явище різкого змінення тиску, що виникає при напірному русі рідини в трубі внаслідок швидкої зміни швидкості в одному з перерізів.

Швидкість ударної хвилі - це швидкість поширення хвилі зміни тиску вздовж трубопровода.

Фаза удару - це час, за який хвиля зміни тиску проходить всім трубопроводом і повертається назад. Розрізняють фазу підвищеного тиску і фазу зниженого тиску.

Позитивний гідравлічний удар - починається з фази підвищення тиску. Ми розглядали позитивний гідравлічний удар, коли клапан закривається в кінці трубопроводу.

Негативний гідравлічний удар - починається з фази зниження тиску. Якщо різко закрити клапан на початку трубопроводу, відбудеться аналогічний процес стрибкообразної зміни тиску, проте він розпочнеться зі зниження тиску за клапаном. Те ж саме відбувається при різкому зупиненні насоса.

Як приклад візьмемо схему де Запірний пристрій розташований праворуч. Він різко закритий (не повністю закритий). Хвиля підвищення тиску рухається зправа наліво із певною швидкістю $v_{уд}$ та за певний час Δt проходить відстань Δx.

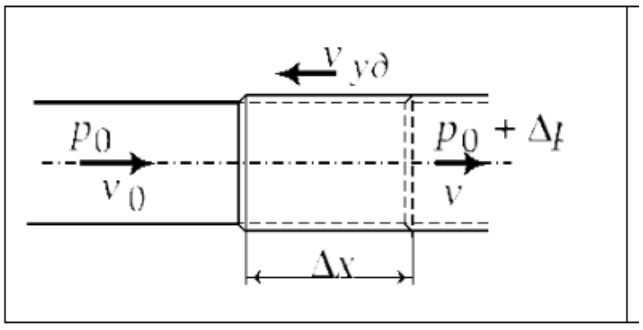


Рис. 1.4.1

Первинна швидкість рідини v_0 зменшується до v, що призводить до підвищення тиску на величину Δp від p_0 до $p_0+\Delta p$.

Призведемо до маси рідини в частині трубопроводу Δx теорему об зміні кількості руху в проекції на вісь x. Зміна кількості руху рівна імпульсу зовнішніх сил.

$$\Delta(mv) = (P_{\text{л}} - P_{\text{пр}})\Delta t$$

Тут m – маса рідини, яка тече у закритому простору трубопроводу довжини Δx до проходження через ударний участок. Об'єм V = Δx · F. Маса m = ρ·V = ρ·Δx·F. Зміна кількості руху маси викликано зменшенням швидкості від v_0 до v

$$\Delta(mv) = m(v - v_0)$$

Ліва грань піддавалася силі $P_{\text{л}} = p_0 \cdot F$, права грань також $P_{\text{л}} = (p_0 + \Delta p) \cdot F$.

Запишемо рівняння.

$$\rho \cdot \Delta x \cdot F(v - v_0) = -\Delta p \cdot F \cdot \Delta t$$

Виразимо підвищення тиску.

$$\Delta p = \rho \cdot (v_0 - v)\frac{\Delta x}{\Delta t}$$

Шлях на час - це швидкість поширення ударної хвилі.

$$\frac{\Delta x}{\Delta t} = v_{\text{уд}}$$

Отримуємо формулу.

$\Delta p = \rho \cdot (v_0 - v)v_{\text{уд}}$ - **Формула Жуковського для підвищення тиску при гідравлічному ударі**

1.5. Аккумулятори

Гідравлічним акумулятором називається пристрій, призначений для накопичення енергії робочої рідини, що знаходиться під надмірним тиском, з метою подальшого використання її в гідроприводі.

Застосування акумулятора дозволяє істотно підвищити ефективність гідроприводу в різних режимах його роботи. При цьому акумулятори можуть виконувати різноманітні функції:

- служити додатковим джерелом енергії, накопичуючи її в періоди пауз у споживанні рідини виконавчими двигунами гідроприводу і повертаючи її в систему при максимальних витрат, що знижує необхідну потужність і подачу насосів, при цьому застосування акумулятора особливо раціонально в гідросистемах з великими піками витрати енергії;
- служити в якості джерела аварійного живлення окремих ділянок або всієї гідросистеми або харчування об'єктів, що перебувають під тиском при відсутності в них витрати, наприклад, у системах крокуючих і гальмівних гідравлічних механізмів;
- згладжувати пульсації тиску рідини, викликані роботою насосів, спрацьовуванням засобу правління, характером навантажень, гідравлічними ударами в магістралях.

Принцип дії акумулятора аналогічний дії маховика або пружини у механічній системі. Залежно від механізму накопичення і повернення потенційної енергії розрізняють гідроакумулятори вантажні, пружинні, пневматичні (газові). В гідроприводі гірських машин застосовуються пневматичні акумулятори і рідше, при малих обсягах і низького тиску, пружинні.

Ущільнення з'єднань гідроприводу

Ущільненнями називаються пристрої, призначені для запобігання витоку рідини через зазори між елементами гідравлічних пристроїв. Для ущільнюючих вузлів гідроприводу, особливо ті, які працюють під великими тисками, допускаються тільки такі витоку і перетоки, які практично не впливають на характеристики гідроприводу. На практиці ущільнення вважають герметичними, якщо після тривалої роботи витік в них не виявляється візуально. Ущільнення є найважливішими елементами

гідроприводу. Вони визначають межі допустимих тисків і швидкостей, надійність і ресурс роботи гідроагрегатів і якість їх характеристик.

Ущільнення досягається двома шляхами: забезпеченням малого зазору між поверхнями деталей, що з'єднуються (безконтактні захисні кільця) встановлюються по одній або обох сторін кільця. Розглянуті ущільнення придатні для роботи в середовищах мінеральних масел і водних емульсій при тиску до 60 МПа.

Застосовувані в гідроприводі ущільнення за призначенням поділяються на дві групи: 1) ущільнення нерухомих з'єднань і 2) ущільнення рухомих сполук. Останні в свою чергу поділяються на ущільнення прямолінійно переміщуваних поверхонь і ущільнення обертових поверхонь.

Для ущільнення поршнів гідравлічних циліндрів стійок і домкратів механізованих кріплень застосовуються манжети гумові з захисними кільцями і без них (ГОСТ 14896-74). У ряді випадків застосовують дубльовані ущільнення. Для з'єднання з круговими рухами елементів (ущільнення валів гідравлічних машин) в гідроприводі гірських машин застосовують манжети гумові з пружиною (ОСТ 1244011-75) ущільнення Манжетні зазвичай використовуються в поєднанні з іншими видами ущільнень, наприклад пилезахисними або брудозахисними

За способом накопичення енергії гідроакумулятори поділяються на два типи:

1. Гідроакумулятори з механічним накопичувачем

   До конструкцій цього типу відносяться:

   - вантажні гідроакумулятори;
   - пружинні гідроакумулятори.

2. Гідроакумулятори з пневматичним накопичувачем

   До цих конструкцій належать наступні, що відрізняються способом розділення рідини і газового середовища:

- балонні гідроакумулятори;
- поршневі гідроакумулятори;
- мембранні гідроакумулятори;
- сильфонні гідроакумулятори.

Тип гідроакумулятора	Переваги	Недоліки
Вантажний гідроакумулятор	Просто конструкції, статичний тиск, великий робочий об’єм, низька вартість	Низька енергоємність Висока інерційність Громіздкість конструкції Низький тиск
Пружинний гідроакумулятор	Відносна простота конструкції, невисока вартість.	Залежність тиску від характеристик пружини, її деформації. Деформація пружини із часом. Невеликим робочий об’єм інерційність
Гідропневматичний акумулятор	Достатньо велика енергоємність при невеликих габаритах. Гібридність використання в залежності від розмірів.	Тиск акумулятора змінюється в залежності із політропним процесом стиску і розширення газу

Економічно доцільно застосовувати гідроакумулятори в системах з епізодичними піками споживаної витрати, що значно перевищують середні витрати рідини в гідросистемі. Потужність гідроприводу при цьому може бути зменшена у півтора-два рази, а споживання енергії такою системою можна знизити на понад 50%.

Різні за конструкцією (поршневі, балонні, мембранні, сильфонні) і призначенням пневмогідроакумулятори дозволяють отримати технічні рішення для таких задач як:

- акумулювання (накопичення) гідравлічної енергії та підтримка фіксованого тиску;
- живлення системи в позаштатних і аварійних ситуаціях, забезпечення аварійного керування;
- урівноваження сил і навантажень;
- накопичення запасів рідини для компенсація витоків;
- демпфування пульсації тиску поршневих насосів;
- виключення пульсації потоку у зливній, напірній і всмоктуючій магістралях;
- демпфування гідравлічних ударів, механічних імпульсів та вібрацій;
- підпружинювання рухомих механізмів та амортизаційна підвіска мобільної техніки та ін.

Класифікація за способом встановлення

За цією ознакою гідравлічні акумулятори можуть бути горизонтальні або вертикальні. Відмінності таких пристроїв полягає не тільки в способі розміщення, але й у різному видаленні зайвого повітря.

- У гідроакумуляторах **вертикального типу** передбачена установка фітингу з клапаном, через якого здійснюється спуск повітря. У горизонтальних гідравлічних акумулятор необхідно

використовувати додатковий ділянку водогону, який складається кульового крана, зливу і повітряного вивідного ніпеля. Тут же слід відзначити факт відсутності клапана в горизонтальних гідроакумуляторах мінімального обсягу.

- Гідравлічні акумулятори **горизонтального типу** використовуються для подальшої установки на них зовнішніх насосів. Вертикальні ж застосовуються під час роботи з насосами заглибного типу.

Для прикладу можна продивитись ситуацію коли дизельний двигун змінюється на гідроакумулятор. Тоді високо-вольтний електричний струм доступно у повному керуючому пристрої, яка в свою чергу може поглинати велику кількість енергії дуже швидко, що йде на користь для регенерації.

Наразі, кожна конструкція може керуватись або ж електрикою, гідравлікою або ж гібридно. Кожен вид рішення приводу може мати сенс на основі локального. вимоги в машині. Сьогодні це все ще спеціальні рішення, яких немає. конкурентні за широтою застосування. Однак, якщо ціни на енергоносії знову зростуть. майбутнє і якщо норми викидів стають більш обмежувними, то ринок. умови зміняться на користь цих рішень. Саме тому сьогодні у в. розробка технічно надійних і практичних рішень, бути готовими до вимоги майбутнього. Одним з таких прикладів є екскаватор 16 т від японської компанії Takeuchi, який. Перебудована на ETX Цюрих під керівництвом фірми SUNCAR HK. AG від дизельного приводу до приводу з акумуляторним живленням. Цінний будівельний простір є. використовується оптимально, бо дизельний бак, очищення відпрацьованого газу, вихлоп. система і сам дизельний двигун більше не потрібні. Замість цих. комплектуючих, використовується компактний частотно-керований електродвигун. Гідравліка. система могла бути прийнята без будь-яких змін.

У випадку екскаватора велика вага акумуляторів не є недоліком, тому що вони просто замінюють класичну контравагу. Перевагами такого пристрою

є «нульові викиди» на робочому місці, низький шум і хороший і. динамічна керованість усіх робочих рухів. Перший досвід показує, що в. відповідь електродвигуна істотно швидша і чутливіша. Приятно зараз можлива тиха, нульова емісія і безвібраційна робота. Висока ціна батареї сьогодні є причиною суттєво більших інвестиційних витрат, саме тому ринок. проникнення все ще обмежене. Переваги витрат для Е-екскаватора очікують в першу чергу. оцінки після приблизно семи або восьми років, через меншу енергію і витрати на технічне обслуговування. Розташований ККД частотно керованого постійного магнітно-осьового потоку двигуна. у багатьох областях моторної карти більш ніж на 90% (Рис. 1.5.1.) Значні заощадження енергії результат тому в порівнянні з дизельним двигуном який має ефективність о 35% у максимумі. При цьому прямокутна форма характерного поля вписується. набагато краще до гідравлічного приводу, тому що тепер кутова потужність може бути використана. В крім того, обидва компоненти здатні регенерувати енергію.

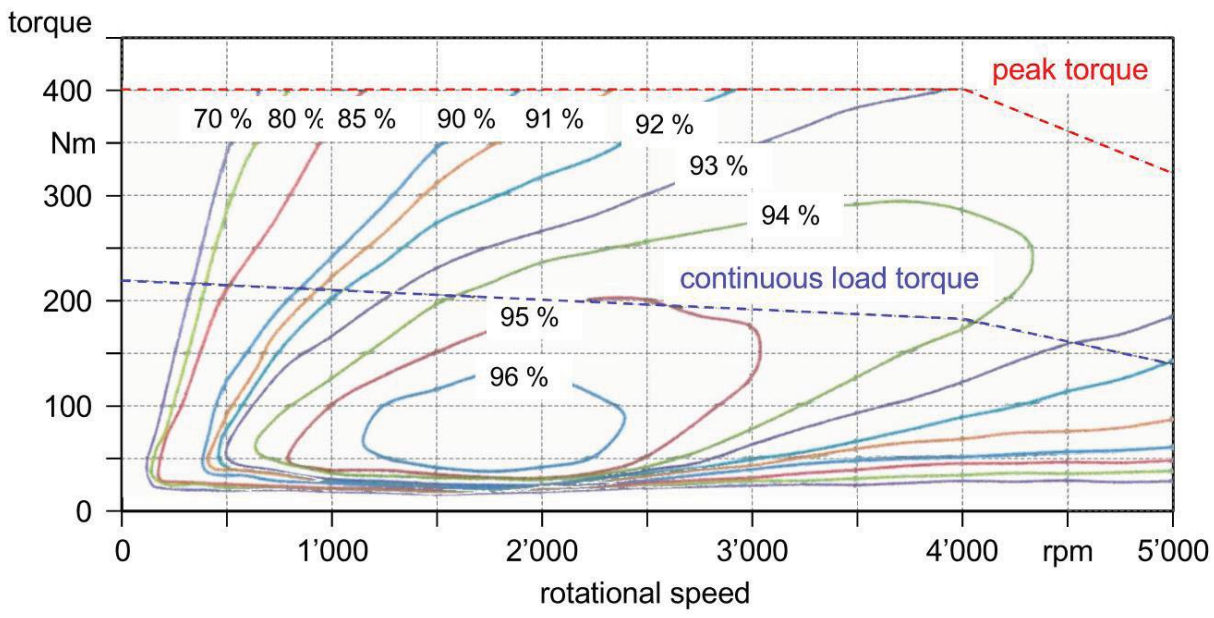


Рис. 1.5.1. Характеристика роботи електродвигуна (EVO Electric, 2014) [23]

Під час процесу випробувань ЕМХА (Електромеханічний Актуатор з Високою Активністю) максимум становить 100 мм/с, максимальне прискорення 200 мм/s2, зміщення операції — 220 мм. Рис. 1.5.1. показує експлуатаційні характеристики запропонованої системи при підйомі і опусканні процесу. Рис. 1.5.1. а. Показує швидкість і зміщення ЕМХА. Завдяки високій жорсткості керування блоком ЕМА швидкість роботи ЕМГК стабільна і система має хороші експлуатаційні характеристики.

Рисунок 1.5.1. б. Показує криві тиску системи і криву струму PMSM (Постійні синхронні магнітні двигуни). У випробувальний установці швидкість потоку керуючих клапанів 2 становить 100 л/хв при різниці тисків 3.5 МПа. Видно з рис. 1.5.1. б. Що втрати тиску між непрудковою камерою і гідроакумулятором становить 1.2 МПа при підйомі і опусканні процесу. У подальшому дослідженні буде прийнятий клапан з більшою пропускною здатністю для зменшення втрат тиску. Як показує поточна крива в 3.7. б.

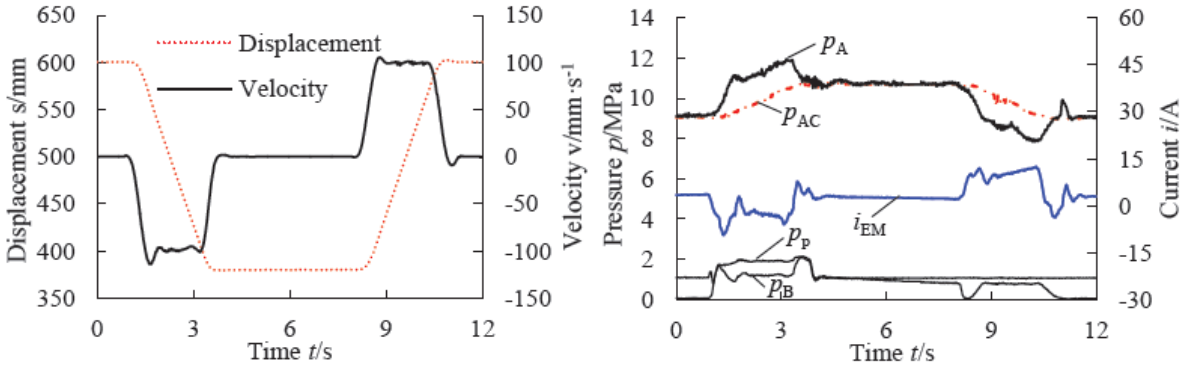


Рис. 1.5.2. а - Криві швидкості та зміщення b - криві тиску і крутного моменту

Рис. 1.5.2. Показує криві порівняння потужності та енергоспоживання традиційної системи LUDV (Лінійний Гідравлічний Дистриб'ютор зі Змінною Швидкістю) та запропонованої системи. Рис 1.5.2. а Показує енергетичні характерні криві традиційної системи LUDV. Пікова потужність гідравлічного насоса традиційної системи LUDV становить 13.1 кВт. У традиційній системі

LUDV переміщення гідравлічного циліндра становить 370 мм, а швидкість роботи — 100 мм / с. Для забезпечення справедливого порівняння необхідно конвертувати систему LUDV енергоспоживання відповідно до експлуатаційного зміщення. Витрати енергії гідравлічного насоса традиційної системи LUDV при 370-мм робочому об'ємі дорівнює 59.4 кДж. За розрахунком витрати енергії гідронасоса становить 35.3 кДж при робочому переміщення 220 мм

Рис. 1.5.2.б. Пікам енергії характерні вигини гідравлічно-електричної гібридної системи приводу. Акумулятор гідравлічної системи становить близько 6.2 кВт під час підйому штанги. Гідравлічний акумулятор забирає більшу частину необхідної потужності для підйому штанги, що сильно знижує пікову потужність запропонованої системи. Пікова потужність запропонованої системи становить 4.1 кВт. У порівнянні з системою LUDV, пікова потужність запропонованої системи знижується на 68.7%. У гідравлічно-електричній гібридній системі приводу витрата енергії гідронасоса становить 2.59 кДж, витрати енергії PMSM EMXA — 9.38 кДж, А загальне енергоспоживання системи становить 11.97 кДж. У порівнянні з традиційною системою, енергоспоживання гідравлічно-електричної гібридної системи приводу зменшується на 66.1 % при індивідуальному керуванні стрічкою.

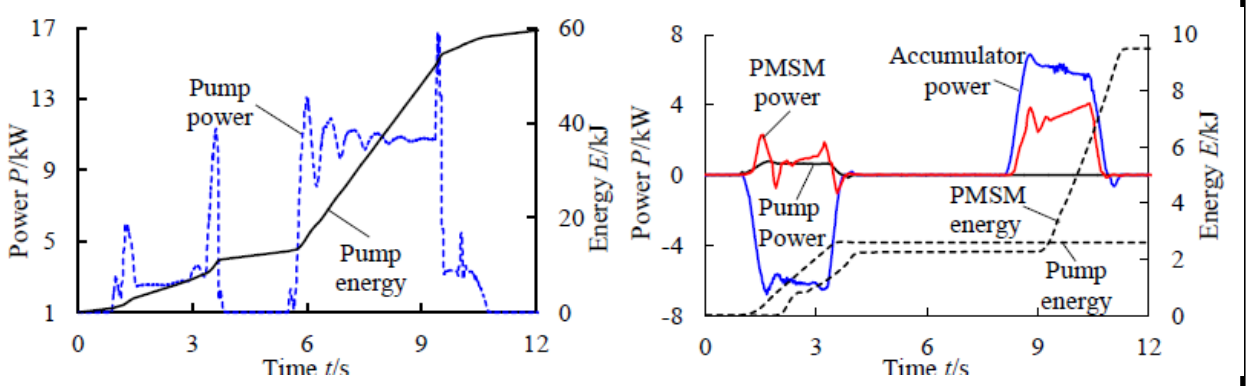


Рис. 1.5.3. Енергетичні характеристики різних систем енергоефективності; (А) Система LUDV (б) гідравлічно-електрична гібридна система приводу

Під час процесу зниження надлишкової енергії, що відновлюється гідроакумулятором, проявляється наступним чином. $E_{AC}=E_P+E_{rod}+E_{EM}-E_{V2}$. Де E_{AC} Є енергією, відновленої гідравлічним акумулятором, ЕП — гравітаційною потенційною енергією, відновленої гідравлічним акумулятором E_{rod} чи є енергія, що підтримується поршньовою камерою, E_{EM} енергія PMSM, E_{V2} втрата дроселювання клапана керування 2.

Підводячи підсумки можливо сказати Пропонується гідравлічно-електрична гібридна система приводу з розподіленою незалежною функцією водіння, і прийнятий новий тип ЕМХА. Спроектовано гідравлічний контур і схему управління системи приводу штанги гідроелектрогібридного приводу. Для вивчення запропонованих характеристик системи і доцільності схеми управління побудована випробувальна установка. Результати випробувань окремих штанг показують, що електрогідравлічна гібридна система приводу має хороші експлуатаційні характеристики і значний енергозберігаючий ефект. Сумарний коефіцієнт повторного використання енергії гравітаційного потенціалу буму може досягати до 67.6%. У порівнянні з традиційною системою визначення навантаження може бути максимальна потужність запропонованої системи. Результати операції вирівнювання землі показують, що прийняття запропонованої системи може досягти хорошого ефекту вирівнювання землі і зменшити втрати дроселювання. У порівнянні з

традиційною системою, енергоспоживання може бути знижене на 38.1 %.Результати циклу копання показують, що за допомогою спроектованої гідравлічної схеми і схеми управління, ЕМХА може забезпечити достатню силу копання для буму. Під час процесу копання силу копання буму в основному забезпечує гідроциліндричний агрегат ЕМХА. Протягом одного циклу копання загальна енергоефективність електричного екскаватора може. Запропонована гідравлічно-електрична гібридна система приводу може широко використовуватися у важкому маніпуляторі. Для приводів із великою кількістю циклів роботи, наприклад, Для гідравлічного екскаватора з багатьма рухливими частинами можна використовувати невеликі приводи, які працюють незалежно, для забезпечення потужності та ефективності системи.

1.6. Висновки

У подальшій науково-дослідній роботі запропонована система буде надалі застосовуватися із використанням ущільнень розрахований під робоче налаштування системи, висновки піків системи внаслідок втрат та підвищень процесу перебігу енергії. Проаналізовано оптимальні значення параметрів для прорахування гідроудару для подальшого проектування.

2. РОЗРОБКА ГІДРОПРИВОДУ МОБІЛЬНОЇ МАШИНИ З СИСТЕМОЮ РЕКУПЕРАЦІЇ ЕНЕРГІЇ

2.1. Технічні характеристики екскаватору

На основі екскаваторної моделі збереження, енергоефективності системи с слугує модель екскаватору (рис. 2.1), яка є комбінацією трьохланкової системи збереження гібридної системи . Вона задовольняє новітнім технологічним вимогам, безпекам, та потужностям у сьогоденні.

.

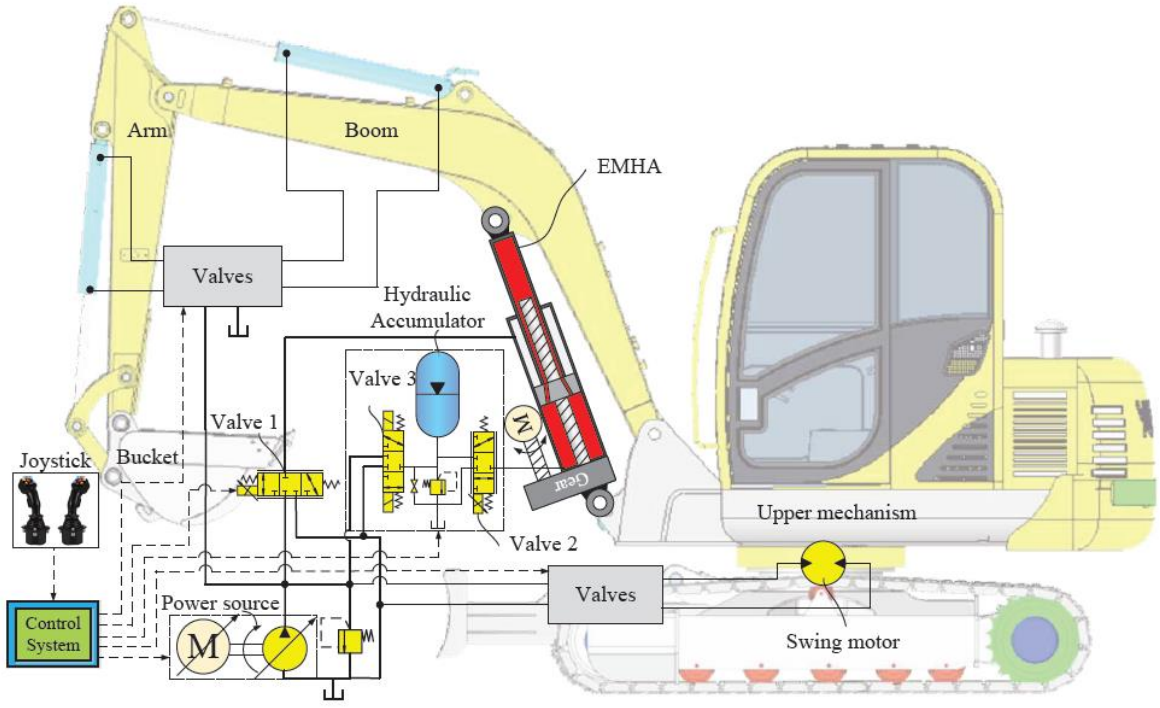


Рис. 2.1.1. Модель екскаватору

Конфігурація заданого екскаватору [21] вважається оптимальною та регулюється в залежності від об'єму заповнюємої частини. Основні характеристики пресу представлені нижче

Технічні характеристика роботи пресу

- приводний дизельний мотор крутить вал насосного гідро пристрою, яке в свою чергу перетворює механічну енергію в гідравлічну;

- рідка середовище, переміщаючись по трубопроводу, направляється до гідромоторів або циліндрів, надходить всередину них через клапана управління і перетворюється в енергію механічну або зворотно-поступальний хід;
- робоча рідина, виконавши роботу, зливається в гідролінії, повертається в бак, потім подається в насос;
- етапи повторюються на наступному циклі.

Основні збіжності екскаватора та бурової установки

Для досліджування було вибрано етапом максимальної роботи двигуна, тобто в якому відбувається найбільше виділення енергії та перетворення її на теплову у частинах бура.

Гідросистема:

1. Бури: Гідросистема може використовувати гідравліку для управління рухом бура та при забезпеченні необхідного тиску та обертання.
2. Екскаватори: Гідросистема в екскаваторах грає важливу роль у керуванні рухами ковша, вила та інших робочих органів. Завдяки гідравліці можна забезпечити потужність та точність виконання різних операцій

Перегрів бурової установки може бути серйозною проблемою, яка впливає на ефективність та безпеку роботи. Якщо бурова установка працює безперервно або важкою роботою, це може спричинити перегрів. Так зазвичай розподіляють цикли системи, що дозволить обладнанню відпочивати та охолоджуватися.

Так наприклад показана система бурової установки, яка частково відповідає схемі переміщення для ковша, з використанням аналогічно 2 насосів для обох варіантів

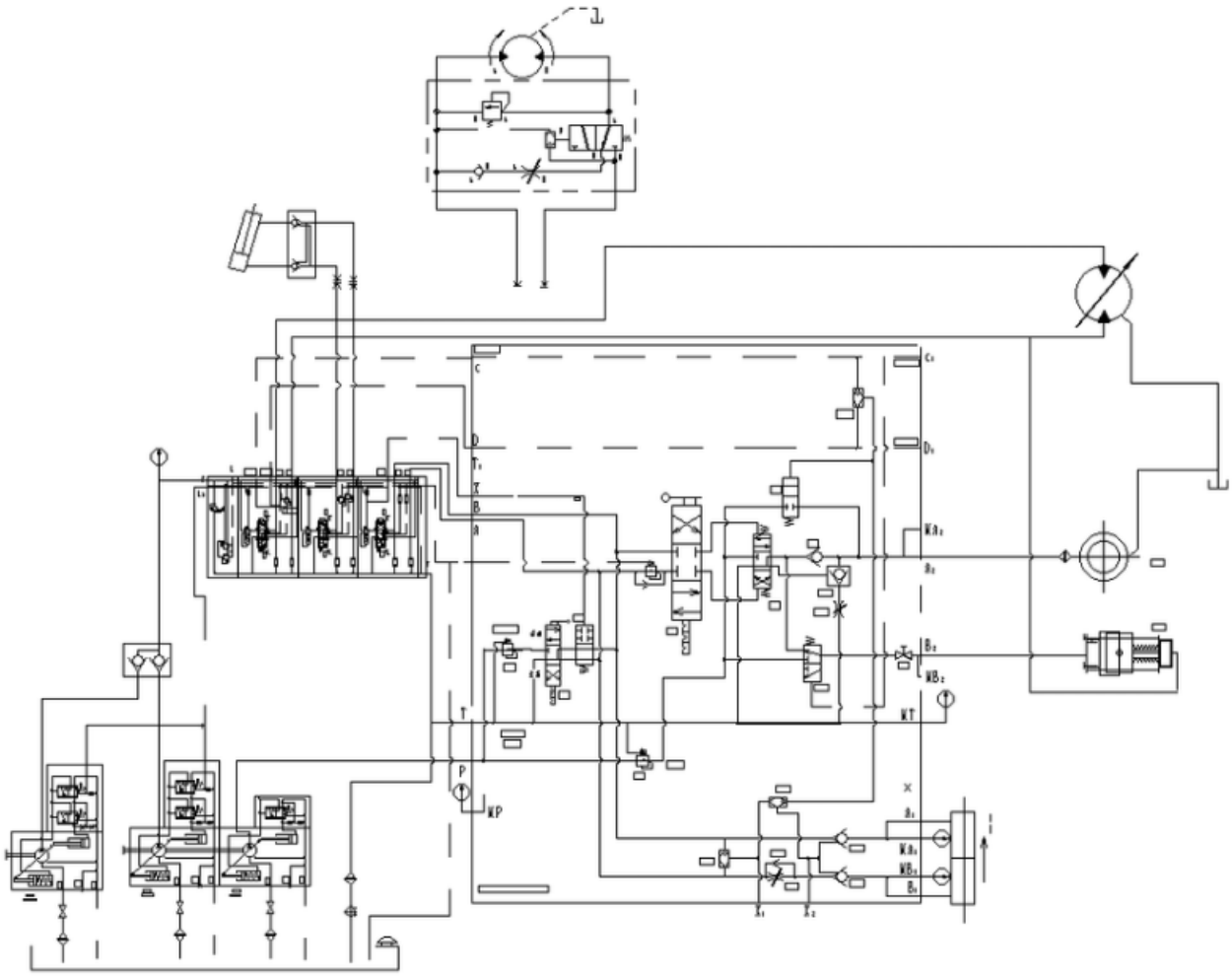


Рис. 2.1.1. Принципова схема бурової установки [19]

Повністю гідравлічна установка колонкового буріння ZDY1200G - це багатофункціональна бурова установка, спеціально розроблена для роботи в тунелях металевих шахт. Модульна структура кожної системи, приводу та платформи управління забезпечує широке застосування при дослідженні поверхні. Крім того, живильний корпус, основа та підйомна рама установки виготовлені з високоміцного авіаційного алюмінію, що значно зменшує вагу проте швидко руйнується. При цьому два агрегати насосної станції малої потужності замінюють одну насосну станцію великої потужності, що зменшує вагу окремого вузла, покращує прохідність і полегшує переміщення. Для роботи в неглибоких свердловинах потрібна лише одна з насосних станцій. Пропускна здатність буріння становить 500 м (з бурильною трубою Ф71), буріння може здійснюватися в межах ±90°. Підходить для виготовлення

серцевини каната в діапазоні від -90° до +35. Схема була використана у варіанті з додатковим насосом для великих свердловин.

Принципи використання додаткового насосу у бурових установках. Принцип буріння з використанням двох насосів може варіюватися в залежності від конкретного типу буріння та розміру свердловини. В основному, така система може використовувати один насос для подачі бурової рідини (чи бурової розчину), а інший насос для інших операцій чи функцій. Розглянемо два зазвичай використовувані типи буріння – для великих та малих свердловин.

Для великих свердловин:

1. Основний насос:
    - Великі свердловини можуть вимагати потужний насос для подачі великих об'ємів бурової рідини під великим тиском. Цей насос відповідає за подачу рідини до бурової колонни та для створення достатнього тиску для прокладання шляху через гірські породи.
2. Допоміжний насос:
    - Другий насос може використовуватися для інших функцій, наприклад, для системи охолодження обладнання, змішування бурового розчину чи для забезпечення додаткового тиску для конкретних операцій.

Для малих свердловин:

1. Основний насос:
    - У випадку малих свердловин, основний насос може бути меншим, оскільки об'єми бурової рідини, що потрібні для таких проектів, менше. Основний насос все ще відповідає за подачу рідини під тиском, але потужність може бути менше в порівнянні з буровими установками для великих свердловин.
2. Допоміжний насос:

- Допоміжний насос може використовуватися для інших завдань, наприклад, для забезпечення води для системи охолодження чи для додаткового тиску для конкретних робіт.

2.2. Розробка схеми гідравлічної принципової

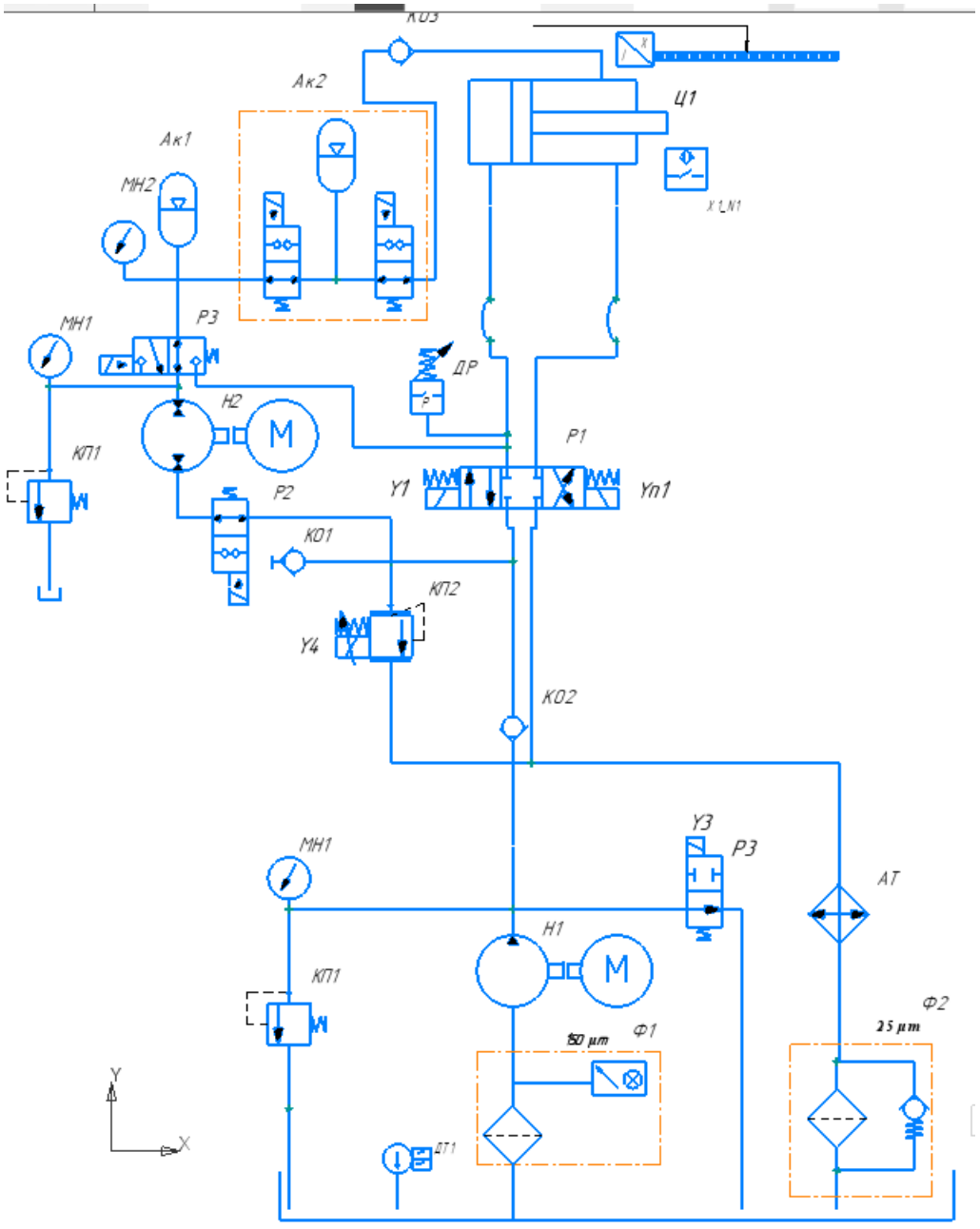


Рис. 2.2.1 Схема гідравлічна для підвищення енергоефективності, з режимом підвищення тиску.

Основною метою для розробки даної схеми, підвищення енергоефективності майбутньої мобільної машини за рахунок рекуперації енергії з додатковою ідею підвищення тиску шляхом безпечного гідроудару. Основними проектувальними частинами були акумулятор, гідроциліндр. Ідея була розробити спеціальний гідроциліндр із вмонтованим акумулятором і системою клапанів під нього, який виконує функцію електричного регульованого клапану із заслонкою, яка регулюється підводом клапану з баку та клапаном з гідроциліндру. За допомогою цього, акумулятор може заряджатись енергією незалежно від його основної системи, що дозволяє не запобігати виконанню роботи цієї системи. Акумулятор (Ак1) виконує функцію рекуперації енергії, він заповнюється від штокової порожнини гідроциліндра і доповнює, захищає систему від збуджень, напружень, перевантажень. Переводить об'єм рідини у регульований насос-мотор, і доповнює систему у можливості швидкого підводу, або нестандартного значення живлення, на яке насос не забезпечений

Данна система працює в 2 режимах роботи, **режим рекуперації енергії** та режим **короткочасного підвищення тиску (бусту)**.

Режим рекуперації енергії - запуск системи із переключенням розподільника 1 у крайнє ліве положення, підводить рідину у гідроциліндр, акумулятор (Ак1) підводиться вже заповненим у систему, тому рідина до нього не підводиться в зв'язку із перекритим положенням магнітів на штуцерів акумулятора (Ак2), який у свою чергу запитує систему у тактах, якщо виникають витоки, або несправність насосу, та захищає систему від напружень. В випадку, коли система травить тиск, магніти на підводі акумулятора відкриваються, що дозволяє підпитувати його із штокової порожнини циліндра, при цьому рідина рухається до розподільника 3, який переключено у крайнє ліве положення, що відповідає режиму рекуперації енергії, і підпитує систему на робочому проміжку. Розподільники 2 і розподільники 3 відповідають за підключення акумулятора до системи, і відповідають за пропорційне живлення акумулятора

Режим короткочасного підвищення тиску – Запуск системи відбувається аналогічним образом із першим режимом. При виникненні зупинки штоку за умови неспроможності робочого тиску подолати зусилля у момент часу t, відбувається переключення Розподільника 1 (Р1) у проміжне (Нейтральне) положення, при цьому магніт до штокової порожнини циліндра в штуцері Ак2 перемикається на положення закрито, Насос 2 починає закачувати тиск близьким до 19 бар, Завдяки цьому, рідина із насоса 2, надходить до порожнини Ак2 і замикається позаду магнітом, тим часом відчиняється магніт до штокової порожнини циліндра перемикається на положення відкрито, запускає рідину у клапан, перемикається у положення закрито, та відчиняє магніт у порожнину, внаслідок цього відбувається різка зміна швидкості руху рідини у сторону меншого тиску, та в зв'язку перекритого напряму руху, відбувається зупинка молекул і за властивості стисливості рідини, відбувається процес який зображено на рис. 2.2.2.

рис. 2.2.2 Виникнення гідроудару

Із проходженням та розрахунків усіх втрат на тиск, різниця тисків буде складати ~0.02 бар, що призведе до гідроудару яке розраховано по формулі.

$$\Delta p = \rho \cdot (v_0 - v) v_{\text{уд}};$$

$$v_{\text{уд}} = \frac{a_{HLP}}{\sqrt{1 + \frac{D}{\delta} \cdot \frac{E_{HLP}}{E_{\text{ст}}}}} = \frac{1376}{\sqrt{1 + \frac{440}{2} \cdot \frac{1{,}6 \cdot 10^3}{2.1 \cdot 10^5}}} = 842 \ \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Де D= діаметр трубопроводу, в нашому випадку діаметр простору кришки де приводиться гідроудар = 607904 мм^2

$\Delta p = 7{,}4$ бар, що збільшує системний тиск на 38%, що становить 19 бар

Внаслідок цього тиск в трубопроводі на ділянці акумулятора підвищується на цю величину, при цьому короткотривалому процесі, лівий клапан системи Ак2 відкривається разом із переключенням клапана Р3, що підвищує тиск в нагнітальній лінії. При отримані сигналу від індукційного датчику положення на штоці Х1, який виникає при руху штока і надає сигнал у формі реостату та датчику ДР, Розподільник Р1 перемикається у крайнє праве положення, що виводить надлишковий тиск із системи. Така система дозволяє зберегти обладнання від відключення живлення, що призведе до втрат на повернення системи до робочого стану, збереження від перепадів температури обладнання, що дозволить мінімізувати перепад температур від ~Δ60 ◦С, до ~Δ25 ◦С. Недоліком такого режиму є підвищення запасу міцності системи, значна увага на теплорегуляцію системи.

2.3. Визначення геометричних параметрів робочого гідроциліндра

Внутрішній діаметр 7 гідроциліндра визначається в залежності від значення і напрямку чинного навантаження.

Рівняння рівноваги сил, що діють на поршень, уявимо у вигляді:

$$p_1 F_1 - p_2 F_2 - P' = 0,$$

де p_1, p_2 – тиски в порожнинах циліндра, сполучених відповідно з напірною і зливною гідролініями; F_1, F_2 – площі поршня з боку відповідно напірної і зливної гідроліній; P’ - повне навантаження, $P' = P + P_{тр}$; P - повне зусилля (корисне) утворюване на штоку; $P_{тр}$ – сила тертя і ущільненнях і направляючих поршня і штока.

З урахування механічного ККД гідроциліндра:

$$P' = P/ \eta_м$$

Для гідроциліндра з однобічним штоком, що працює на стиск при виштовхуванні поршня, діаметр:

$$D = \sqrt{\frac{4P}{\pi(p1 - p2/\psi)\eta_м}},$$

де P – задане робоче зусилля, Н; p_1, p_2 – тиск відповідно в напірній і зливній порожнинах гідроциліндра, Па; $\Psi = F_1 / F_2 = D^2/(D^2 - d^2)$ – відношення площин поршня з боку відповідно поршневої і штокової порожнин.

Тиск p_2 визначається [26] гідравлічними втратами, що дорівнюють сумі втрат на лінійних і місцевих опорах трубопроводів і гідроапаратів, встановлених на зливальній гідролінії. При розрахунку попередньо приймемо $p_1 = p_н$, $p_2 = 0.4$ МПа.

Коефіцієнт відношення площ у залежності від виконання циліндра може приймати різні значення, із нормальним діаметром штока $\Psi = 1{,}33$.

Механічний ККД гідроциліндра залежить від виду застосовуваних ущільнень. Для гідроциліндра із манжетними ущільненнями $\eta_м = 0{,}95$.

Отже, діаметр штока основного гідроциліндра дорівнює:

$$D = \sqrt{\frac{4*19000}{\pi(4\,500\,000 - 300\,000/1{,}33)\cdot 0{,}95}} = 0{,}0798 \text{ м.}$$

Приймаємо: D = 80 мм.

Діаметр штока визначають із співвідношення:

$$d = D\sqrt{1 - 1/\Psi}$$

$$d = 80 \cdot \sqrt{1 - \frac{1}{1.33}} = 39{,}8 \text{ мм.}$$

Приймаємо: d = 40 мм.

Діаметр отворів підводу, м :

$$d_n = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}}$$

Середню швидкість прямування рідини приймаємо $v_p = 4$м/с

$$Q = v_{шп(шв)} * f = v_{шп(шв)} * \frac{\pi D^2}{4} = 0{,}075 * \pi * 0{,}08^2 / 4 = Q = 22{,}608 \text{ л/хв.}$$

$d_n = \sqrt{\frac{4*0,0003783}{\pi*5}} = 0,009$ м

приймаємо $d_n = 10$ мм

Визначення розмірів допоміжного гідроциліндра

Діаметр поршня знаходимо з виразу:

$$D = \sqrt{\frac{4*3\,500}{\pi(\frac{7000\,000}{1,33} - 700\,000)\cdot 0,95}} = 32 \text{ мм}$$

Приймаємо $d_д = 32$ мм

Діаметр отворів підводу, м :

$d_n = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}}$.

Витрату визначаємо за виразом:

$Q = v_{*f}$

Швидкість руху поршня:

$v = s/t = 0,6/8 = 0,075$ м/с.

$Q = 0,075 * \pi * 0,032^{\,2}/4 = 0,000060288 \frac{м^3}{с} = 3,61 \frac{л}{хв}$.

Отже, діаметр штока:

$d_n = \sqrt{\frac{4*0,000060288}{\pi*4}} = 0,0016$ м,

приймаємо $d_n = 16$ мм.

2.4. Вибір робочої рідини

Робоча рідина [26] поряд із функцією робочого середовища змащує тертьові поверхні, захищає їх від корозії, прохолоджує гідравлічну систему, видаляє із системи продукти зносу тертьових пар.

Комплекс вимог, пред'явлених до робочих рідин, дуже широкий, тому підібрати робочу рідину, яка б найкраще задовольняла їм всім одночасно, практично неможливо. Найбільше прийнятою робочою рідиною є мінеральне масло.

Для даної системи обираємо HVLP46. **HLP 46 HVI** – це багатоцільове гідравлічне масло, розраховане на роботу за високих навантажень. Має відмінні характеристики в зоні змішаного тертя, цілеспрямовано попереджає тертя та коливання, що виникають внаслідок переривчастого ковзання. Вирізняється високим індексом в'язкості, що дозволяє застосовувати масло за дуже низьких температур.

ROWE HIGHTEC HLP 46 HVI містить 8 додаткові речовини, що забезпечують надійну роботу гідравлічних систем та спеціальний комплекс присадок, що ефективно запобігає корозії, сухому тертю та зносу. Має відмінні властивості з відділення повітря, запобігає утворенню та накопиченню відкладень (табл. 2.2). Перевершує вимоги HLP до гідравлічних масел .

Рекомендації щодо застосування

– електричні багатодискові зчеплення;

– цементні заводи;

– будівельні машини та спеціалізована техніка;

– гідравлічні системи в сільському господарстві;

– масла первинної заливки.

HVLP рекомендовані до застосування в гідросистемах стройбудівного та іншого промислового сучасного вітчизняного та імпортного обладнання, мобільних гідравлічних системах, що працюють у важких умовах, де можливе попадання в систему води, бруду, продуктів зносу і / або змішаної з водою мастильно-охолоджувальної рідини. При цьому невелика кількість води поглинається за рахунок емульгуючої здатності, без втрати працездатності.

Переваги:

- Чистота системи.

Мають відмінні мийно-диспергуючі властивості, емульгуючі властивості. Здатні диспергувати тверді частинки забруднень і емульгувати рідкі домішки. Запобігають утворенню осаду, що призводять до виходу системи з ладу. Перешкоджають осадженню твердих частинок і рідких

домішок, які виводяться з системи на стадії фільтрації. Для верстатного устаткування, де водорозчинні мастильно-охолоджувальні рідини (МОР) можуть забруднювати гідравлічну систему, перешкоджають утворенню смол на клапанах і в циліндрах, емульгуючи МОР, що потрапила.

- Захист від зносу

Використання протизадирних компонентів і присадок в складі високоефективного пакету присадок чудово захищає вузли гідравлічної системи від зносу, продовжуючи ресурс роботи обладнання.

- Термічна стабільність

Висока термоокислювальна стабільність дає можливість застосування масел при високих температурах без утворення лакових відкладень.

- Захист від корозії

Забезпечуються високі антикорозійні властивості, тому що масла володіють здатністю не утворювати кислот в емульсії. Металеві поверхні стикаються з гідравлічними маслами навіть при простоях і в широкій мірі захищені від корозійних впливів.

- Сумісність

Масла сумісні з різними металами і еластомерами, що гарантує надійність роботи обладнання при їх застосуванні

Відпрацьоване масло, залишки продукту підлягають обов'язковому збору в герметичну тару і здаються в пункти з прийому відпрацьованих масел. Чи не зливайте відпрацьоване масло в каналізацію, грунт або водойми.

Таблиця 2.2

Основні фізико-хімічні характеристики рідини HVLP

Клас в'язкості по ISO	32
В'язкість кінематична при 40^0C, мм^2/с	46,4
при 100^0C, мм^2/с	8,3
Індекс в'язкості	133
Температура спалаху у відкритому тиглі, ^{0}C	212
Температура застигання, ^{0}C	-42
Кислотне число, мг KOH/г	0,9
Клас чистоти	12
Густина при 15,6 ^{0}C, кг/м3	874

2.5. Визначення витрат і тисків в гідродвигунах

Витрати 7, розраховують після визначення конструктивних розмірів гідродвигунів на підставі заданих швидкостей руху і з урахуванням циклограми роботи приводів для кожного її такту.

Для гідроциліндра споживана витрата при роботі штока на виштовхування:

$Q_{ci} = F_{1i} v_{1i}$;

при роботі штока на втягування:

$Q_{щi} = F_{2i} v_{2i}$;

де F_{1i} і F_{2i} - площі поршня відповідно з боку поршневої і штокової порожнини основного або допоміжного гідроциліндра; v_{1i} і v_{2i} - відповідні швидкості руху поршня.

Площі поршня і штока визначають по округленим до стандартних значенням діаметрів:

$$F_{1i} = \frac{\pi D_i^2}{4}; \qquad F_{2i} = \frac{\pi(D_i^2 - d_i^2)}{4}.$$

Основний циліндр [26]

Визначимо площу поршня і штока:

$F_п = \frac{п D_1^2}{4} = \frac{п \cdot 0{,}08^2}{4} = 0{,}005024$ м^2 = 5024 мм^2;

$F_ш = \frac{п(D_1^2 - d_1^2)}{4} = \frac{п(0{,}08^2 - 0{,}04^2)}{4} = 0{,}003768$ м^2 = 3768,5 мм^2.

При виштовхуванні:

Визначимо довжини ходу підтактів

1РП = 0,3 * l = 0,3 * 0,6 = 0,18 м;

Визначимо витрату:

$Q_{1РП} = F_п * v_{1РП} = 0{,}005024 \cdot 0{,}5 = 0{,}002512 \frac{м^3}{хв} = 2{,}512. \frac{л}{хв}$;

$Q_{ШП} = F_п \cdot V_{шп} = 0{,}005024 \cdot 4{,}5 = 22{,}608 \frac{л}{хв}$

Визначимо час підтактів:

$t_{1РП} = \frac{S_{1РП}}{v_{1РП}} = \frac{0{,}18}{0{,}0083} = 21{,}7$ с;

$t_{шп} = \frac{S_{шп}}{v_{шп}} = \frac{0{,}42}{4{,}5} = 5{,}7\ c$;

Час другого такту:

$t_{II} = t_{1РП} + t_{ШП} = 21{,}7 + 5{,}7 = 27{,}4$ с.

Розрахуємо тиск :

$P_Н = (p_1 * F_П - p_2 * F_{ШТ}) * \eta_{м.}$

$p_1 = \frac{P_Н}{\eta_м * F_П} + \frac{p_2 * F_{ШТ}}{F_П} = \frac{19000}{0{,}95 * 0{,}005024} + \frac{300\,000 * 0{,}003768}{0{,}005024} = 4{,}24$ МПа .

$p_{1,1} = \left(\frac{4250}{0{,}95 \cdot 5024}\right) + \frac{0{,}4 \cdot 3768}{5024} = 1{,}42$ МПа;

$p_{1,2} = \left(\frac{19 \cdot 10^3}{0{,}95 \cdot 5024}\right) + \frac{0{,}4 \cdot 3768}{5024} = 3{,}82$ МПа

$t_{ШВ} = \frac{S_{ШВ}}{v_{ШВ}} = \frac{0{,}42}{4{,}5} = 5{,}6$ с;

Час третього такту:

$t_3 = t_4 = 8$ с

Розрахуємо тиск першого підтакту:

$P_Н = (p_1 * F_{ШТ} - p_2 * F_П) * \eta_{м.}$

Для швидкого відводу:

$P`_Н = P_Н * (1 - \eta_м) = 19 \cdot 10^3 \cdot (1 - 0{,}95) = 950$ Н

$P_{2.1'} = \frac{P_Н(1-\eta_м)}{\eta_м * F_{ШТ}} + \frac{p_2 * F_П}{F_{ШТ}} = 1{,}79$ МПа

Для РП:

$P_{2.2'} = \frac{P_Н}{\eta_м * F_П} + \frac{p_2 * F_{шт}}{F_П} = \left(\frac{950}{803 \cdot 0{,}95} + 0{,}4\right) \cdot 1{,}33 = 2{,}82$ МПа

Таблиця 2.3.

	I		II	
Розмість	I-1	I-2	II-1	II-2
Витрата Ц1 л/хв	22,608	2,512	16,956	1,884
Тиск , МПа	0,42	4,2	0,79	3,82
Час , С	5,6	21,6	5,6	21,6

2.6. Вибір подачі насосу

Для нормальної роботи гідроприводу7 необхідно, щоб у кожному такті виконувалася умова:

$Q_Н \geq \sum Q_i$

де $Q_Н$ - подача насоса; Q_i - витрата споживана гідродвигуном в відповідному такті.

В деяких тактах потужність насоса використовується не цілком, надлишок рідини буде зливатися через переливний клапан у бак, що знижує ККД гідросистеми. Об'єм рідини, що буде надходить у гідросистему за час циклу $t_ц$: [26]

$V_ц = Q_Н t_ц$;

$V_ц = 22{,}608 \cdot \frac{70{,}4}{60} = 26{,}45$ Об'єм рідини $V_{ц.с}$, споживаний гідросистемою за час циклу:

$V_{ц.с}, = Q_2` t_I + Q_{1РП} t_{II.1} + Q_{2РП} t_{II..2} + Q_{ШВ} t_{III.1} + Q`_{1РП} t_{III.2} + Q_2 t_{IV}$;

$V_{ц.с}, = 22{,}608 \cdot 0{,}093 + 2{,}512 \cdot 0{,}36 + 0{,}093 \cdot 16{,}956 + 0{,}36 \cdot 1{,}884 + 1{,}503 \cdot 0{,}13 + 1{,}125 \cdot 0{,}13 = 5{,}6$

Коефіцієнт використання продуктивності насоса визначається як відношення об'єму рідини, споживаного гідросистемою за час циклу, до обсягу рідини, що надходить від насоса:

$k_Q = V_{ц.с} / V_ц$

$k_Q = \frac{5,6}{26,45} = 0,21$

Чим менше значення k_Q,7 тим нижче ККД гідроприводу. Максимальне значення ККД відповідає $k_Q = 1$. Для зменшення втрат і збільшення ККД гідроприводу доцільно застосувати насосну установку з гідроакумулятором.

Оптимальним можна вважати режим роботи, при якому подача насоса дорівнює середньому $Q_{ср}$ значенню витрати, споживаної приводом за цикл

$Q'_Н = Q_{ср} = \frac{k_з * V_{ц.с.}}{t_ц}$,

де $k_з$ – коефіцієнт запасу.

Приймаємо $k_з = 1,15$

$Q'_Н = Q_{ср} = \frac{1,15*5,6}{1,17} = 5,50 \frac{л}{хв}$

По значенню $Q'_Н$ обираємо конкретний типорозмір насосу.

Для визначення витрати даного насосу потрібно обрати швидкість обертання вала електромотору. Вибираємо 1400 об/хв як стандартний і оптимальний для роботи насосу. З формули маємо витрату:

$Q_H = n * \frac{q}{1000} * \eta_v = 1400 * \frac{5,5}{1000} * 0.95 = 7,5$ л/хв.

Обираємо насос Bosch rexroth AZPBB-4.2-4.0-RPM02M-.

Отже, $Q_Н = 7,5 \frac{л}{хв}$

2.7. Вибір акумулятора для підвищення енергоефективності

Робочий об'єм акумулятора можна визначити на підставі діаграми витрат, також робочий об'єм можливо [8] розрахувати із економічного рішення збереження енергії щодо подальшого використання у гідросистемі

Рис. 2.7.1 акумулятор гідравлічний мембранний

Так як основна залежність з найвищою ефективністю, є політропна характеристика зміни процесу у акумулятору, у якому недопустиме ізоентальпійне розширення робочого тіла.

Якщо на шляху потоку робочого тіла (газу, рідини), який рухається теплоізольованим горизонтально розміщеним каналом постійного перетину помістити місцевий опір у вигляді перегородки з отвором малого діаметра (діафрагму, не повністю закритий кран або вентиль), то в місці звуження параметри робочого тіла змінять своє первісне значення.

Виходячи із закону нерозривності потоку в місці різкого звуження (в діафрагмі) швидкість потоку різко зросте ($w_2 >> w_1$)**,** а зразу ж за ним прийме своє первісне значення $w_2 = w_1$**,** бо $f_2 = f_1$ В свою чергу в місці звуження потоку тиск впаде, а за діафрагмою його величина дещо зросте, але не досягне свого первісного значення, отже $p_1 < p_2$, тобто $p_1 - p_2 = \Delta p$. Це викликано тим, що частина кінетичної енергії потоку (швидкісний напір) буде використовуватися

для компенсації втрат енергії потоку, на удари та завихрення потоку робочого тіла, які створюються за перешкодою (місцевим опором).

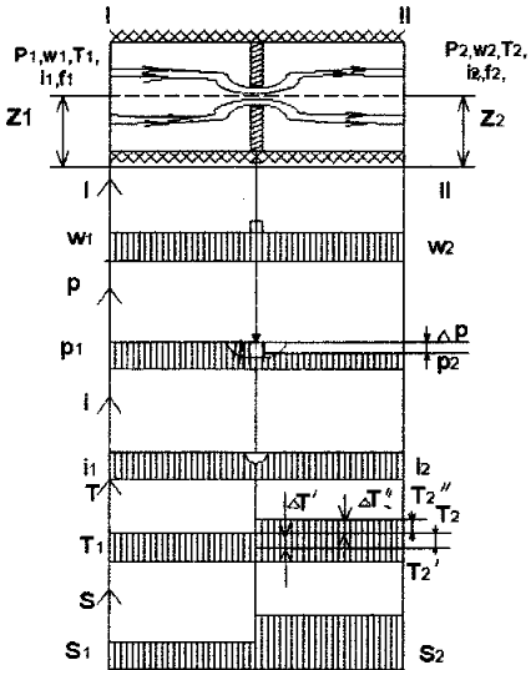


Рис. 2.7.2. Епюри напруження та переміщення потоку рідини під час гідроудару

Таким чином було прийнято рішення обрати мембранний гідроакумулятор з механічним керуванням з адіабатним процесом, який на даному етапі найбільш реальний у використання практично.

$$\frac{V_n}{V_k} = \left(\frac{P_n}{P_{min}}\right)^{\frac{1}{k}} - \left(\frac{P_n}{P_{max}}\right)^{\frac{1}{k}}$$

- K показник адіабати
- V_k Зовнішній об’єм акумулятора
- V_n корисний об’єм акумулятора
- P_{max} максимальний робочий тиск в акумуляторі
- P_{min} мінімальний робочий тиск
- P_n – тиск зарядження газом
- $V_{га}$ обраний об’єм гідроакумулятору

$V_к$ = 0,75 л

Обираємо гідроакумулятор

AMS0,75P250CG4VM0/30

Отже, $V_{ГА}$ = 0,75 л.

Також сумісно із гідроакумулятором придумано рішення пропорційного живлення акумулятору від штокової порожнини, яке забезпечить підвід рідини в залежності від заповнення.

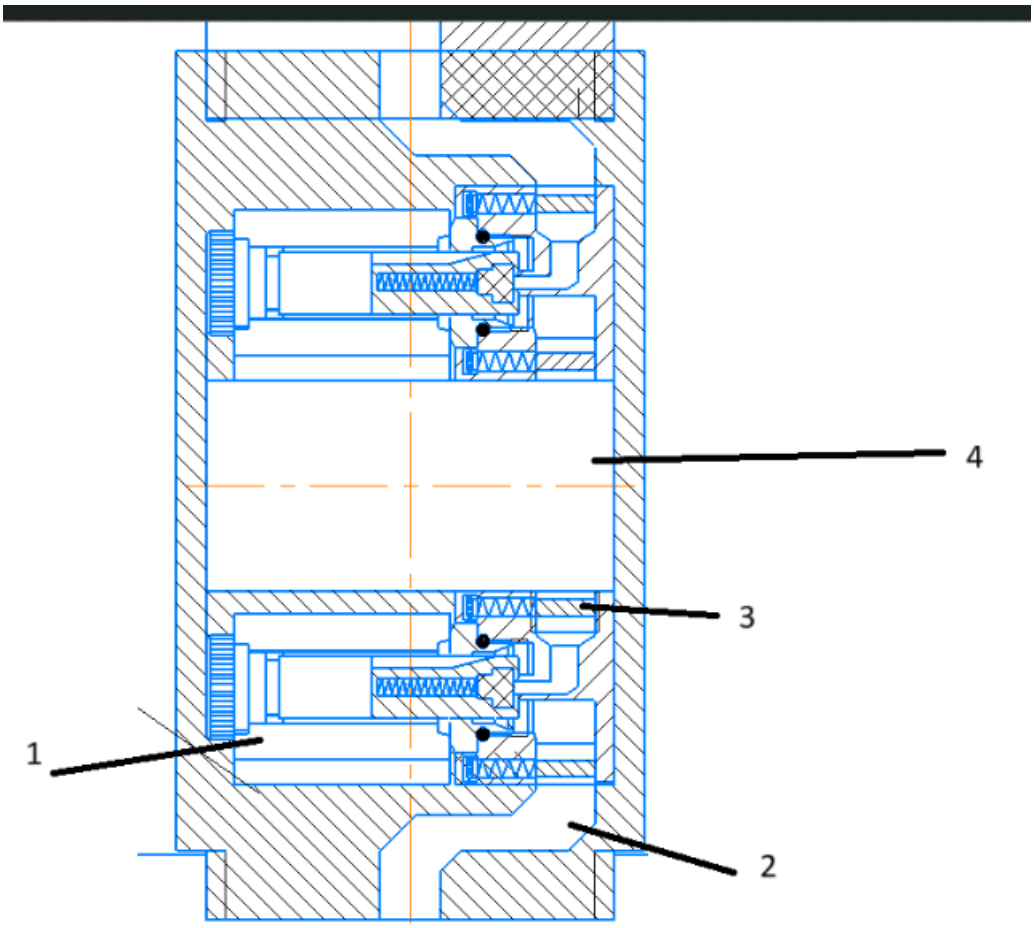


Рис. 2.7.3. Дроселюче-регульований штуцер під акумулятор

Схема має принципово прототипну основу, сполучає у собі декілька деталей і працює як дросельно-регулюча система-штуцер під акумулятор, де 1 це електроклапан, в проточках якого є магніти 3, яка йде з діаметром-отвором S, Проточка 2 з'єднує систему із штоковою камерою гідроциліндру. Камера 4 – ємність, через яку або проходить рідина для подальшої рекуперації енергії, або ж одночасно є камерою гідроудару.

2.8. Гідравлічний розрахунок розмірів трубопроводів

Задача розрахунку – визначення діаметрів трубопроводів і втрат тиску, що виникають у них при переміщені робочої рідини.

Розрахунок[7, 56] варто робити по ділянках, що мають однакову витрату. Ділянка являє собою трубопровід з установленими на ньому місцевими опорами (трійники, штуцера, коліна і т.д.) і гідроапаратами.

Внутрішній діаметр труби:

$d_T = \sqrt{4Q_T/\pi\nu_{ср}}$,

де Q_T – витрата рідини на ділянці, що розраховується, $м^3/с$; $\boldsymbol{\nu}_{ср}$ – середня швидкість рідини, м/с.

Отримане значення округляють до найближчого по ДЕРЖСТАНДАРТу 8732-78 і ДЕРЖСТАНДАРТу 8734-75 (6, 8, 10, 16, 20, 25 мм).

За прийнятим діаметром визначається дійсна швидкість рідини, м/с:

$\boldsymbol{\nu} = \frac{4Q_T}{\pi d_T^2}$.

Середню швидкість рідини вибираємо у залежності від призначення трубопроводу:

для всмоктувальних $\boldsymbol{\nu}_{вс}$ = 1м/с

для зливних $\boldsymbol{\nu}_{зл}$ = 2м/с

для напірних $\boldsymbol{\nu}_{н}$ = 5м/с

Розрахуємо діаметр лінії всмоктування та дійсну швидкість рідини:

$$d_{вс} = \sqrt{4 \cdot \frac{7,5}{\pi \cdot 1 \cdot 1000 \cdot 60}} = 0,011 \text{ м}$$

приймаємо $d_{вс}$ = 10мм

$$\boldsymbol{\nu}_{вс} = \frac{4Q_T}{\pi d_{вс}^2} = \frac{4 \cdot 7,5}{1000 \cdot 60 \cdot \pi \cdot 0,01^2} = 1,4 \text{ м/с}$$

Розрахуємо діаметр ліній нагнітання та дійсну швидкість рідини:

Для Ц1:

$$d_{н1} = \sqrt{4 \cdot \frac{0{,}0003768}{\pi \cdot 5}} = 0{,}0097 \text{ м} = 10 \text{ мм}$$

приймаємо $d_{н1} = 10$ мм

$$\boldsymbol{\nu}_{н1} = \frac{4Q_T}{\pi d_{н1}^2} = \frac{4 \cdot 0003768}{\pi \cdot 0{,}01^2} = 4{,}8 \text{ м/с}$$

Для Ц2:

$$d_{н2} = \sqrt{4 \cdot \frac{1{,}503}{\pi \cdot 4}} = 0{,}0025 \text{ м}$$

приймаємо $d_{н2} = 6$мм

$$\boldsymbol{\nu}_{н2} = \frac{4Q_T}{\pi d_{н2}^2} = \frac{4 \cdot 1{,}503}{60000 \cdot \pi \cdot 0{,}006^2} = 0{,}889 \text{ м/с}$$

Розрахуємо діаметр зливної лінії та дійсну швидкість рідини:

$$d_{зл} = \sqrt{4 \cdot \frac{0{,}0003768}{\pi \cdot 2}} = 0{,}015 \text{ м} = 15\text{мм}$$

приймаємо $d_{зл} = 15$мм

$$\boldsymbol{\nu}_{зл} = \frac{4Q_T}{\pi d_{зл}^2} = \frac{4 \cdot 0{,}0003768}{\pi \cdot 0{,}016^2} = 1{,}875 \text{ м/с}$$

Гідравлічні втрати в гідролініях складаються з втрат на гідравлічне тертя $\Delta p_т$, втрат у місцевих опорах $\Delta p_м$ і втрат у гідроапаратах $\Delta p_г$

Втрати тиску на тертя

$$\Delta p_т = (0{,}5 \lambda l p \boldsymbol{\nu}^2)/d_T,$$

де λ - коефіцієнт тертя; l - довжина ділянки; p - щільність рідини; $\boldsymbol{\nu}$ - дійсна середня швидкість рідини; d_T - діаметр труби або шлангу.

Коефіцієнт тертя λ залежить від режиму течії рідини і визначається по числу Рейнольдса

$$Re = \boldsymbol{\nu}\, d_T/v$$

де V – кінематична в’язкість рідини

При ламінарній течії рідини ($Re < 2300$)

$$\lambda = 64 / Re.$$

Враховуючи можливості звуження і викривлення перерізу труби при практичних розрахунках приймають

$$\lambda = 75 / Re.$$

При турбулентній течії (Re $\geq$ 2300) коефіцієнт тертя[7, с 58] залежить від числа Рейнольдса і від відносної шорсткості стінок каналу. Сталеві труби мають шорсткість Δ = 0,03мм, труби з кольорових металів вважають практично гладких.

$$\lambda = \frac{0,316}{\sqrt[4]{Re}}.$$

При Re > 10^6 коефіцієнт тертя практично не залежить від Re і можна прийняти λ = 0,02. Втрати на місцевих опорах визначимо за формулою:

$$\Delta p_м = 0,5\ \rho\xi\ \boldsymbol{\nu}^2,$$

де ξ коефіцієнт місцевого опору.

Розрахуємо число Рейнольда для різних ділянок трубопроводу:

$$Re = \boldsymbol{\nu}\ d_T/v$$

При 40 °С:

v = 46,4 мм^2/с

$Re_{всм} = \frac{1,4 \cdot 0,01}{0,0000464} = 301,7;\ \lambda_{всм} = \frac{75}{301,7} = 0,21$

$Re_{нагн} = \frac{4,8 \cdot 0,01}{0,0000464} = 1034,4;\ \lambda_{нагн} = \frac{75}{1034,4} = 0,061;$

$Re_{злив} = \frac{1,875 \cdot 0,016}{0,0000464} = 646,55;\ \lambda_{злив} = \frac{75}{646,55} = 0,099$

При 100 °С:

V = 8,3 мм^2/с

$Re_{всм} = \frac{1,4 \cdot 0,01}{0,0000083} = 1686,7;\ \lambda_{всм} = \frac{75}{1686,7} = 0,21;$

$Re_{нагн} = \frac{4,8 \cdot 0,01}{0,0000083} = 5783,13;\ \lambda_{нагн} = \frac{0,316}{\sqrt[4]{5783,13}} = 0,036;$

$Re_{злив} = \frac{1,875 \cdot 0,016}{0,0000083} = 3614,45;\ \lambda_{злив} = \frac{0,316}{\sqrt[4]{3614,45}} = 0,04;$

Для Ц2:

$Re_{нагн} = \frac{0,889 \cdot 0,01}{0,0000464} = 191,59,$ при 40°С;

$Re_{нагн} = \frac{0,889 \cdot 0,01}{0,0000083} = 1071,$ при 100°С ;

Розрахуємо втрати тиску на тертя:

Густина, кг/м3 = 874

Для Ц1: При 40 °С:

$$\Delta P_{\text{всм}} = \frac{\lambda \cdot l \cdot \rho \cdot v^2}{2d_{\text{см}}} = \frac{0{,}21 \cdot 1 \cdot 874 \cdot 1{,}4^2}{2 \cdot 0{,}01} = 17986{,}92 \text{ Па}$$

$$\Delta P_{\text{нагн}} = \frac{\lambda \cdot l \cdot \rho \cdot v^2}{2d_{\text{нагн}}} = \frac{0{,}061 \cdot 1 \cdot 874 \cdot 4{,}8^2}{2 \cdot 0{,}01} = 245663 \text{ Па}$$

$$\Delta P_{\text{злив}} = \frac{\lambda \cdot l \cdot \rho \cdot v^2}{2d_{\text{см}}} = \frac{0{,}099 \cdot 1 \cdot 874 \cdot 1{,}875^2}{2 \cdot 0{,}01} = 33264{,}44 \text{ Па}$$

При 100 °С:

$$\Delta P_{\text{всм}} = \frac{\lambda \cdot l \cdot \rho \cdot v^2}{2d_{\text{см}}} = \frac{0{,}0379 \cdot 1 \cdot 874 \cdot 1{,}4^2}{2 \cdot 0{,}01} = 3242{,}54 \text{ Па}$$

$$\Delta P_{\text{нагн}} = \frac{\lambda \cdot l \cdot \rho \cdot v^2}{2d_{\text{нагн}}} = \frac{0{,}036 \cdot 1 \cdot 874 \cdot 4{,}8^2}{2 \cdot 0{,}01} = 14449{,}79 \text{ Па}$$

$$\Delta P_{\text{злив}} = \frac{\lambda \cdot l \cdot \rho \cdot v^2}{2d_{\text{см}}} = \frac{0{,}04 \cdot 1 \cdot 874 \cdot 1{,}875^2}{2 \cdot 0{,}01} = 13442{,}44 \text{ Па}$$

Визначимо втрати на місцевих опорах:

$$\Delta p_{\text{мтр}} = 0{,}5 \cdot 874 \cdot 2 \cdot 4{,}8^2 \cdot 9 = 181232 \text{ Па}$$

$$\Delta p_{\text{мзв}} = 0{,}25 \cdot 874 \cdot 4{,}8^2 \cdot 14 = 70476 \text{ Па}$$

$$\Delta p_{\text{мзв}} = 0{,}5 \cdot 874 \cdot 1{,}875^2 \cdot 4 \cdot 0{,}8 = 4916{,}25 \text{ Па}$$

Визначимо загальну втрату по тактах. Вона складається з втрат на тертя, втрат на місцевих опорах та втрат на гідроапаратах:

$$\Delta p_{I.1} = \Delta p_1 + \Delta p_5 + \Delta p_{12} + \Delta p_6 + \Delta P_{\text{м}} + \Delta \text{p}_{\text{г}} = 0{,}01 + 0{,}01 + 0{,}07 + 0{,}1 = 0{,}2 \text{ МПа}$$

$$\Delta p_{I.2} = \Delta p_1 + \Delta p_{12} + \Delta p_7 + \Delta P_{\text{м}} = 0{,}01 + 0{,}07 + 0{,}1 = 0{,}19 \text{ МПа}$$

$$\Delta p_{II.1} = \Delta p_1 + \Delta p_{13} + \Delta p_7 + \Delta P_{\text{м}} = 0{,}01 + 0{,}01 + 0{,}07 + 0{,}08 = 0{,}17 \text{ МПа}$$

$$\Delta P_{II.2} = \Delta p_1 + \Delta p_{13} + \Delta p_6 + \Delta P_{\text{м}} = 0{,}01 + 0{,}07 + 0{,}08 + 0{,}02 = 0{,}18\text{Мпа}$$

$$\Delta P_{III} = \Delta p_2 + \Delta p_8 + \Delta p_{11} + \Delta p_{10} + \Delta P_{\text{м}} = 0{,}01 + 0{,}01 + 0{,}02 + 0{,}08 = 0{,}12 \text{ Мпа}$$

$$\Delta P_{IIII} = \Delta p_2 + \Delta p_9 + \Delta p_{11} + \Delta p_{10} + \Delta P_{\text{м}} = 0{,}01 + 0{,}01 + 0{,}02 + 0{,}08 = 0{,}12 \text{ Мпа}$$

Сумарні втрати тиску системи

$\Delta p = \Delta p_{I.1} + \Delta p_{I.2} + \Delta p_{II.1} + \Delta P_{II.2} + \Delta P_{III} + \Delta P_{IIII} + \Delta p_{г} = 0{,}12 + 0{,}12 + 0{,}19 + 0{,}17 + 0{,}18 + 0{,}2 + 0{,}29 = 1{,}29$ Мпа

2.9. Тепловий розрахунок

При роботі гідропривода [10] внаслідок роботи механічного, гідравлічного та об'ємного характеру та їх втрат, виділяється певна кількість теплової енергії, що йде на нагрівання рідини в баку, а також розсіюється в навколишнє середовище

Розрахуємо необхідний тиск насосу

$$p_H = p_{max} + \Delta p_{max} = 4{,}42 + 1{,}28 \text{ МПа} = 5{,}70 \text{ Мпа}$$

Де p_{max} – Максимальний тиск циклу, Δp_{max} – максимальні втрати;

За знайдений тиском та витратою обираємо насос Bosch Rexroth AZPBB-4.2-4.0-RPM02M (Q_H = 7.5 л/хв);

Визначимо кількість теплоти що утворюється протягом тактів за 1 годину.

$$\Theta = 3600 \cdot (N_{Hi} - N_{Ei}) \frac{t_i}{t_ц}$$

$$\Theta = 3600 \cdot \left(\left(\frac{7{,}5 \cdot 6.9}{0.7} - 0{,}42 \cdot 22{,}608 \cdot 0{,}95 \right) \frac{5{,}6}{70{,}4} + \left(\frac{7{,}5 \cdot 6.9}{0.7} - 4{,}2 \cdot 2{,}512 \cdot 0{,}95 \right) \frac{21{,}6}{70{,}4} + \left(\frac{7{,}5 \cdot 6.9}{0.7} - 0{,}79 \cdot 16{,}956 \cdot 0{,}95 \right) \frac{5{,}6}{70{,}4} + \left(\frac{7{,}5 \cdot 6.9}{0.7} - 5{,}82 \cdot 1{,}884 \cdot 0{,}95 \right) \frac{21{,}6}{70{,}4} + \left(\frac{7{,}5 \cdot 6.9}{0.7} - 5{,}62 \cdot 1{,}503 \cdot 0{,}95 \right) \frac{8}{70{,}4} + \left(\frac{7{,}5 \cdot 6.9}{0.7} - 4{,}20 \cdot 1{,}125 \cdot 0{,}95 \right) \frac{8}{70{,}4} \right) = 3275{,}2 \frac{\text{КДж}}{\text{год}}$$

Перевищення сталої температури масла в баку над температурою навколишнього середовища

$$\Delta t = \frac{\Theta}{\alpha \cdot k \cdot F}$$

Де k – коефіцієнт теплопередачі від масла до повітря при відсутності місцевої циркуляції, k = 63 $\frac{\text{КДж}}{\text{м}^2 \cdot \text{год}}$; а – коефіцієнт контактних площ з навколишнім середовищем гідроапаратури, що має обмежену циркуляцію повітря а = 1

Розрахункова площа поверхні гідробаку

$$F = 0{,}064 \cdot \sqrt[3]{V_m{}^2}$$

Де V_m – обьем масла в баку, дм^3;

Об'єм насосу не повинен перевищувати двох-трьохвилиної подачі насоса

$V_m = 3 \cdot Q_H = 3 \cdot 7{,}5 = 23{,}4$ л

Приводимо до стандартного значення за ДСТУ 16770/1

$V_m = 40$ л;

Визначимо площу поверхні гідробаку

$$F = 0{,}064 \cdot \sqrt[3]{V_m{}^2} = 0{,}064 \cdot \sqrt[3]{40^2} = 0{,}75 \text{ дм}^3$$

Отже температура складає

$$\Delta t = \frac{\Theta}{\alpha \cdot k \cdot F} = \frac{3275{,}2}{1 \cdot 63 \cdot 0{,}75} = 69 \text{ °C}$$

T_{max}= 25°C + 69°C = 94°C > 70 °C;

Оскільки різниця температур перевищує допустиму, потрібно встановити теплообмінник, при цьому перевищення температури становить

$$\Delta t_m = 94 - 70 = 24°\text{C}$$

Кількість тепла, що необхідно відвести через теплообмінник

$$\Theta_t = k \cdot F \cdot \alpha \cdot \Delta t_m = 63000 \cdot 1 \cdot 24{,}3 \cdot 0{,}75 = 1148175 \ \frac{\text{Дж}}{\text{год}}$$

Площа поверхні охолодження теплообмінника

$$F_m = \frac{\Theta_t}{k_m \cdot \Delta t_m} = \frac{1148175}{30 \cdot 24{,}3 \cdot 3600 \cdot 1{,}4} = 0{,}3125 \text{ м}^2$$

Де K_m – коефіцієнт теплопередачі теплообмінника, K_m = 30 $\frac{\text{Дж}}{\text{м}^2 \cdot \text{год}}$;

По отриманому значенні площі охолодження та кількості тепла підбираємо теплообмінник

Bosch Rexroth Air heat exchanger (basic power unit 23183)

2.10. Розрахунок гідроциліндрів на тривкість

Розрахунок товщини стінки гідроциліндра

Для розрахунку візьмемо формулу12 товстостінних циліндрів у звязку з заданими параметрами гідроциліндра

$$\boldsymbol{S = \frac{p \cdot D}{2 \cdot \sigma_{\text{доп}}}}$$

Де р – робочий тиск, D – діаметр гільзи, $\sigma_{\text{доп}}$ – допустиме напруження;

Допустиме напруження для гільзи визначемо за ГОСТ 8731-87

$\sigma_{\text{доп}}$ = 270 МПа

$$\boldsymbol{S = \frac{D}{2} \cdot \left(\sqrt{\frac{\sigma_{\text{доп}} + 0,4 \cdot p}{\sigma_{\text{доп}} - 0,4 \cdot p}} - 1 \right) = \frac{80}{2} \cdot \left(\sqrt{\frac{270 + 0,4 \cdot 22}{270 - 0,4 \cdot 22}} \right) = 0,00783} \text{ м}$$

Перевіримо чи правильно підібрана формула для товстостінного гідроциліндра.

$$\boldsymbol{\frac{S}{D} = 0,875 > 0.1}$$

Формула обрана правильна, оберемо товщину стінки 8 мм.

Розрахунок півкілець

У півкільцях 13 виникають напруження на зріз та зминання , тому розрахуємо по характеристикам Матеріал півкілець сталь 20ХГСА, розміри 1.8х4

Розраховуємо площу зрізу

$$\boldsymbol{F_{\text{зр}} = \pi \cdot d \cdot l = 3,14 \cdot 90 \cdot 4 = 1130,4} \text{ мм}^2$$

Напруження, що виникають при зрізі

$$\boldsymbol{\tau_{зр} = \frac{P}{F_{зр}} = \frac{19000\ \text{Н}}{1130,4} = 75,80\ \text{МПа} < [\tau_{зр}] = 210\ \text{МПа}}$$

Розраховуємо площу зминання

$$\boldsymbol{F_{зм} = \frac{\pi}{4} \cdot (2 \cdot d \cdot h - h^2) = \frac{3,14}{4} \cdot (2 \cdot 90 \cdot 1,8 - 1,8^2) = 251,79\ \text{мм}^2;}$$

Напруження, що виникають при зминанні

$$\boldsymbol{\sigma_{зм} = \frac{P}{F_{зм}} = \frac{19000}{251,79} = 75,45\ \text{МПа} < [\tau_{зм}] = 310\ \text{МПа};}$$

Умови міцності збігаються

Розрахунок різьбових з'єднань

Напруження, що розтягують, для різьбового стрижня:

$$\sigma 1 = \frac{4 \cdot p_p}{\pi \cdot d_в^2 \cdot z} = \frac{4 \cdot 47500}{3,14 \cdot 25,5^2 \cdot 4} = 93\ \text{МПа}$$

$$\sigma 2 = \frac{4 \cdot p_p}{\pi \cdot d_в^2 \cdot z} = \frac{4 \cdot 47500}{3,14 \cdot (75^2 - 66\text{^}2) \cdot 4} = 47,66\ \text{МПа}$$

де $p_р$ – розрахункове навантаження, $p_p = k_з \cdot p = 2,5 \cdot 19000 = 47500\ H$;

$d_в$ – внутрішній діаметр різьблення,

$d_{в1} = d_о - S = 27 - 1,5 = 25,5$ мм;

$d_{в2} = d_о - S = 68 - 2 = 66$ мм;

d_0 – зовнішній діаметр різьблення;

S – крок різьблення;

z – кількість різьбових з'єднань, що сприймають навантаження;

$k_з$ – коефіцієнт затягування (для постійного навантаження $k_з$=1,25…1,5; для перемінного навантаження $k_з$=2,5…4);

p – зусилля, що діє на різьбове з'єднання.

Дотичні напруги в різьбленні:

$\tau 1 = \frac{p_p d_0 k_1}{0.2 \cdot d^3} = \frac{47500 \cdot 68 \cdot 0,12}{0,2 \cdot 66^3} = 6,74$ МПа;

$\tau 2 = \frac{p_p d_0 k_1}{0.2 \cdot d^3} = \frac{47500 \cdot 27 \cdot 0,12}{0,2 \cdot 25,5^3} = 46,4$ МПа;

де k_1 – коефіцієнт, що залежить від коефіцієнта тертя фрикційної пари болт-гайка (приймають k_1=0,12).

Приведена напруга в різьбленні:

$\sigma = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{93^2 + 3 \cdot 46^2} = 122{,}47$ МПа.

$\sigma = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{16{,}3^2 + 3 \cdot 6{,}74^2} = 20$ МПа.

Коефіцієнт запасу по пластичних деформаціях:

$n1 = \frac{\sigma_т}{\sigma_{пр}} = \frac{355}{122{,}47} = 2{,}89 > 1{,}2.$

$n2 = \frac{\sigma_т}{\sigma_{пр}} = \frac{355}{20} = 17{,}75 > 1{,}2.$

Вибрані різьбові з’єднання, нас задовольняють (матеріал сталь 40Х).

Висновки

В даному розділі було обраховано принципову гідравлічну схему, її втрати, основні розміри циліндра для подальшого креслення Гідроциліндру та деталей які входять у склад гідроцилідра, обраховано на міцність його різьбове з'єднання. Обраховані основні гідролінії, та прийшли до висновку що даний гідроциліндр має право на існування, і він може сприймати обраховане навантаження.

2.11. Підбір апаратури

Насос

Максимальний тиск	290 бар
Максимальна частота обертання	3500 об/хв
Середній робочий тиск	220
Мінімальна частота обертання	500 об/хв

Клапан тиску

Pressure relief valve,
direct operated

Type ZDBD and Z2DBD

RE 25771
Edition: 2016-03

- Size 6
- Component series 2X
- Maximum operating pressure 350 bar
- Maximum flow 60 l/min

Features Contents

Максимальне налаштування клапану	50 бар
В’язкість	15…500 $м^2/с$
Тип ущільнення	NBR

Розподільник 1

Directional spool valves, direct operated, with manual and fluidic operation

Type WMM, WN and WP

- Size 10
- Component series 5X
- Maximum operating pressure 350 bar
- Maximum flow 160 l/min

Features Contents

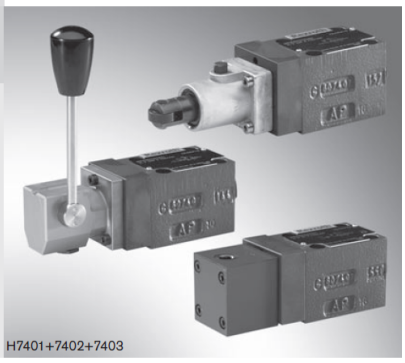
Вага	2.9 кг
Тиск максимальний налаштування	330 бар
Температурний режим	-20 … +70 *C
Витрата	160 l/min
ущільнення	NBR

Розподільник 2, 3

2/2, 3/2 and 4/2 directional seat valve with mechanical, manual or fluidic operation

RE 22340/10.06 1/14

Type M-.S..



Sizes 6 and 10
Component series 3X
Maximum operating pressure 420/630 bar
Maximum flow 40 l/min

Вага	1.5 кг
Максимальний тиск	210 бар
Максимальний потік	40 l/min
Пілотний тиск	12 бар

Акумулятор мембранний

Робочий об’єм	0.75л
Вага	3.3 кг
Пропускна здатність	3.3 л/хв

3. МОДЕЛЮВАННЯ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ

3.1. Моделювання ефекту гідроудару в трубопроводі

Моделювання гідроудару в трубопроводі за допомогою MATLAB може бути здійснене, використовуючи різні підходи та методи. Нижче наведено загальний підхід для створення простої моделі гідроудару в MATLAB.

1. Визначення параметрів трубопроводу:
    - Задання характеристики трубопроводу, такі як довжина, діаметр, матеріал і т. д.
2. Визначення параметрів рідини:
    - Встановлення параметрів рідини, такі як її щільність, в'язкість та інші характеристики.
3. Визначення початкових та граничних умов:
    - Задання початкових та граничних умов для моделі, такі як початковий тиск, об'єм труби та інші параметри.
4. Використання рівнянь гідроудару:
    - Використання рівняння гідроудару для опису фізичних явищ, що відбуваються в трубопроводі. Для моделювання гідроудару може бути використано класичне рівняння гідроудару, таке як рівняння методу характеристик.
5. Написання програмного коду в MATLAB:

- Створення скрипту або функцію MATLAB, в якій ви визначите параметри та виконаєте обчислення з використанням рівнянь гідроудару.

6. Візуалізація результатів:
   - Використання функції MATLAB для візуалізації результатів моделювання, таких як графіки тиску, швидкості руху рідини та інші.

Для аналізу та проведення порівняння із параметрами системи буде зроблено 2 досліди: Звичайне моделювання гідроудару у трубопроводі з перекриттям вентиля, Моделювання схеми дипломного проекту.

3.2. Моделювання гідроудару у трубопроводі.

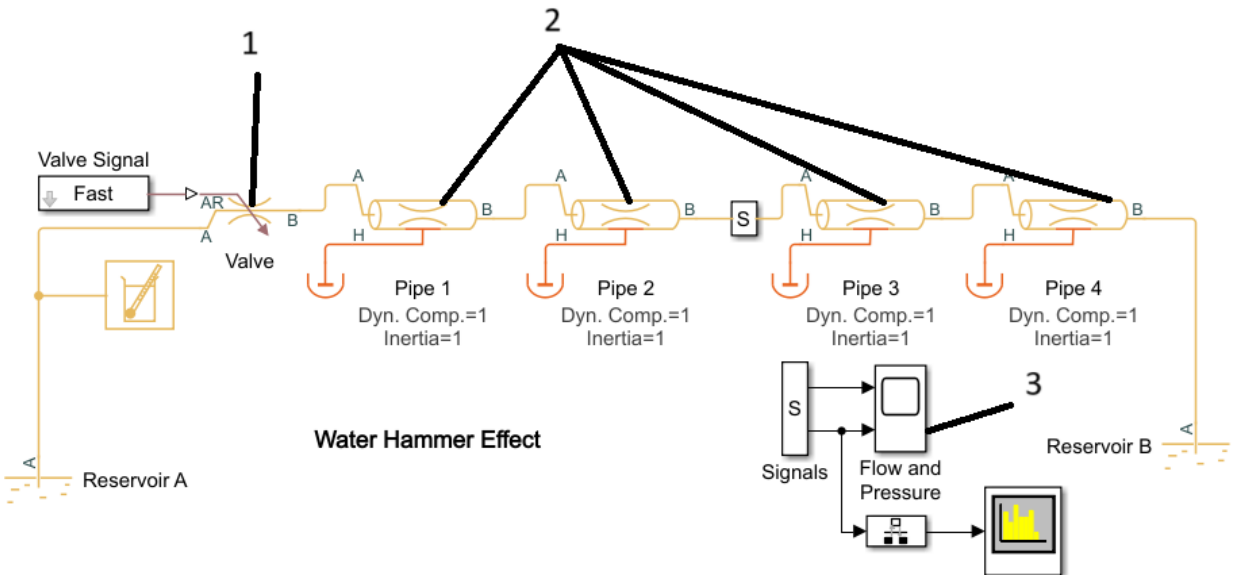


Рис. 3.2.1. Модель гідроудару трубопровода.

На малюнку 3.2.1. Зображена модель яка дозволяє змоделювати процес гідроудару у трубопроводі 2, дозволяє коригувати процесом за допомогою вентиля 1, яке показує результати на графіку 3.

У трубопроводі налаштовані параметри як довжина трубопроводу, площа поперечного перерізу, інертність та стисливість рідини

Параметр	L, м	S, $м^2$	D, м	Dl, м	шорсткість поверхні, м	Re_l	Re_{tu}	P_A, бар	P_B, бар
1 дослід	5	0,01	0,1128	1	$15 \cdot 10^{-6}$	2000	4000	6	5
2 дослід	5	0,01	0,1128	1	$15 \cdot 10^{-6}$	2000	4000	12	10
3 дослід	5	0,01	0,1128	1	$15 \cdot 10^{-6}$	2000	4000	19	18,9

Де L – довжина трубопроводу, S – Площа поперечного перерізу, D – діаметр трубопроводу, Dl – еквівалентна довжина трубопроводу, Re_l – Число рейнольдса для ламінарного потоку, Re_{tu} – число рейнольдса для турбулентного потоку, R – тертя у трубопроводі ламінарного потоку, υ – число Нуссельта для ламінарного потока.

Результати дослідження 1 досліду представлені на Рис. 3.2.2.

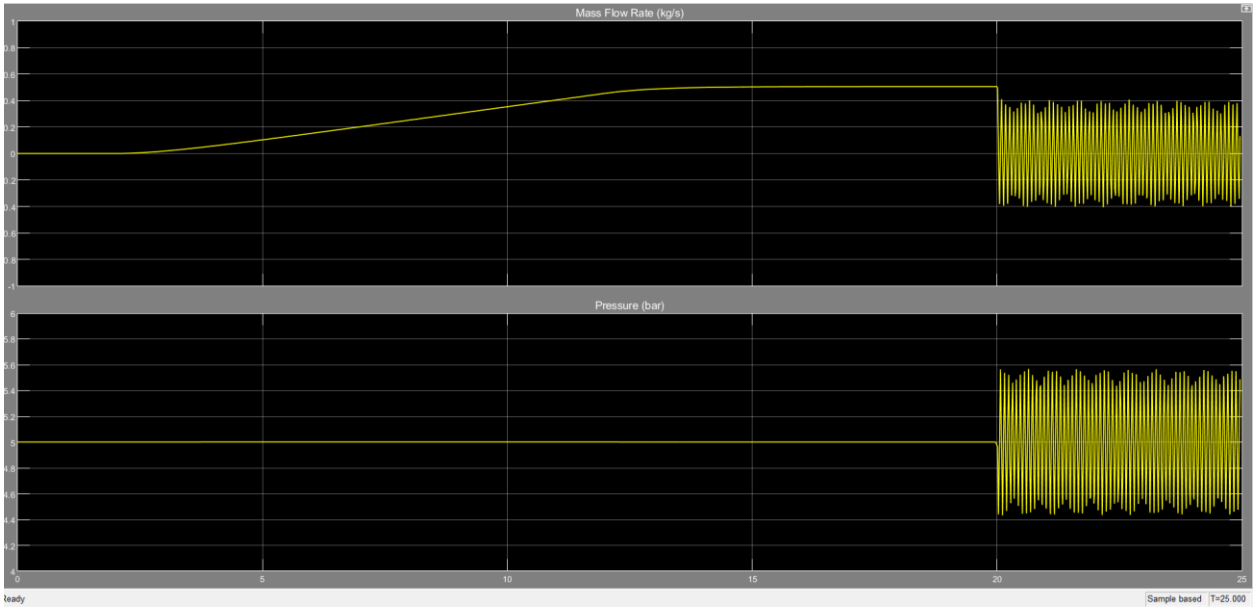


Рис. 3.2.2. графік тиску на подачі 1 досліду

Як можна побачити гідроудар виникає в момент повного закриття вентилю, який досягає 20 секунд, після цього часу тиск підвищується до величини 5,6 бар, і починає гаситись синусоїдальною характеристикою, поки не стабілізується до номінального значення.

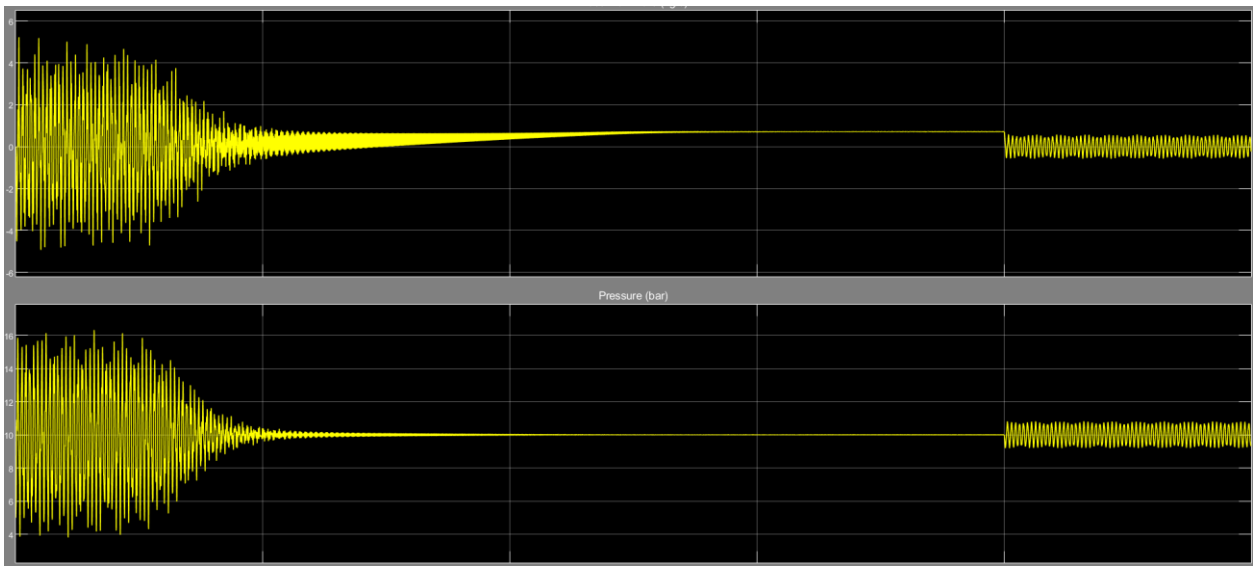


Рис. 3.2.3. Графік тиску та подачі 2 досліду

Як можна бачити на цьому досліді значного підвищилась різниця тисків, і із різкою зміною поперечного перерізу вже виникає гідроудар, та й вже від початку закриття вентилю, гідроудар вже погасився.

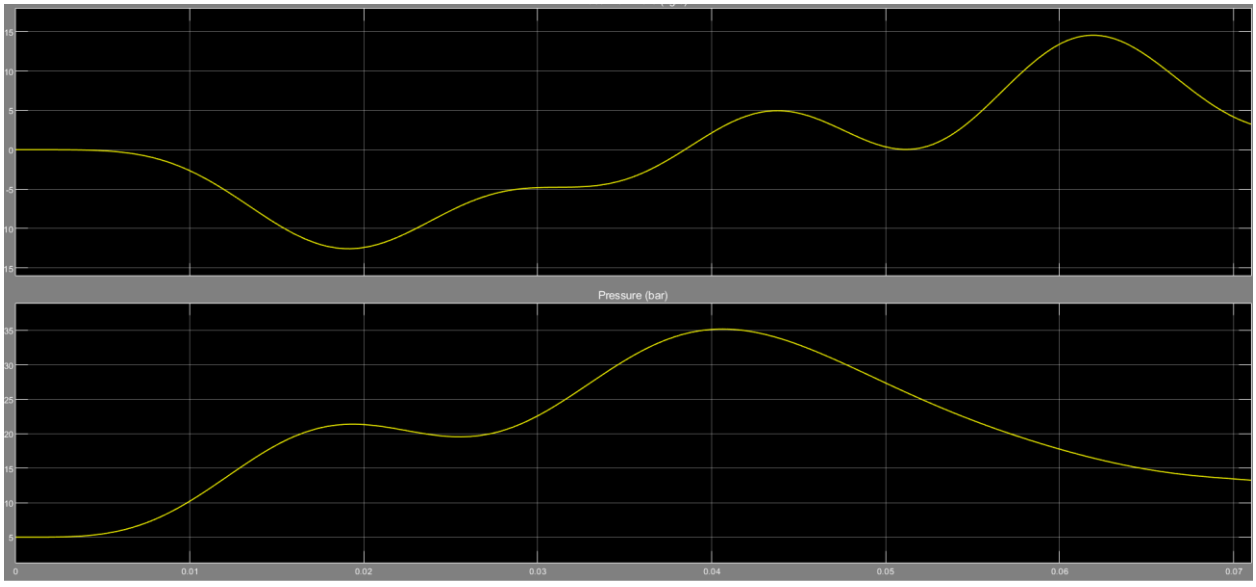


Рис. 3.2.4. Графік тиску та подачі досліду 3.

Як можна бачити, із чрезмірним підвищенням тиску системи, час дослідження фіксується на моменті менше секунди, за цей час гідроудар досягає відмітки в майже $2P_A$, що неприпустиме для системи.

3.3. Моделювання системи дипломного проекту

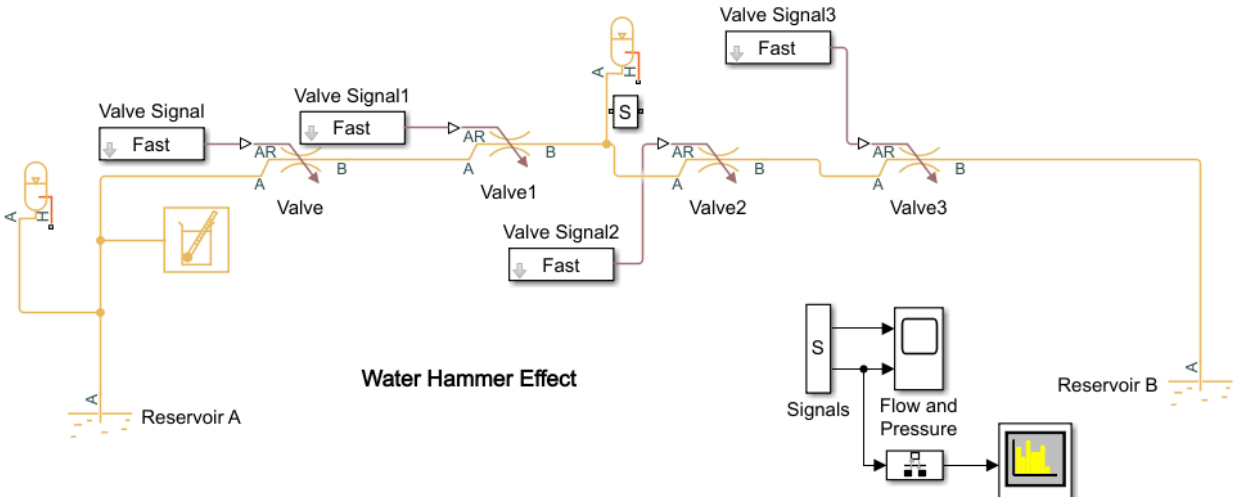


Рис. 3.2.1. Модель гідроудару трубопровода.

На малюнку 3.2.1. Зображена модель яка дозволяє змоделювати процес гідроудару у ємності , дозволяє коригувати процесом за допомогою вентиля яке показує результати на графіку

У трубопроводі налаштовані параметри як довжина трубопроводу, площа поперечного перерізу, інертність та стисливість рідини

Параметр	L, м	S, м^2	D, м	Dl, м	шорсткість поверхні, м	Re_l	Re_{tu}	P_A, бар	P_B, бар
1 дослід	5	0,01	0,1128	1	$15 \cdot 10^{-6}$	2000	4000	6	5
2 дослід	5	0,01	0,1128	1	$15 \cdot 10^{-6}$	2000	4000	12	10
3 дослід	5	0,01	0,1128	1	$15 \cdot 10^{-6}$	2000	4000	19	18,9

Де L – довжина трубопроводу, S – Площа поперечного перерізу, D – діаметр трубопроводу, Dl – еквівалентна довжина трубопроводу, Re_l – Число Рейнольдса для ламінарного потоку, Re_{tu} – число Рейнольдса для турбулентного потоку, R – тертя у трубопроводі ламінарного потоку, υ – число Нуссельта для ламінарного потока.

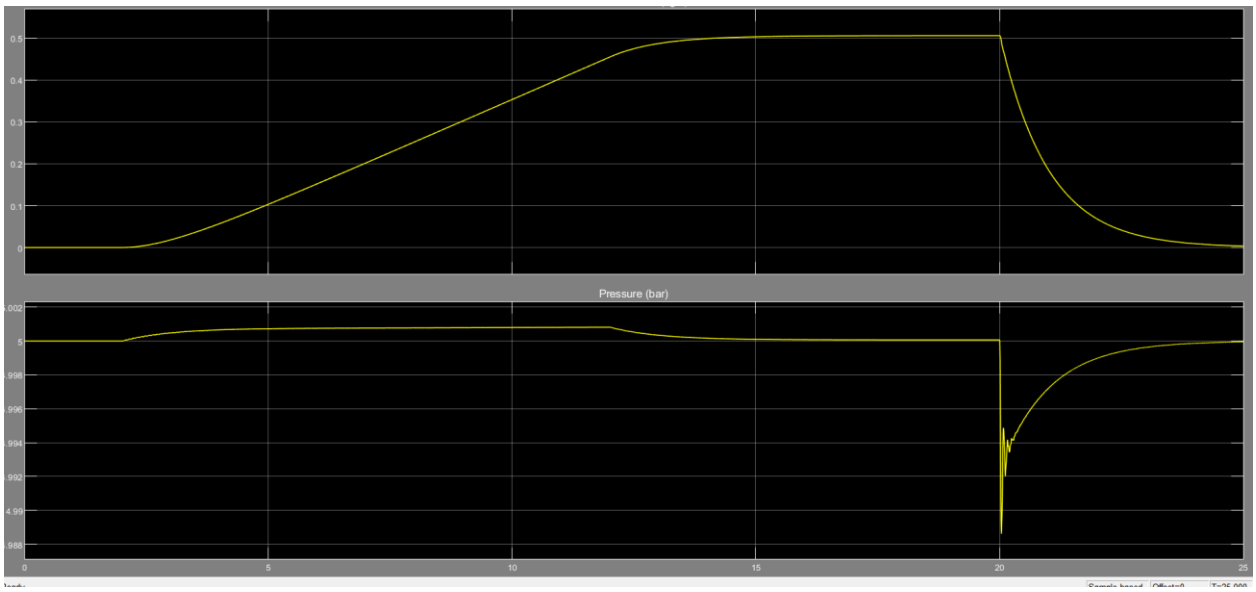


Рис. 3.3.2. Графік тиску та подачі досліду 1

Як можна бачити, дослід із камерою для гідроудару, та електроклапанів. Гідроудар відбувається більш плавно, що дозволяє забезпечити ефективне підключення такого тиску в систему, забезпечить стабільне розповсюдження напружень у трубопроводі та самих клапанах.

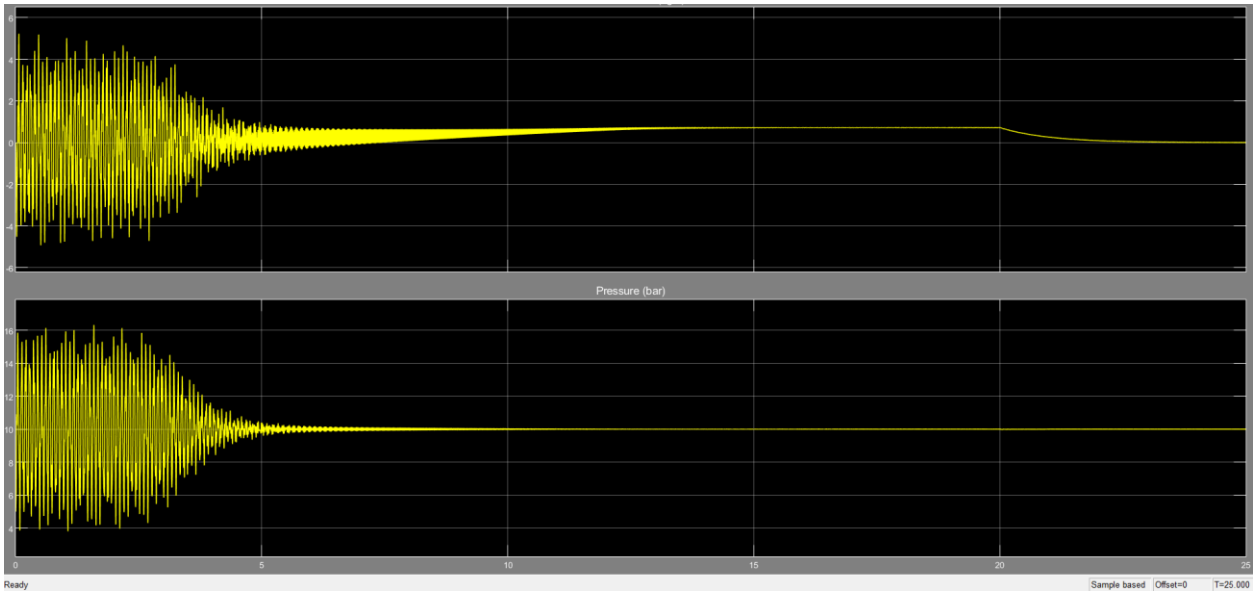


Рис. 3.3.3. Графік тиску та подачі досліду 2.

Як можна бачити у досліду 2, графіка гідроудару схожа до моменту гідроудару, після виконання циклу, тиск не виконує синусоїдальну амплітуду

збудження, що дозволяє спокійно інтегрувати дану систему, при заданих параметрах.

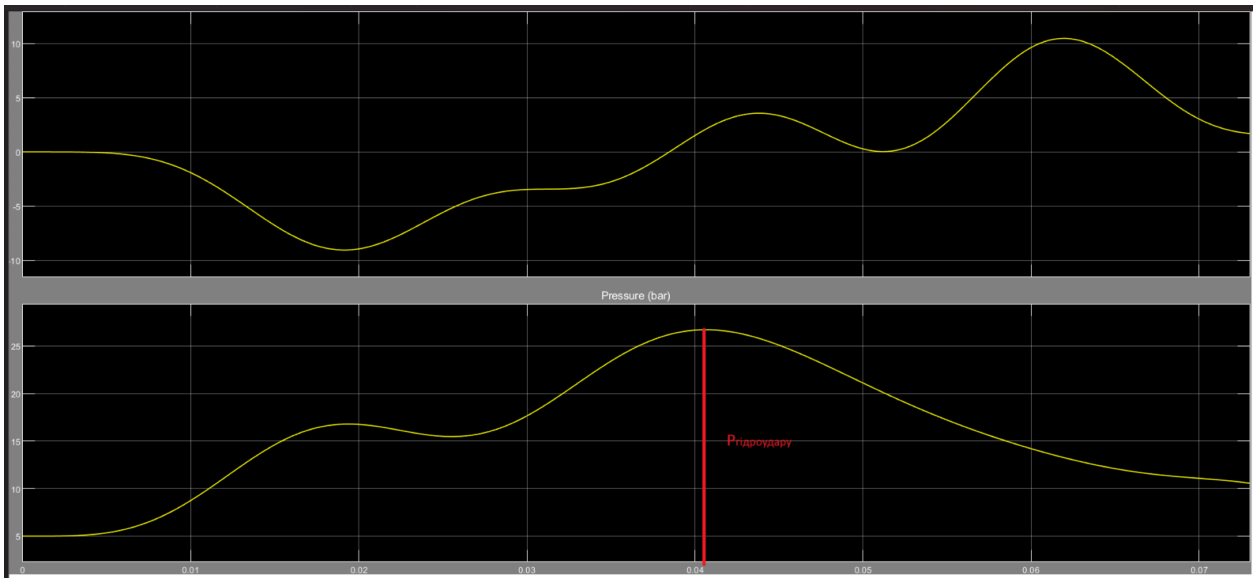


Рис. 3.3.4. Графік тиску та подачі досліду 3.

Як можна бачити на досліду 3, ми маємо схожу ситуацію із кривою на графікою за єдиною умовою, Тиск гідроудару менше в даному випадку, і крива спадання тиску при завершенні функції буста потужності є плавною.

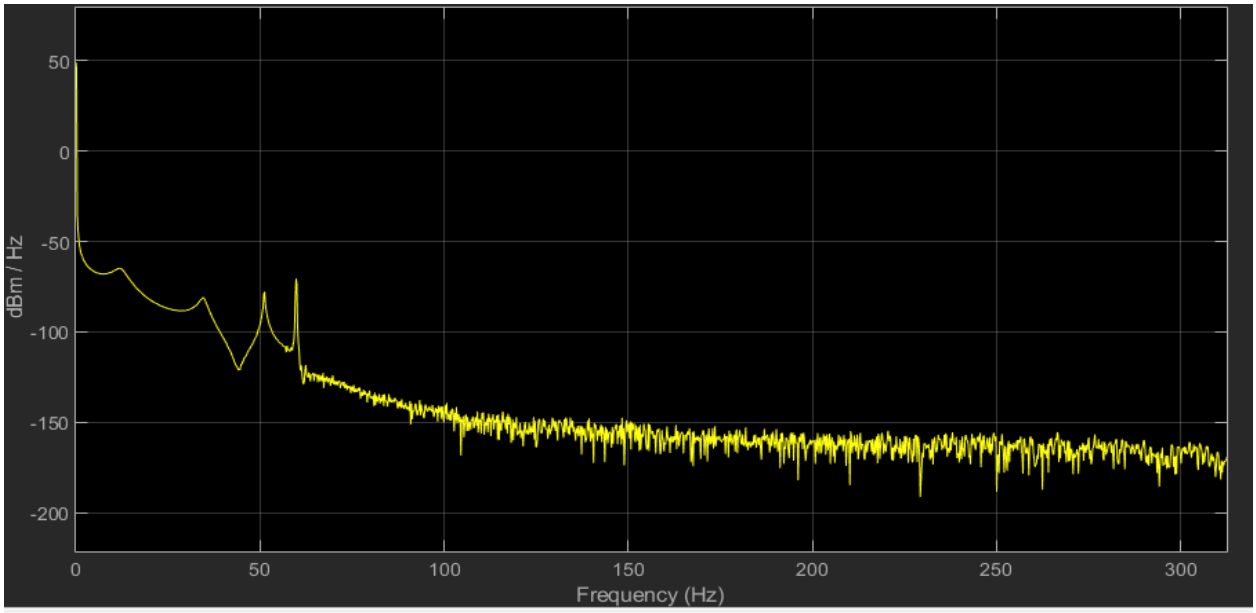


Рис. 3.4.1 Частотна характеристика дипломної моделі

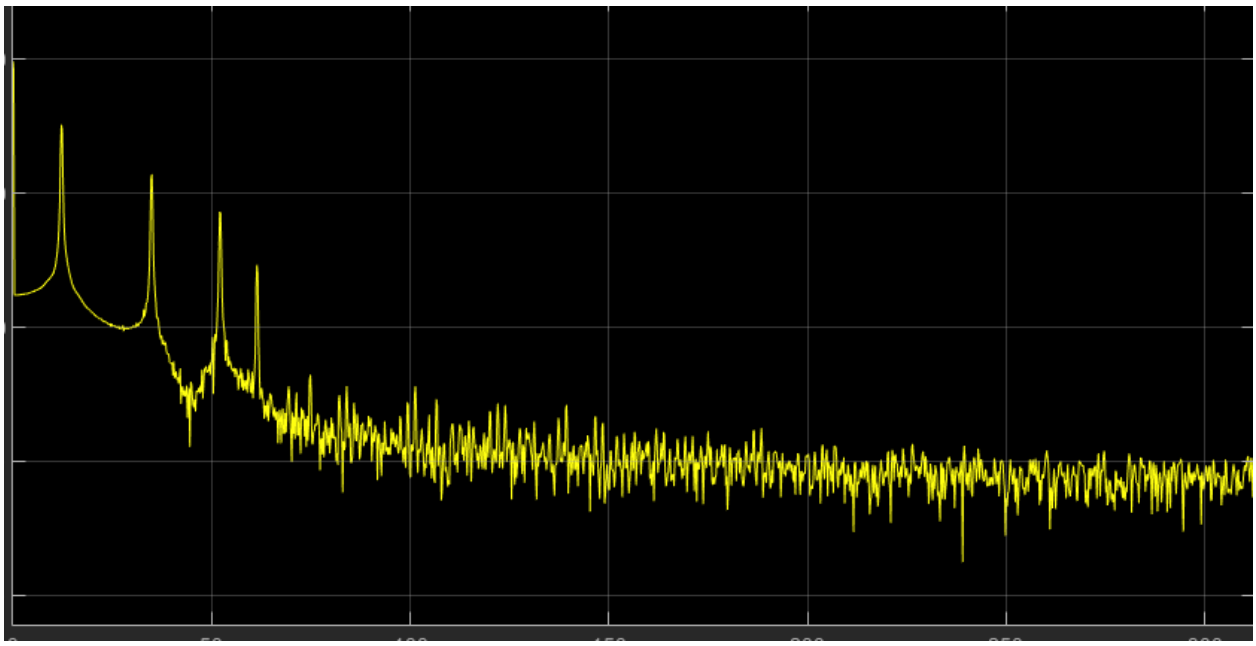


Рис. 3.4.2. Частотна характеристика моделі не контрольованого гідроудару.

3.4. Висновки

Маємо наступні заключення, у порівнянні звичайного не контрольованого гідроудару маємо більш контрольований процес підвищення тиску, який вище за номінальне значення тиску на ~40%, в порівнянні від 200% від неконтрольованого, Маємо більш плавну “амплітудну” характеристику тиску.

З малюнків 3.4.1. та 3.4.2 можна бачити різницю коливань рідини під час гідроудару, з цього можливо прийти до логічних висновків, що коливання при моделі дипломного проекту є меншою, що приведе до менших втрат, менших додаткових напружень у системі. Що фактично описує модель як доцільну до використання.

4. ТЕХНОЛОГІЯ ВИГОТОВЛЕННЯ ДЕТАЛІ «ПОРШЕНЬ»

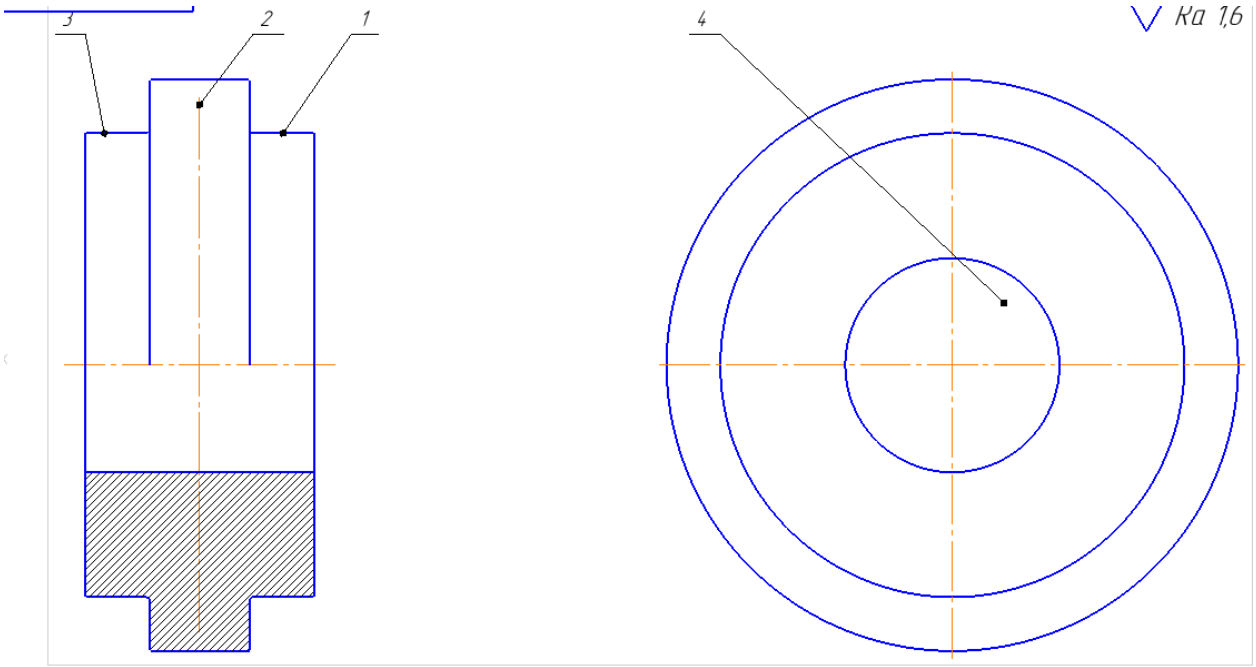


Рис.4.1 Загальний вигляд деталі.

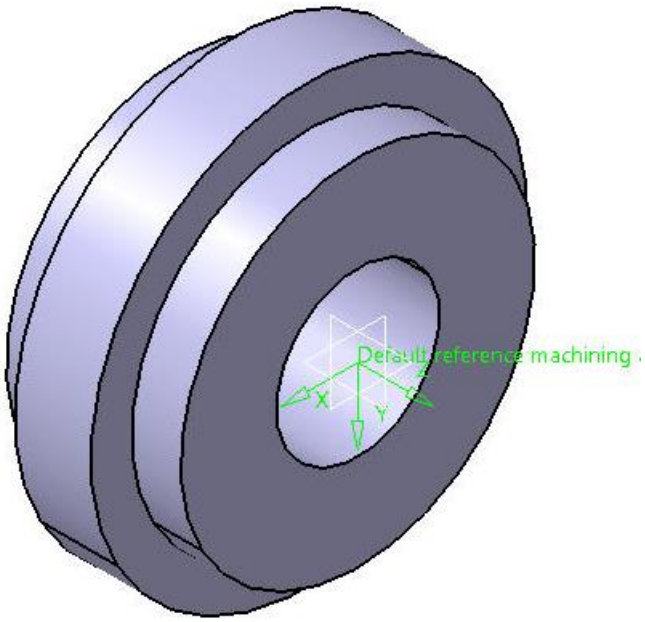


Рис.4.2 Загальний вигляд деталі у 3D

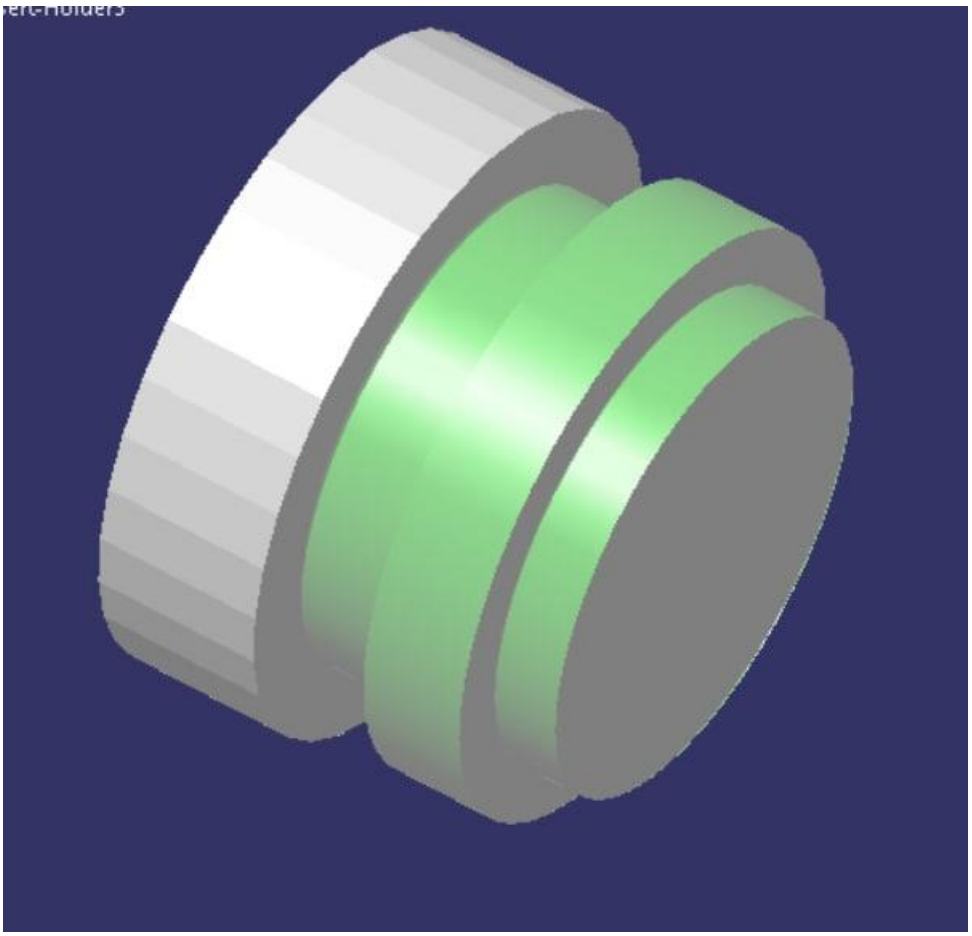


Рис. 4.3 Перша токарна операція

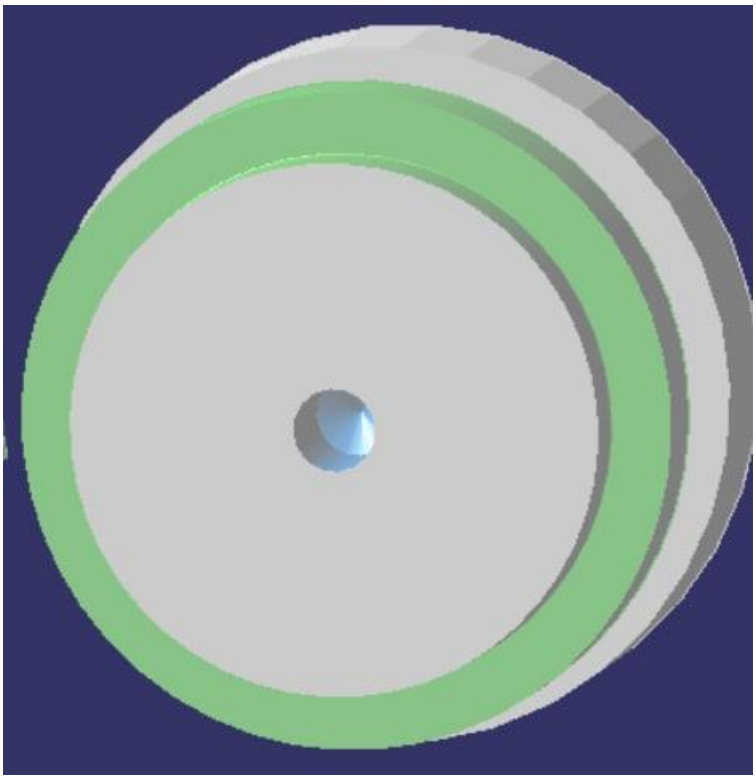


Рис. 4.4 Друга токарна операція

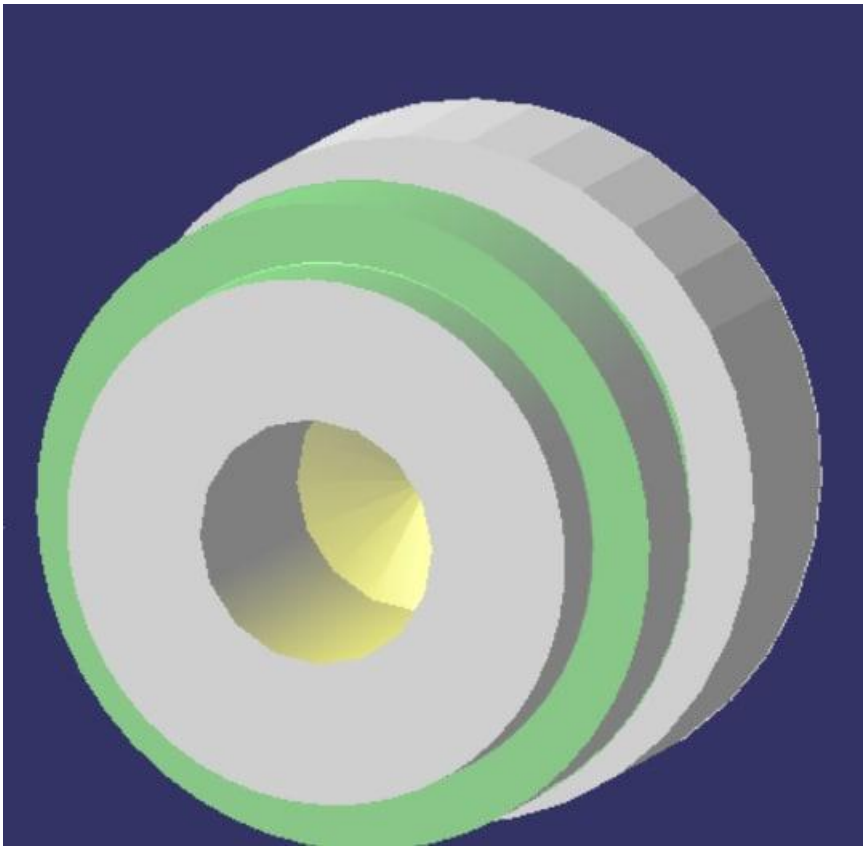


Рис. 4.5 Третя токарна операція

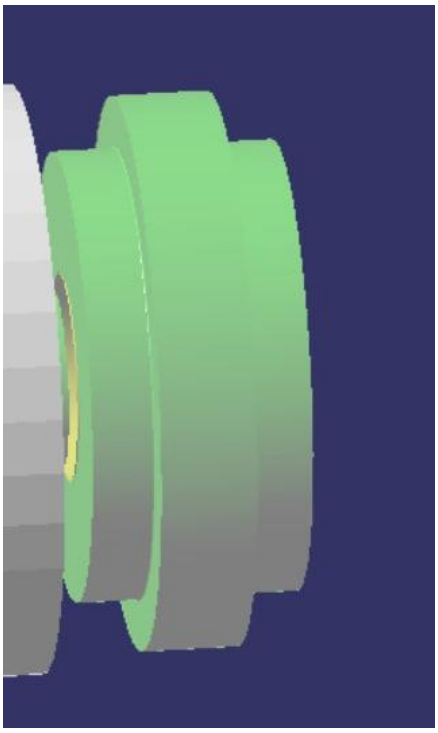


Рис. 4.6 Фінальна токарна операція

Вибір станка

HAAS st-15 [20]

Властивості	Значення
Розмір патрону	210 мм
Максимальний діаметр оброблюваної діаметри	419 мм
Максимальний діаметр обробки за ВОТ	305 мм
Максимальна довжина різання	406 мм
Найбільший діаметр прутка	64 мм
Хід по осі X	200 м
Вага	3584 кг
Швидкість обертання шпинделю	4000 об/хв
Максимальне навантаження	1490 кг
Максимальний крутний момент	203 Н·м
Діаметр отвору шпинделя	88.9 мм
Обсяг баку СОЖ	114 л
Максимальне зусилля	14,9 кН
Повна загрузка	40 А
Напруга змінного струму	220 В

Під час першої операції ми оброблюємо поверхні 1, 2 та 3. А саме нарізання канавки під манжету в місцях 1 та 3. Та зрізання слою матеріалу 2.

Під час другої операції ми робимо центровий отвір на поверхні 4, для подальшої обробки деталі, просвердлення отвору, та якщо таке буде, можливе виконання ремонтної роботи поршня, виконується центровий отвір під кутом 60*.

Третя операція проводиться із просвердленням центрового отвору для кріплення поршня із штоком.

Фінальна операція відбувається 19 задля того, щоб від’єднати готову деталь від необробленої частини металу, яку можно технологічно обробити для наступного поршня, або наступного кроку.

Технологічні операції

Точіння	FGHH320R-48/60
Точіння	FGHH320R-48/60
Центрування	
Свердління	
Розпилювання	FGHH320R-48/60

ие	H=(h)	W	L	S	T-Макс.	ØD Мин.	ØD Макс.
48/60	20	20	125	20.6	22	48	60

ие	H=(h)	W	L	S	T-Макс.	ØD Мин.	ØD Макс.
48/60	20	20	125	20.6	22	48	60

D h6 mm	D1 h6 mm	L mm	L1 mm	Feed f steel < 1000 N/mm² mm/rev	90° art.no.	€	120° art.no.	€
5	5	62	14	0.07	100520 0500	22,40	100530 0500	22,40

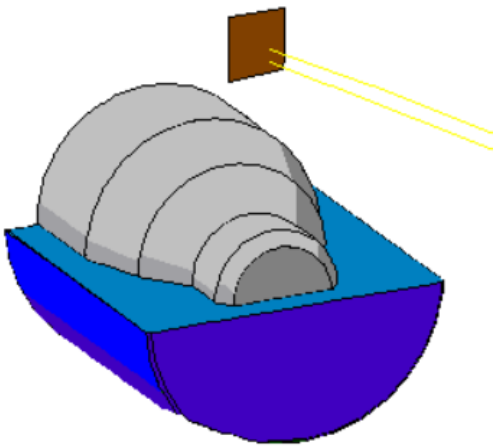
29.00 - 31.99	Spiral-fluted	32	58	160	No	203.1	258	200.1	1/8 inch

5xD holder with straight shank

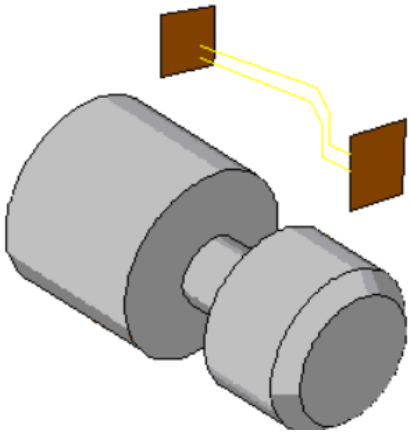
ие	H=(h)	W	L	S	T-Макс.	ØD Мин.	ØD Макс.
48/60	20	20	125	20.6	22	48	60

Час операцій

1. Точіння: загальний час складається із часу різання, що складає 2 хвилини 31 секунда $T_{з1}$= 151 с



2. Точіння 2: Загальний час складається із часу різання, що складає $T_{з2}$= 88 с



3. Центрування: Загальний час складається із часу просвердлення отвору для його центровки, що складається $T_{з3}$= 51 с.
4. Свердління: Загальний час складається 84 с.
5. Розпилювання: Загальний час складається 193 с.

Розробка прототипу регульованої механічної накладки-штуцера за допомогою 3д друку

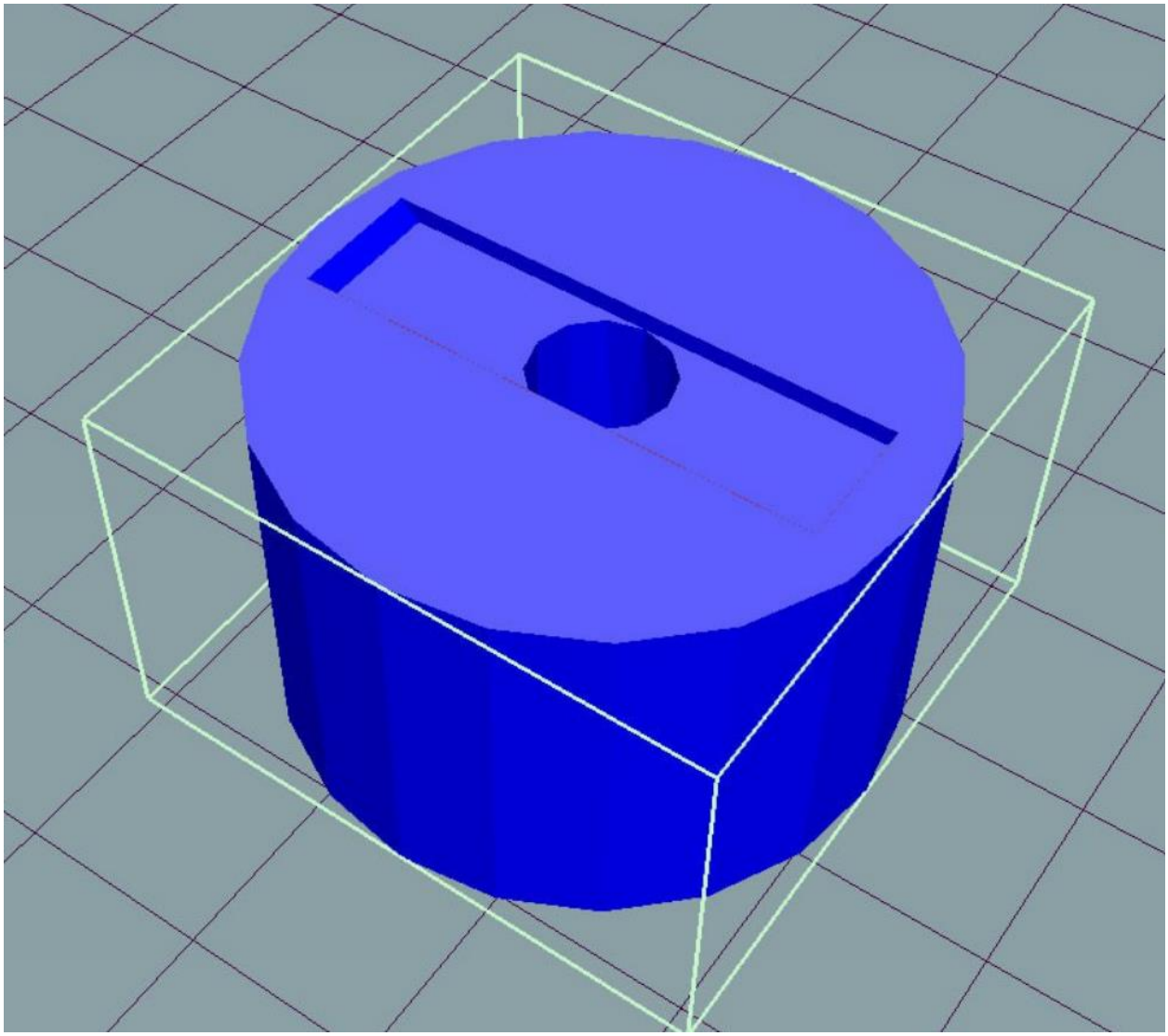


Рис. 4.7 вигляд регульованої механічної накладки

Для прототипного налаштування системи, потрібно було знайти рішення проблеми, як розробити накладку під акумулятор, для того щоб зменшити витрати на змінну конфігурації акумулятора. Тому запропоноване рішення обдумати накладку, як «пробку» яку можливо використовувати на різні типи акумуляторів. Для початку треба обрати та розробити модель з урахуванням технологічної доступності. Наступним кроком буде завантажити модель у програму 3д друку

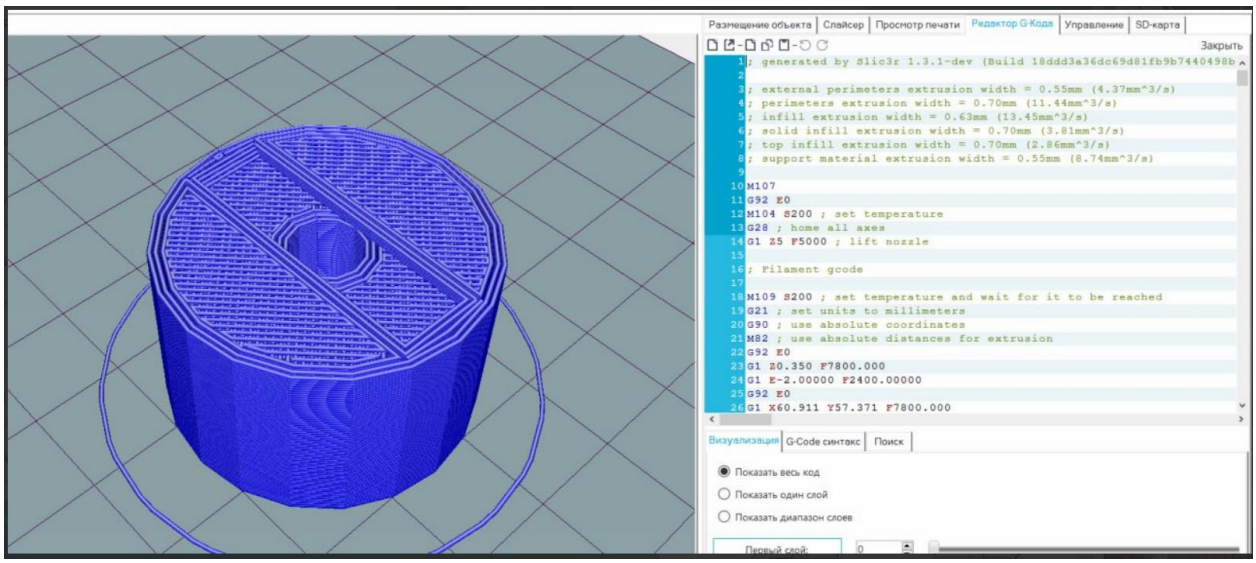


Рис. 4.8. Програмування та обчислення параметрів заданої деталі

Заданий крок представляє стандартні параметри, заданий матеріал його густину, властивості об'єму, анізотропії, властивості у містах зрізу для встановлення заслонкової втулки. Наступним фінальним кроком буде швидкість друку прототипу.

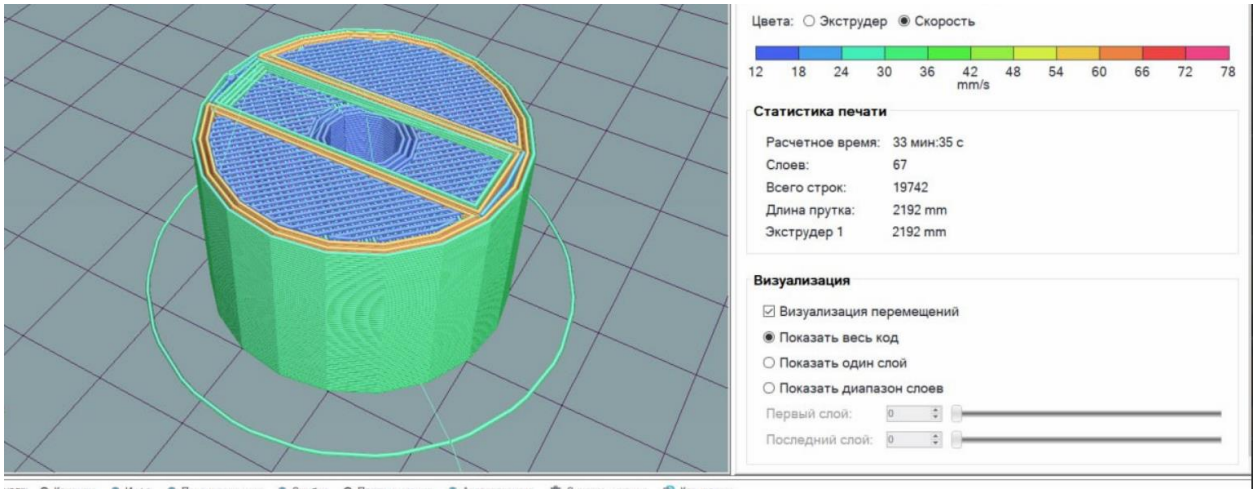


Рис.4.9. Швидкість виконання друку деталі.

Як можна побачити, проблемними деталями є отвір, який буде регулювати заслонку для пропорційного регулювання акумулятора, наступним по проблематичності є контур деталі, деталь буде створена протягом 33 хвилин, об'єм його складає 2192 мм3

5. БЕЗПЕЧНА ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТА ОБСЛУГОВУВАННЯ ОБ`ЄКТА ПРОЕКТУВАННЯ

Тема дипломної роботи «Гідропривод мобільної машини з системою рекуперації енергії». У даному розділі було проведено аналіз шкідливих речовин на робочому місці та їх можливий вплив на робітника , та інших фактичних небезпек на робочому місці під час дипломного проектування. У зв'язку з вонним станом в країні проектування проводиться у лабораторії КПІ, та аналіз інформації вдома, на ноутбуці. Розглянемо небезпеки14 і шкідливі чинники на робочому місці

Мікроклімат

Робочою зоною під час роботи над дипломним проектом була кімната з підлогою із каменю, для утримання установки. Характеристика кімнати, яка повинна бути для практичного використання установки, вживу

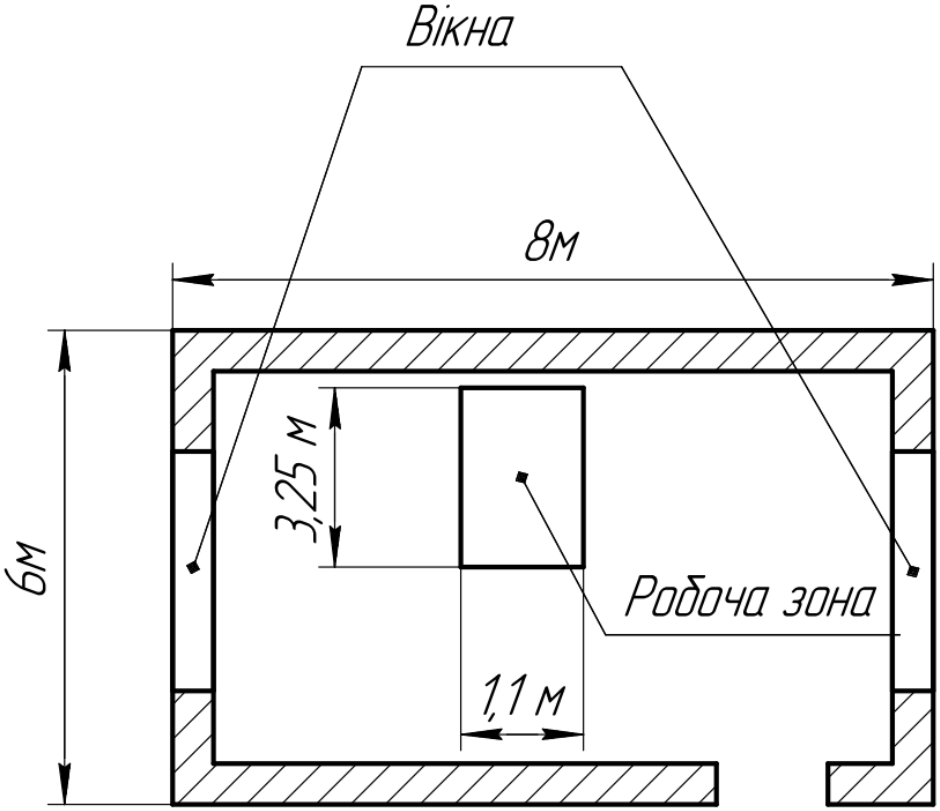


Рис.5.1 План приміщення.

Характеристика робочого місця повинна задовольняти умовам ДСТУ 7299:2013 Робоче місце оператора. Взаємне розташування елементів робочого місця.

Прямокутна кімната зі сторонами 8000х6000, об'єм заданої кімнати буде рівен $V_{\text{кім}} = 6\text{м} \cdot 8\text{м} \cdot 3\text{м} = 72\text{м}^3$

Вікнами в даному випадку слугують Open Tech металопластикові 3х1.6

$S_{\text{ок}} = 3 \cdot 1{,}6 = 4{,}8^2$

	Мінімальне значення	Фактичне значення
Житлова площа на 1 особу, м^2.	6	48
Об'єм житлового приміщення на 1 особу, м^3.	20	72
Ширина двірного прозору, м.	0,8	0.8
Розмір вікна, м^2.	0,9	4,8

Величини показників14, мікроклімату у робочій зоні порівнюються з оптимальними показниками умов мікроклімату приміщення. Так як екскаватор практично мінімізує роботу працівника за допомогою панелі управління. Виходячи з ДСН 3.3.6.042-99 «Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень», визначаємо дану роботу, як легку фізичну роботу (категорія Іа) при якій витрата енергії дорівнює 105-140 Вт (90-120 ккал/год), тобто робота, що виконується сидячи й не потребує фізичного напруження.

За нормативним документов «Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень ДСН 3.3.6.042-99»

Період року	Категорія роботи	Температура повітря, °С	Відносна вологість	Швидкість руху, м/с
Холодний період року	Легка 1-а	22-24	60-40	0,1
Теплий період року	Легка 1-а	23-25	60-40	0,1

Екскаватор на системі рекуперації енергії електричної-контрольної панелі та гідравлічної системи. Вся конструкція вмонтовується в спеціальний прямокутно-подібний корпус. Перш за все, варто зауважити, що система має синтез механічного елементу, із гідравлікою, механіка виконує поступальний рух. Гідравліка ж у свою чергу є іншим можливим джерелом небезпеки, яка є основою всього механізму. Також, варто звертати увагу на декілька елементів посадочної конструкції.

5.1. Механічна небезпека із роботою обладнання наживу

Під механічними небезпеками16 розуміють такі небажані впливи на людину, походження яких обумовлене силами гравітації або кінетичною енергією тіл. Механічні небезпеки створюються об'єктами природного та штучного походження, що падають, рухаються та обертаються. В результаті дії механічних небезпек можливі тілесні пошкодження різної важкості. Захист від механічних небезпек здійснюється різними способами, характер яких залежить від конкретних умов діяльності. У випадку роботи системи у режиму підвищення тиску, обережно працювати і не допускати свої кінцівки у отвори призначенні для роботи у вузлах під тиском. НЕ чіпати ножові ролики за ДСТУ ISO 14738:2013 Безпечність машин . Для запобігання захопленню рухомими частинами механізмів працівники повинні працювати в спецодязі, застебнутому на всі ґудзики. Засукувати рукава спецодягу і закачувати халяви чобіт заборонено. Також, для уникнення нещасних випадків зумовленими механічними небезпеками слід виконувати всі роботи по заміні елементів системи, наприклад прес-камери або діставати зразки сміття зі спеціального сміттєвого ящика – карман поряд з механізмом, тільки при вимкнутій системі і впевнившись, що всі рухомі елементи зупинились.

Під час роботи агрегату,16 у цілях безпеки, оператор має стояти з іншого боку від рухомих частин, якщо така можливість є або взагалі відійти від механізму на відстань близько трьох метрів. Перед установкою агрегату

енергетично ефективної системи, потрібно правильно встановити його так, щоб жодна з рухомих частин пресу не блокувалась, і могла спокійно рухатись. Установка повинна вставати на платформу або інше місце призначене на підприємстві стійке, та без коливань під час пробігу. Енергоефективна система рекуперації енергії повинна працювати у сухому приміщені, при температурі від 0 °С до 30 °С. Використовувати різне гідравлічне мастило яке має придатну в'язкість для системи або для оновлення охолоджувача баку, або охолоджувача рідини.

5.2. Хімічна небезпека при роботі із обладнанням наживу

Небезпека з боку16 впливу хімічних речовин на організм оператора під час експлуатації гідрофікованого пресу для пакетування вторсировини заключається в можливості потрапляння технічного мастила або ж палива для двигуна на шкіру людини, в очі, в рот або ніс. Крім того, варто зазначити, що бензин має шкідливі випаровування та під час роботи двигуна внутрішнього згоряння у повітря викидаються вихлопні гази, що являють собою небезпеку для дихальної системи оператора машини.

Мінеральне мастило,8 яке є основою майже будь-якої гідравлічної системи, відноситься до третього класу небезпеки за ступенем впливу на організм людини. При роботі зі змащувальними сумішами можливі випадки ураження організму оператора шкідливими речовинами, що входять до складу мінерального мастила. Представлений порядок дій може попередити серйозні наслідки від ураження:

- При потраплянні речовини на незахищені ділянки шкіри необхідно промити уражену частину теплою водою з використанням мила.
- У випадку потрапляння мастила в очі треба терміново ретельно промити їх проточною теплою водою протягом 5-10 хвилин.

- Надалі необхідно слідкувати за реакцією організму, адже можливе виникнення подразнення сітківки ока. В такому випадку необхідно невідкладно звернутись до медичної установи для надання невідкладної медичної допомоги та попередженню серйозних проблем із зором.
- Не рідкими є ситуації з потрапляння Мінерального мастила в середину організму людини шляхом ковтання або через відкриті рани на шкірі. У випадку такої ситуації потерпілому слід випити велику кількість води (близько двох літрів), щоб промити шлунок від токсичних речовин або ж промити рану спочатку теплою проточною водою, а далі обробити її знезаражуючим засобом, наприклад пероксидом водню.
- При вдиханні парів мастила можливе: хімічне отруєння організму. В такому випадку при перших ознаках, а саме: запаморочення, головний біль або нудота необхідно терміново звернутись за медичною допомогою.

Аналізуючи всі вище приведені17 небезпеки для життя та здоров'я оператора Гідрофікований прес для пакетування вторсировини я рекомендую використовувати в ході роботи за ДСТУ EN 352-5:2005 та ДСТУ EN 12417:2018, а саме:

- Для захисту відкритих частин тіла слід застосувати спеціальний одяг для роботи у вигляді комбінезону Reis Bomull-O. Він допоможе захистити 90 % шкіри від потрапляння на неї хімічних речовин.
- Для безпеки рук слід застосувати рукавички Procera X -Nitaman. Вони на 80% складаються з силікону, що є водонепроникним матеріалом, тим самим вони буду тримати ваші руки у безпеці від потрапляння на них індустріального мастила.
- Для захисту ваших очей від механічних та хімічних ушкодженнь раджу використати захисні Delta Plus Kilimandjaro Clear окуляри. Вони виготовлені зі спеціального твердого пластику, що може захистити ваші очі у разі розриву гідравлічної лінії.

- Для захисту вух від надзвичайної частоти, та рівня шуму я рекомендую використовувати навушники Delta Plus INTERGR

5.3. Небезпека роботи з системами високого тиску

Розроблений механізм13 відбору зразків ґрунту є гідравлічною системою високого тиску, понад 10 МПа. Такі системи є джерелом великої небезпеки для оператора, адже можливі ситуації в яких трапляється розрив трубопроводу або елементів гідросистеми та зрив різьби. В усіх випадках є великий шанс отримати серйозні травми від частин агрегату, що були відірвані від системи під дією високого тиску.

Проведення ремонтних або налагоджувальних робіт з системою необхідно виконувати лише впевнившись, що тиск у системі відсутній, адже такі дії можуть спричинити травмування робітників. Моєю рекомендацією стосовно безпеки під час роботи з цим гідравлічним обладнанням буде ретельна перевірка механізму перед запуском, дотримання всіх правил експлуатації та зберігання безпечної відстані між агрегатом та оператором.

Пожежна небезпека

Система створена15 спеціально для використання на закритому підприємстві. Але варто відзначити, що приводом системи є бензиновий двигун внутрішнього згоряння, який є елементом підвищеної пожежної небезпеки через використання в ньому легкозаймистої речовини – бензину. Не без уваги залишимо і індустріальне мастило, що використовується у гідравлічній системі рекуперації енергії, воно також є легкозаймистою речовиною з температурою спалаху понад 140 ^{0} С. ДСТУ 8829:2019 Пожежовибухонебезпечність речовин і матеріалів. Номенклатура показників і методи їхнього визначення. Класифікація поділяються на відповідні класи та підкласи:

- клас А – горіння твердих речовин, що супроводжується (підклас А1) або не супроводжується (підклас А2) тлінням;
- клас В – горіння рідких речовин, що не розчиняються (підклас В1) та розчиняються (підклас В2) у воді;
- клас С – горіння газів;
- клас D – горіння металів легких, за винятком лужних (підклас Д1), металів лужних (підклас Д2), а також металовмісних сполук (підклас ДЗ);
- клас Е – горіння електроустановок під напругою.

Небезпека пожежі14 у випадку експлуатації машини для відбору зразків ґрунту відноситься до класу В, підкласу 1 – горіння рідких речовин, що не розчиняються у воді. Вибір виду і типу вогнегасників та визначення їх кількості та ємності проводиться в залежності від їх вогнегасної здатності, граничної площі, класу пожежі у приміщенні чи об’єкта, що потребує захисту відповідно до чинних нормативів (ДСТУ 3675-98 ,3734-98,). Отже, я рекомендую оснастити машину оператора порошковим вогнегасником, ємністю десять літрів. Це значно знизить небезпеку отримання опіків робітником та забезпечить більшу вірогідність того, що техніка залишиться мало ушкодженою після виникнення пожежі та її гасіння.

6. Стартап проекту

6.1. Розробка стартап-проекту

Опис ідеї проекту

Таблиця 1. Опис ідеї стартап-проекту

Зміст ідеї	Напрямки застосування	Вигоди для користувача
Організувати виробництво гідравліки для рекуперації енергії із додатковим модулем підвищення потужності.	Гірництво	Можливість використовувати привід для підвищення потужності, що дозволить підвищити ефективність бурів
	Складська логістика	Оптимізація та автоматизація складських приміщень може значно підвищити ефективність, точність та продуктивність логістичних процесів. Застосування передових технологій, відслідковування та інтеграція систем може покращити якість організації автоматизованих складів, роблячи їх більш гнучкими та швидкими
	3. Виробництво ЧПК	Розгорнуте впровадження проєкту дозволить використовувати його в управлінні ЧПК-верстатами, що призведе до значного

		підвищення точності позиціонування ріжучого інструменту. Ця ініціатива сприятиме підвищенню точності та якості обробки матеріалів, що в свою чергу призведе до вдосконалення виробничих процесів та виготовлення більш високоякісних продуктів

Таблиця 2. Визначення сильних, слабких та нейтральних характеристик ідеї проекту

п/п	Техніко-економічні характеристики ідеї	Потенційні конкуренти				Слабка сторона	Нейтральна сторона	Сильна сторона
		Мій проект	Bosch rexroth	Rockwell automation	Mitsubishi electric			
1	Доступність	+	-	-	-			+
2	Спектр застосування	+	+	+	+			+
3	Дешевизна	+	-	-	-			+
4	Підтримка виробника	+	-	-	-		+	

Продукт є конкурентоспроможним через велику потенціальну доступність, широкий спектр застосування технології, можливість дешевизни і локального виробництва.

6.2. Технологічний аудит ідеї проекту

Таблиця 3. Технологічна здійсненність проекту

п/п	Ідея проекту	Технології і реалізації	Наявність технології	Доступність технології
1	Виробництво акумулятора із модулем потужності	Розробка відбувається за загальновиробничим стандартом	Технології на ринку наявні	Доступна технологія

6.3. Аналіз ринкових можливостей запуску стартап-проекту

Таблиця 4. Попередня характеристика потенційного ринку стартап- проекту

п/п	Показники стану ринку	Характеристика
1	Кількість основних гравців	5
2	Загальній обсяг продаж	USD 2,6 billion (світ)
3	Динаміка ринку (якісна оцінка)	зростає
4	Наявність обмежень для входу	Стандартизація, вимоги до довіри
5	Вимоги до стандартизації	ISO 50001
6	Середня норма рентабельності, %	10% по Україні

За попередньою оцінкою, ринок є привабливим для входження.

Таблиця 5. Характеристика потенційних клієнтів стартап-проекту

п/п	Потреба, що формує ринок	Цільова аудиторія (цільові сегменти ринку	Відмінності у поведінці різних потенційних груп клієнтів	Вимоги споживачів до товару
1	Висока енергетична ємність:	Гірнича промисловість,	Великий хід циліндру, велике навантаження при тактах	Надійність, довговічність
2	Ефективність:	Мобільні машини, ковши	Ефективність в плані конвертації та використання енергії, мінімізуючи втрати під час циклів заряду-розряду	Легкість роботи і циклічність роботи
3	Стійкість до великих температур:	Гірнича промисловість, Промислова машинобудування	Великий обсяг роботи із довготривалими циклами	Надійність

Таблиця 6. Фактори загроз

№ п/п	*Фактор*	*Зміст загрози*	*Можлива реакція компанії*
1	*Нова компанія*	*Відсутність довіри*	*Додаткові сертифікації*
2	*Складна індустрія*	*Багато вимог*	*Вивчення ринку*

Таблиця 7. Фактори можливостей

№ п/п	*Фактор*	*Зміст можливості*	*Можлива реакція компанії*
1	*Попит*	*Великий ринок*	*Виробляти більше*
2	*Різноманітний ринок*	*Потенціал збільшення ринку*	*Робити більш загальний продукт*

Таблиця 8. Ступеневий аналіз конкуренції на ринку

Особливості конкурентного середовища	В чому проявляється дана характеристика	Вплив на діяльність підприємства (можливі дії компанії, щоб бути конкурентоспроможною)
1. Вказати тип конкуренції - олігополія	Кожна компанія має свої стандарти	Робити сумісний продукт з іншими компаніями
2. За рівнем конкурентної боротьби - міжнародний	Товари настільки дорогі що доставка з-за кордону не є проблемою	Оцінювати ринки в інших країнах
3. За галузевою ознакою - внутрішньогалузева	Інші компанії не виготовляють приводи	Менша конкуренція
4. Конкуренція за видами товарів: - товарно-родова	Необхідність в приводах не залежно від типу	Розуміння інших типів приводів
5. За характером конкурентних переваг - цінова	Ціна впливає на вибір	Виготовляти дешевий якісний продукт

Таблиця 9. Аналіз конкуренції в галузі за М. Портером

Складові аналізу	Прямі конкуренти в галузі	Потенційні конкуренти	Постачальники	Клієнти	Товари-замінники
	Bosch Rexroth, Rockwell automation, Mitsubishi electric	Потрібно багато часу щоб заробити довіру	Компоненти доступні	Необхідність сильної технічної підтримки	Високоспеціалізовані товари
Висновки:	Інтенсивна конкурентна боротьба	Є Довгострокість можливості входу на рикнок	Постачальники не диктують умови роботи на ринку	Клієнти диктують багато підтримки	Неможливість роботи в деяких специфічних нішах

Таблиця 10. Обґрунтування факторів конкурентоспроможності

№ п/п	Фактор конкурентоспроможності	Обґрунтування (наведення чинників, що роблять фактор для порівняння конкурентних проектів значущим)
1	Сумісність	Легше впровадження
2	Дешевизна	Вигідніше купляти наш продукт
3	Локальність	Більша довіра

Таблиця 11. Порівняльний аналіз сильних та слабких сторін

№ п/п	Фактор конкурентоспроможності	Бали 1-20	Рейтинг товарів-конкурентів у порівнянні з Bosch Rexroth						
			–3	*–2*	*–1*	*0*	*+1*	*+2*	*+3*
1	Сумісність	15	+						
2	Дешевизна	10			+				
3	Локальність	20	+						

Таблиця 12. SWOT- аналіз стартап-проекту

Сильні сторони: дешевизна Сумісність	Слабкі сторони: невідома марка Невелика кількість сертифікацій
Можливості: розширення асортименту Покриття іноземного ринку	Загрози: зростання конкуренції Проблеми з сертифікацією Проблеми з сервісом

Таблиця 13. Альтернативи ринкового впровадження стартап-проекту

№ п/п	*Альтернатива (орієнтовний комплекс заходів) ринкової поведінки*	*Ймовірність отримання ресурсів*	*Строки реалізації*
1	Пошук і закриття окремої ніші	40%	2 роки
2	Продажи загального	55%	4 роки

6.4. Розроблення ринкової стратегії проекту

Таблиця 14. Вибір цільових груп потенційних споживачів

№ п/п	*Опис профілю цільової групи потенційних клієнтів*	*Готовність споживачів сприйняти продукт*	*Орієнтовний попит в межах цільової групи (сегменту)*	*Інтенсивність конкуренції в сегменті*	*Простота входу у сегмент*
1	Гірнича промисловість	низька	високий	висока	Низька
2	Логістичні компанії	висока	низький	середня	середня
Які цільові групи обрано: Гірнича промисловість					

Таблиця 15. Визначення базової стратегії розвитку

№ п/п	*Обрана альтернатива розвитку проекту*	*Стратегія охоплення ринку*	*Ключові конкурентоспроможні позиції відповідно до обраної альтернативи*	*Базова стратегія розвитку*
1	Фокус на гірничій промисловості	Гідроакумулятор з бустером	Рекуперація енергії із модулем потужності	Стратегія лідерства по витратах

Таблиця 16. Визначення базової стратегії конкурентної поведінки

№ п/п	*Чи є проект «першопрохідцем» на ринку?*	*Чи буде компанія шукати нових споживачів, або забирати існуючих?*	*Чи буде компанія копіювати основні характеристики товару конкурента?*	*Стратегія конкурентної поведінки*
1	Так	Забирати	Так	Стратегія наслідування лідеру

Таблиця 17. Визначення стратегії позиціонування

№ п/п	*Вимоги до товару цільової аудиторії*	*Базова стратегія розвитку*	*Ключові конкурентоспроможні позиції власного стартап-проекту*	*Вибір асоціацій, які мають сформувати комплексну позицію власного проекту (три ключових)*
1	Надійність, хороша ціна	Стратегія лідерства по витратах	Ціна, локальність	Надійно, дешево, місцево

Стратегія полягає у конкуренції на ринку гірничої промисловості, та подальшому розвитку.

6.5. Маркетингова програма стартап проекту

Таблиця 18. Визначення ключових переваг концепції потенційного товару

№ п/п	Потреба	Вигода, яку пропонує товар	Ключові переваги перед конкурентами (існуючі або такі, що потрібно створити
1	Легка імплементація нових технологій	Сумісність	Краща сумісність
2	Рішення поставок	Дешево	Задовільна якість за низьку ціну

Трирівнева маркетингова модель товару, та її характеристика, фізичні складові

Таблиця 19. Опис трьох рівнів моделі товару

Рівні товару	Сутність та складові
I. Товар за задумом	Надійні позиціонуючі приводи для складських систем
II. Товар у реальному виконанні	Властивості/характеристики
	1. Економічні 2. Надійності 3. Технологічні
	Якість: стандарти, нормативи, параметри тестування тощо
	Пакування
	Марка: гідросила
III. Товар із підкріпленням	До продажу конультації
	Після продажу сервіс
За рахунок чого потенційний товар буде захищено від копіювання: складність в виконанні	

6.6. Висновки

Можливість ринкової комерціалізації проекту присутня. Перспективи впровадження з огляду на потенційні групи клієнтів присутні. З подальшого розширення обігу акумулятора із модулем спостерігається із проблемним початком, за умови достатнього фінансування, проект прогнозується успішним.

ВИСНОВКИ

Аналізуючи інформацію о системах енергозбереження та рекуперації енергії у різних системах прийшов до заключення, що такі системи не мають розгалуження по принципу дії, що дозволить суттєво зменшити затрати енергії, простою гідроциліндру, завдяки якому ми зможемо використовувати енергію повторно, щоб вона допоміжне охолоджувала її за допомогою циркулярного руху. Немає аналізу детального аналізу енергоефективності, впливу зовнішніх чинників.

Запропоноване конструкційне рішення дозволяє одночасно відобразити рекуперацію енергії від циліндра, до усієї системи. Та підвищити потужність основного вузлу до 50%. Зберігаючи основну функцію, та призвести фінансові витрати до мінімуму. Основна функція складається із 2 електроклапанів, та об’єму в якому відбувається гідроудар.

Енергоефективність трьохланкової гідравлічної гібридної системи є принциповим рішенням сьогоденних проблем, вона зображує як можливо з економити на енергії, на втратах, на тепловтратах. Є досить актуальним рішенням у нашому житті, бо інженери проектують здебільшого суттєві вузли, які досить важко і об’ємно змінити, задля того було прийнято сучасне рішення спробувати сумістити механізм у одному компоненті, що є невід’ємною перевагою від усіх систем, його замінність, та зручність використання, його багатофункціональність.

Основним недоліком спроектованого модулю є як раз його багатофункціональність, що збільшує ризики пошкодження матеріалу, його габаритність, так як для проведення гідроудару потребується простір, і одночасно неможливість перевищити планку потужності більш ніж 150% від номінальної, бо відбуваються занадто великі напруження що діють на клапана та ущільнення між деталями

Для підсумку треба сказати так, системи представленні на сьогоднішній день із енергоефективністю та рекуперації енергії потребувала аналога, який

зможе суміщати в собі синтез новизни, та практичності попередників. За допомогою попередників змогли досягти результатів:

- Підвищення тиску за допомогою гідроудару на 38%
- Забезпечення рекуперації енергії
- Забезпечення неперервності роботи за допомогою другого насосу
- Підвищення міцності у вузлах, де проходить тиск гідравлічного удару на 50%

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Waste treatment machines *http://coparm.net/shredders*. (n.d.).
2. Shredder machines *https://granulatorsforsale.com/product-category/shredder-machines/?gads=Shredders&keyword=shredders&gclid=Cj0KCQjwgMqSBhDCARIsAIIVN1VoQ-K9B1ycgyu2o5bcxdlDnJgSaDyFkKu8cMdbvRu5hdp_hf1CShcaArGsEALw_wcB*. (n.d.).
3. Scrap paper machines *https://ledanco.net/en/scrap-paper-press-machine.html*. (n.d.).
4. Shredder machines *https://plustech.com/system/files/item_docs/Operating%20Instruction.pdf*. (n.d.).
5. Waste paper press *https://rikobaler.com/en/paper-baler/#feedback*. (n.d.).
6. К.В., Ф. (2008). Энциклопедия по машиностроению XXL. *Гидравлические прессы для пакетирования отходов,* pp. 269-310.
7. Методичні вказівки до курсового проекту за курсом «ПРОЕКТУВАННЯ ОБ'ЄМНИХ ГІДРОПРИВОДІВ» для студентів з фаху «ГІДРАВЛІЧНІ І ПНЕВМАТИЧНІ МАШИНИ» (Укладач В. К. БУСЛОВ – Київ, НТУУ «КПІ», 2008 – 80 с.)
8. Каталог продукції Bosch Rexroth, посилання: https://www.boschrexroth.com/en/xc/
9. Каталог продукції ОВЕН, посилання:

https://owen.ru/catalog/programmiruemie_logicheskie_kontrolleri/info/general_information_110_160

10. Башта Т.М. Гидроприводы и гидропневмоавтоматика. - М. : Машиностроение, 1972. - 320 с.
11. Богданович Л.Б. Гидравлические приводы. - Київ: Вища шк., 1980.-232с.

12. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. - М. : Машиностроение, 1977. - Т. 1-3.
13. Свешников В.К., Усов А.А. Станочные гидроприводы: Справочник. -М.: Машиностроение, 1982. - 464 с.
14. Типові норми належності вогнегасників http://ohranatruda.in.ua/pages/5214/
15. Лідньов Анатолій Олександрович «Розрахунок вогнегасників на приміщення» https://www.sop.com.ua/article/ru/393-qqq-14-m5-06-05-2014-raschet-kolichestva-ognetushiteley
16. Системи і види безпеки життєдіяльності https://stud.com.ua/28515/bzhd/sistemi_vidi_bezpeki_zhittyediyalnosti
17. Санітарні норми мікроклімату https://zakon.rada.gov.ua/rada/show/va042282-99#Text
18. Механічна обробка поршню https://studbooks.net/2499675/tovarovedenie/obrabotka_porshney
19. К.В., Ф. (2008). Энциклопедия по машиностроению https://mash-xxl.info/info/469174/
20. Токарний многоцільовий верстак https://www.haascnc.com/ru/machines/lathes.html
21. He X, Jiang Y. Review of hybrid electric systems for construction machinery, In: Automation in Construction, Vol. 92， pp. 286-296, 2018.
22. Lajunen A, Sainio P, Laurila L, et al. Overview of powertrain electrification and future scenarios for non-road mobile machinery, In: Energies, Vol. 11, No.5, pp. 1184, 2018.
23. Lin T, Lin Y, Ren H, et al. Development and key technologies of pure electric
24. Axin M. Fluid power systems for mobile applications: With a focus on energy efficiency and dynamic characteristics, Linköping University Electronic Press, 2013.

25. Shenouda A. Quasi-static hydraulic control systems and energy savings potential using independent metering four-valve assembly configuration, Georgia Institute of Technology, 2006.
26. Гордієнко В, Ганпанцурова О. Гідрофікований прес для пакетування вторсировини, Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського", 2022.