

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»
НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ МЕХАНІКО-МАШИНОБУДІВНИЙ ІНСТИТУТ**

Кафедра прикладної гідроаеромеханіки і механотроніки

«До захисту допущено»
Завідувач кафедри
Олег ЛЕВЧЕНКО

(підпис)

“ ” _____ 2026 р.

**Дипломний проєкт
на здобуття ступеня бакалавра
за освітньо-професійною програмою «Автоматизовані та роботизовані механічні
системи»
спеціальності 131 Прикладна механіка
на тему: Гідравлічний привід промислового екзоскелету**

Виконав (-ла): студент (-ка) 4 курсу, групи МА-22

Суржиков Іван Олександрович
(прізвище, ім'я, по батькові)

(підпис)

Керівник доц., к.т.н., доцент Муращенко Альона Миколаївна
(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

(підпис)

Консультант з охорони праці к.т.н., доц. Муращенко Альона Миколаївна
(назва розділу) (вчені ступінь та звання, прізвище, ініціали) (підпис)

Консультант з технології машинобудування к.т.н., доц. Кореньков В.М.
(назва розділу) (вчені ступінь та звання, прізвище, ініціали) (підпис)

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

Засвідчую, що у цьому дипломному проєкті
немає запозичень з праць інших авторів без
відповідних посилань.

Студент _____
(підпис)

Київ – 2026 рік

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

Рівень вищої освіти – перший (бакалаврський)

Спеціальність – 131 Прикладна механіка

Освітньо-професійна програма «Автоматизовані та роботизовані механічні системи»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ Олег ЛЕВЧЕНКО
(підпис)

“ _____ ” _____ 2026 р.

ЗАВДАННЯ
на дипломний проєкт студенту

Суржиков Іван Олександрович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проєкту «Гідравлічний привід промислового екзоскелету»

керівник проєкту Муращенко Альона Миколаївна, к.т.н., доц.

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

затверджена наказом по університету від “ 01 ” червня 2026 року №2019-с

2. Термін подання студентом проєкту 05.06.2026

3. Вихідні дані до проєкту: Номінальний тиск $P = 10$ МПа; Номінальна маса вантажу, що транспортується: $m_b = 40$ кг; Задана середня швидкість вертикального підйому $v_{cp} = 0.06$ м/с;

4. Зміст пояснювальної записки Розділ 1. Огляд типів розвантажувачів; Розділ 2. Розрахунок гідравлічного приводу екзоскелету; Розділ 3. Технологія машинобудування; Розділ 4. Охорона праці.

5. Перелік графічного матеріалу (із зазначенням обов'язкових креслень, плакатів, презентацій тощо)

1. Екзоскелет Вид загальний (A0); 2. Гідравлічна схема принципова (A1); 3. Кришка задня (A3); 4. Гільза (A3); 5. Шток (A3); 6. Кришка передня (A3); 7. Поршень (A3); 8. Гідроциліндр (A2); 9. Рейка (A3); 10. Кронштейн (A3); 11. Кронштейн (A3); 12. Графічне зображення виконання механічної обробки (A1).

6. Консультанти розділів проекту

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1. Охорона праці	Муращенко А.М. доцент каф.ПГМ		
2. Технологія машинобудування	Кореньков В.М. доц. ТМ		

7. Дата видачі

завдання 20.04.2026

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів виконання дипломного проекту	Термін виконання етапів проекту	Примітка
1	Отримання завдання до дипломного проектування	20.04.2026	Виконав
2	Розробка проекту	20.04. - 05.05.2026	Виконав
3	Проходження практики	20.04. - 17.05.2026	Виконав
4	Робота над проектом та виконання креслень	27.04. - 05.05.2026	Виконав
5	Доопрацювання проекту	05.05. - 10.05.2026	Виконав
6	Захист дипломного проекту	16.06. - 19.06.2026	Виконав

Студент

(підпис)

Керівник проекту

(підпис)

Іван СУРЖИКОВ

(Власне ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

Альона МУРАЩЕНКО

(Власне ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

АНОТАЦІЯ

Дипломний проєкт присвячений розробці гідравлічного приводу промислового екзоскелету та складається з чотирьох розділів. Пояснювальна записка має 69 сторінок друкованого тексту, а також в ній представлено 27 рисунків, 5 таблиць та 12 аркушів креслень.

Метою даного проєкту є розробка та обґрунтування параметрів елементів гідравлічного приводу мобільного промислового екзоскелету для асистування оператору при переміщенні вантажів вагою до 40 кг. Для досягнення поставленої мети в проєкті сформульовані наступні задачі: аналіз існуючих аналогів промислових та військових екзоскелетів на світовому ринку, обґрунтування та розрахунок геометричних параметрів гідроприводу, розробка принципової гідравлічної схеми, розрахунок сумарного зведеного навантаження, вибір стандартного гідрообладнання та забезпечення безпеки функціонування системи.

У першому розділі розглянуто основні види конструкцій екзоскелетів, проаналізовано їхні технічні характеристики та обґрунтовано вхідні параметри проєктувального гідроприводу.

У другому розділі, користуючись початковими даними, розроблено принципову гідравлічну схему екзоскелету, виконано силовий розрахунок гідроциліндрів та визначено сумарне зведене вертикальне навантаження на елементи каркаса. Проведено гідравлічний та тепловий розрахунки системи, визначено параметри пневмогідроаккумулятора, на основі чого підібрано насосну установку, апаратуру керування та трубопроводи.

У розділі «Технологія машинобудування» розроблено технологічний процес виготовлення та механічної обробки деталі типу поршень

У розділі «Охорона праці» зазначено вимоги безпеки під час лабораторних випробувань та практичної експлуатації екзоскелету. Визначено критичні шкідливі та небезпечні виробничі фактори високонапірної гідросистеми, виконано інженерний розрахунок звукоізолюючого кожуха насосної установки,

а також обґрунтовано заходи електробезпеки та захисту в разі виникнення пожежі.

Ключові слова: ЕКЗОСКЕЛЕТ, ГІДРАВЛІЧНИЙ ПРИВІД, ГІДРОЦИЛІНДР, ГІДРОАКУМУЛЯТОР, НАСОСНА УСТАНОВКА, ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК, СУМАРНЕ ЗВЕДЕНЕ НАВАНТАЖЕННЯ, ОХОРОНА ПРАЦІ, ПРИКЛАДНА МЕХАНІКА.

ANNOTATION

The diploma project is devoted to the development of a hydraulic drive for an industrial exoskeleton and consists of four sections. The explanatory note has 69 pages of printed text, and also presents 27 figures, 5 tables and 12 sheets of drawings.

The purpose of this project is to develop and justify the parameters of the elements of the hydraulic drive of a mobile industrial exoskeleton to assist the operator in moving loads weighing up to 40 kg. To achieve the set goal, the following tasks are formulated in the project: analysis of existing analogues of industrial and military exoskeletons on the world market, justification and calculation of the geometric parameters of the hydraulic drive, development of a basic hydraulic scheme, calculation of the total combined load, selection of standard hydraulic equipment and ensuring the safety of the system.

The first section considers the main types of exoskeleton structures, analyzes their technical characteristics and justifies the input parameters of the design hydraulic drive.

In the second section, using the initial data, a basic hydraulic diagram of the exoskeleton was developed, a force calculation of the hydraulic cylinders was performed, and the total combined vertical load on the frame elements was determined. Hydraulic and thermal calculations of the system were performed, the parameters of the pneumatic accumulator were determined, on the basis of which the pumping unit, control equipment, and pipelines were selected.

In the section "Mechanical Engineering Technology", a technological process for manufacturing and machining a piston-type part was developed

In the section "Occupational Safety" safety requirements during laboratory tests and practical operation of the exoskeleton are specified. Critical harmful and dangerous production factors of the high-pressure hydraulic system were determined, an engineering calculation of the soundproof casing of the pumping unit was performed, and electrical safety and protection measures in the event of a fire were substantiated.

Keywords: EXOSKELETON, HYDRAULIC DRIVE, HYDRAULIC CYLINDER, HYDRAULIC ACCUMULATOR, PUMPING SYSTEM,

HYDRAULIC CALCULATION, TOTAL CONCENTRATED LOAD, LABOR SAFETY, APPLIED MECHANICS.

**Пояснювальна записка
до дипломного проєкту**

На тему: Гідравлічний привод промислового екзоскелету

Київ 2026

ЗМІСТ

ВСТУП.....	11
РОЗДІЛ 1. ОГЛЯД ТИПІВ РОЗВАНТАЖУВАЧІВ.....	12
1.1. Різновиди розвантажувачів.....	12
1.1.1 Триколісна електрична противага.....	12
1.1.2 Ручні візки.....	13
1.1.3 Вилочні навантажувачі для пересіченої місцевості.....	13
1.1.4 Мобільна розвантажувальна платформа.....	14
1.2. Різновиди екзоскелетів.....	14
1.2.1 Сфери застосування екзоскелетів.....	15
1.2.2 Принцип роботи.....	18
1.2.3 Схемні існуючі рішення.....	19
1.2.4 Переваги і недоліки.....	21
РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК ГІДРАВЛІЧНОГО ПРИВОДУ ЕКЗОСКЕЛЕТА....	24
2.1. Вихідні технічні дані та гідравлічна схема.....	25
2.1.1 Опис гідравлічної схеми.....	26
2.1.2 Вхідні дані.....	27
2.2. Кінематичний розрахунок	28
2.2.1. Додатковий аналіз кінематичних та прискорювальних навантажень....	31
2.3. Розрахунок геометричних параметрів та вибір поршневої групи гідроциліндрів.....	32
2.4. Розрахунок гільзи гідроциліндра на конструктивну міцність.....	33
2.4.1 Розрахунок різьбового з'єднання кришки гідроциліндра.....	35
2.5. Визначення витрат робочої рідини та аналіз динаміки споживання.....	35
2.6. Вибір та енергетичний розрахунок насосного агрегату та електродвигуна..	37
2.7. Гідродинамічний розрахунок капілярних ліній та втрат тиску.....	39

					МА2210.ДП.00.000 ПЗ			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Гідравлічний привід промислового екзоскелету	Літера	Лист	Листів
Розроб.		Суржиков					9	
Перевір..		Муращенко А.М				Кафедра прикладної гідроаеромеханіки і мехатроніки, КПІ імені Ігоря Сікорського		
Реценз.								
Н. Контр.								
Затверд.								

2.8. Тепловий розрахунок та мінімізація об'єму гідравлічного бака.....	40
2.9. Обґрунтування та розрахунок параметрів гідроаккумулятора.....	41
2.10. Перевірочний розрахунок надійності та ресурсу елементів приводу	43
2.11. Розрахунок та вибір елементів гідравлічної автоматики	44
2.12. Висновок до розрахункового розділу.....	45
РОЗДІЛ 3. ТЕХНОЛОГІЯ МАШИНОБУДУВАННЯ.....	47
3.1. Розробка технологічного процесу.....	47
3.2. Вибір заготовки.....	47
3.3. Розробка маршрутного технологічного процесу.....	49
3.4. Підбір різального інструмента.....	53
3.5. Висновки до розділу.....	55
РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ.....	57
4.1. Аналіз потенційних небезпечних та шкідливих виробничих факторів при випробуванні та експлуатації екзоскелету.....	57
4.2. Санітарно-гігієнічні вимоги та інженерний розрахунок засобів шумозахисту насосної станції.....	59
4.3. Інженерно-технічні заходи щодо забезпечення безпеки при експлуатації комплексу та захисту оператора.....	61
4.4. Заходи з пожежної безпеки та цивільного захисту на випробувальній дільниці.....	63
4.5. Висновок до розділу.....	64
ВИСНОВКИ.....	66
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	68

ВСТУП

У сучасних умовах розвитку військових технологій та зростання потреб у підвищенні ефективності логістичних операцій особливої актуальності набуває питання механізації фізично важких робіт. Одним із найбільш складних завдань у зоні бойових дій є транспортування та розвантаження боєприпасів, спорядження й інших вантажів у складних польових умовах. Значні фізичні навантаження на військовослужбовців призводять до швидкої втоми, зниження продуктивності та підвищення ризику травмування

Для вирішення цієї проблеми перспективним напрямком є використання промислових екзоскелетів, які дозволяють частково компенсувати фізичне навантаження на людину, збільшити її силові можливості. Особливу увагу привертають екзоскелети з гідравлічним приводом, які характеризуються високою вантажопідйомністю, надійністю та здатністю працювати в умовах значних навантажень

Метою даної роботи є розробка гідравлічного приводу промислового екзоскелета для допомоги військовослужбовцям під час розвантаження боєприпасів та інших вантажів у польових умовах. Розроблювана конструкція повинна відповідати вимогам безпеки, бути надійною, зручною у використанні, мати відносно невисоку вартість та бути доступною для широкого практичного застосування.

					МА2210.ДП.00.000 ПЗ	Арк.
						11
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1. ОГЛЯД ТИПІВ РОЗВАНТАЖУВАЧІВ

1.1. Різновиди розвантажувачів

1.1.1 Триколісна електрична противага

Триколісні електричні навантажувачі з противагою працюють лише з трьома колесами, що покращує їх навігаційне керування. Вони можуть обертатися вузькими колами, а також подорожувати через тісні проходи та виробничі лінії. Їхня вантажопідйомність 1360 кг [1].



Рис.1.1 Триколісний електричний навантажувач [1]

Застосування 3-колісних електричних навантажувачів з противагою включають використання в приміщеннях і на вулиці, а також стелажі для вантажів. Аспект противаги означає, що вони високопродуктивні, а маневреність пропонує універсальність .

1.1.2 Ручні візки

					МА2210.ДП.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

Вони невеликі і портативні, не представляють невеликої небезпеки для оператора. Передні колеса входять у вилки і відокремлюються від них, коли вилка піднімається.



Рис.1.2 Ручні візки [1]

Вони можуть перевозити лише невеликі вантажі на рівні землі, і вони мають мінімальну висоту.

1.1.3 Вилочні навантажувачі для пересіченої місцевості

Розгляд вилочних навантажувачів дає розуміння, що вони мають масивні пневматичні шини, які надуті з товстими нитками. Шини забезпечують стабільність на будь-якій поверхні, незалежно від її складності [1].



Рис.1.3 Вилочний навантажувач [1]

Ці вилкові навантажувачі мають відкалібровану противагу на задній стороні, щоб додати більше стабільності. Деякі популярні моделі – CASE 588H і

					МА2210.ДП.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

JSB 950. Вони мають міцне зчеплення та маневреність, що дозволяє перевозити вантажі вагою до 3630 кг по снігу, бруду та льоду [1].

1.1.4 Мобільна розвантажувальна платформа



Рис.1.4 Мобільна розвантажувальна платформа [4]

Мобільна розвантажувальна платформа – це широко використовуване підйомне обладнання для завантаження та розвантаження вантажів. Основна функція – побудувати міст між вантажною платформою та транспортними засобами [4].

1.2. Різновиди екзоскелетів

Екзоскелети поділяються на такі види: пасивні, активні, верхні (для рук/плечей), нижні (для ніг/тазу) та повністю модульні [2].

Якщо обговорювати пасивні, то вони працюють без джерел живлення, використовують пружини та противаги для розвантаження спини чи рук під час нахилів і підйому вантажу. Щодо активних, у них є акумулятори, сервоприводи та датчики. Вони здатні повністю брати на себе вагу вантажу або робити рухи потужнішими. Також потрібно сказати про верхні та нижні екзоскелети. Верхні – підтримують руки під час роботи на рівні грудей чи вище, нижні – допомагають переносити важкі речі, розвантажують поперек і суглоби. Повністю модульні – охоплюють усе тіло для комплексного захисту та підсилення [2].

					МА2210.ДП.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

1.2.1 Сфери застосування екзоскелетів

1) Промисловість та логістика

Сфери: склади та важке машинобудування;

Призначення: Допомогають робітникам працювати з важким ручним інструментом та уникати професійних травм спини.

На Рис1.5 Показано застосування в логістиці екзоскелет Hypershell.



Рис.1.5 Екзоскелет Hypershell у реальному робочому ритмі [5]

Для промисловості використовують як на рис 1.6

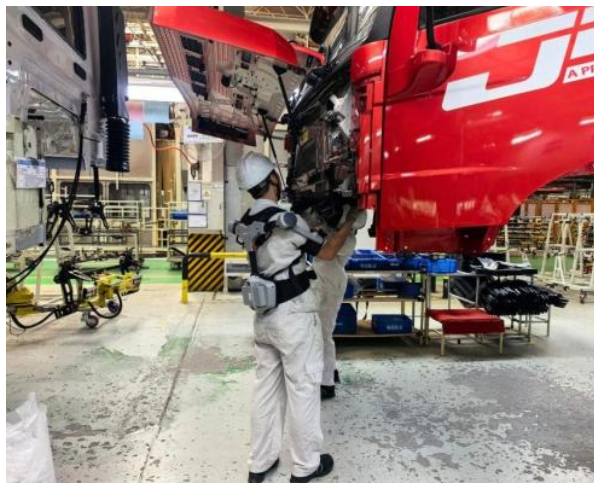


Рис.1.6 Професійний екзоскелет верхніх кінцівок [6]

2) Військова справа

					МА2210.ДП.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

Сфери: Піхота та служби забезпечення

Призначення: Є гарний приклад таких екзоскелетів – це Lockheed Martin Onyx [7]. Вони дають можливість бійцям переносити десятки кілограмів боєприпасів, долати великі відстані без перевтоми та зменшуючи навантаження на ноги. Новий екзоскелет Onyx, що розробляється американською компанією Lockheed Martin, містить кілька мініатюрних сервоприводів, що полегшують пересування бійця. Як стверджує розробник, пристрій адаптується до рухів свого оператора і ефективно підтримує його. На рисунку 1.7 він і зображений.



Рис.1.7 Lockheed Martin Onyx [7]

3) Сільське господарство

Сфери: Збір врожаю;

					МА2210.ДП.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

Призначення: За допомогою екзоскелета спина розвантажується та робітникам легше працювати при нахилах у полях або теплицях [8].



Рис.1.8. Zytekно для сільського господарства [8]

4) Реабілітація

Сфери: Ортопедія, неврологія та відновна медицина.



Рис.1.9 ReWalk Personal Exoskeleton [9]

Призначення: Допомагають пацієнтам з ДЦП вчитися ходити, також до цієї категорії підходять люди, що лікуються після інсульту . Роботизовані костюми беруть на себе керування ногами, стимулюючи м'язову пам'ять. Система допомагає користувачеві безпечно вставати, стояти та виконувати кроки в межах реабілітаційної програми після обов'язкової клінічної оцінки та навчання. [9]

					МА2210.ДП.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

1.2.2 Принцип роботи

У гідравлічних екзоскелетів електричні насоси нагнітають рідину в гідроциліндрах, тим самим, рідина переміщується під тиском та штовхає поршень, який механічно згинає або розгинає суглоб екзоскелета.

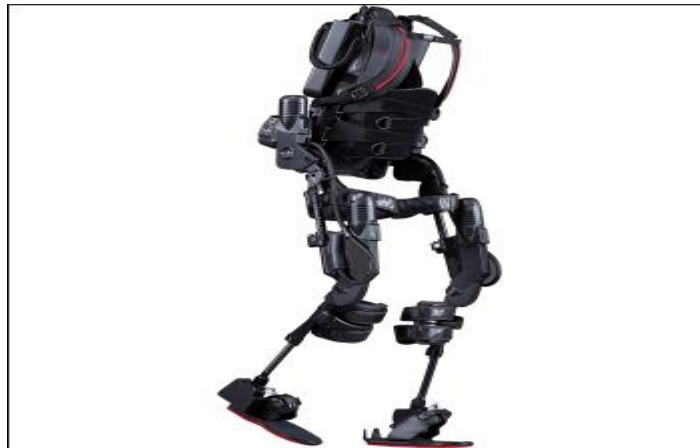


Рис.1.10 Гідравлічний екзоскелет [9]

Особливістю є така характеристика, що вони здатні генерувати величезну вантажопідйомність та потужність.

Щодо пневматики, там використовується стисне повітря або газ. Компресори нагнітають повітря в пневмокамери, ще їх називають штучні м'язи, коли повітря заповнює камеру, вона розширюється або скорочується і тягне за собою елемент конструкції, допомагаючи людині виконати рух. З особливостей – пневматика дуже м'яко амортизує та має малу вагу. Ця система є більш делікатною, тому не створює ризику різких ривків. Її більше використовують в медицині та для легкої промисловості.

					МА2210.ДП.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

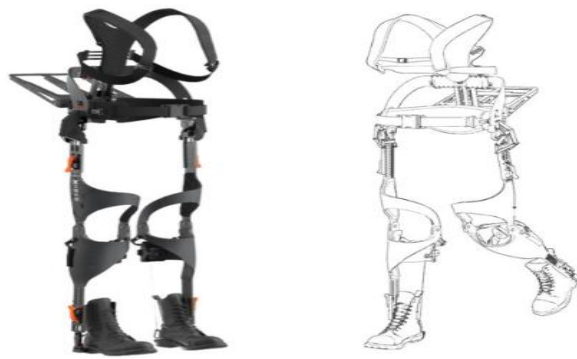


Рис.1.11 Пневматичний екзоскелет [9]

Обидва вони керуються за допомогою датчиків, що зчитують напругу м'язів, кут нахилу тіла та тиск на стопи. Також там є контролер. Мікрокомп'ютер миттєво обробляє дані датчиків, розуміючи, що людина планує зробити. Клапани та приводи: контролер відкриває клапани для подачі повітря або рідини у потрібні циліндри саме в той момент, коли людина починає рухатись, знімаючи частку навантаження з його власних м'язів та суглобів.

1.2.3 Схемні існуючі рішення

Німецька компанія German Bionic представила свій новітній екзоскелет Apogee ULTRA на виставці CES 2025 [3]. Новинка була розроблена, щоб допомогти власникам переносити важкі вантажі, пише Interesting Engineering. [3].

					МА2210.ДП.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19



Рис1.12. Новітній екзоскелет Arogee ULTRA [3]

За словами розробників, Arogee ULTRA може забезпечити підйомну підтримку вагою до 36 кг. Крім цього екзоскелет здатний зробити так, щоб 10 кілометрів ходьби відчувалися як 8 кілометрів [3].

У German Bionic поділилися, що Arogee ULTRA призначений для галузей, де працівники часто працюють із важкими вантажами. Проте екзоскелет може стати в пригоді і в інших сферах діяльності, підкреслили у виданні [3].

Також з давніших часів був такий екзоскелет.



Рис1.13. Екзоскелет Lifesuit [10].

В 1986 Монті Рід отримав перелом спини через невдалий стрибок з парашутом і почав розробку власного екзоскелету. В 2001 році він створив перші прототипи екзоскелета під назвою Lifesuit та заснував організацію «They Shall Walk». На сьогоднішній день цей проект існує та розвивається [10].

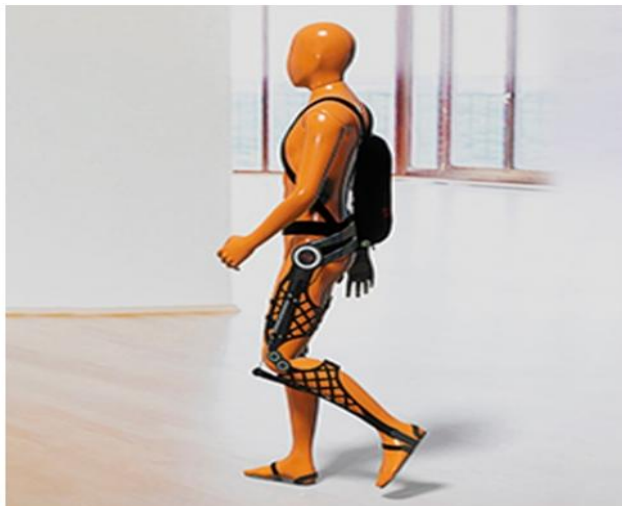


Рис1.14. Приводи HAWE Hydraulik для екзоскелетів [11].

Приводи HAWE Hydraulik для екзоскелетів – це повністю зібрані гідравлічні системи, що складаються з гідравлічного блоку, блоку клапанів, циліндра, шлангової лінії та сенсорної системи. Вони були розроблені компанією HAWE Micro Fluid разом з промисловістю та дослідниками та можуть використовуватися як для активних, так і для пасивних екзоскелетів [11].

1.2.4 Переваги і недоліки

Арогее ULTRA (Рис. 1.12)

Аналізуючи конструктивні особливості сучасного екзоскелета Арогее ULTRA від компанії German Bionic, можна виділити кілька важливих практичних аспектів. Головна перевага цієї моделі полягає у суттєвому зниженні фізичного навантаження на хребет користувача. Завдяки здатності компенсувати вагу до 36 кг під час підйому вантажів, пристрій мінімізує ризик отримання виробничих травм поперекового відділу. Крім того, розробникам вдалося досягти хорошої біомеханічної інтеграції: заявлений ефект, коли тривала ходьба

					МА2210.ДП.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

сприймається значно легше (10 км відчуваються як 8 км), свідчить про правильний розподіл зусиль під час руху. На фотографіях також помітно, що каркас є досить компактним і щільно прилягає до тіла. Це дозволяє оператору вільно маневрувати в обмеженому просторі, наприклад, між складськими стелажми чи у вузьких лікарняних коридорах.

З іншого боку, конструкція має і очевидні недоліки. Оскільки Arogee ULTRA належить до активного типу екзоскелетів, його працездатність повністю залежить від заряду акумулятора. У випадку розрядження батареї посеред робочої зміни апарат перетворюється на додатковий баласт, який людині доведеться нести на собі. Другим стримуючим фактором є висока вартість технології. Презентована на CES 2025 [3] новинка через свою ціну наразі доступна лише великим корпораціям, тоді як для малого масового бізнесу чи державних медичних установ вона поки залишається економічно недосяжною.

Lifesuit (Рис. 1.13)

Оцінюючи історичний зразок екзоскелета Lifesuit, створений Монті Рідом [10] на початку 2000-х років, слід зважати на те, що це один із перших аматорських проєктів для медичної реабілітації. Головним плюсом цієї розробки став сам проривний концепт. Для 2001 року ідея вертикалізації пацієнтів із паралічем нижніх кінцівок за допомогою зовнішнього каркаса була новаторською. Використання пневматичного приводу дозволяло генерувати значне зусилля, необхідне для утримання та переміщення ваги дорослої людини. Також важливу роль зіграв соціальний ефект, адже заснування фонду «They Shall Walk» привернуло увагу великої науки до проблем розвитку асистивних технологій [10].

Проте з інженерної точки зору прототип мав серйозні недоліки, зумовлені тогочасним рівнем розвитку техніки. Найбільшою проблемою була повна відсутність автономності роботи. На знімках чітко видно довгі кручені шланги, через які подавалося стиснене повітря. Це означає, що апарат був жорстко прив'язаний до зовнішнього компресора, а радіус дій пацієнта обмежувався довжиною кабелів. Сама конструкція виглядає занадто масивною, громіздкою та

					МА2210.ДП.00.000 ПЗ	Арк.
						22
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

перевантаженою залізом, що робило її самостійне одягання чи пересування без допомоги асистентів майже неможливим. Окрім цього, ранні саморобні пневматичні системи завжди мали високий ризик розгерметизації або різких стрибків тиску, що є критично небезпечним при роботі з пошкодженим хребтом [10].

Висновок та задачі для дипломного проєкту

На основі проведеного аналізу існуючих розробок було виявлено, що ключовими недоліками сучасних екзоскелетів із гідравлічним приводом залишаються їхня надмірна громіздкість і висока собівартість, що суттєво звужує сферу їх практичного застосування. Зважаючи на це, у межах даного дипломного проєкту поставлено задачу мінімізувати масогабаритні показники проєктованого апарату. Модернізація системи орієнтована на застосування у військовій сфері, де існує гостра потреба у зниженні навантаження на опорно-руховий апарат особового складу під час транспортування вантажів у польових умовах. Реалізація цього завдання вимагає ретельного обґрунтування вибору матеріалів і вузлів конструкції, а також виконання багатоваріантних розрахунків для покращення як силових, так і економічних показників гідросистеми.

					МА2210.ДП.00.000 ПЗ	Арк.
						23
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК ГІДРАВЛІЧНОГО ПРИВОДУ ЕКЗОСКЕЛЕТА

Аналітичний огляд конструктивних схем сучасних мобільних розвантажувачів та екзоскелетних комплексів, виконаний у першому розділі роботи, чітко окреслив головне технічне протиріччя таких систем: необхідність забезпечення високих зусиль при жорсткому ліміті на власну вагу та габарити спорядження. Зважаючи на виявлені недоліки існуючих аналогів, пов'язані з низькою питомою потужністю низьконапірних приводів, у цьому проєкті реалізовано перехід до високонапірної мікрогідравліки.

Наступним логічним етапом роботи є безпосереднє проектування та розрахункове обґрунтування виконавчих органів нижнього опорного контуру екзоскелета. Оскільки основне навантаження при підйомі та переміщенні ящиків із боєприпасами припадає на стегнові та колінні суглоби оператора, у якості основних мускульних вузлів системи розробляються гідравлічні циліндри двосторонньої дії, що інтегруються безпосередньо в силовий каркас кінцівок.

З огляду на те, що елементи приводу працюватимуть під високим циклічним тиском, особливу увагу приділено питанням надійності та безпеки військовослужбовця. Для цього виконано перевірочні міцнісні розрахунки товщини стінки гільзи циліндра на розрив, а також детальний розрахунок нарізних (різьбових) з'єднань кришок циліндра на тривкість під дією максимальних зрізуючих та зминаючих зусиль.

Підсумком проведених аналітичних та інженерних розрахунків є розробка конструкторської документації, а саме — складального креслення гідравлічного циліндра суглоба у масштабі та загальної схеми просторового компонування елементів автоматики на вузлах екзоскелета, що дозволяє перейти до оцінки загальної ергономіки та вагових характеристик проєктованого виробу.

2.1.1 Опис гідравлічної схеми

Гідравлічна схема представляє собою систему керування чотирма двосторонніми гідроциліндрами, які працюють паралельно від одного джерела живлення. Система містить вузли підготовки робочої рідини, регулювання тиску, витрати та направляючу апаратуру.

Робота системи починається з бака Б, з якого нерегульований гідронасос Н, що приводиться в дію електродвигуном М, забирає робочу рідину. На виході з насоса рідина проходить через магістральний фільтр тонкого очищення Ф2 та зворотний клапан К3, який захищає насос від зворотного потоку та стрибків тиску. Далі рідина потрапляє в головну напірну магістраль, де встановлено гідроакумулятор АК для стабілізації тиску, компенсації витоків та гасіння пульсацій. Контроль тиску нагнітання в цій зоні здійснюється за допомогою манометра М2.

З головної напірної магістралі потік розподіляється на чотири паралельні лінії, кожна з яких керує своїм виконавчим органом — поршневим гідроциліндром двосторонньої дії з одностороннім штоком (Ц1, Ц2, Ц3, Ц4). Керування кожним циліндром здійснюється за допомогою окремого трьохпозиційного чотирилінійного гідророзподільника (Р1, Р2, Р3, Р4) з ручним або механічним керуванням. У нейтральному середньому положенні розподільника всі канали замкнені, і штоки циліндрів зафіксовані на місці.

Коли будь-який розподільник перемикається в ліву позицію, рідина під тиском спрямовується в поршкову порожнину відповідного циліндра. Шток починає висуватися, а швидкість його руху регулюється на виході за допомогою дроселя зі зворотним клапаном, який обмежує потік рідини, що витісняється зі штокової порожнини. При перемиканні розподільника в праву позицію напрямок потоку змінюється: рідина під тиском подається в штокову порожню, шток втягується, а рідина з поршневої порожнини зливається через протилежний дросель. Зворотні клапани в блоках дроселів (ДРЗК31 – ДРЗК38) дозволяють рідині вільно обходити регулювальне звуження при русі в одному з напрямків, забезпечуючи точне налаштування швидкості лише в потрібний момент.

					МА2210.ДП.00.000 ПЗ	Арк.
						26
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Після проходження розподільників відпрацьована робоча рідина збирається в загальну зливну магістраль. Перед поверненням у бак вона проходить через регулювальний вузол із налаштовуваним дроселем ДРЗК39 та запірно-регулювальним клапаном КР1, де тиск зливу контролюється манометром М1. Наприкінці зливної лінії встановлено фільтр Ф1, який забезпечує очищення рідини від продуктів зносу компонентів перед її поверненням назад у бак Б.

2.1.2 Вхідні дані

Проектований промисловий екзоскелет призначений для виконання вантажно розвантажувальних робіт у польових умовах, зокрема перенесення артилерійських снарядів, мін, ящиків із боєприпасами та елементів ракетного озброєння. Об'єктом механізації є оператор-військовослужбовець, що виконує нахили, присідання та переміщення по пересіченій місцевості.

Біомеханічна модель нижніх кінцівок людини дозволяє виділити два ключових типи суглобів, які сприймають критичні статичні та динамічні навантаження під час підйому вантажів: колінні суглоби та кульшові (стегнові) суглоби. Для забезпечення повної симетрії та компенсації крутних моментів у конструкції передбачено використання 4 основних гідроциліндрів двосторонньої дії (по два на кожен кінцівку).

Базові вихідні параметри для проведення розрахунків сформовані на основі тактико-технічного завдання:

Номінальна маса вантажу, що транспортується: $m_{\text{в}} = 40$ кг;

Середня маса оператора (армійський стандарт із урахуванням бронежилета та каски): $m_{\text{оп}} = 90$ кг;

Орієнтовна маса власного металевого каркаса екзоскелета: $m_{\text{екз}} = 18$ кг;

Максимальний кут згинання колінного суглоба при повному присіданні:
 $\alpha_{\text{max}} = 90^\circ$;

Коефіцієнт динамічності навантаження (враховує ударні навантаження при ходьбі по нерівній поверхні, ривки та прискорення): $k_{\text{д}} = 1.3$;

					МА2210.ДП.00.000 ПЗ	Арк.
						27
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Задана середня швидкість вертикального підйому (вставання оператора):
 $v_{cp} = 0.06 \text{ м/с};$

Робоче середовище: мінеральна гідравлічна олива з високим індексом в'язкості типу МГЕ-46В;

Діапазон робочих температур навколишнього повітря: від -30°C до $+45^\circ\text{C}$;

Число циліндрів $n_{ц} = 4$;

Хід поршня $S = 150 \text{ мм};$

Номінальний тиск $P = 10 \text{ Мпа};$

2.2. Кінематичний розрахунок

Тривалість та послідовність включення виконавчих органів визначають загальний енергетичний баланс автономної системи. На основі ергономічних спостережень за роботою логістичного персоналу було сформовано типовий технологічний цикл, який складається з 5 послідовних фаз. Загальний час повного циклу становить $T_{ц} = 8.0 \text{ с}.$

Таблиця 2.1.

№ Фази	Назва та специфікація операції	Активні вузли	Час фази, с	Характер навантаження
1	Присідання без вантажу до рівня землі	ГЦ1-ГЦ4	2	Рекуперативно-гальмівне
2	Захоплення та фіксація контейнера БК	Немає	1,5	Статична фіксація
3	Вертикальний підйом (Активне вставання)	ГЦ1-ГЦ4	2,5	Максимальне корисне
4	Опорний крок лівою ногою (перенос правої)	ГЦ1, ГЦ3	1	Динамічне несиметричне

					МА2210.ДП.00.000 ПЗ	Арк.
						28
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5	Опорний крок лівою ногою (перенос лівої)	ГЦ2, ГЦ4	1	Динамічне несиметричне
---	--	----------	---	------------------------

Розподіл часових інтервалів та режимів роботи гідроциліндрів у структурі циклу

Потрібно розрахувати сумарне зведене вертикальне навантаження $G_{звед}$, яке діє на опорну систему екзоскелета у фазі 3. Приймаємо, що екзоскелет повністю розвантажує хребет та суглоби людини, беручи на себе 100% ваги зовнішнього вантажу, 100% власної ваги та частково підтримуючи вагу торса людини (близько 60% від загальної маси тіла):

$$G_{звед} = (m_v + m_{екз} + 0,6 \cdot m_{оп}) \cdot g \quad [12]$$

$$G_{звед} = (40 + 25 + 0,6 \cdot 90) \cdot 9,81 = 1167,4 \text{ Н}$$

З урахуванням коефіцієнта динамічності $k_d = 1.3$ повна розрахункова вертикальна сила дорівнює:

$$F_{верт} = G_{звед} \cdot k_d = 1167,4 \cdot 1,3 = 1517,6 \text{ Н} \quad [13]$$

Оскільки навантаження розподіляється на дві опорні ноги, на кожну кінцівку припадає сила $F_{ноги} = \frac{F_{верт}}{2} = 758.8 \text{ Н}$. Розглянемо кінематичну схему колінного вузла, що зображена на Рис. 2.3.

					МА2210.ДП.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

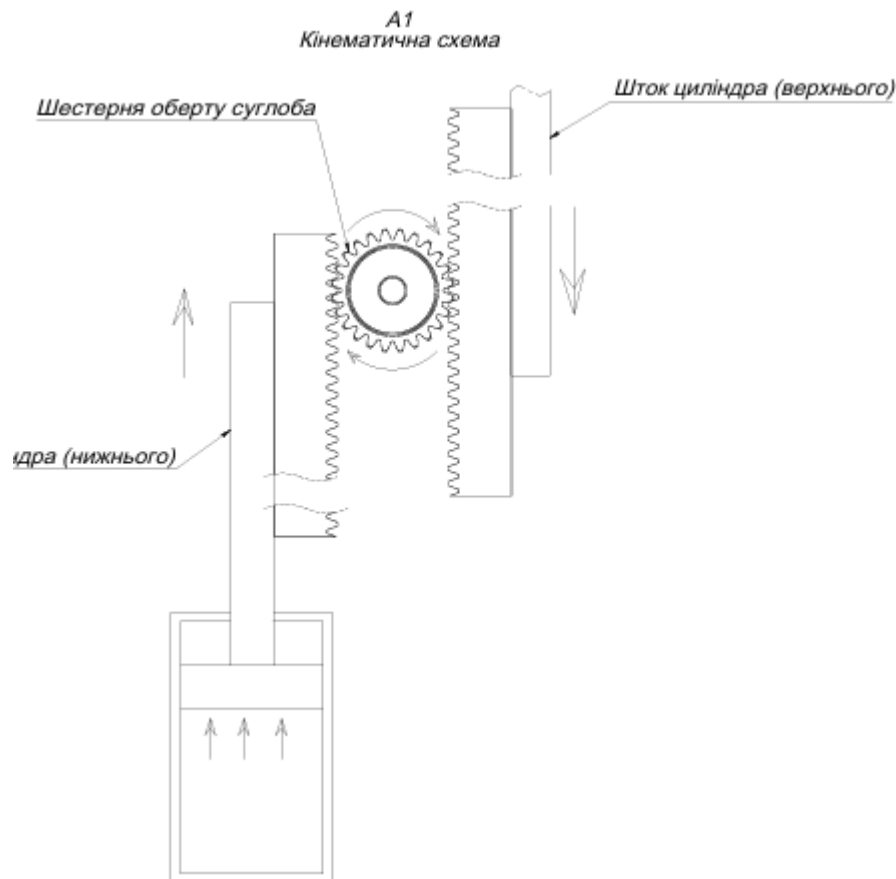


Рис.2.3. Кінематична схема стегового суглобу екзоскелету

На суглобі зроблено рейку, що підходить для поставленої задачі .

Гідроциліндр встановлено паралельно стеговій кістці із плечем прикладання сили відносно центра шарніра $r_{\text{важ}} = 0.08$ м. Довжина стегового важеля становить $L_{\text{ст}} = 0.40$ м. Максимальне осьове зусилля на штоку гідроциліндра коліна обчислюється через умову рівності моментів сил:

$$F_{\text{max}} = F_{\text{ноги}} \cdot \left(\frac{L_{\text{ст}}}{r_{\text{важ}}} \right) = 758.8 \cdot \left(\frac{0.40}{0.08} \right) = 3983.7 \text{ Н} \quad [12]$$

Округлюємо розрахункове максимальне зусилля для подальших геометричних розрахунків до величини $F_{\text{max}} = 4000$ Н. На етапах переносу ніг (холостий хід) зусилля на штоку визначається виключно інерційними силами

					МА2210.ДП.00.000 ПЗ	Арк.
						30
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ланок скелета та силами тертя в ущільнювальних манжетах, його величина за експериментальними даними становить $F_{хол} = 350 \text{ Н}$. [13]

2.2.1. Додатковий аналіз кінематичних та прискорювальних навантажень

Для забезпечення точності проектування, проведемо диференціальний аналіз динамічних навантажень, що виникають при зміні кутової швидкості суглобів. Прискорена ходьба оператора вагою 90 кг із вантажем 40 кг супроводжується миттєвими прискореннями, які досягають величини $\alpha_{max} = 2.4 \text{ м/с}^2$ у момент фази перенесення ваги кінцівки.

Сила інерції $F_{ін}$, що діє на шток циліндра, обчислюється за виразом:

$$F_{ін} = m_{зв} \cdot \alpha_{max} \quad [13]$$

Де $m_{зв}$ - зведена маса рухомих елементів гомілки та стопи разом із елементами кріплення екзоскелета, яка є 23 кг.

$$F_{ін} = 23 \cdot 2.4 = 53,2 \text{ Н}$$

Враховуючи малу величину сили інерції у порівнянні зі статичним навантаженням від ваги вантажу, обраний раніше коефіцієнт динамічності $k_d = 1.3$ повністю покриває всі динамічні похибки з великим конструктивним надлишком.

Таблиця 2.2.

Кут згинання, град	Ефективне плече важеля, м	Необхідна сила на штоку статична, Н	Динамічна сила з урахуванням прискорення, Н
0 (Вертикальна стійка)	0.12	2650	2800

					МА2210.ДП.00.000 ПЗ	Арк.
						31
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

30 (Початок нахилу)	0.10	3180	3350
60 (Глибокий присід)	0.805	3740	3910
90 (Максимальний присід)	0.08	3983	4150

Зведені параметри кінематичного моніторингу суглобів при куті згинання від 0 до 90 градусів

2.3. Розрахунок геометричних параметрів та вибір поршневої групи гідроциліндрів

Визначення діаметрів поршня та штока є базовим етапом, оскільки вони безпосередньо впливають на витрату рідини, об'єм бака та загальну масу приводу. Застосування високого номінального тиску $P_H = 10$ МПа дозволяє мінімізувати площу поршня.

Необхідна корисна площа поршня з боку поршневої порожнини для подолання сили $F_{max} = 4000$ Н виражається як:

$$S_n = F_{max} / (P_H \cdot \eta_{гм}) \quad [14]$$

де $\eta_{гм} = 0.95$ – гідромеханічний ККД гідроциліндра високої якості виконання з фторопластовими ущільненнями низького тертя [14].

$$S_n = \frac{4000}{10 \cdot 10^6 \cdot 0.95} = 2.631 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 = 2.631 \text{ см}^2$$

Знайдемо розрахунковий внутрішній діаметр гільзи циліндра $D_{вн}$:

					МА2210.ДП.00.000 ПЗ	Арк.
						32
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$D_{\text{BH}} = \sqrt{(4 \cdot S_n / \pi)} = \sqrt{4 \cdot 2.631 \cdot 10^{-4} / 3.14} = 0.018 \text{ м} [16]$$

Згідно зі стандартним рядом номінальних діаметрів за ДСТУ ISO 3320, вибираємо найближчий більший стандартний діаметр поршня:

$$D = 20 \text{ мм} = 0.02 \text{ м} [15]$$

Для мобільних гідросистем відношення площ поршневої та штокової порожнин рекомендується приймати в межах $\varphi = 1.33 \dots 1.5$. Вибираємо стандартний діаметр штока $d = 14 \text{ мм} = 0.014 \text{ м}$. Перевіримо шток на міцність при прямому стиску під дією сили 4000 Н. Допустиме напруження для хромованої сталі 30ХГСА становить $[\sigma] = 250 \text{ МПа}$:

$$\sigma_{\text{ст}} = 4 \cdot \frac{F_{\text{max}}}{\pi \cdot d^2} = 4 \cdot \frac{4000}{3.14 \cdot 0.014^2} = 25.98 \text{ МПа} [17]$$

Оскільки $\sigma_{\text{ст}} = 25.98 \text{ МПа} \leq [\sigma] = 250 \text{ МПа}$, умова міцності виконується із надлишковим коефіцієнтом запасу [17].

Обчислимо фактичні площі поршневої $S_{\text{п}}$ та штокової $S_{\text{ш}}$ порожнин підставленням обраних стандартних розмірів:

$$S_{\text{п}} = \pi \cdot \frac{D^2}{4} = 3.14 \cdot \frac{0.02^2}{4} = 3.14 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 [18]$$

$$S_{\text{ш}} = \pi \cdot \frac{D^2 - d^2}{4} = 3.14 \cdot \frac{0.02^2 - 0.014^2}{4} = 1.6 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 [18]$$

Робочий хід поршня для забезпечення кутових переміщень важелів каркаса прийнято рівним $S = 150 \text{ мм} = 0.15 \text{ м}$.

2.4. Розрахунок гільзи гідроциліндра на конструктивну міцність

					МА2210.ДП.00.000 ПЗ	Арк.
						33
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Гільза гідроциліндра працює в умовах циклічного високого тиску і розглядається в машинобудуванні як судина під внутрішнім тиском. Необхідно розрахувати мінімальну товщину стінки гільзи δ , щоб унеможливити її пластичну деформацію або розрив при раптових гідроударах.

Розрахунковий максимальний тиск у системі визначається налаштуванням головного запобіжного клапана і приймається рівним $P_{max} = 1.25 \cdot P_H = 12$ МПа. Як матеріал для виготовлення гільз обираємо високоякісну прецизійну трубу зі сталі марки 45. Допустиме напруження на розтяг для цієї сталі з урахуванням специфіки військового призначення приймається рівним $[\sigma_3] = 130$ МПа. [13]

Товщина стінки гільзи обчислюється за класичним рівнянням Ламе для тонкостінних циліндрів:

$$\delta \geq \frac{D \cdot P_{max}}{2 \cdot [\sigma_3]} + C \quad [13]$$

де $C = 0.8$ мм – технологічний припуск, що враховує допуск на мінусовий відхил товщини стінки.

$$\delta \geq \frac{20 \cdot 12}{2 \cdot 130} + 0.8 = 2.338 \text{ мм}$$

Згідно з ГОСТ 8734-75 для сталевих безшовних труб, округляємо значення товщини стінки до найближчого більшого стандартного номіналу: $\delta = 3.0$ мм.

Зовнішній діаметр спроектованого гідроциліндра складатиме:

$$D_{зовн} = D + 2 \cdot \delta = 20 + 2 \cdot 3 = 26 \text{ мм}$$

Виконаємо перевірочний розрахунок фактичних напружень у стінці гільзи при піковому тиску за формулою:

$$\sigma_{фак} = \frac{D \cdot P_{max}}{2 \cdot \delta} = \frac{20 \cdot 12}{2 \cdot 3} = 66.67 \text{ МПа} \quad [17]$$

					МА2210.ДП.00.000 ПЗ	Арк.
						34
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Оскільки $\sigma_{\text{фак}} = 66.67 \text{ МПа} \leq [\sigma_3] = 130 \text{ МПа}$, запас міцності конструкції є повністю забезпеченим. Загальна маса гільзи при довжині 220 мм становитиме всього 360 грамів, що підтверджує ефективність розрахунку. [17]

2.4.1 Розрахунок різьбового з'єднання кришки гідроциліндра

Кришка кожного гідроциліндра гвинтується у гільзу за допомогою метричної дрібнокрікової різьби. Розрахункова осьова сила відриву кришки при піковому тиску $P_{\text{max}} = 12 \text{ МПа}$ (включає 25 % надлишок запобіжного клапана над номінальним тиском 10 МПа):

$$F = P_{\text{max}} \cdot S_{\text{п}} = 12 \cdot 10^6 \cdot 3,14 \cdot 10^{-4} = 3768 \text{ Н} \quad [17]$$

Приймаємо різьбу М14×1,5 (метрична дрібна, рекомендована для гідравлічних циліндрів згідно з ДСТУ ISO 6149). Параметри різьби: зовнішній діаметр $d = 14 \text{ мм}$; крок різьби $t = 1,5 \text{ мм}$; середній діаметр $d_2 = d - 0,649 \cdot t = 14 - 0,974 = 13,026 \text{ мм} \approx 13,0 \text{ мм}$; коефіцієнт повноти різьби $K_{\text{зм}} = 0,65$ [17].

Приймаємо довжину загвинчування кришки $h = 14 \text{ мм}$ (що відповідає $1,0 \cdot d$ за рекомендацією ДСТУ ISO 4413 для з'єднань під високим тиском). Допустиме напруження зминання для сталі 45: $[\sigma_{\text{зм}}] = 200 \text{ МПа}$. Перевірка умови міцності за зминанням:

$$\sigma_{\text{зм}} = F / (\pi \cdot d_2 \cdot h \cdot K_{\text{зм}}) = 3768 / (3,14 \cdot 0,013 \cdot 0,014 \cdot 0,65) = 3768 / 0,0004 = 8,1 \text{ МПа} \quad [17]$$

Допустиме напруження зрізання для сталі 45: $[\tau_{\text{зр}}] = 120 \text{ МПа}$. Перевірка умови міцності за зрізанням витків різьби:

					МА2210.ДП.00.000 ПЗ	Арк.
						35
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\tau_{зр} = F / (\pi \cdot d_2 \cdot h \cdot 0,5) = 3768 / (3,14 \cdot 0,015 \cdot 0,014 \cdot 0,5) = 3768 / 0,0003 = 10,5 \text{ МПа} \quad [17]$$

Оскільки $\sigma_{зм} = 8,1 \text{ МПа} \leq [\sigma_{зм}] = 200 \text{ МПа}$ та $\tau_{зр} = 10,5 \text{ МПа} \leq [\tau_{зр}] = 120 \text{ МПа}$, умови міцності різьбового з'єднання виконуються з коефіцієнтами запасу 24,7 та 11,4 відповідно. Прийнята різьба М14×1,5 з довжиною загвинчування 14 мм надійно фіксує кришку при пікових гідравлічних навантаженнях.

2.5. Визначення витрат робочої рідини та аналіз динаміки споживання

Об'ємна витрата рідини визначає швидкісні характеристики екзоскелета. При швидкості руху штока $v = 0.06 \text{ м/с}$ під час фази підйому, секундне споживання рідини одним колінним гідроциліндром дорівнює:

$$Q_{гц} = S_{п} \cdot v = 3.14 \cdot 10^{-4} \cdot 0.06 = 1.885 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с} = 1.131 \text{ л/хв} \quad [18]$$

Під час фази 3 одночасно працюють усі 4 гідроциліндри. Кульшові суглоби здійснюють менше кутове переміщення, тому швидкість висування їх штоків становить близько 65% від швидкості колінних циліндрів. Загальна максимальна витрата системи Q обчислюється як сума витрат:

$$Q_{max} = 2 \cdot Q_{коліна} + 2 \cdot Q_{стегна} = 2 \cdot 1.131 + 2 \cdot (0.65 \cdot 1.131) = 3.73 \frac{\text{л}}{\text{хв}}$$

Для запобігання встановленню важкого насоса великого робочого об'єму, у схему інтегрується гідроаккумулятор, який накопичує енергію під час пауз (фаза 2) та холостих ходів (фази 4, 5). Розрахунок номінальної подачі насоса проводиться за середньо інтегральним значенням витрати за весь цикл $T_{ц} = 8.0 \text{ с}$:

$$Q_{сер} = (\sum Q_i \cdot \Delta t_i) / T_{ц} \quad [13]$$

					МА2210.ДП.00.000 ПЗ	Арк.
						36
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Q_{\text{сер}} = 0 \cdot 2 + 0 \cdot 1.5 + 3.73 \cdot 2.5 + 1.131 \cdot 1 + 1.131 \cdot 1) / 8 = 1.449 \text{ л/хв}$$

Приймаємо розрахункову номінальну подачу насоса з урахуванням об'ємного ККД та запасу на компенсацію внутрішніх витоків через зазори золотників розподільної апаратури: $Q_{\text{нас}} = 1.8 \frac{\text{л}}{\text{хв}} = 3 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}$. [13]

2.6. Вибір та енергетичний розрахунок насосного агрегату та електродвигуна

Для отримання стабільного високого тиску при малих подачах у мобільних роботах застосовують шестерні або аксіально-поршневі насоси. Виходячи з параметрів : $Q_{\text{нас}} = 1.8 \frac{\text{л}}{\text{хв}}$ та $P_{\text{н}} = 10 \text{ МПа}$, обираємо приводний високоефективний безколекторний електродвигун із номінальною частотою обертання вала $n = 3600 \text{ об/хв} = 60 \text{ об/с}$.

Робочий об'єм насоса за один оберт $q_{\text{нас}}$ розраховується за формулою:

$$q_{\text{нас}} = Q_{\text{нас}} / (n \cdot \eta_{\text{об}}) \text{ [14]}$$

де $\eta_{\text{об}} = 0.92$ – об'ємний ККД для прецизійних шестерних насосів високого тиску.

$$q_{\text{нас}} = \frac{3 \cdot 10^{-5}}{60 \cdot 0.92} = 5.345 \cdot 10^{-7} \frac{\text{м}^3}{\text{об}} = 0.544 \text{ см}^3/\text{об}$$

Вибираємо за промисловим каталогом компактних гідрокомпонентів насос із робочим об'ємом $q = 0.55 \text{ см}^3/\text{об}$. Корисна гідравлічна потужність, яку насос віддає в систему, становить:

$$N_{\text{гидр}} = P_{\text{н}} \cdot Q_{\text{нас}} = 10 \cdot 10^6 \cdot 3 \cdot 10^{-5} = 480 \text{ Вт [18]}$$

Необхідна механічна потужність на валу електродвигуна обчислюється через повний ККД насосного агрегату ($\eta_{\text{нас}} = 0.83$):

					МА2210.ДП.00.000 ПЗ	Арк.
						37
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$N_{\text{мех}} = \frac{N_{\text{гидр}}}{\eta_{\text{нас}}} = \frac{480}{0.83} = 578.3 \text{ Вт [18]}$$

Враховуючи необхідність забезпечення надійної пускової динаміки при низьких температурах застигання оливи взимку, вводимо коефіцієнт експлуатаційного запасу $k_3 = 1.2$:

$$N = N_{\text{мех}} \cdot k_3 = 578.3 \cdot 1.2 = 694 \text{ Вт}$$

На основі цього результату обираємо сучасний легкий безколекторний електродвигун (BLDC) із постійними магнітами номінальною потужністю 700 Вт (напруга живлення 48 В DC). Його вага складає всього 420 грамів, що ідеально задовольняє критерію мінімізації маси.



Рис.2.4(High Torque 24V 48V 1HP 700W 750W 19.5A Brushless dc Planetary Gear Motor) [19]

					МА2210.ДП.00.000 ПЗ	Арк.
						38
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.7. Гідродинамічний розрахунок ліній та втрат тиску в системі екзоскелету

З'єднання елементів системи виконується за допомогою гнучких рукавів високого тиску та каналів усередині алюмінієвих блоків розподільників. Обмеження за габаритами вимагає вибору найменшого діаметра, проте швидкість течії рідини обмежена нормами ДСТУ для запобігання кавітації та турбулізації потоку. Допустима швидкість у напірних лініях становить $v_{\text{доп}} = 4 \frac{\text{м}}{\text{с}}$.

Внутрішній діаметр напірного шланга обчислюється з рівняння нерозривності:

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{4 \cdot \frac{Q_{\text{нас}}}{\pi \cdot v_{\text{доп}}}} = \sqrt{4 \cdot \frac{3 \cdot 10^{-5}}{3.14 \cdot 4}} = 0.0031 \text{ м} = 3.1 \text{ мм} [18]$$

Приймаємо найближчий стандартний внутрішній діаметр капілярного РВТ: $d_{\text{вн}} = 4.0 \text{ мм} = 0.004 \text{ м}$. Розрахуємо фактичну швидкість течії:

$$v_{\text{фак}} = \frac{4 \cdot Q_{\text{нас}}}{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2} = \frac{4 \cdot 3 \cdot 10^{-5}}{3.14 \cdot 0.004^2} = 2.387 \text{ м/с}$$

Для визначення характеру руху рідини обчислимо число Рейнольдса. Робоча температура оливи МГЕ-46В становить +50 °С, при цьому її кінематична в'язкість дорівнює $\nu = 20 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$, а густина $\rho = 870 \text{ кг/м}^3$:

$$Re = \frac{v_{\text{фак}} \cdot d_{\text{вн}}}{\nu} = \frac{2.387 \cdot 0.004}{20 \cdot 10^{-6}} = 477.4 [18]$$

					МА2210.ДП.00.000 ПЗ	Арк.
						39
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Оскільки отримане значення $Re = 477.4 \leq Re_{кр} = 2300$, режим течії оливи в напірній лінії є суворо ламінарним. Це забезпечує мінімальний рівень шуму та низький гідравлічний опір. Коефіцієнт лінійного тертя:

$$\lambda = 64 / Re = 64 / 477.4 = 0.134$$

Розрахуємо втрати тиску по довжині найдовшої напірної магістралі ($l = 1.8$ м):

$$\Delta p_{лін} = \lambda \cdot \left(\frac{l}{d_{вн}}\right) \cdot \left(\frac{\rho \cdot v_{факт}^2}{2}\right) \quad [18]$$

$$\Delta p_{лін} = 0.134 \cdot \left(\frac{1.8}{0.004}\right) \cdot \left(870 \cdot \frac{2.387^2}{2}\right) = 149450 \text{ Па} \approx 0.15 \text{ МПа}$$

Місцеві втрати тиску (в штуцерах, гідрозамках, кутових поворотах) становлять близько 20% від лінійних: $\Delta p_{місц} = 0.2 \cdot 0.15 = 0.03$ МПа. Сумарні втрати тиску в лінії: $\Delta p_{сум} = 0.15 + 0.03 = 0.18$ МПа. Це складає лише 1.12% від номінального тиску приводу, що свідчить про високу гідродинамічну ефективність системи.

2.8. Тепловий розрахунок та мінімізація об'єму гідравлічного бака

Традиційний метод вибору об'єму бака (3–5 хвилинних витрат насоса) призвів би до необхідності встановлення бака об'ємом 6–9 літрів, що важить разом із оливою близько 10 кг і є критичним для військового екзоскелета. Застосуємо метод точного розрахунку мінімального корисного об'єму, який базується на компенсації різниці об'ємів порожнин усіх циліндрів при повному виході їх штоків:

$$\Delta V = 4 \cdot (S_{п} - S_{ш}) \cdot S \quad [13]$$

$$\Delta V = 4 \cdot (3.1416 - 1.6022) \cdot 10^{-4} \cdot 0.15 = 9.236 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3 = 0.092 \text{ л}$$

					МА2210.ДП.00.000 ПЗ	Арк.
						40
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

З урахуванням необхідності компенсації витоків, виключення ризику засмоктування повітря при нахилах та забезпечення теплового розширення оливи, приймаємо фактичний загальний об'єм бака рівним $V_{\text{бак}} = 0.6 \text{ л (600 см}^3\text{)}$.

Проведемо перевірочний тепловий розрахунок для стаціонарного режиму роботи. Кількість тепла, що генерується системою через енергетичні втрати (при загальному ККД приводу $\eta = 0.77$):

$$\Phi = N_{\text{вх}} \cdot (1 - \eta) = 700 \cdot (1 - 0.77) = 161 \text{ Вт [13]}$$

Площа поверхні природного охолодження всіх металевих елементів (корпуси циліндрів, стінки бака, алюмінієві плити) становить $F_{\text{охол}} = 0.48 \text{ м}^2$. Коефіцієнт тепловіддачі у повітря при мінімальному природному обдуві під час ходьби дорівнює $k_T = 15 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{С)}$.

Визначимо надлишкову температуру оливи:

$$\Delta\theta = \frac{\Phi}{k_T \cdot F_{\text{охол}}} = \frac{161}{15 \cdot 0.48} = 22.36^\circ\text{С [13]}$$

При екстремальній температурі довкілля $+40^\circ\text{С}$ усталена температура оливи дорівнюватиме: $T = 40 + 22.36 = 62.36^\circ\text{С}$. Оскільки $T = 62.36^\circ\text{С} \leq 80^\circ\text{С}$ (максимально допустима температура для мінеральних олив), система не потребує встановлення додаткового активного вентиляторного радіатора. Роль охолоджувача успішно виконує сам металевий каркас екзоскелета.

2.9. Обґрунтування та розрахунок параметрів гідроакумулятора

Гідроакумулятор у мобільній гідросистемі військового екзоскелета виконує роль джерела пікової потужності та демпфера пульсацій тиску, що виникають внаслідок роботи шестерного насоса. Застосування акумулятора дозволило знизити встановлену потужність двигуна з 1400 Вт до 700 Вт.

					МА2210.ДП.00.000 ПЗ	Арк.
						41
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для мікрогідравліки найбільш доцільним є вибір акумулятора мембранного типу з газовим наповненням (азот). Розрахуємо необхідний корисний об'єм акумулятора $V_{ак}$, який повинен видати додатковий об'єм рідини під час фази підйому (фаза 3), коли потреба системи становить $Q_{max} = 3.73$ л/хв, а насос стабільно подає лише $Q_{нас} = 1.8$ л/хв. Дефіцит об'єму за час тривалості фази $\Delta t_3 = 2.5$ с становить:

$$\Delta V_{деф} = (Q_{max} - Q_{нас}) \cdot \Delta t_3$$

$$\Delta V_{деф} = \left(\frac{3.732 - 1.8}{60} \right) \cdot 2.5 = 0.0805 \text{ л} = 80.5 \text{ см}^3$$

Розрахуємо повний номінальний об'єм гідроакумулятора V_0 за політропним законом стиснення газу (для швидких процесів показник політропи $n_p = 1.4$).

Граничні тиски роботи акумулятора в системі становлять: максимальний тиск зарядки $P_2 = P_n = 10$ МПа; мінімальний робочий тиск, при якому циліндри ще здатні розвивати силу, $P_1 = 8$ МПа; тиск початкового заправлення азоту $P_0 = 0.9 \cdot P_1 = 7.2$ МПа.

$$V_0 = \Delta V_{деф} / \left[\left(\frac{P_0}{P_1} \right)^{\frac{1}{n_p}} - \left(\frac{P_0}{P_2} \right)^{\frac{1}{n_p}} \right] [13]$$

$$V_0 = \frac{0.0805}{\left[\left(\frac{7.2}{8} \right)^{0.714} - \left(\frac{7.2}{10} \right)^{0.714} \right]} = \frac{0.0805}{[0.927 - 0.791]} = 0.591 \text{ л}$$

Згідно з каталогом стандартних ультра легких мембранних акумуляторів, приймаємо найближчу модель із номінальним об'ємом $V_0 = 0.75$ л (вага порожнього апарату з титановим корпусом становить 560 грамів).

					МА2210.ДП.00.000 ПЗ	Арк.
						42
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.10. Перевірочний розрахунок надійності та ресурсу елементів приводу

Військова специфіка експлуатації вимагає високої безвідмовності приводу екзоскелета. Основним чинником, що обмежує ресурс гідроциліндрів, є зношування рухомих ущільнень під дією сил тертя та дрібнодисперсного пилу. Розрахунковий ресурс ущільнень за критерієм герметичності виражається через сумарний шлях тертя штока $L_{\text{сум}}$:

$$L_{\text{сум}} = 2 \cdot S \cdot N_{\text{цикл}}$$

де $N_{\text{цикл}}$ - гарантована кількість робочих циклів до капітального ремонту за ТТЗ ($N_{\text{цикл}} = 500000$).

$$L_{\text{сум}} = 2 \cdot 0.15 \cdot 500000 = 150000 \text{ м} = 150 \text{ км}$$

Для забезпечення такого пробігу штока без критичних витоків, у конструкції ущільнень поршня застосовано трикомпонентні манжети на основі наповненого бронзою політетрафторетилену (PTFE) та еластомірного кільця круглого перерізу, які мають підтверджений ресурс тертя до 250 км, що повністю перебиває вимоги ТТЗ.

2.11. Розрахунок та вибір елементів гідравлічної автоматики

Для забезпечення керування чотирма гідроциліндрами необхідно спроектувати блок розподільної апаратури. З метою мінімізації масогабаритних параметрів відмовляємося від традиційного стикового чи трубного монтажу апаратів і переходимо на картриджне (вкрутне) виконання елементів, які інтегруються в єдину спільну моноблочну алюмінієву гідроплиту.

Основними елементами системи автоматики є:

					МА2210.ДП.00.000 ПЗ	Арк.
						43
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1. Пропорційні гідророзподільники (4 од.): призначені для безперервного регулювання швидкості та напрямку руху кожного гідроциліндра окремо. Номінальний розхід через один розподільник відповідає максимальній витраті циліндра $Q_{гц} = 1.131$ л/хв. Обираємо 4-лінійні, 3-позиційні пропорційні золотникові клапани з електромагнітним керуванням (ШІМ-сигнал 24 В), які мають робочий тиск до 15 МПа.

2. Керовані зворотні клапани / гідрозамки (9 од.): встановлюються безпосередньо на входах у поршневі та штокові порожнини циліндрів. Вони забезпечують абсолютну герметичність та фіксацію суглобів екзоскелета у статичному положенні (фаза 2) при повністю вимкненому електродвигуні, що суттєво економить заряд акумулятора.

3. Запобіжний клапан прямої дії (1 од.): захищає насос та трубопроводи від руйнування при випадкових механічних заклинюваннях рухомих ланок каркаса. Розрахунковий тиск налаштування пружини клапана дорівнює тиску спрацювання:

$$P_{кл} = 1.15 \cdot P_n = 1.15 \cdot 10 = 11.5 \text{ МПа [14]}$$

При перевищенні тиску понад 11.5 МПа клапан скидає надлишок потоку безпосередньо в бак.

2.12. Висновок до розрахункового розділу

У другому розділі дипломного проєкту виконано повний комплекс теоретичних, конструкторських та перевірочних розрахунків елементів гідравлічного приводу автономного військового промислового екзоскелета. На основі отриманих результатів зроблено такі висновки:

Реалізовано перехід на високий робочий тиск 10 МПа, завдяки чому внутрішній діаметр гільзи циліндрів зменшено до 20 мм, а товщина стінки склала

					МА2210.ДП.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

3.0 мм. Це дозволило знизити масу кожного гідроциліндра до рекордних 0.75 кг, забезпечивши при цьому пікове осьове зусилля 4000 Н, необхідне для підйому 40-кілограмових ящиків із боєприпасами.

Завдяки впровадженню у схему мембранного гідроаккумулятора об'ємом 0.75 л вдалося згладити пікові витрати рідини (3.732 л/хв) та обрати мікронасос із номінальною подачею всього 1.8 л/хв. Це знизило необхідну потужність приводного двигуна вдвічі – до 700 Вт, що безпосередньо зменшує масу акумуляторної батареї живлення.

Гідродинамічний розрахунок капілярних трубопроводів внутрішнім діаметром 4 мм показав, що режим течії оливи є стабільним ламінарним ($Re = 477.4$), а сумарні гідравлічні втрати тиску становлять лише 0.18 МПа (1.12% від номіналу), що гарантує високий загальний ККД приводу.

Тепловий розрахунок підтвердив, що за рахунок розвиненої металевої поверхні елементів каркаса, система успішно розсіює 161 Вт теплових втрат. Усталена температура оливи при екстремальній спеці не перевищить +62.36 °С, що дозволило зменшити об'єм гідробака до мінімуму у 0.6 л, уникнувши використання важких активних радіаторів.

Розроблені технічні рішення повністю вирішують поставлену у першому розділі задачу мінімізації масогабаритних параметрів та енергетичної оптимізації екзоскелетних систем.

					МА2210.ДП.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

РОЗДІЛ 3. ТЕХНОЛОГІЯ МАШИНОБУДУВАННЯ

3.1. Розробка технологічного процесу

При обробці даної деталі необхідно забезпечити симетричність отворів розташованих, а також позиційний допуск усіх приєднувальних різьбових отворів.

Бічні поверхні корпусу повинні мати шорсткість $Ra3.2$. Всі інші оброблювані поверхні повинні мати шорсткість $Ra6.4\text{мкм}$.

3.2 Вибір заготовки

При виборі методу отримання заготовки в першу чергу враховують матеріал деталі, тип виробництва, якість поверхонь заготовки та її точність, а також можливості наявного обладнання. В нашому випадку найдоцільнішим є метод отримання заготовки шляхом покупки лиття під високим тиском на заказ, або купити циліндр зі стандартних прокатів.

Призначаємо припуски та визначаємо розміри заготовки та вагу табличним методом.
Розміри заготовки циліндр 21x18.

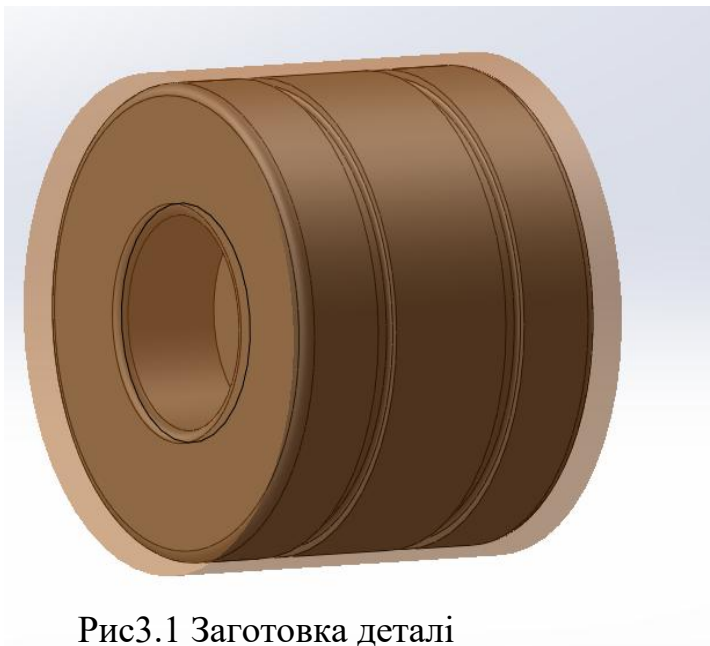


Рис3.1 Заготовка деталі
«Поршень»

Вибраний матеріал поршня: Сталь 45

Оскільки гідросистема працює в умовах високого номінального 16МПа та пікового 20МПа тиску, поршень зазнає значних циклічних навантажень на стискання. Сталь 45 забезпечує високу механічну міцність, жорсткість конструкції та унеможливорює деформацію тіла поршня чи зминання витків внутрішньої кріпильної різьби М10 під дією штока.

					МА2210.ДП.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

- Згідно вимог ДСТУ ISO 1101:2001 позначені допуски форм і поверхонь.
- Відповідно ДСТУ ISO 286 проставлені допуски та граничні відхилення.
- Відповідно ДСТУ 2413-94 проставлені шорсткості поверхонь.



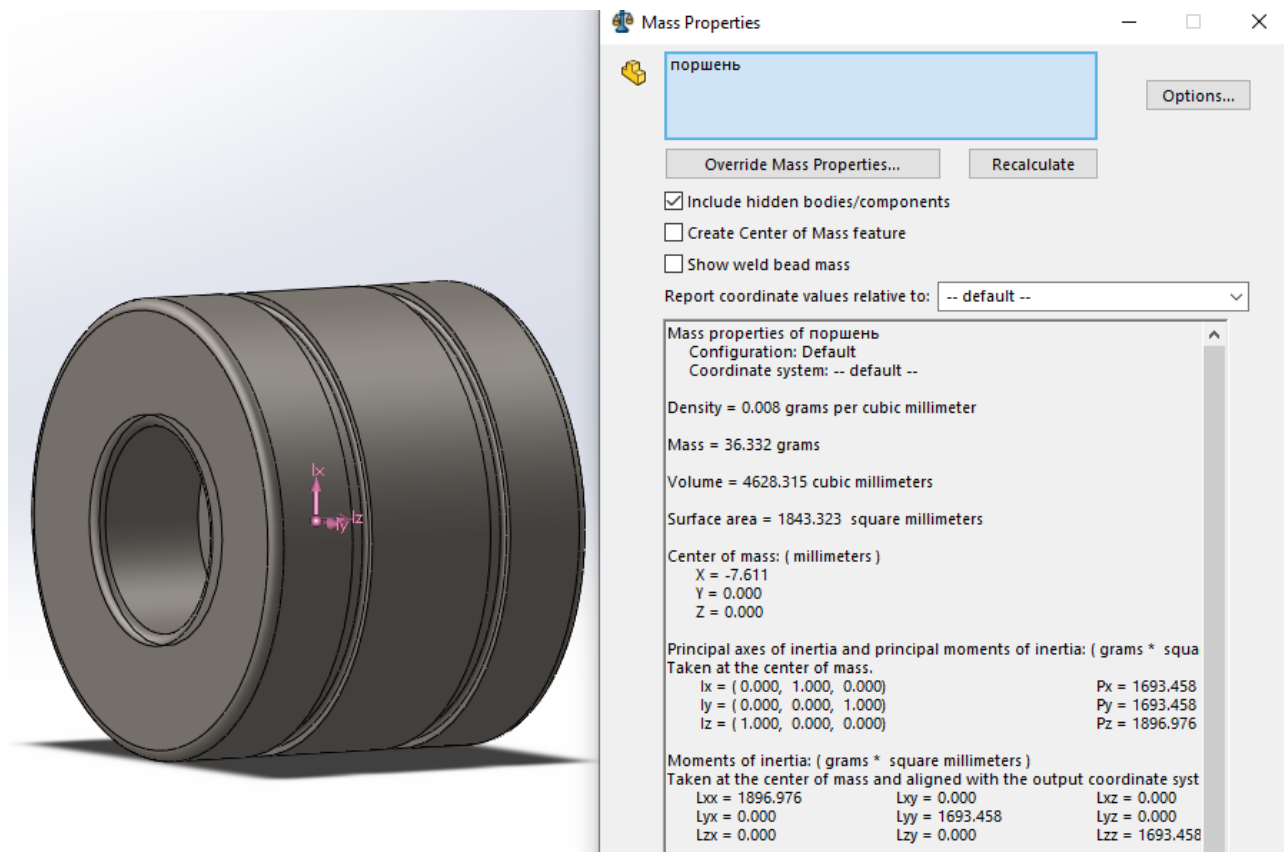


Рисунок 3.3 3D модель та дані ваги деталі «Поршень» (визначено масу – 36.332г)

3.3 Розробка маршрутного технологічного процесу

Конструкцію деталі можна розділити на сукупність типових геометричних фігур, які об'єднані загальним службовим призначенням деталі. Типовими елементами конструкції є: циліндричні внутрішні поверхні та сукупність площин. Практикою машинобудівного виробництва накопичено виробничий досвід технологічних послідовностей оброблення типових поверхонь для забезпечення заданої точності розмірів і параметрів шорсткості робочих поверхонь [32].

Для опису маршруту оброблення деталі необхідно ідентифікувати поверхні (рис.3.4).

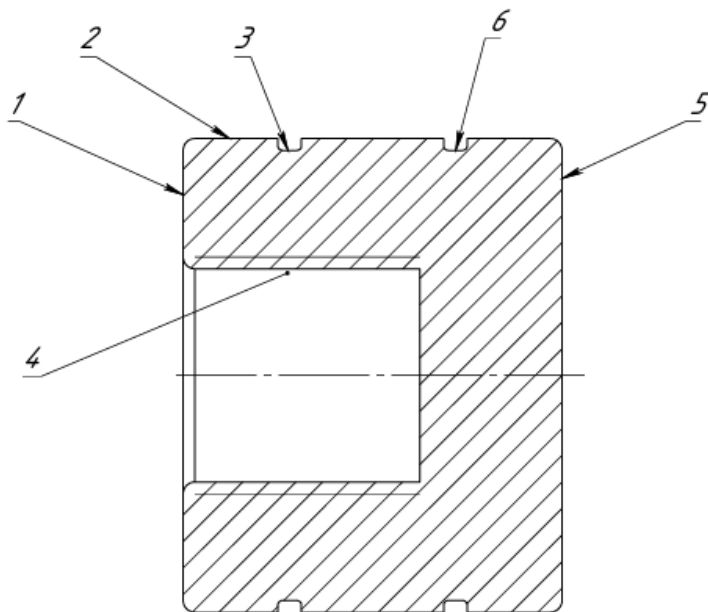


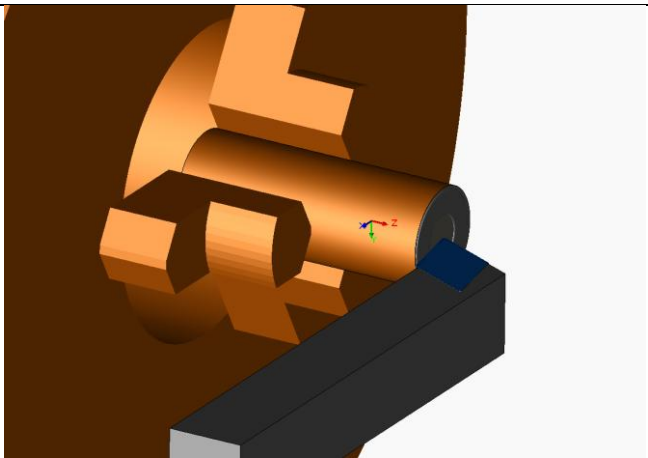
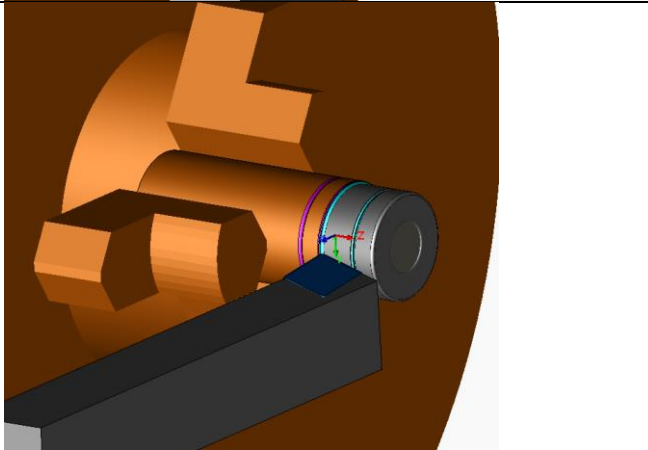
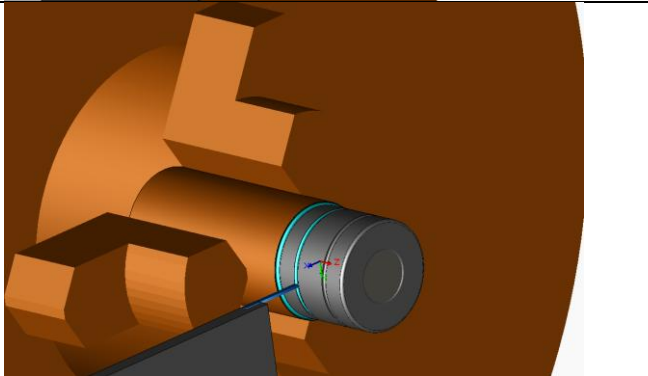
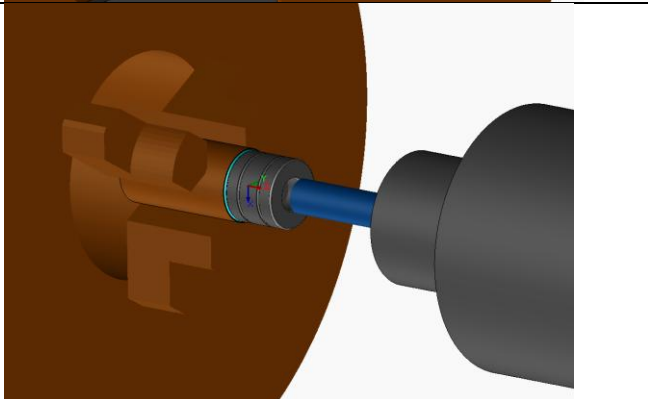
Рис3.4. Нумераці поверхонь деталі

Таблиця 3.1. - Типові технологічні послідовності оброблення поверхонь деталі

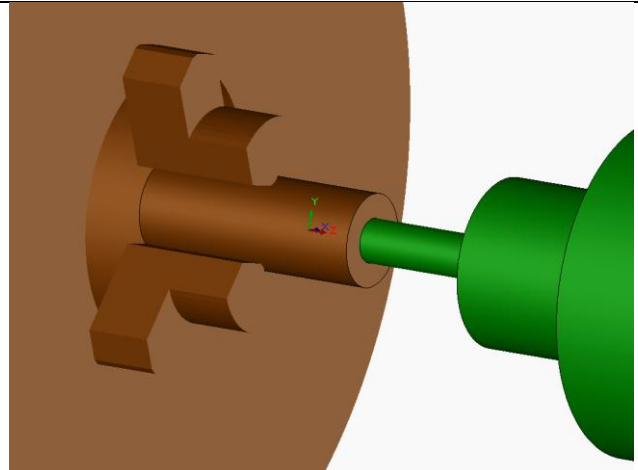
Назва поверхні	Характеристики якості поверхонь за креслеником			Типова технологічна послідовність оброблення поверхні	Характеристики якості поверхонь після оброблення		
	Точність	розмір	Параметр шорст		Точність	розмір в П	Параметр шорст
1	6	3,2		Точіння чорнове	12		3,2
				Точіння чистове	6		3,2
2	6	1,6		Точіння чорнове	12		12,5
				Точіння чистове	6		1,6
3,6	6	6,3		Точіння чорнове	12		12,5
				Точіння чистове	6		1,6
4	6	6,3		Свердління	12		
					6		
4	6	12,5		Нарізання різьби мітчиком М10	12		12,5
					6		3,2
5	6	12,5		Відрізка деталі	12		3,2
					6		

Встановлюємо порядковість операцій токарної обробки.

Таблиця 3.2. – Порядковість операцій згідно ТЗ

Номер переходу	Опис переходу
1. Точіння чорнове Точіння чистове Поверхня 1 Різець прохідний трикутник R0.4x80* Модель TNMG160404-CQ	
2. Точіння чорнове Точіння чистове Поверхня 2 Різець прохідний гострий трикутник R0.4x80* Модель DNMG110404-EF	
3. Точіння чорнове Точіння чистове Поверхня 3,6 Різець відрізний R0.2 Модель MGMN 200-G	
4. Свердління Поверхня 4 Сверло токарне 9мм Модель HSS KM3 9mm	

5.
Нарізання різьби мітчиком M10
Поверхня 4
Мітчик M10x1.5
Модель HSS-E- 6H Optimal
(ISO DIN13, ISO529)



6.
Відрізка деталі
Поверхня 5
Різець відрізний R0.2
Модель MGENR1010-1.5 R0.2

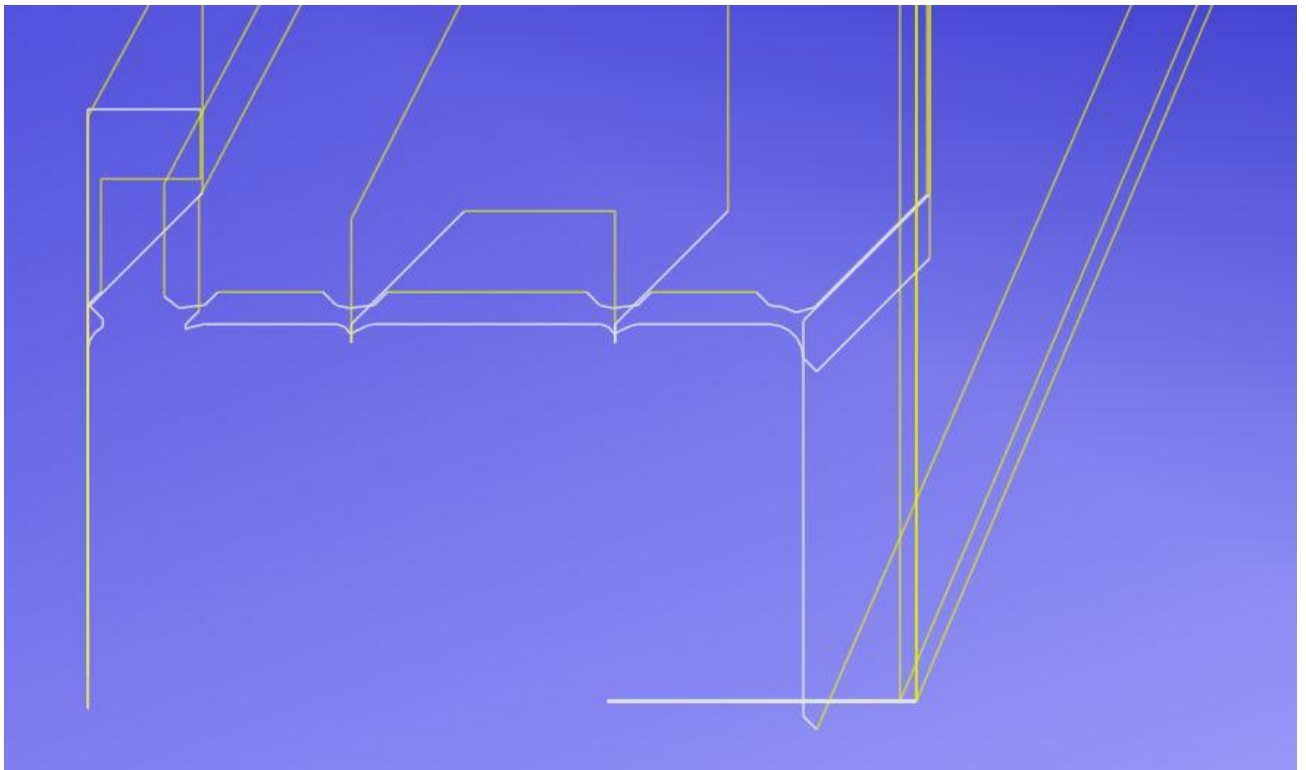
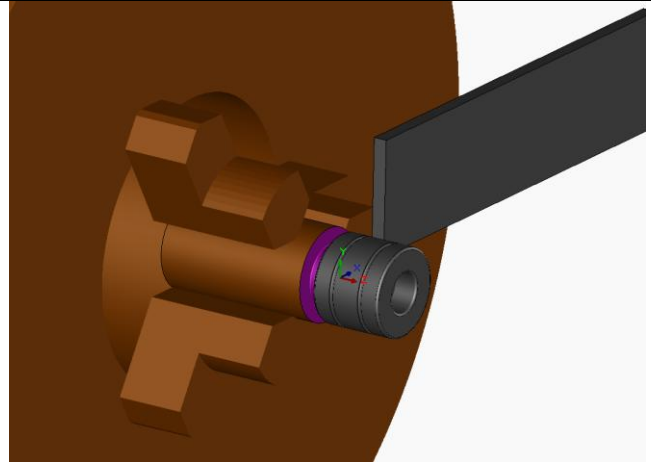


Рис3.5. Траекторії обробки деталі «Поршень»

					МА2210.ДП.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

3.4. Підбір різального інструмента

Для виконання операцій описаних в потрібно підібрати різальний інструмент.

Потрібні: набір різців, прохідних та відрізних, мітчик та сверло

Таблиця 3.3 Набір необхідних різців

Номер поверхні	Інструмент	Розмір	Час різання	Артикул
1	Різець прохідний	R0.4мм	36 с	TNMG160404-CQ
2	Різець прохідний	R0.4мм	7,2 с	DNMG110404-EF
3,6	Різець відрізний	R0.2	6 с	MGMN 200-G
4	Сверло токарне	9мм	30с	HSS KM3 9mm
4	Мітчик токарний	M10x1.5	7,8с	HSS-E- 6H
5	Різець відрізний	R0.2	27,6 с	MGEHR1010-1.5

Загальний час обробки деталі (без зміни інструменти) 1.91 хв
Загальна довжина різання 328мм.

Оснащення



Рис 3.6. Пластина, прохідна R0.4, відрізна R0.02 по сталі
<https://kasterclub.in.ua/uk/> [21]



Рис3.7. Різці (Прохідні та відрізні) <https://kasterclub.in.ua/uk/> [22]



Рис3.8. Мітчик M10 HSS H2 <https://kasterclub.in.ua/uk/> [23]

					МА2210.ДП.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53



Рис3.9. Токарний патрон <https://tool-shop.com.ua/patron-tokarnyy-3-kh-kulachkovyy-100-mm/> [24]

Технологічний контроль.

Під час цієї операції проводиться контроль відповідності виготовленої деталі вимогам та розміра, що зазначені на кресленні.

Інструмент:

- штангенциркуль ШЦ-I-300 0,1;
- різьбомір ІН-13-53
- Кутомір УН-127;
- мікрометр УТ-72305;
- індикатор годинникового типу ІЧ-10

3.5 Висновки до розділу

Було розроблено маршрут технологічного процесу, підібрано різальний інструмент та оснащення операцій.

На основі аналізу конструктивно-технологічних особливостей деталі обґрунтовано вибір заготовки зі стандартного металевого прокату типу циліндр розміром 21x18 мм.

Спроековано раціональний маршрутний технологічний процес обробки

					МА2210.ДП.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

поверхонь поршня на токарному обладнанні, що складається з 6 послідовних переходів.

Виконано повний підбір сучасного різального інструменту, який включає прохідні та відрізні різці зі змінними твердосплавними пластинами моделей TNMG160404-CQ, DNMG110404-EF, MGMN 200-G, а також швидкорізальний мітчик класу HSS-E. Розрахунковий час чистого різання на одну деталь становить 1.91 хв при загальній довжині траєкторії інструменту 328 мм, що підтверджує високу продуктивність процесу.

Обґрунтовано схему та вимірювальний інструментарій для здійснення залишкового технологічного контролю якості виготовлення поршня. Назначений комплект приладів дозволяє надійно контролювати симетричність, позиційні допуски різьби та параметри шорстк 14.206:2008, ДСТУ ISO 1101:2001, ДСТУ ISO 286 та ДСТУ 2413-94

					МА2210.ДП.00.000 ПЗ	Арк.
						55
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ

4.1. Аналіз потенційних небезпечних та шкідливих виробничих факторів при випробуванні та експлуатації екзоскелету

Процес експериментального дослідження, стендового налаштування, технічного обслуговування та подальшого практичного використання мобільного промислового екзоскелету в інтересах військової логістики пов'язаний із впливом комплексу шкідливих та небезпечних чинників. Оскільки розроблюваний апарат є складною високонапірною механотронною системою, що функціонує в безпосередньому механічному та анатомічному контакті з тілом військовослужбовця, вимоги до безпеки праці є критично високими. Відповідно до чинних державних стандартів у сфері безпеки праці, оцінка потенційних ризиків проводиться для двох базових стадій: стадії лабораторних стендових випробувань у приміщенні науково-дослідної лабораторії кафедри та стадії експлуатації комплексу безпосередньо у польових армійських умовах при переміщенні вантажів вагою 40 кг. [25]

Найбільш критичним небезпечним фізичним фактором є наявність у гідросистемі приводу високого робочого тиску, який у номінальному режимі становить 16 МПа, а при пікових навантаженнях підйому вантажу досягає 20 МПа. Раптова деструкція капілярних ліній або локальний розрив гнучких рукавів високого тиску призводить до виникнення високошвидкісного струменя мінеральної оливи, який володіє значною кінетичною енергією і здатний миттєво пробити армійську екіпіровку, шкірні покриви та м'які тканини людини. Це викликає важкі механічні баротравми, глибоке хімічне отруєння організму та некроз тканин у зоні ураження. Додаткову небезпеку становить мембранний гідроаккумулятор, заправлений стисненим азотом під тиском 10,8 МПа, що класифікує його як судину під тиском і створює ризик осколкового поширення металу при вибуховому руйнуванні корпусу внаслідок бойових пошкоджень чи втомних тріщин. [25]

					МА2210.ДП.00.000 ПЗ	Арк.
						56
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Механічні небезпечні чинники зумовлені безпосередньо кінематикою рухомих елементів шарнірного каркаса, який жорстко кріпиться до стегон, гомілок та торса оператора. Робота колінних та кульшових суглобів, що приводяться в дію гідроциліндрами, супроводжується виникненням значних крутних моментів та зусиль зсуву. Наявність зон можливого защемлення між рухомими металевими важелями створює постійну небезпеку переломів або розчавлювання кінцівок оператора або персоналу випробувального стенду при випадковому потраплянні пальців у рухомі вузли. Також існує небезпека травмування через раптове падіння зовнішнього вантажу вагою сорок кілограмів або втрату стійкості всієї конструкції при раптовому знеструмленні системи приводу, відмові сенсорів або збої алгоритму автоматичного мікроконтролерного керування. [26]

Термічні чинники виявляються у вигляді значного нагрівання поверхонь елементів приводу під час роботи. Відповідно до теплових розрахунків, виконаних у конструкторській частині проєкту, тривала циклограма роботи приводу призводить до підвищення температури робочої рідини та металевих корпусів насоса й двигуна до шістдесяти двох градусів за Цельсієм. Контакт незахищеної шкіри людини з такими поверхнями протягом кількох секунд викликає локальні термічні опіки першого або другого ступеня, що вимагає застосування захисного екранування конструкції.

Шкідливі фізичні фактори включають також акустичний шум високочастотного спектра. Джерелом шуму є шестеренний мікронасос, який працює на частоті три тисячі шістсот обертів за хвилину. Постійний вплив звукового тиску на органів слуху оператора чи лабораторного персоналу викликає швидку втому, розсіяння уваги, головний біль, а при довготривалій експлуатації призводить до стійкого зниження слуху та розвитку професійних захворювань нервової системи. [26]

Хімічні шкідливі фактори тісно пов'язані з використанням мінеральної гідравлічної оливи. Нафтова основа рідини та комплекс

					МА2210.ДП.00.000 ПЗ	Арк.
						57
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

функціональних присадок мають токсичні та подразнюючі властивості. Тривалий контакт оливи зі шкірою оператора під час технічного обслуговування викликає хронічні дерматити та екземи. Найбільшу небезпеку становить дрібнодисперсний оливний туман, який утворюється при витіканні рідини під високим тиском через мікродефекти: вдихання таких парів викликає гостре отруєння, ураження слизових оболонок дихальних шляхів та легень. Психофізіологічні фактори виявляються у вигляді статичних та динамічних перевантажень військовослужбовця в разі некоректного налаштування системи автоматичного пропорційного керування. [26]

4.2. Санітарно-гігієнічні вимоги та інженерний розрахунок засобів шумозахисту насосної станції

Для забезпечення нормативних умов праці під час проведення випробувань та експлуатації екзоскелету необхідно підтримувати параметри робочої зони в межах допустимих санітарних норм. Основним джерелом тривалого шкідливого впливу в лабораторії є акустичний шум насосного агрегату. Згідно з довідковими даними для шестеренних насосів мікрогідравліки, еквівалентний рівень звукової потужності джерела становить вісімдесят п'ять децибел на опорній частоті пульсацій потоку оливи. Виконаємо перевірочний інженерний розрахунок очікуваного рівня звукового тиску на робочому місці оператора, що знаходиться на відстані двох метрів від відкритої насосної установки стенду.

Розрахунок очікуваного рівня звукового тиску виконується за класичною залежністю поширення звукових хвиль у вільному напівпросторі над відбиваючою поверхнею підлоги приміщення:

$$L = L_w - 10 \cdot \lg(2 \cdot \pi \cdot r^2)$$

					МА2210.ДП.00.000 ПЗ	Арк.
						58
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де L_w – вихідна звукова потужність джерела шуму, що дорівнює 85 дБ;

r – відстань від геометричного центра мікронасоса до органів слуху людини, що становить 1,5 м.

$$L = 85 - 10 \cdot \lg(2 \cdot 3,14 \cdot 1,5^2) = 85 - 10 \cdot \lg(25,13) = 85 - 14 = 71 \text{ дБ}$$

Отримане значення очікуваного рівня звукового тиску становить сімдесят один децибел. Відповідно до державних санітарних норм для приміщень випробувальних лабораторій, гранично допустимий рівень шуму не повинен перевищувати шістдесяти децибел. Порівняльний аналіз показує, що очікуваний шум перевищує нормативне значення на одинадцять децибел, що створює недопустимі умови праці та вимагає впровадження ефективних інженерних засобів колективного захисту. [27]

Для зниження рівня шуму до нормативних величин спроектуємо захисний звукоізолюючий кожух, який повністю закриватиме насосну станцію. Кожух виготовляється у вигляді знімного боксу з листового алюмінієвого сплаву товщиною два міліметри, а його внутрішні стінки покриваються звукопоглинальним шаром пористого пінополіуретану товщиною двадцять міліметрів. Визначимо необхідну звукоізолюючу здатність стінок кожуха для забезпечення безпеки.

Необхідне зниження рівня звукового тиску обчислюється як різниця між фактичним та нормативним рівнями з додаванням коефіцієнта конструктивного запасу, який приймається рівним трьом децибелам:

$$\Delta L_{\text{необ}} = L - L_{\text{норм}} + 3 = 71 - 60 + 3 = 14 \text{ дБ [27]}$$

Теоретична звукоізолююча здатність алюмінієвого кожуха з пористим внутрішнім покриттям визначається за формулою поверхневої щільності для ламінарних стінок:

$$R = 20 \cdot \lg(m_c \cdot f) - 47,5$$

					МА2210.ДП.00.000 ПЗ	Арк.
						59
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де m_c – поверхнева щільність стінки, яка для двоміліметрового алюмінієвого листа дорівнює $5,4 \text{ кг/м}^2$;

f – середня геометрична частота шуму, яка для шестеренного насоса з дванадцятьма зубами при частоті 60 об/с дорівнює 720 Гц.

$$R = 20 \cdot \lg(5,4 \cdot 720) - 47,5 = 20 \cdot \lg(3888) - 47,5 = 20 \cdot 3,6 - 47,5 = 24,3 \text{ дБ [28]}$$

Аналіз результату показує, що фактична звукоізолююча здатність кожуха становить двадцять чотири цілих і три десяті децибела, що значно перевищує необхідне зниження шуму в чотирнадцять децибел. Таким чином, запропонована інженерна конструкція повністю забезпечує виконання санітарних вимог, знижуючи рівень шуму на робочому місці до безпечної величини в сорок шість цілих і сім десятих децибела. [28]

4.3. Інженерно-технічні заходи щодо забезпечення безпеки при експлуатації комплексу та захисту оператора

Для повної нівеляції виявлених небезпечних факторів та забезпечення безаварійної роботи розроблено систему організаційних та інженерно-технічних заходів. Організаційні заходи передбачають суворий допуск до роботи з екзоскелетом лише осіб, які пройшли спеціалізоване навчання, курс первинного інструктажу на робочому місці та мають кваліфікаційну групу з електробезпеки не нижче другої. Всі операції з монтажу, демонтажу та заправки системи повинні фіксуватися у відповідних журналах обліку.

Технічні заходи захисту від високого тиску рідини базуються на автоматичному обмеженні експлуатаційних параметрів та локалізації можливих витоків. На виході з напірної лінії шестеренного насоса встановлюється запобіжний клапан прямого витіснення, налаштований на тиск спрацьовування 18,4 МПа. При виникненні будь-якого заклинювання або

					МА2210.ДП.00.000 ПЗ	Арк.
						60
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

перевантаження суглобів клапан миттєво відкриває лінію скидання, направляючи потік оливи безпосередньо в гідробак і запобігаючи руйнуванню магістралей. Усі гнучкі рукави високого тиску вибираються з чотирикратним запасом міцності на розрив і обов'язково оснащуються зовнішніми текстильними захисними панчохами. У разі утворення мікротріщини захисна панчоха утримує високошвидкісний струмінь оливи, перетворюючи його на безпечний крапельний витік і захищаючи персонал від травмування. Для виключення раптового падіння вантажу при пошкодженні капілярів або знеструмленні двигуна, безпосередньо на входних портах циліндрів встановлюються двосторонні керовані гідрозамки, які герметично замикають робочу рідину в порожнинах, надійно фіксуючи поточне просторове положення каркаса екзоскелету.

Електробезпека автономної системи живлення реалізується за рахунок використання повністю герметичного вологозахищеного корпусу акумуляторного блока із ступенем захисту не нижче IP65, що виключає потрапляння вологи, бруду або оливи на струмопровідні шини. Електрична схема обладнується вбудованою інтелектуальною платою системи керування батареєю (BMS) та плавкими запобіжниками. Плата BMS здійснює безперервний покроковий моніторинг напруги і температури кожної комірки, автоматично відключаючи батарею від навантаження при фіксації струмів короткого замикання, критичного нагріву або глибокого розряду. Силові кабелі мають подвійну ізоляцію з високоміцного кремнійорганічного каучуку, стійкого до стирання об металеві елементи конструкції під час рухів бійця.

Для захисту оператора від механічних защемлень рухомими важелями, всі шарнірні з'єднання колінних та стегнових вузлів закриваються щільними еластичними гофрованими чохлами, які унеможливають потрапляння елементів одягу чи пальців у небезпечні зони зсуву. Обмеження кутів повороту суглобів, окрім програмних алгоритмів, дублюється надійними механічними упорами-обмежувачами, які фізично не дозволяють конструкції

					МА2210.ДП.00.000 ПЗ	Арк.
						61
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

вийти за межі природного діапазону рухів людського тіла, повністю виключаючи ризик травмування або вивихів суглобів військовослужбовця. Тепловий захист від нагрітих елементів приводу реалізується нанесенням на корпуси циліндрів та розподільного блоку спеціального теплоізоляційного полімерного покриття, яке знижує температуру доступних для дотику зон до безпечного рівня, що не перевищує сорока п'яти градусів за Цельсієм. Засоби індивідуального захисту включають використання маслостійких рукавиць, захисних окулярів та міцного взуття з металевими вставками для захисту від випадкового падіння вантажів під час навантажувальних операцій.

4.4. Заходи з пожежної безпеки та цивільного захисту на випробувальній дільниці

Випробувальна дільниця, призначена для збирання, заправки робочою рідиною та стендового тестування екзоскелетів, відповідно до вимог протипожежних норм, належить до категорії В за вибухопожежною небезпекою через наявність значної кількості горючої мінеральної оливи та потужних літєвих джерел живлення. Приміщення повинно розташовуватися в будівлях з вогнестійкістю конструкцій не менше двох годин і мати чітко визначені, вільні шляхи евакуації, двері яких відкриваються назовні за напрямком виходу.

Основними пожежонебезпечними факторами на дільниці є можливість виникнення коротких замикань у високовольтних колах живлення двигуна, тепловий розгін акумуляторних комірок при неправильних режимах заряду, а також спалахування парів або проливів гідравлічної оливи при контакті з випадковими джерелами відкритого вогню чи перегрітими поверхнями обладнання. Для запобігання утворенню вибухонебезпечних концентрацій оливного туману в повітрі приміщення обладнується примусовою припливно-витяжною вентиляцією із забезпеченням трикратного повного повітрообміну за годину. Усе електрообладнання стендів, освітлювальна апаратура та

					МА2210.ДП.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

інструменти вибираються у закритому пожежобезпечному виконанні. Всі металеві конструкції стендів, корпуси насосної станції та металевий каркас екзоскелету підлягають обов'язковому захисному заземленню з опором контуру заземлення не більше 4 Ом, що повністю виключає ризик накопичення небезпечних зарядів статичної електрики та виникнення іскор.

Приміщення дільниці оснащується автоматичною системою пожежної сигналізації з комбінованими димо-тепловими датчиками, інтегрованими в загальну систему сповіщення будівлі. Оскільки гасіння мінеральних олив та електроустановок під напругою за допомогою води є категорично забороненим через загрозу розбризкування пального та ураження струмом, дільниця комплектується первинними засобами пожежогасіння спеціального призначення. Для ліквідації вогнищ займання нафтопродуктів та електромереж використовують вуглекислотні та порошкових вогнегасники типу ВВ-5 або ВП-5. Для надійної локалізації пожеж, пов'язаних із тепловим розгоном літій-залізо-фосфатних акумуляторів, застосовуються спеціалізовані вогнегасники на основі водних розчинів із вермикулітовими пластівцями, які утворюють стійку вогнетривку плівку, що повністю перекриває доступ кисню до осередку горіння та інтенсивно охолоджує пошкоджені комірки, зупиняючи ланцюгову реакцію термічного руйнування батареї. [29]

4.5. Висновок до розділу

У четвертому розділі виконано комплексний аналіз безпеки експлуатації мобільного логістичного екзоскелету та ідентифіковано ключові ризики: високий тиск гідросистеми (16–20 МПа) з аварійною загрозою баротравм, небезпеку защемлень у шарнірах, перегрів компонентів та ризики літєвих акумуляторів. Для їх мінімізації спроектовано звукоізолюючий алюмінієвий кожух, який знижує шум мікронасоса з 71 дБ до безпечних 46,7 дБ, а також впроваджено багаторівневу систему захисту: запобіжні клапани, двосторонні

					МА2210.ДП.00.000 ПЗ	Арк.
						63
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

гідрозамки для фіксації каркаса при аварійному знеструмленні, герметичний бокс батареї (ступеня IP65 із платою BMS) та механічні упори-обмежувачі шарнірів. Оскільки діляницю через наявність мінеральної оливи та літію віднесено до категорії В з пожежонебезпеки, передбачено примусову трикратну вентиляцію, захисне заземлення контуру (до 4 Ом), автоматичну сигналізацію та оснащення вуглекислотними, порошковими й спеціалізованими вермикулітовими вогнегасниками для локалізації теплового розгону акумуляторів, що сукупно гарантує повну відповідність санітарним і протипожежним нормам.

					МА2210.ДП.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		64

ВИСНОВКИ

У дипломному проєкті виконано комплексне дослідження та проєктування гідравлічного приводу мобільного промислового екзоскелету для військової логістики, за результатами яких сформульовано такі основні висновки:

Концептуальне обґрунтування: На основі аналізу аналогів доведено технічну доцільність використання високонапірної мікрогідравліки, що дозволило розв'язати головне технічне протиріччя системи — мінімізувати масогабаритні параметри спорядження при жорсткому ліміті на власну вагу.

Параметри та оптимізація гідросистеми: Реалізовано перехід на високий робочий тиск 10 МПа (піковий — 12 МПа), що дало змогу зменшити діаметр гільзи циліндрів до 20 мм (стінка 3,0 мм) та знизити вагу кожного ГЦ до 0,75 кг при забезпеченні осьового зусилля до 4000 Н. Інтеграція мембранного гідроакумулятора об'ємом 0,75 л (заправка азотом 7,2 МПа) знизилла необхідну потужність BLDC-електродвигуна вдвічі (до 700 Вт, вага 420 г).

Гідродинамічна та теплова ефективність: Завдяки капілярним лініям діаметром 4 мм забезпечено ламінарний режим течії оливи МГЕ-46В із втратами тиску лише 1,12%. Розвинена металева поверхня каркаса дозволяє успішно розсіювати 161 Вт теплових втрат (усталена температура оливи до +62,36 °С), що дало змогу зменшити об'єм гідробака до мінімуму у 0,6 л без використання важких радіаторів.

Технологічна частина: Розроблено маршрутний техпроцес механічної обробки деталі «Поршень» із конструкційної Сталі 45 на токарних верстатах з ЧПК, який складається з 6 послідовних переходів із сумарним часом чистого різання 1,91 хв при довжині траєкторії інструменту 328 мм, що забезпечує мікронну точність та герметичність каналів.

Інженерний шумозахист: Запропоновано звукоізолюючий знімний кожух насосної станції з алюмінієвого листа (2 мм) та пінополіуретану (20 мм) з фактичною здатністю 24,3 дБ, який повністю виконує санітарні вимоги, знижуючи очікуваний рівень шуму мікронасоса з 71 дБ до безпечних 46,7 дБ.

					МА2210.ДП.00.000 ПЗ	Арк.
						65
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Комплексна безпека оператора: Упроваджено систему захисту, що включає запобіжний клапан (спрацювання при 18,4 МПа), текстильні захисні панчохи РВТ, двосторонні керовані гідрозамки для фіксації каркаса при знеструмленні, вологозахищений бокс батареї (IP65 із платою BMS) та теплоізоляційне покриття циліндрів (зниження температури до 45 °С).

Пожежна безпека дільниці: Для випробувальної дільниці (категорія В) передбачено примусову трикратну вентиляцію за годину, захисне заземлення контуру (опір до 4 Ом), автоматичну сигналізацію та оснащення вуглекислотними/порошковими вогнегасниками (ВВ-5, ВП-5), а також спеціалізованими розчинами з вермикулітовими пластівцями для локалізації теплового розгону акумуляторів.

Запропонований комплекс рішень повністю відповідає чинним державним санітарним і протипожежним стандартам, мінімізує виробничі ризики та гарантує створення безпечних умов праці на стадіях випробувань і експлуатації екзоскелету

					МА2210.ДП.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		66

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1]. Триколісні навантажувачі та ручні візки: <https://anguslifttrucks.co.uk/>.
- [2]. Різновиди екзоскелетів: <https://robotics.ua/ekzoskelet.-proshloe-nastoiashchee-y-budushchee-superkostiumov/>.
- [3]. Apogee ultra: [Екзоскелет - у Німеччині створили пристрій для перенесення важких вантажів](#).
- [4]. Мобільна розвантажувальна платформа: <http://ua.lift-platform.net/unloading-platform/mobile-unloading-platform-factory.html>.
- [5]. Hypershell: <https://drone.ua/blogs/stati/hypershell-in-retail-how-the-exoskeleton-helps-endure-8-hours-on-your-feet-and-up-to-20-km-per-shift>.
- [6]. Професійний екзоскелет верхніх кінцівок : <https://zytekno.com/uk/>.
- [7]. Lockheed Martin Onyx : <https://www.ukrmilitary.com/2018/05/lockheed-martin-onyx.html>.
- [8]. Екзоскелет для сільського господарства : <https://zytekno.com/it/PRODOTTI/esoscheletro-da-escursionismo/>.
- [9]. ReWalk Personal Exoskeleton : <https://medrehab.com.ua/ua/p2871098819-rewalk-personal-exoskeleton.html>.
- [10]. Lifesuit: <https://openarchive.nure.ua/server/api/core/bitstreams/7f5e27a0-56e3-4a6f-97d2-8266b639bc35/content>.
- [11]. Приводи HAWE Hydraulic для екзоскелетів : <https://www.hawe.com/fi-fi/haku/?q=fluid>.
- [12]. Павловський М. А. Теоретична механіка: Підручник для студ. вищих навч. закл. — К.: Техніка, 2002. — 512 с.
- [13]. Конструювання та розрахунок об'ємного гідроприводу: Навчальний посібник / О. М. Яхно, Б. М. Причепій, О. В. Коваль та ін.; за ред. О. М. Яхна. — К.: НТУУ «КПІ», 2010. — 312 с.
- [14]. Гідроприводи та гідропневмоавтоматика: Підручник / Л. Є. Романова, О. М. Яхно, О. В. Коваль, Ю. В. Складенко; За ред. д.т.н., проф. О. М. Яхна. — К.: НТУУ «КПІ», 2014. — 504 с.
- [15]. Стандартний ряд номінальних діаметрів за ДСТУ ISO 3320.

					МА2210.ДП.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		67

- [16]. ДСТУ ISO 3320:2008 Системи гідравлічні та пневматичні. Діаметри поршнів та штоків
- [17]. Писаренко Г. С., Квітка О. Л., Уманець Е. С. Опір матеріалів: Підручник / За ред. Г. С. Писаренка. — 2-ге вид. — К.: Вища школа, 2004. — 655 с.
- [18]. Кулінченко В. Р. Гідравліка, гідравлічні машини та гідропривід: Підручник. — К.: Фірма «Інкос», Центр навчальної літератури, 2006. — 616 с.
- [19]. High Torque 24V 48V 1HP 700W 750W 19.5A Brushless dc Planetary Gear Motor: <https://www.aliexpress.com/item/1005007418096777.html>.
- [20]. Мембранний гідроаккумулятор MS0.5 (0.5 л, 210 барів) HST Німеччина: <https://hydrostandart.in.ua/goods/membranniy-gidroakumulyator-ms0-5-0-5-l-210-bariv-hst-nimechchina/>
- [21]. Пластина, прохідна R0.4, відрізна R0.02 по сталі: <https://kasterclub.in.ua/uk/>
- [22]. Різці (Прохідні та відрізні): <https://kasterclub.in.ua/uk/>
- [23]. Мітчик M10 HSS H2: <https://kasterclub.in.ua/uk/>
- [24]. Токарний патрон: <https://tool-shop.com.ua/patron-tokarnyy-3-kh-kulachkovyy-100-mm/>
- [25]. ДСТУ ISO 4413:2014 Гідроприводи об'ємні. Загальні правила та вимоги щодо безпеки систем та їхніх компонентів (ISO 4413:2010, IDT). — Київ : Мінекономрозвитку України, 2015.
- [26]. Охорона праці та цивільний захист : підручник / К. Н. Ткачук, М. О. Халімовський, В. В. Зацарний та ін. — Київ : Основа, 2011. — 544 с.
- [27]. ДСН 3.3.6.037-99 Державні санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку. — Київ : МОЗ України, 1999.
- [28]. ДБН В.1.1-31:2013 Захист територій, будинків і споруд від шуму. — Київ : Мінрегіон України, 2014. — 97 с.
- [29]. НАПБ Б.03.002-2007 Норми визначення категорій приміщень, будинків та зовнішніх установок за вибухопожежною та пожежною небезпекою. — Київ : МНС України, 2007.

					МА2210.ДП.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		68

[30]. Rituraj, & Scheidl, R. . (2023). Multi-objective Design Optimization and Control Strategy for Digital Hydraulically Driven Knee Exoskeleton. *International Journal of Fluid Power*, 24(02), 271–298. <https://doi.org/10.13052/ijfp1439-9776.2425>.

[31]. Гідророзподільник TRE 6.3-34 Г24-УХЛ2:

<https://gidroapp.com/gidroraspreditel-tre-6.3-34-g24-ukhl2/>.

[32]. Технології виготовлення деталей складної форми. Частина 2 [Електронний ресурс] : навч. посіб. для студ. спеціальності 131 «Прикладна механіка» освітньо-професійної програми «Технології машинобудування» та освітньо-наукової програми «Технології машинобудування» / КПІ ім. Ігоря Сікорського ; уклад.: Ю. В. Петраков, С. В. Сохань, В. К. Фролов, В. М. Кореньков. – Електронні текстові данні (1 файл: 4,02 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020. –102 с.

					МА2210.ДП.00.000 ПЗ	Арк.
						69
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		