

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 – (G9) 131 Прикладна механіка

Освітньо-професійна програма «Автоматизовані та роботизовані механічні системи»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

(підпис) Олег ЛЕВЧЕНКО

“ _____ ” _____ 2026 р.

ЗАВДАННЯ
на дипломний проєкт студенту

Ковальчуку Святославу Миколайовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проєкту: Автоматизований універсальний гідравлічний пресово-штампувальний комплекс

Керівник проєкту: доцент, кандидат технічних наук, Гришко І.А.,

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

затверджена наказом по університету від “ 01.06.2026 ” № 2019

2. Термін подання студентом проєкту: 4 червня 2026 рік

3. Вихідні дані до проєкту: Розробити автоматизований гідравлічний пресово-штампувальний комплекс зі змінною технологічною оснасткою, який забезпечує зусилля 50 т при висуванні штока гідроциліндра. Хід штока — 450 мм, робочий тиск гідросистеми — 20 МПа, тривалість висування та повернення штока — 10–20 с. Гідроциліндр встановлюється вертикально, робочий хід виконується при висуванні штока.

4. Зміст пояснювальної записки: Розділ 1. Огляд та аналіз гідравлічних пресово-штампувальних комплексів; Розділ 2. Розрахунок гідроприводу; Розділ 3. Технологія машинобудування; Розділ 4. Охорона праці.

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

Схема гідравлічна принципова (А2), Схема електрична принципова (А2), Автоматизований універсальний гідравлічний пресоштампувальний комплекс (А1), Гідроциліндр (А1) та два листа специфікації (А4), Гільза (А3), Кришка передня (А2), Кришка задня (А2), Поршень (А2), Шток (А3), Демпфер передній (А3), Демпфер задній (А3), Технологічний процес виготовлення деталі "Ніжка гідробака" (А1).

6. Консультанти розділів проєкту

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1. Охорона праці	доц. Гришко І.А.		
2. Технологія машинобудування	доц. Кореньков В.М.		

7. Дата видачі завдання 20.04.2026

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів виконання дипломного проєкту	Термін виконання етапів проєкту	Примітка
1	Огляд та аналіз гідравлічних пресово-штампувальних комплексів	15.04.2026	
2	Розробка принципової гідравлічної схеми комплексу	20.04.2026	
3	Розрахунок основних параметрів гідроприводу та гідроциліндра	27.04.2026	
4	Вибір робочої рідини, насоса, електродвигуна та гідроапаратури	04.05.2026	
5	Розрахунок трубопроводів, втрат тиску та теплового режиму гідросистеми	08.05.2026	
6	Конструктивний розрахунок і проєктування гідроциліндра	14.05.2026	
7	Розробка 3D-моделі автоматизованого пресово-штампувального комплексу	20.05.2026	
8	Розробка складальних креслень, креслень деталей та специфікацій	27.05.2026	
9	Розробка та опис системи керування автоматизованим комплексом	30.05.2026	
10	Розробка технологічного процесу виготовлення деталі	03.06.2026	
11	Розробка розділу з охорони праці	06.06.2026	
12	Оформлення пояснювальної записки та графічної частини	09.06.2026	
13	Попередній захист дипломного проєкту	11.06.2026	

Студент

(підпис)

Керівник проєкту

(підпис)

Святослав Ковальчук

(Власне ім'я, ПРИЗВИЩЕ)

Ігор Гришко

(Власне ім'я, ПРИЗВИЩЕ)

ВІДОМІСТЬ ДИПЛОМНОГО ПРОЄКТУ

№ з/п	Формат	Позначення			Найменування	Кількість листів	Примітка
1	A4	ДП.МА2204.23.000 ПЗ			Записка пояснювальна	120	
2	A2	ДП.МА2204.23.400 ГЗ			Схема гідравлічна принципова	1	
3	A2	ДП.МА2204.23.500 ЕЗ			Схема електрична принципова	1	
4	A1	ДП.МА2204.23.000 ВЗ			Автоматизовани й гідравлічний пресо-штампувальний комплекс	1	
5	A1, A4, A4	ДП.МА2204.23.100			Гідроциліндр	3	
6	A3	ДП.МА2204.23.101			Гільза	1	
7	A2	ДП.МА2204.23.102			Кришка передня	1	
8	A2	ДП.МА2204.23.103			Кришка задня	1	
9	A2	ДП.МА2204.23.104			Поршень	1	
10	A3	ДП.МА2204.23.105			Шток	1	
11	A3	ДП.МА2204.23.106			Демпфер передній	1	
12	A3	ДП.МА2204.23.107			Демпфер задній	1	
13	A1	ДП.МА2204.23.301			Технологічний процес виготовлення деталі "Ніжка гідробака"	1	
					ДП.МА2204.23.000		
		ПІБ	Підп.	Дата			
Розробив	Ковальчук С.М.				Відомість дипломного проєкту	Лист	Листів
Керівник	Гришко І.А.					4	120
Консульт.						КПІ ім. Ігоря Сікорського Каф. ПГМ, гр.МА-22	
Н/контр.							
Зав.каф.							

АНОТАЦІЯ

Дипломний проєкт присвячений розробці автоматизованого універсального гідравлічного пресово-штампувального комплексу. Пояснювальна записка складається з чотирьох розділів, містить 120 сторінок друкованого тексту, 27 рисунків і 8 таблиць. Графічна частина представлена трьома аркушами формату А1, чотирма аркушами формату А2, п'ятьма аркушами формату А3 та двома аркушами формату А4.

Метою дипломного проєкту є розробка комплексу, який забезпечує створення зусилля 50 т, виконання різних технологічних операцій, автоматизоване керування робочим циклом і безпечну роботу оператора.

У першому розділі розглянуто основні види гідравлічних пресів, проаналізовано продукцію закордонних та вітчизняних виробників і обґрунтовано доцільність використання змінної технологічної оснастки.

У другому розділі розроблено принципову гідравлічну схему комплексу, виконано розрахунок параметрів гідроприводу та підібрано необхідне обладнання. Визначено втрати тиску, виконано конструктивний і тепловий розрахунки гідроциліндра, розроблено систему автоматизованого керування.

У розділі «Технологія машинобудування» розроблено технологічний процес виготовлення деталі «Ніжка гідробака», який передбачає лазерне різання, нарізання різьби, зенкування, гнуття та зварювання.

У розділі «Охорона праці» проаналізовано небезпечні та шкідливі фактори під час експлуатації комплексу, виконано розрахунок рівня шуму та розглянуто заходи пожежної безпеки.

До графічної частини входять принципові гідравлічна та електрична схеми, складальні креслення комплексу і гідроциліндра, креслення деталей, специфікації та технологічний процес виготовлення деталі «Ніжка гідробака».

Ключові слова: гідравлічний прес, пресово-штампувальний комплекс, гідропривід, гідроциліндр, змінна оснастка, система керування.

ABSTRACT

The diploma project is devoted to the development of an automated universal hydraulic press-and-stamping complex. The explanatory note consists of four sections and contains 120 pages of printed text, 27 figures, and 8 tables. The graphical part includes three A1 sheets, four A2 sheets, five A3 sheets, and two A4 sheets.

The aim of the diploma project is to develop a complex capable of generating a force of 50 tonnes, performing various technological operations, providing automated control of the operating cycle, and ensuring safe working conditions for the operator.

The first section considers the main types of hydraulic presses, analyses products manufactured by foreign and domestic companies, and substantiates the feasibility of using interchangeable tooling.

The second section presents the developed hydraulic circuit of the complex, calculations of the hydraulic drive parameters, and the selection of the required equipment. Pressure losses were determined, structural and thermal calculations of the hydraulic cylinder were performed, and an automated control system was developed.

The section entitled “Manufacturing Technology” presents the technological process for producing the “Hydraulic Tank Support” part, including laser cutting, thread cutting, countersinking, bending, and welding operations.

The section entitled “Occupational Safety” analyses the hazardous and harmful factors that may occur during operation of the complex, presents a noise level calculation, and considers fire safety measures.

The graphical part includes hydraulic and electrical circuit diagrams, assembly drawings of the complex and the hydraulic cylinder, component drawings, specifications, and the technological process for manufacturing the “Hydraulic Tank Support” part.

Keywords: hydraulic press, press-and-stamping complex, hydraulic drive, hydraulic cylinder, interchangeable tooling, control system.

Пояснювальна записка до дипломного проєкту

на тему: Автоматизований універсальний гідравлічний пресово-штампувальний комплекс

Київ – 2026 рік

ЗМІСТ

ВСТУП	12
РОЗДІЛ 1. ОГЛЯД ТА АНАЛІЗ ГІДРАВЛІЧНИХ ПРЕСОВО-ШТАМПУВАЛЬНИХ КОМПЛЕКСІВ	15
1.1. Огляд видів гідравлічних пресів і пресово-штампувального обладнання	15
1.2. Огляд продукції закордонних	17
1.3. Огляд продукції вітчизняного виробництва та можливостей виготовлення вузлів	19
1.4. Висновки до розділу	20
РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА ТА РОЗРАХУНОК ГІДРОПРИВОДУ	21
2.1. Розробка принципової гідравлічної схеми та опис її роботи	21
2.2. Вихідні дані для проєктування	24
2.3. Проєктний розрахунок основних параметрів гідроциліндра	24
2.3.1. Визначення площі поршня гідроциліндра	25
2.3.2. Визначення діаметра поршня	25
2.3.3. Визначення діаметра штока	26
2.3.4. Перевірка фактичної площі поршня та фактичного зусилля гідроциліндра	27
2.3.5. Знаходження площі поршня зі сторони штоку	28
2.3.6. Розрахуємо швидкість висування та втягування штоку гідроциліндра	29
2.4. Вибір робочої рідини	31
2.5. Розрахунок необхідної витрати тиску та робочого об'єму насоса	32
2.5.1. Обґрунтування необхідної подачі насоса за заданим часом висування штока	32
2.5.2. Розрахунок необхідного тиску насоса	33
2.5.3. Розрахунок необхідного робочого об'єму насоса	34
2.6. Підбір електродвигуна	36
2.7. Попередній вибір гідробака	38
2.8. Вибір діаметрів трубопроводів гідроприводу	39

ДП.МА2204.23.000 ПЗ				
Змін	Аркуш	№ документ	Підпис	Дата
Розробив		Ковальчук С.М.		
Перевірив		Гришко І.А.		
Н. Контр.				
Затвердив				

Автоматизований універсальний
гідравлічний пресово-штампувальний
комплекс

Лист	Аркуш	Архів
КП	8	120

КПІ ім. Ігоря Сікорського

2.8.1. Діаметр всмоктувального трубопроводу	39
2.8.2. Діаметр основного нагнітального трубопроводу	40
2.8.3. Діаметр зливного трубопроводу	41
2.8.4. Діаметри трубопроводів, що підходять від гідророзподільника 4/3 до гідроциліндра	42
2.9. Розрахунок втрат тиску в гідросистемі.....	43
2.9.1. Визначення швидкості руху рідини у трубопроводі, числа Рейнольдса та визначення коефіцієнта тертя	43
2.9.2. Втрати тиску на тертя по довжині трубопроводу який підходить до поршневої порожнини:	46
2.9.3. Втрати тиску на тертя по довжині трубопроводу який підходить до штокової порожнини при висуванні штока	47
2.9.4. Втрати тиску на місцевих опорах	49
2.9.5. Сумарні втрати тиску при висуванні штока	52
2.9.6. Швидкість рідини у трубопроводі який підходить до поршневої порожнини при втягування штоку	53
2.9.7. Втрати тиску у трубопроводі при втягуванні штоку та втрати тиску на місцевих опорах у трубопроводі при втягуванні штоку.....	53
2.9.8. Втрати у всмоктувальній лінії	54
2.9.9. Втрати у нагнітальній лінії	56
2.9.10. Втрати у зливній лінії	57
2.9.11. Втрати у зливній лінії запобіжного клапана	58
2.9.12. Загальні втрати	59
2.10. Вибір основної гідроапаратури	60
2.11. Розрахунок втрат у гідроапаратурі.....	65
2.11.1. Втрати тиску у гідророзподільнику	66
2.11.2. Втрати тиску у гідрозамку	66
2.11.3. Втрати тиску у дроселі зі зворотним клапаном.....	67
2.11.4. Втрати тиску у зливному фільтрі	67
2.11.5. Втрати тиску у запобіжному клапані.....	68
2.11.6. Сумарні втрати тиску у гідроапаратурі при висуванні штока	69
2.11.7. Сумарні втрати тиску у гідроапаратурі при втягуванні штока	69
2.11.8. Урахування втрат у трубопроводах	70
2.12. Проектування та конструктивний розрахунок силового гідроциліндра.	71

2.12.1. Розрахунок товщини стінки.....	71
2.12.2. Перевірка напружень у стінці.....	73
2.12.3. Перевірка штоку на стиск	73
2.12.4. Перевірка штоку на повздовжню стійкість.....	74
2.12.5. Попередній вибір товщини кришки.....	76
2.12.6. Попередній вибір болтів кріплення кришки	76
2.13. Тепловий розрахунок гідросистеми	78
2.13.1. Корисна потужність при висуванні штока	78
2.13.2. Гідравлічна потужність насоса при робочому ході.....	79
2.13.3. Втрати потужності при втягуванні штока.....	80
2.13.4. Середні втрати теплоти за цикл	80
2.13.5. Перевірка охолодження баком	81
2.13.6. Вибір маслоохолоджувача	83
2.14. Розробка та опис системи керування автоматизованим гідравлічним пресово-штампувальним комплексом	84
2.15. Висновки до розділу	88
РОЗДІЛ 3. ТЕХНОЛОГІЯ МАШИНОБУДУВАННЯ	90
3.1. Завдання на розробку технологічного процесу	90
3.2. Вибір заготовки	91
3.3. Розробка маршрутного технологічного процесу	92
3.4. Вибір технологічного оснащення та призначення режимів обробки.....	94
3.4.1. Вибір сопла та режиму різання для верстату TruLaser 5030 fiber	94
3.4.2. Вибір інструменту для нарізання різьби та зенкування отвору.....	95
3.4.3. Вибір інструменту для листозгинального верстату TruBend 5130.....	96
3.4.4. Вибір дроту та захисного газу для зварювання	96
3.5. Технологічний процес виготовлення деталі	97
3.5.1. Лазерне різання заготовки	97
3.5.2. Нарізання різьби та знімання фаски	98
3.5.3. Гнуття.....	99
3.5.4. Зварювання	102
3.6. Висновки до розділу	104
РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ	105
4.1. Небезпечні фактори, що впливають на робочий процес	105

4.1.1. Фізичні фактори	106
4.1.2. Психологічні фактори	107
4.1.3. Хімічні фактори	108
4.2. Розрахунок рівня шуму	109
4.3. Пожежна безпека.....	111
4.4. Висновки до розділу	113
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	114
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	116

ВСТУП

Гідравлічні преси застосовуються у машинобудуванні, ремонтному виробництві та металообробці для виконання операцій, пов'язаних зі створенням значного стискального зусилля. До таких операцій належать пресування, штампування, згинання, правка, запресування, витягування та формоутворення деталей. Оброблення металу тиском розглядається як сукупність технологічних процесів, під час яких метал пластично деформується або поділяється на частини без утворення стружки. [34]

Гідравлічний прес належить до машин статичної дії, у яких робоче зусилля створюється за допомогою рідини під тиском. Основним силовим елементом такої машини є гідроциліндр, до якого від насосної станції подається робоча рідина. Під дією тиску рідини поршень переміщується і через шток передає зусилля на робочий орган або технологічну оснастку [35].

У багатьох виробничих умовах простого гідравлічного преса вже недостатньо. Підприємствам часто потрібне обладнання, яке можна швидко переналаштувати під різні операції. Саме тому доцільним є застосування універсального гідравлічного пресово-штампувального комплексу. Такий комплекс може використовуватися не лише як прес, а й як штампувальний або згинальний пристрій залежно від встановленої оснастки.

Актуальність цієї роботи полягає в тому, що універсальне пресово-штампувальне обладнання дозволяє зменшити кількість окремих спеціалізованих верстатів, спростити переналагодження виробництва та підвищити гнучкість виконання технологічних операцій. Для підприємства це важливо, оскільки один комплекс може застосовуватися для кількох видів робіт: пресування, згинання, штампування, запресування або формування деталей.

Важливою частиною такого комплексу є гідропривід. Гідропривод використовується для приведення в дію робочих органів машин за рахунок енергії рідини, що перебуває під тиском. До його складу входять насос, гідроциліндр, гідробак, гідроапаратура, фільтри, трубопроводи та елементи

керування [36]. У розроблюваному комплексі гідропривід повинен забезпечити переміщення штока гідроциліндра, створення необхідного зусилля та повернення робочого органу у початкове положення.

Окрему увагу потрібно приділити автоматизації роботи комплексу. Автоматизоване керування дозволяє виконувати робочий цикл за командою оператора, контролювати досягнення заданого тиску, забезпечувати витримку під навантаженням, повертати шток у початкове положення та підвищувати безпеку роботи. У порівнянні з ручним керуванням це зменшує вплив людського фактора і робить роботу обладнання більш стабільною.

Темою даного дипломного проєкту є автоматизований універсальний гідравлічний пресово-штампувальний комплекс. Установка має забезпечувати створення зусилля 50 т, повернення штока у початкове положення, контроль тиску та безпечну роботу оператора.

Метою роботи є розробка автоматизованого гідравлічного пресово-штампувального комплексу, який може виконувати різні технологічні операції за рахунок змінної оснастки та забезпечує необхідне робоче зусилля за допомогою гідроприводу.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі задачі:

1. Провести огляд гідравлічних пресів і пресово-штампувального обладнання.
2. Проаналізувати закордонні та вітчизняні рішення у сфері гідравлічних пресів.
3. Розробити принципову гідравлічну схему комплексу.
4. Виконати розрахунок основних параметрів гідроприводу.
5. Підібрати основне гідравлічне обладнання.
6. Розробити конструкцію силового гідроциліндра.
7. Розробити систему керування автоматизованим комплексом.
8. Розглянути технологічний процес виготовлення однієї з деталей комплексу.

9. Проаналізувати вимоги охорони праці під час роботи з гідравлічним обладнанням.

Об'єктом проєктування є автоматизований універсальний гідравлічний пресово-штампувальний комплекс.

Предметом проєктування є гідравлічна система комплексу, силовий гідроциліндр, насосна станція, система керування та конструктивні рішення, які забезпечують виконання технологічної операції.

Практичне значення роботи полягає в тому, що запропонований комплекс може бути виготовлений з урахуванням можливостей підприємства, на якому проходила практика. Основні вузли, зокрема гідроциліндр, гідробак, рама та окремі елементи маслостанції, можуть бути виготовлені власними силами підприємства. Це зменшує залежність від купівлі готового дорогого обладнання, спрощує ремонт, модернізацію та подальше обслуговування комплексу.

Таким чином, розробка автоматизованого універсального гідравлічного пресово-штампувального комплексу є доцільною, оскільки така установка поєднує достатнє робоче зусилля, можливість використання змінної оснастки, автоматизоване керування та реальну можливість виготовлення в умовах підприємства.

РОЗДІЛ 1. ОГЛЯД ТА АНАЛІЗ ГІДРАВЛІЧНИХ ПРЕСОВО-ШТАМПУВАЛЬНИХ КОМПЛЕКСІВ

1.1. Огляд видів гідравлічних пресів і пресово-штампувального обладнання

Гідравлічні преси застосовуються для обробки матеріалів тиском, зокрема для пресування, штампування, згинання, витягування, запресування, правки та формоутворення деталей. Основною перевагою гідравлічного преса є можливість отримання значного зусилля за рахунок тиску робочої рідини, що подається до гідроциліндра. У технічних джерелах гідравлічний прес визначається як машина статичної дії, у якій робоче зусилля створюється рідиною під тиском. За призначенням гідравлічні преси можна поділити на універсальні, штампувальні, згинальні, витяжні, пресувальні, монтажні-ремонтні та спеціальні. Універсальні гідравлічні преси використовуються для різних операцій залежно від встановленої оснастки. Саме такий підхід є доцільним для проєктованого комплексу, оскільки змінна технологічна оснастка дозволяє використовувати один і той самий прес для пресування, штампування, згинання або виконання допоміжних технологічних операцій. Приклад універсального преса зі змінною оснасткою наведено на рис.1.1



Рисунок 1.1 – Приклад універсального гідравлічного преса зі змінною оснасткою [37]

За способом керування преси бувають ручні, електрогідравлічні, напіваавтоматичні та автоматизовані. Ручні гідропреси простіші й дешевші, але вони мають низьку продуктивність і залежать від дій оператора. Електрогідравлічні преси з насосною станцією, гідророзподільником, датчиками тиску та кінцевими вимикачами дозволяють автоматизувати робочий цикл, контролювати тиск, обмежувати перевантаження та підвищити безпеку роботи. Саме тому доцільно розглядати не ручний гідропрес, а автоматизований гідравлічний комплекс.

Гідравлічна система преса зазвичай складається з гідробака, насоса, електродвигуна, запобіжного клапана, гідророзподільника, фільтрів, манометра, датчиків, гідроциліндра та трубопроводів. Насос створює потік робочої рідини, гідророзподільник керує напрямком руху штока, запобіжний клапан захищає систему від перевищення тиску, а фільтри забезпечують очищення робочої рідини. У промислових гідросистемах також застосовують гідрозамки, дроселі, охолоджувачі та датчики для стабільної й безпечної роботи.

Особливістю пресово-штампувального комплексу є можливість швидкої заміни робочої оснастки. Завдяки цьому один прес може виконувати різні технологічні операції: пробивання, згинання, штампування, запресування або формування заготовки. Такий підхід зменшує потребу в окремих спеціалізованих верстатах і підвищує гнучкість виробництва. Приклад змінної технологічної оснастки наведено на рис 1.2



Рисунок 1.2 – Приклади змінної технологічної оснастки: а – елементи згинального інструменту; б – автономні пробивні блоки [38,39]

У сучасних промислових пресах значну роль відіграє автоматизація. Вона може включати датчики положення штока, реле або датчики тиску, електромагнітні розподільники, контролер, аварійне вимкнення та індикацію стану. Компанії, які виготовляють сучасні пресові системи, часто пропонують не лише сам прес, а й автоматизацію, системи подачі заготовок, змінні штампи та контроль якості. Наприклад, Macrodyne зазначає, що проєктує гідравлічні та сервопреси з автоматизацією, пресовими лініями та die-handling-рішеннями для підвищення продуктивності виробництва [17].

1.2. Огляд продукції закордонних

На світовому ринку гідравлічних пресів представлено багато компаній, які виготовляють стандартні та спеціальні пресові системи. До відомих закордонних виробників належать Beckwood, Macrodyne, Schuler, Langzauner, HIDROGARNE, Profi Press та інші. Їхня продукція охоплює універсальні гідравлічні преси, штампувальні преси, пресові лінії, системи автоматизації, обладнання для глибокого витягування та пресування різних матеріалів. Одним із прикладів є компанія Beckwood Press. Виробник спеціалізується на індивідуальних рішеннях для формоутворення металу, гідравлічних пресах, сервопресах та автоматизованому обладнанні. Компанія Beckwood не обмежується виготовленням типових пресів, а розробляє обладнання відповідно до конкретних завдань замовника. Приклад автоматизованого гідравлічного преса Beckwood наведено на рисунку 1.3. Такий підхід відповідає ідеї універсального пресово-штампувального комплексу зі змінною оснасткою.



Рисунок 1.3 – Приклад автоматизованого гідравлічного преса Beckwood [40]

Компанія Macrodyne виготовляє гідравлічні преси, сервопреси, автоматизовані пресові лінії та системи обслуговування штампів приклад на рисунку 1.4. У технічному описі виробника підкреслюється, що такі системи орієнтовані на точність, автоматизацію та роботу у складних виробничих умовах.



Рисунок 1.4 – Приклад автоматизованого гідравлічного пресового комплексу Macrodyne [17]

Компанія Langzauner виготовляє гідравлічні преси для глибокого витягування та штампування. Виробник зазначає, що такі преси застосовуються для формування листових металевих деталей і можуть комплектуватися автоматизованими рішеннями [18]. Це є прикладом вузькоспеціалізованого промислового підходу, де прес адаптується до певного типу технологічної операції. Порівняно із закордонними рішеннями, автоматизований універсальний гідравлічний пресово-штампувальний комплекс не передбачає створення великої автоматичної пресової лінії рівня Schuler або Macrodyne. Проте він використовує ті самі основні принципи: силовий гідропривід, автоматизоване керування, контроль тиску, змінну оснастку та можливість виконання різних операцій. Головна відмінність полягає в тому, що проєктований комплекс орієнтований на підприємство, яке може самостійно виготовляти основні вузли, а не купувати повністю готову дорогу імпорتنу систему.

1.3. Огляд продукції вітчизняного виробництва та можливостей виготовлення вузлів

В Україні також працюють підприємства, які займаються виготовленням гідравлічних пресів, гідростанцій, гідроциліндрів, гідробаків і комплектуванням гідросистем. Компанія «ГІДРО-ГІД» пропонує проєктування та виробництво гідравлічних пресів. Компанія «Гідравлік Лайн» постачає гідравлічні преси та інше гідравлічне обладнання. Приклади обладнання наведено на рисунку 1.5. Це підтверджує можливість виготовлення або комплектування пресового обладнання відповідно до заданих технічних вимог.



а)



б)

Рис. 1.5. Приклад гідравлічних пресів (а) – прес від компанії hydraulicline; (б) – прес від компанії hydro-gid.

1.4. Висновки до розділу

За результатами аналізу встановлено, що для виконання операцій пресування, штампування, згинання, запресування та формоутворення доцільно застосовувати електрогідравлічний пресово-штампувальний комплекс зі змінною технологічною оснасткою. Порівняно з ручними гідропресами таке рішення забезпечує автоматизацію робочого циклу, контроль тиску, захист від перевантаження та можливість швидкого переналагодження обладнання. Аналіз закордонних і вітчизняних рішень показав, що на ринку представлено як спеціалізовані пресові лінії, так і універсальні гідравлічні преси. Для умов підприємства найбільш доцільним є розроблення власного універсального комплексу, основні вузли якого можуть бути виготовлені або укомплектовані з урахуванням наявних виробничих можливостей. Отже, для подальшого проєктування прийнято концепцію автоматизованого універсального гідравлічного пресово-штампувального комплексу зі змінною оснасткою та номінальним зусиллям 50 т.

Змін	Аркуш	№ документ	Підпис	Дата

ДП.МА2204.23.000 ПЗ

Арк.

20

РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА ТА РОЗРАХУНОК ГІДРОПРИВОДУ

2.1. Розробка принципової гідравлічної схеми та опис її роботи

Для гідроприводу розроблено принципову гідравлічну схему, яка забезпечує роботу силового гідроциліндра двосторонньої дії. Гідроциліндр призначений для створення зусилля під час висування штока. Повернення штока здійснюється за рахунок подачі робочої рідини у штокову порожнину. Схема передбачає можливість керування напрямком руху штока, обмеження максимального тиску, очищення робочої рідини, контроль тиску та фіксацію положення гідроциліндра.

Початкові параметри, прийняті для розробки гідравлічної схеми:

- необхідне зусилля гідроциліндра — 50 т;
- хід штока гідроциліндра — 450 мм;
- розташування гідроциліндра — вертикальне.

Для побудови гідравлічної схеми використано такі основні елементи: гідробак Б, заливну горловину із сапуном ЗГ, показчик рівня оливи Р, зливний кран К, всмоктувальний фільтр Ф1, гідравлічний насос Н, електродвигун ЕД, зворотний клапан КЗ, манометр М, запобіжний клапан КП, гідророзподільник 4/3 Роз., двосторонній гідрозамок ГЗ, дросель зі зворотним клапаном Др, гідроциліндр Ц, реле тиску Х1, датчик положення штока ХN1 та зливний фільтр Ф2.

Робоча рідина з гідробака Б через всмоктувальний фільтр Ф1 надходить до гідравлічного насоса Н. Насос приводиться в дію електродвигуном ЕД. Після насоса робоча рідина надходить у напірну магістраль, де встановлено зворотний клапан КЗ, який запобігає зворотному перетіканню рідини. Для контролю тиску у напірній лінії встановлено манометр М та реле тиску Х1. Захист системи від перевищення допустимого тиску забезпечує запобіжний клапан КП, налаштований на тиск 22 МПа.

Керування напрямком руху гідроциліндра виконується гідророзподільником Роз. типу 4/3. У схемі прийнято гідророзподільник із золотником типу J, у якого в нейтральному положенні лінія Р з'єднана зі зливною лінією Т, а лінії А і В перекриті. Завдяки цьому в нейтральному положенні насос розвантажується в бак, а порожнини гідроциліндра залишаються перекритими.

Під час висування штока гідророзподільник перемикається у робоче положення, при якому потік від насоса спрямовується до поршневої порожнини гідроциліндра Ц. Робоча рідина надходить через гідрозамок ГЗ, після чого тиск у поршневій порожнині створює зусилля на поршні та переміщує шток. Рідина зі штокової порожнини при цьому витісняється через відповідну лінію та повертається у бак через зливну магістраль і зливний фільтр Ф2.

Під час втягування штока гідророзподільник перемикається в протилежне робоче положення. У цьому режимі робоча рідина подається у штокову порожнину гідроциліндра, а рідина з поршневої порожнини витісняється у зливну лінію. Для регулювання швидкості руху штока у схемі передбачено дросель зі зворотним клапаном Др. Він дає можливість обмежити витрату рідини та забезпечити необхідний час повернення штока.

Двосторонній гідрозамок ГЗ встановлюється максимально близько до гідроциліндра. Його призначення — фіксація штока у заданому положенні та запобігання самовільному переміщенню гідроциліндра при відсутності керуючого тиску або при можливому падінні тиску в магістралі. Це особливо важливо, оскільки гідроциліндр працює у вертикальному положенні.

Очищення робочої рідини у системі виконується двома фільтрами. Всмоктувальний фільтр Ф1 захищає насос від потрапляння великих механічних домішок, а зливний фільтр Ф2 очищує рідину перед її поверненням у бак. Заливна горловина із сапуном ЗГ забезпечує заливання оливи та фільтрацію повітря, яке надходить у бак під час зміни рівня робочої рідини. Показчик рівня Р використовується для контролю кількості оливи в баку, а зливний кран К — для обслуговування та заміни робочої рідини.

Таким чином, розроблена гідравлічна схема на рисунку 2.1 забезпечує подачу робочої рідини до гідроциліндра, керування напрямком руху штока, регулювання швидкості повернення, захист системи від перевантаження, фіксацію гідроциліндра у вертикальному положенні та очищення робочої рідини під час роботи приводу.

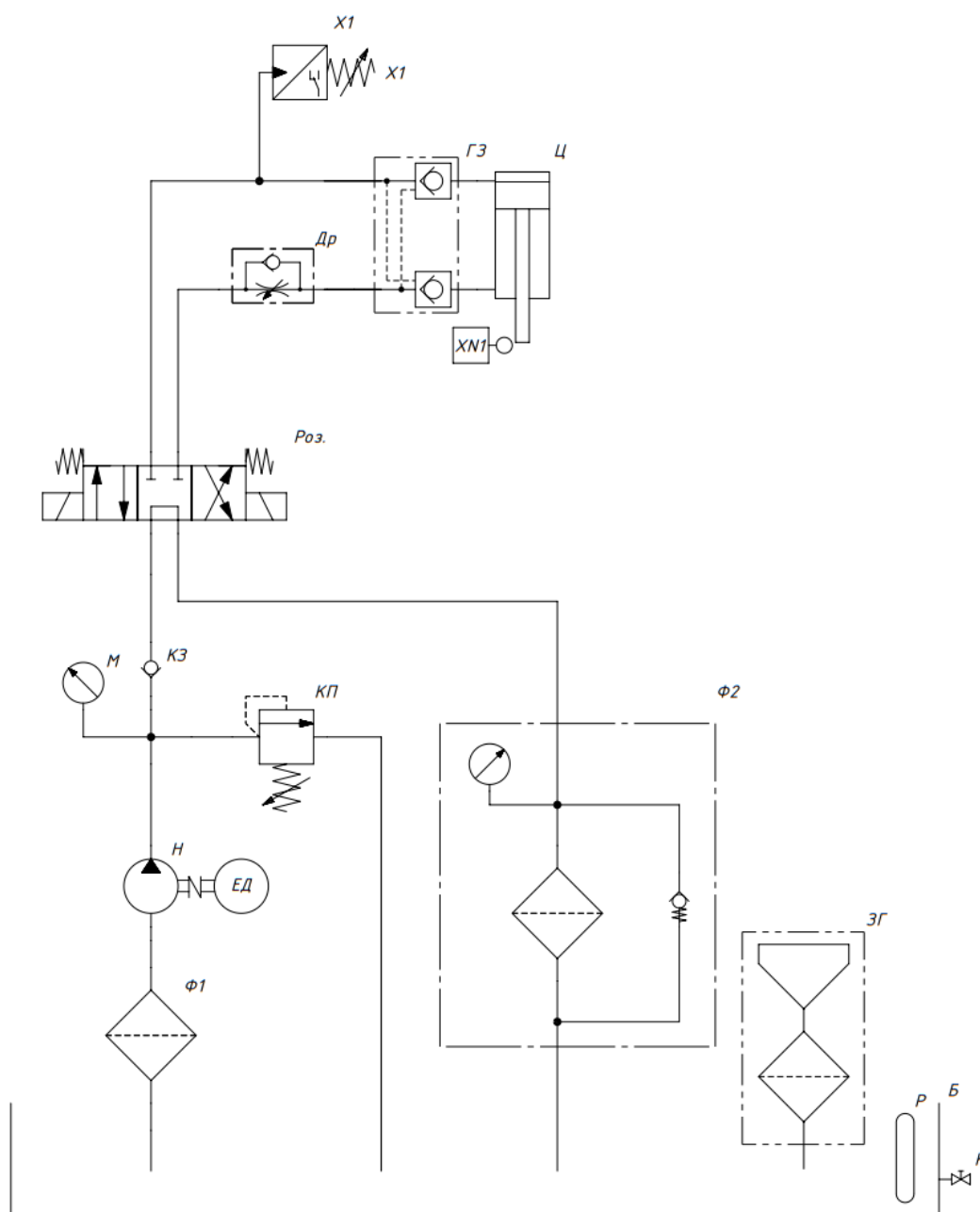


Рисунок 2.1 – Принципова гідравлічна схема комплексу

2.2. Вихідні дані для проектування

Оскільки для розрахунку гідроприводу потрібно задатися початковими даними: задавати навантаження на шток, хід штока, час висування та засування, робочий тиск, довжини трубопроводів та місцеві опори.

Таблиця 2.1

Вхідні дані для розрахунку гідроциліндра

Параметр	Позначення	Значення
Зусилля гідроциліндра	G	50 т
Хід штока	l	450 мм
Робочий тиск	P	20 МПа
Час висування	t_1	10–20 с
Час повернення	t_2	10–20 с
Робочий хід	—	при висуванні штока
Розташування циліндра	—	вертикальне

Переведемо зусилля у ньютони:

$$G = 50 \cdot 1000 \cdot 9,81 = 490500 \text{ Н} = 490,5 \text{ кН} [13]$$

2.3. Проектний розрахунок основних параметрів гідроциліндра

Розрахунки виконані згідно методички [1]

Для визначення основних геометричних параметрів силового гідроциліндра використаємо розрахункову схему, наведену на рисунку 2.2. На схемі показано конструктивну будову гідроциліндра, основні розрахункові параметри та навантаження, що діє на шток.

Розрахункова схема гідроциліндра

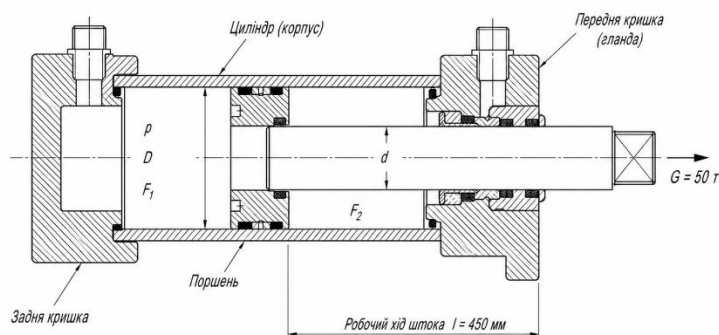


Рисунок 2.2 – Розрахункова схема гідроциліндра

2.3.1. Визначення площі поршня гідроциліндра

У методичці площу поршня гідроциліндра визначають через навантаження на шток і тиск у гідросистемі.

$$f_{\text{п}} = \frac{G}{P}$$

де $f_{\text{п}}$ — площа поршня гідроциліндра, м^2 ;

G — навантаження на шток гідроциліндра, Н;

P — робочий тиск у гідросистемі, Па.

Підставляємо числові значення:

$$f_{\text{п}} = \frac{490500}{20 \cdot 10^6} = 0,024525 \text{ м}^2 = 0,0245 \text{ м}^2.$$

2.3.2. Визначення діаметра поршня

Площа поршня визначається за формулою:

$$f_{\Pi} = \frac{\pi D^2}{4}.$$

Звідси діаметр поршня:

$$D = \sqrt{\frac{4f_{\Pi}}{\pi}},$$

де D — діаметр поршня гідроциліндра, м;

f_{Π} — площа поршня гідроциліндра, м².

Підставляємо значення:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,024525}{3,14}} = 0,1768 \text{ м} = 176,8 \text{ мм}.$$

За стандартним рядом діаметрів гідроциліндрів приймаємо найближче більше значення: $D=200$ мм

2.3.3. Визначення діаметра штока

За методичкою діаметр штока вибирають залежно від співвідношення діаметра штока до діаметра поршня. Для тиску понад 5–10 МПа можна приймати:

$$d = 0,7D.$$

де d — діаметр штока, м;

D — діаметр поршня, м.

Підставляємо значення:

$$d = 0,7 \cdot 200 = d = 140 \text{ мм} .$$

Приймаємо: $d = 140 \text{ мм} .$

2.3.4. Перевірка фактичної площі поршня та фактичного зусилля гідроциліндра

Після прийняття стандартного діаметра $D = 200 \text{ мм}$ потрібно визначити фактичну площу поршня:

$$f_{\text{п}} = \frac{\pi D^2}{4} .$$

Підставляємо:

$$f_{\text{п}} = \frac{3,14 \cdot 0,2^2}{4} = 0,0314 \text{ м}^2 ;$$

Далі перевіряємо фактичне зусилля гідро преса.

Фактичне зусилля гідроциліндра визначаємо як добуток тиску робочої рідини на робочу площу поршня [14]:

$$G_{\text{ф}} = P \cdot f_{\text{п}} ,$$

де $G_{\text{ф}}$ — фактичне зусилля гідроциліндра, Н;

P — робочий тиск, Па;

$f_{\text{п}}$ — фактична площа поршня, м^2 .

Підставляємо:

$$G_{\phi} = 20 \cdot 10^6 \cdot 0,0314 = 628000 \text{ Н} = 628 \text{ кН} ;$$

Переведемо у тони:

$$G_{\phi} = \frac{628000}{9,81 \cdot 1000} = 64 \text{ т} .$$

Навіть якщо взяти до уваги втрати у гідроциліндрі, наприклад при ККД $\eta = 0,9$:

$$G_{\phi} = 64 \cdot 0,9 = 57,6 \text{ т} .$$

Отже, прийнятий гідроциліндр $D = 200 \text{ мм}$, $d = 140 \text{ мм}$ забезпечує потрібне зусилля 50 т із запасом.

2.3.5. Знаходження площі поршня зі сторони штоку

Згідно із методичкою площа зі сторони штока визначається так:

$$f_{\text{ш}} = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} ,$$

де $f_{\text{ш}}$ — площа поршня зі сторони штока, м^2 ;

D — діаметр поршня, м ;

d — діаметр штока, м .

Підставляємо:

$$f_{\text{ш}} = \frac{3,14 \cdot (0,2^2 - 0,14^2)}{4} = 0,0160 \text{ м}^2 .$$

2.3.6. Розрахуємо швидкість висування та втягування штоку гідроциліндра

Приймаємо подачу насоса:

$$Q = 50 \text{ л/хв} .$$

Переведемо у м³/с:

$$Q = \frac{50 \cdot 10^{-3}}{60} = 0,000833 \text{ м}^3/\text{с} .$$

Висування:

Швидкість висування знаходимо за формулою:

$$v_{\text{вис}} = \frac{Q}{f_{\text{п}}} ,$$

де $v_{\text{вис}}$ — швидкість висування штока, м/с;

Q — подача насоса, м³/с;

$f_{\text{п}}$ — площа поршня, м².

Підставляємо:

$$v_{\text{вис}} = \frac{0,000833}{0,0314} = 0,0265 \text{ м/с} = 26,5 \text{ мм/с} .$$

Час висування:

$$t_{\text{вис}} = \frac{l}{v_{\text{вис}}} ,$$

де $t_{\text{вис}}$ — час висування штока, с;

l — хід штока, м;

$v_{\text{вис}}$ — швидкість висування штока, м/с.

Підставляємо:

$$t_{\text{вис}} = \frac{0,45}{0,0265} = 17,0 \text{ с.}$$

Отже, при насосі 50 л/хв шток висувається приблизно за 17 с, тобто ми проходимо у вказаний діапазон із тех.завдання 10–20 с.

Втягування:

При поверненні рідина подається у штокову порожнину, тому використовується площа $f_{\text{ш}}$:

$$v_{\text{пов}} = \frac{Q}{f_{\text{ш}}},$$

Підставляємо:

$$v_{\text{пов}} = \frac{0,000833}{0,0160} = 0,052 \text{ м/с.}$$

Час повернення:

$$t_{\text{пов}} = \frac{l}{v_{\text{пов}}},$$

Підставляємо:

$$t_{\text{пов}} = \frac{0,45}{0,052} = 8,65 \text{ с}$$

Згідно розрахунку час втягування вийшов 8,65 с. ми отримали набагато кращий результат ніж запропонований тех. завданням.

Таблиця 2.2

Результати чорнового розрахунку гідроциліндра

Параметр	Значення
Діаметр поршня	200 мм
Діаметр штока	140 мм
Хід штока	450 мм
Площа поршневої порожнини	0,0314 м²
Площа штокової порожнини	0,0160 м²
Фактичне зусилля без урахування втрат	64,0 т
Фактичне зусилля при $\eta = 0,9$	57,6 т
Подача насоса	50 л/хв
Час висування	17,0 с
Час втягування	8.65 с

2.4. Вибір робочої рідини

У методичці зазначено, що для гідроприводів найбільш поширеними є гідравлічні оливи класів в'язкості 32, 46, 68, а для систем із тиском до 25–35 МПа можуть застосовуватися оливи груп HL/HM залежно від умов роботи.

Оскільки установка працює у цеху при температурі навколишнього середовища 20–30 °С, приймаємо мінеральну гідравлічну оливу: HLP 46 або HM46

Таблиця 2.3

Основні параметри робочої рідини

Параметр	Позначення	Значення
Марка робочої рідини	—	HLP 46 / HM 46
Кінематична в'язкість при 40 °С	ν	$46 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$
Густина оливи	ρ	(870 , кг/м³)
Температура навколишнього середовища	t_0	25 °С

2.5. Розрахунок необхідної витрати тиску та робочого об'єму насоса

2.5.1. Обґрунтування необхідної подачі насоса за заданим часом висування штока

Після визначення основних розмірів гідроциліндра необхідно обґрунтувати подачу насоса. Подача насоса повинна забезпечувати переміщення штока на заданий хід ($l = 450$) мм за час, передбачений технічним завданням. Необхідну витрату насоса визначаємо за формулою:

Витрата насоса визначається за формулою:

$$Q = f_{\text{п}} \cdot v_{\text{вис}} ,$$

де Q — витрата насоса, м³/с;

$f_{\text{п}}$ — площа поршневої порожнини гідроциліндра, м²;

$v_{\text{вис}}$ — швидкість висування штока, м/с.

З попереднього розрахунку:

$$f_{\text{п}} = 0,0314 \text{ м}^2 .$$

Підставляємо:

$$Q = 0,0314 \cdot 0,0265 = 0,000832 \text{ м}^3/\text{с} .$$

Переведемо у л/хв:

$$Q = 0,000832 \cdot 60 \cdot 1000 = 49,9 \text{ л/хв} .$$

Приймаємо стандартну витрату насоса із стандартного ряду витрат:

$$Q_{\text{н}} = 50 \text{ л/хв.}$$

Отже, для забезпечення висування штока приблизно за 17 с приймаємо насос із подачею 50 л/хв.

2.5.2. Розрахунок необхідного тиску насоса

Робочий тиск у системі прийнято:

$$P = 20 \text{ МПа.}$$

Насос повинен мати запас за тиском. Приймаємо коефіцієнт запасу:

$$k_p = 1,1.$$

Тоді розрахунковий тиск насоса становить:

$$P_{\text{н}} = k_p \cdot P,$$

де $P_{\text{н}}$ — розрахунковий тиск насоса, МПа;

k_p — коефіцієнт запасу за тиском;

P — робочий тиск гідросистеми, МПа.

Підставляємо:

$$P_{\text{н}} = 1,1 \cdot 20 = 22 \text{ МПа.}$$

Отже, насос потрібно приймати з номінальним тиском не менше:

$$P_{\text{н}} \geq 22 \text{ МПа.}$$

Вибираємо насос із запасом та приймаємо номінальний тиск який має створювати насос:

$$P_{\text{ном}} = 25 \text{ МПа.}$$

Отже, для гідропреса приймаємо насос із подачею $Q = 50 \text{ л/хв}$ і номінальним тиском $P_{\text{ном}} = 25 \text{ МПа}$. Запобіжний клапан налаштовуємо на тиск 22 МПа.

2.5.3. Розрахунок необхідного робочого об'єму насоса

Для попереднього підбору насоса визначаємо його робочий об'єм.

Робочий об'єм насоса визначаємо із залежності між подачею насоса, частотою обертання та об'ємним ККД [14]:

$$q_0 = \frac{Q}{n \cdot \eta_v},$$

де q_0 — робочий об'єм насоса, л/об;

Q — витрата насоса, л/хв;

n — частота обертання вала насоса, об/хв;

η_v — об'ємний ККД насоса.

Приймаємо:

$$Q = 50 \text{ л/хв};$$

$$n = 1450 \text{ об/хв};$$

$$\eta_v = 0,9.$$

Підставляємо:

$$q_0 = \frac{50}{1450 \cdot 0,9} = 0,0383 \text{ л/об} = 38,3 \text{ см}^3/\text{об}.$$

Приймаємо найближче стандартне значення:

$$q_0 = 40 \text{ см}^3/\text{об}.$$

Перевіримо фактичну витрату насоса:

Фактичну витрату насоса перевіряємо за залежністю [14]:

$$Q_{\phi} = q_0 \cdot n \cdot \eta_v,$$

де Q_{ϕ} — фактична витрата насоса, л/хв;

q_0 — робочий об'єм насоса, л/об;

n — частота обертання, об/хв;

η_v — об'ємний ККД.

Підставляємо:

$$Q_{\phi} = 0,04 \cdot 1450 \cdot 0,9 = 52,2 \text{ л/хв}.$$

Фактична витрата більша на 2.2 л/хв від попередньо закладеної. Тому прийнятий насос підходить.

Отже, приймаємо насос із робочим об'ємом приблизно 40 см³/об, витратою близько 50 л/хв і номінальним тиском 25 МПа.

2.6. Підбір електродвигуна

Гідравлічну потужність насоса визначаємо як потужність потоку робочої рідини [14]:

$$N_{\Gamma} = \frac{P \cdot Q}{60},$$

де N_{Γ} — гідравлічна потужність, кВт;

P — робочий тиск, МПа;

Q — витрата насоса, л/хв.

Підставляємо:

$$N_{\Gamma} = \frac{20 \cdot 50}{60} = 16,67 \text{ кВт}.$$

Потужність електродвигуна визначаємо з урахуванням загального ККД насосного агрегату [14]:

$$N_{\text{дв}} = \frac{N_{\Gamma}}{\eta}.$$

де $N_{\text{дв}}$ — потрібна потужність електродвигуна, кВт;

N_{Γ} — гідравлічна потужність, кВт;

η — загальний ККД приводу.

Приймаємо:

$$\eta = 0,85.$$

Підставляємо:

$$N_{\text{дв}} = \frac{16,67}{0,85} = 19,6 \text{ кВт}.$$

Приймаємо стандартну потужність електродвигуна з запасом:

$$N_{\text{дв}} = 22 \text{ кВт}.$$

Перевіримо достатність потужності електродвигуна за умови спрацювання запобіжного клапана при тиску 22 МПа:

$$N_{\text{дв}} = \frac{22 \cdot 50}{60 \cdot 0,85} = 21,6 \text{ кВт}.$$

Отже, електродвигун 22 кВт не підходить.

Тоді гідравлічна потужність:

$$N_{\text{г}} = \frac{22 \cdot 52,2}{60} = 19,14 \text{ кВт}.$$

Потрібна потужність на валу електродвигуна з урахуванням ККД:

$$N_{\text{дв}} = \frac{N_{\text{г}}}{\eta} = \frac{19,14}{0,85} = 22,52 \text{ кВт}.$$

Отже, для насоса приймаємо з каталогу WEG електродвигун потужністю 30 кВт із частотою обертання приблизно 1500 об/хв.

2.7. Попередній вибір гідробака

Попередній робочий об'єм рідини в баку приймаємо за практичною рекомендацією для гідроприводів: об'єм бака має становити приблизно дво- або трихвилинну подачу насоса [14]:

$$V_p = k \cdot Q ,$$

де V_p — потрібний об'єм робочої рідини в баку, л;

k — коефіцієнт запасу;

Q — витрата насоса, л/хв.

Приймаємо:

$$k = 3 .$$

Підставляємо:

$$V_p = 3 \cdot 50 = 150 \text{ л} .$$

Оскільки гідробак не заповнюється робочою рідиною повністю, геометричний об'єм бака приймаємо з урахуванням коефіцієнта заповнення 0,8 [14].

Тоді геометричний об'єм бака:

$$V_6 = \frac{V_p}{0,8} = \frac{150}{0,8} = 187,5 \text{ л} ,$$

Приймаємо стандартний об'єм гідробака:

					ДП.МА2204.23.000 ПЗ	Арк.
Змін	Аркуш	№ документ	Підпис	Дата		38

$$V_6 = 200 \text{ л.}$$

Висновок: для насосної установки приймаємо гідробак із об'ємом 200 л, при цьому робочий об'єм оливи становить приблизно 150–160 л.

2.8. Вибір діаметрів трубопроводів гідроприводу

У методичці діаметри трубопроводів визначаються за подачею насоса і допустимою швидкістю руху рідини. Рекомендовані швидкості: для всмоктувальних трубопроводів 0,5–1,5 м/с, для зливних приблизно 2 м/с, для нагнітальних 3–5 м/с.

Загальна формула для визначення діаметра трубопроводу:

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}},$$

де d — внутрішній діаметр трубопроводу, м;

Q — витрата рідини, м³/с;

v — допустима швидкість руху рідини, м/с.

2.8.1. Діаметр всмоктувального трубопроводу

Для всмоктувального трубопроводу приймаємо швидкість:

$$v_{\text{вс}} = 1 \text{ м/с.}$$

Тоді:

$$d_{\text{вс}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,000833}{3,14 \cdot 1}} = 0,0326 \text{ м} = 32,6 \text{ мм} .$$

Приймаємо стандартний внутрішній діаметр:

$$d_{\text{вс}} = 40 \text{ мм} .$$

Перевіримо фактичну швидкість:

$$v_{\phi} = \frac{4Q}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 0,000833}{3,14 \cdot 0,04^2} = 0,66 \text{ м/с} .$$

Отримана швидкість входить у допустимий діапазон 0,5–1,5 м/с.

Отже, зі стандартного ряду вибираємо трубо провід DN40.

2.8.2. Діаметр основного нагнітального трубопроводу

Для нагнітальної лінії приймаємо швидкість:

$$v_{\text{наг}} = 4 \text{ м/с} .$$

Тоді:

$$d_{\text{наг}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,000833}{3,14 \cdot 4}} = 0,0163 \text{ м} = 16,3 \text{ мм} .$$

Приймаємо зі стандартного ряду діаметр:

$$d_{\text{наг}} = 16 \text{ мм} .$$

Перевіримо фактичну швидкість:

$$v_{\phi} = \frac{4 \cdot 0,000833}{3,14 \cdot 0,016^2} = 4,15 \text{ м/с}.$$

Швидкість входить у рекомендований діапазон 3–5 м/с.

Отже, зі стандартного ряду вибираємо трубо провід DN16.

2.8.3. Діаметр зливного трубопроводу

Найбільша витрата у зливній лінії виникає при поверненні штока, коли рідина виходить із поршневої порожнини. Для повернення за 10 с. :

$$Q_{\text{зл.мах}} = \frac{f_{\text{п}} \cdot l}{t_{\text{пов}}},$$

де $Q_{\text{зл.мах}}$ — максимальна витрата у зливній лінії, м³/с;

$f_{\text{п}}$ — площа поршневої порожнини, м²;

l — хід штока, м;

$t_{\text{пов}}$ — час повернення штока, с.

Підставляємо:

$$Q_{\text{зл.мах}} = \frac{0,0314 \cdot 0,45}{10} = 0,001413 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Переведемо у л/хв:

$$Q_{\text{зл.мах}} = 0,001413 \cdot 60 \cdot 1000 = 84,8 \text{ л/хв}.$$

Для зливної лінії приймаємо швидкість:

$$v_{зл} = 2 \text{ м/с} .$$

Тоді:

$$d_{зл} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,001413}{3,14 \cdot 2}} = 0,0300 \text{ м} = 30 \text{ мм} .$$

Приймаємо зі стандартного ряду діаметр:

$$d_{зл} = 32 \text{ мм} .$$

Перевіримо фактичну швидкість:

$$v_{ф} = \frac{4 \cdot 0,001413}{3,14 \cdot 0,032^2} = 1,76 \text{ м/с} .$$

Отже, зі стандартного ряду вибираємо трубо провід DN32.

2.8.4. Діаметри трубопроводів, що підходять від гідророзподільника 4/3 до гідроциліндра

Найбільша витрата через трубопровід який підходить у поршневу порожнину:

$$Q_{max} = 84,8 \text{ л/хв} .$$

Приймаємо для ліній до гідроциліндра:

$$d = 25 \text{ мм}.$$

Перевіримо швидкість при максимальній витраті:

$$Q = 84,8 \text{ л/хв} = 0,001413 \text{ м}^3/\text{с}.$$

$$v = \frac{4Q}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 0,001413}{3,14 \cdot 0,025^2} = 2,88 \text{ м/с}.$$

Це допустиме значення для короткої ділянки до гідроциліндра.

Отже, зі стандартного ряду вибираємо трубопровід DN25.

2.9. Розрахунок втрат тиску в гідросистемі

2.9.1. Визначення швидкості руху рідини у трубопроводі, числа Рейнольдса та визначення коефіцієнта тертя

Визначення швидкості руху рідини:

Швидкість руху рідини визначаємо за формулою:

$$v = \frac{4Q}{\pi d^2}.$$

де v — швидкість руху рідини в трубопроводі, м/с;

Q — витрата робочої рідини, м³/с;

d — внутрішній діаметр трубопроводу, м.

Витрата насоса:

$$Q = 50 \text{ л/хв.}$$

Переведемо у м³/с:

$$Q = \frac{50 \cdot 10^{-3}}{60} = 0,000833 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Підставляємо:

$$v = \frac{4 \cdot 0,000833}{3,14 \cdot 0,025^2} = 1,70 \text{ м/с.}$$

Отже, швидкість руху рідини у трубопроводі DN25 при подачі 50 л/хв становить:

$$v = 1,70 \text{ м/с.}$$

Визначення числа Рейнольдса:

У методичці режим руху рідини визначається за числом Рейнольдса. Для гідравлічно гладких металевих труб ламінарний режим відповідає приблизно $Re \leq 2200 \dots 2300$, а турбулентний — $Re > 2200 \dots 2300$.

Формула:

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu};$$

де Re — число Рейнольдса;

ν — швидкість руху рідини, м/с;

d — внутрішній діаметр трубопроводу, м;

ν — кінематична в'язкість робочої рідини, м²/с.

Підставляємо:

$$Re = \frac{1,70 \cdot 0,025}{46 \cdot 10^{-6}} = 924 .$$

Отже:

$$Re = 924 < 2200 .$$

Режим руху рідини — ламінарний

Визначення коефіцієнта тертя:

Для ламінарного режиму методичка рекомендує визначати коефіцієнт втрат на тертя за формулою:

$$\lambda = \frac{75}{Re} ,$$

де λ — коефіцієнт тертя в трубопроводі;

Re — число Рейнольдса.

Підставляємо:

$$\lambda = \frac{75}{924} = 0,081 ,$$

2.9.2. Втрати тиску на тертя по довжині трубопроводу який підходить до поршневої порожнини:

Втрати тиску на тертя по довжині трубопроводу за методичкою визначаються за формулою:

$$\Delta P_{\text{тер}} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho v^2}{2},$$

де $\Delta P_{\text{тер}}$ — втрати тиску на тертя, Па;

λ — коефіцієнт тертя;

l — довжина трубопроводу, м;

d — внутрішній діаметр трубопроводу, м;

ρ — густина робочої рідини, кг/м³;

v — швидкість руху рідини, м/с.

Для трубопроводу який підходить до поршневої камери:

$$l = 1,1 \text{ м};$$

$$d = 0,025 \text{ м};$$

$$v = 1,70 \text{ м/с}.$$

Підставляємо:

$$\Delta P_{\text{тер}} = 0,081 \cdot \frac{1,1}{0,025} \cdot \frac{870 \cdot 1,70^2}{2} = 0,081 \cdot 44 \cdot 1257 = 4484 \text{ Па}.$$

Переведемо у МПа:

$$\Delta P_{\text{тер}} = \frac{4484}{10^6} = 0,0045 \text{ МПа}.$$

					ДП.МА2204.23.000 ПЗ	Арк.
Змін	Аркуш	№ документ	Підпис	Дата		46

Отже, втрати тиску на тертя у трубопроводу який підходить до поршневої камери при подачі 50 л/хв становлять:

$$\Delta P_{\text{тер.ч}} = 0,0045 \text{ МПа} .$$

2.9.3. Втрати тиску на тертя по довжині трубопроводу який підходить до штокової порожнини при висуванні штока

При висуванні штока рідина подається у поршкову порожнину, а зі штокової порожнини витісняється менший об'єм рідини. Тому витрата трубопроводу який підходить до штокової порожнини при зливів буде меншою.

Визначаємо витрату зі штокової порожнини:

$$Q_{\text{ш}} = Q_{\text{н}} \cdot \frac{f_{\text{ш}}}{f_{\text{п}}} ,$$

де $Q_{\text{ш}}$ — витрата рідини зі штокової порожнини, л/хв;

$Q_{\text{н}}$ — подача насоса, л/хв;

$f_{\text{ш}}$ — площа штокової порожнини, м²;

$f_{\text{п}}$ — площа поршневої порожнини, м².

З попереднього розрахунку:

$$f_{\text{п}} = 0,0314 \text{ м}^2 ;$$

$$f_{\text{ш}} = 0,0160 \text{ м}^2 .$$

Підставляємо:

$$Q_{\text{ш}} = 50 \cdot \frac{0,0160}{0,0314} = 25,5 \text{ л/хв} .$$

Переведемо у м³/с:

$$Q_{ш} = \frac{25,5 \cdot 10^{-3}}{60} = 0,000425 \text{ м}^3/\text{с} .$$

Швидкість у трубопроводі який підходить до поршневої камери:

$$v_{ш} = \frac{4Q_{ш}}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 0,000425}{3,14 \cdot 0,025^2} = 0,866 \text{ м/с} .$$

Число Рейнольдса:

$$Re = \frac{0,866 \cdot 0,025}{46 \cdot 10^{-6}} = 471 .$$

Режим руху також ламінарний.

Коефіцієнт тертя:

$$\lambda = \frac{75}{471} ;$$
$$\lambda = 0,159 .$$

Втрати тиску:

$$\Delta P_{\text{тер.с}} = 0,159 \cdot \frac{1,1}{0,025} \cdot \frac{870 \cdot 0,866^2}{2} = 2287 \text{ Па} = 0,0023 \text{ МПа} ,$$

Отже, втрати тиску на тертя у трубопроводі який підходить до поршневої камери при висуванні штока становлять:

$$\Delta P_{\text{тер.с}} = 0,0023 \text{ МПа} ,$$

2.9.4. Втрати тиску на місцевих опорах

Для місцевих опорів у методичці використовують формулу:

$$\Delta P_{\text{м}} = \sum \xi \cdot \frac{\rho v^2}{2},$$

де $\Delta P_{\text{м}}$ — втрати тиску на місцевих опорах, Па;

$\sum \xi$ — сумарний коефіцієнт місцевих опорів;

ρ — густина робочої рідини, кг/м³;

v — швидкість руху рідини, м/с.

Коефіцієнти місцевих опорів приймаємо за додатком Ж методички. З урахуванням зауважень до схеми необхідно врахувати опори на перехідниках, трійнику та колінах. На схемі позначено 18 перехідників, 2 трійник і 2 коліна 90°.

Для визначення втрат тиску на місцевих опорах на основі принципової гідравлічної схеми виділено основні розрахункові ділянки трубопроводів. На схемі зазначено довжини трубопроводів, їх умовні проходи та тип з'єднань. Схему трубопроводів гідроприводу з нанесеними монтажними параметрами наведено на рисунку 2.3.

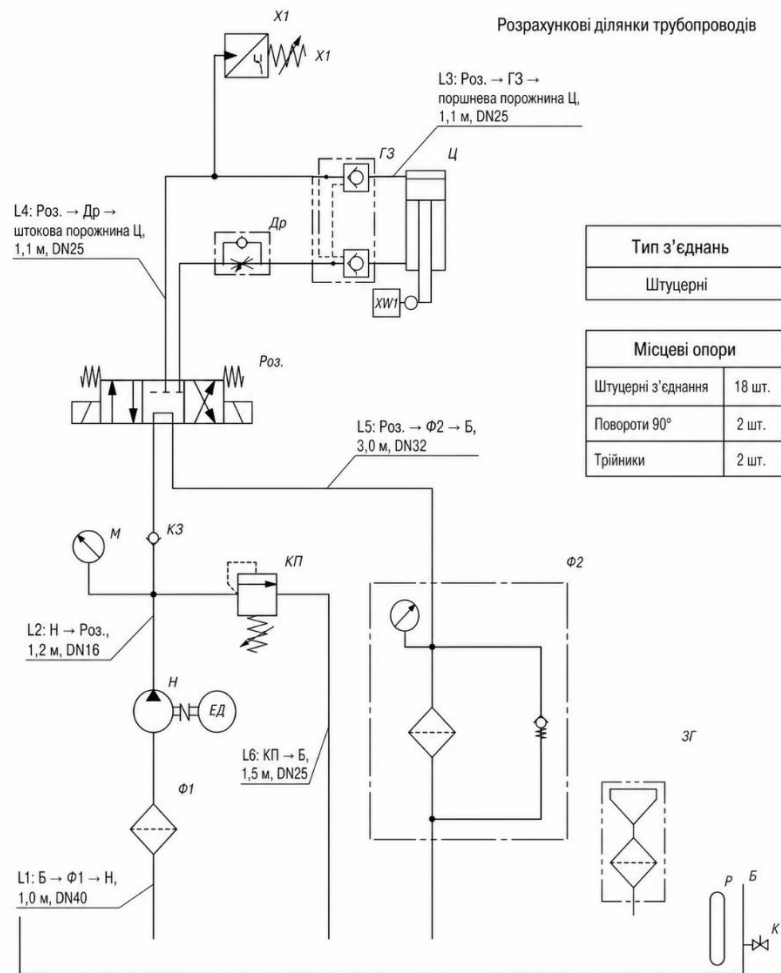


Рисунок 2.3 – Схема трубопроводів гідроприводу з нанесеними монтажними параметрами

У гідросистемі виділено такі розрахункові ділянки трубопроводів:

- L1: бак Б → всмоктувальний фільтр Ф1 → насос Н; довжина трубопроводу $l_1 = 1,0$ м, умовний прохід DN40;
- L2: насос Н → гідророзподільник Роз.; довжина трубопроводу $l_2 = 1,2$ м, умовний прохід DN16;
- L3: гідророзподільник Роз. → гідрозамок ГЗ → поршнева порожнина гідроциліндра Ц; довжина трубопроводу $l_3 = 1,1$ м, умовний прохід DN25;
- L4: гідророзподільник Роз. → дросель зі зворотним клапаном Др → штокова порожнина гідроциліндра Ц; довжина трубопроводу $l_4 = 1,1$ м, умовний прохід DN25;

- L_5 : гідророзподільник Роз. → зливний фільтр Ф2 → бак Б; довжина трубопроводу $l_5 = 3,0$ м, умовний прохід DN32;
- L_6 : запобіжний клапан КП → бак Б; довжина трубопроводу $l_6 = 1,5$ м, умовний прохід DN25.

Таблиця 2.4

Місцеві опори гідросистеми

Місцевий опір	Кількість	Коефіцієнт ξ	Сума
Перехідник / штуцерне з'єднання	18	0,8	13,6
Плавне коліно 90°	2	0,2	0,8
Трійник, поворот у відгалуження	2	1,5	1,5
Разом	—	—	15,9

Сумарний коефіцієнт місцевих опорів:

$$\sum \xi = 17 \cdot 0,8 + 4 \cdot 0,2 + 1 \cdot 1,5 ;$$

$$\sum \xi = 13,6 + 0,8 + 1,5 = 15,9 .$$

Для ділянки з подачею 50 л/хв швидкість рідини у трубопроводі DN25 становить:

$$v = 1,70 \text{ м/с} .$$

Тоді втрати тиску на місцевих опорах:

$$\Delta P_m = 15,9 \cdot \frac{870 \cdot 1,70^2}{2} = 15,9 \cdot 1257 = 19986 \text{ Па} = 0,020 \text{ МПа} .$$

Отже, при подачі 50 л/хв втрати тиску на місцевих опорах становлять:

$$\Delta P_{\text{м}} = 0,020 \text{ МПа} .$$

2.9.5. Сумарні втрати тиску при висуванні штока

Сумарні втрати тиску на розрахунковій ділянці визначаємо як суму втрат по довжині трубопроводів і втрат на місцевих опорах:

$$\Delta P_{\Sigma} = \Delta P_{\text{тер.ч}} + \Delta P_{\text{тер.с}} + \Delta P_{\text{м}} .$$

де ΔP_{Σ} — сумарні втрати тиску, МПа;

$\Delta P_{\text{тер.ч}}$ — втрати тиску у червоному трубопроводі, МПа;

$\Delta P_{\text{тер.с}}$ — втрати тиску у синьому трубопроводі, МПа;

$\Delta P_{\text{м}}$ — втрати тиску на місцевих опорах, МПа.

Підставляємо:

$$\Delta P_{\Sigma} = 0,0045 + 0,0023 + 0,0020 = 0,0268 \text{ МПа} .$$

Приймаємо:

$$\Delta P_{\Sigma} \approx 0,027 \text{ МПа} .$$

Отже, при висуванні штока втрати тиску в коротких трубопроводах і місцевих опорах становлять приблизно:

$$\Delta P_{\Sigma} = 0,027 \text{ МПа} .$$

2.9.6. Швидкість рідини у трубопроводі який підходить до поршневої порожнини при втягування штоку

Переведемо витрату у м³/с:

$$Q_{\text{зл}} = \frac{84,8 \cdot 10^{-3}}{60} = 0,001413 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Швидкість:

$$v = \frac{4Q}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 0,001413}{3,14 \cdot 0,025^2} = 2,88 \text{ м/с}.$$

Число Рейнольдса:

$$Re = \frac{2,88 \cdot 0,025}{46 \cdot 10^{-6}} = 1565.$$

Оскільки:

$$Re = 1565 < 2200,$$

режим руху рідини залишається ламінарним.

Коефіцієнт тертя:

$$\lambda = \frac{75}{1565} = 0,048.$$

2.9.7. Втрати тиску у трубопроводі при втягуванні штоку та втрати тиску на місцевих опорах у трубопроводі при втягуванні штоку.

$$\Delta P_{\text{тер}} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho v^2}{2}.$$

Підставляємо:

$$\Delta P_{\text{тер}} = 0,048 \cdot \frac{1,1}{0,025} \cdot \frac{870 \cdot 2,88^2}{2} = 7605 \text{ Па} = 0,0076 \text{ МПа} .$$

Для найгіршого випадку приймаємо:

$$\Sigma \xi = 15,9 ;$$

$$v = 2,88 \text{ м/с} ;$$

$$\Delta P_{\text{м}} = 15,9 \cdot \frac{870 \cdot 2,88^2}{2} = 57367 \text{ Па} = 0,057 \text{ МПа} .$$

Просумуємо втрати тиску

Сумарні втрати тиску в найгіршому випадку

$$\Delta P_{\Sigma, \text{max}} = \Delta P_{\text{тер}} + \Delta P_{\text{м}} = 0,0076 + 0,057 = 0,0646 \text{ МПа} .$$

Отже, у найгіршому випадку для червоного трубопроводу при поверненні штока:

$$\Delta P_{\Sigma, \text{max}} \approx 0,065 \text{ МПа} .$$

2.9.8. Втрати у всмоктувальній лінії

Ділянка: бак $\rightarrow$ фільтр $\rightarrow$ насос.

Приймаємо:

$$l = 1,0 \text{ м} ;$$

$$d = 0,04 \text{ м} ;$$

$$Q = 0,000833 \text{ м}^3/\text{с} .$$

Швидкість:

$$v = \frac{4 \cdot 0,000833}{3,14 \cdot 0,04^2} = 0,66 \text{ м/с} .$$

Отже, швидкість входить у рекомендований діапазон для всмоктувальної лінії 0,5–1,5 м/с.

Число Рейнольдса:

$$Re = \frac{0,66 \cdot 0,04}{46 \cdot 10^{-6}} ;$$

$$Re = 577 .$$

Режим руху — ламінарний.

Коефіцієнт тертя:

$$\lambda = \frac{75}{577} = 0,13 .$$

Втрати тиску на тертя:

$$\Delta P_{\text{тер}} = 0,13 \cdot \frac{1,0}{0,04} \cdot \frac{870 \cdot 0,66^2}{2} = 622 \text{ Па} .$$

Приймаємо місцеві опори на цій ділянці орієнтовно:

$$\Sigma \xi = 1,0 ;$$

$$\Delta P_{\text{м}} = 1,0 \cdot \frac{870 \cdot 0,66^2}{2} = 191 \text{ Па} .$$

Сумарні втрати:

$$\Delta P_{\Sigma} = 622 + 191 = 813 \text{ Па} = 0,0008 \text{ МПа} .$$

2.9.9. Втрати у нагнітальній лінії

Ділянка: насос → розподільник.

Приймаємо:

$$l = 1,2 \text{ м};$$

$$d = 0,016 \text{ м};$$

$$Q = 0,000833 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Швидкість:

$$v = \frac{4 \cdot 0,000833}{3,14 \cdot 0,016^2} = 4,15 \text{ м/с}.$$

Це входить у допустимий діапазон для нагнітальних трубопроводів 3–5 м/с.

Число Рейнольдса:

$$Re = \frac{4,15 \cdot 0,016}{46 \cdot 10^{-6}} = 1442.$$

Режим руху — ламінарний.

Коефіцієнт тертя:

$$\lambda = \frac{75}{1442} = 0,052.$$

Втрати тиску на тертя:

$$\Delta P_{\text{тер}} = 0,052 \cdot \frac{1,2}{0,016} \cdot \frac{870 \cdot 4,15^2}{2} = 29157 \text{ Па} = 0,029 \text{ МПа}.$$

Приймаємо місцеві опори:

$$\sum \xi = 1,5 .$$

$$\Delta P_{\text{м}} = 1,5 \cdot \frac{870 \cdot 4,15^2}{2} = 11209 \text{ Па} = 0,011 \text{ МПа} .$$

Сумарні втрати:

$$\Delta P_{\Sigma} = 0,029 + 0,011 = 0,040 \text{ МПа} .$$

2.9.10. Втрати у зливній лінії

Ділянка: розподільник $\rightarrow$ фільтр $\rightarrow$ бак.

Для зливної лінії беремо найгірший випадок — повернення штока, коли з поршневої порожнини витісняється більша витрата:

$$Q_{\text{зл.мах}} = 84,8 \text{ л/хв} ;$$

$$Q_{\text{зл.мах}} = 0,001413 \text{ м}^3/\text{с} .$$

Приймаємо:

$$l = 3,0 \text{ м} ;$$

$$d = 0,032 \text{ м} .$$

Швидкість:

$$v = \frac{4 \cdot 0,001413}{3,14 \cdot 0,032^2} = 1,76 \text{ м/с} .$$

Це нормальне значення для зливної лінії.

Число Рейнольдса:

$$Re = \frac{1,76 \cdot 0,032}{46 \cdot 10^{-6}} = 1222 .$$

Режим руху — ламінарний.

Коефіцієнт тертя:

$$\lambda = \frac{75}{1222} = 0,061 .$$

Втрати тиску на тертя:

$$\Delta P_{\text{тер}} = 0,061 \cdot \frac{3,0}{0,032} \cdot \frac{870 \cdot 1,76^2}{2} = 7727 \text{ Па} .$$

Приймаємо місцеві опори:

$$\sum \xi = 2,0 ;$$

$$\Delta P_{\text{м}} = 2,0 \cdot \frac{870 \cdot 1,76^2}{2} = 2687 \text{ Па} = 0,0027 \text{ МПа} .$$

Сумарні втрати:

$$\Delta P_{\Sigma} = 0,0077 + 0,0027 = 0,0104 \text{ МПа} .$$

2.9.11. Втрати у зливній лінії запобіжного клапана

$$d = 0,025 \text{ м} ;$$

$$l = 1,5 \text{ м} ;$$

Змін	Аркуш	№ документ	Підпис	Дата

ДП.МА2204.23.000 ПЗ

Арк.

58

Швидкість:

$$v = \frac{4 \cdot 0,000833}{3,14 \cdot 0,025^2} = 1,70 \text{ м/с} .$$

Число Рейнольдса:

$$Re = \frac{1,70 \cdot 0,025}{46 \cdot 10^{-6}} ;$$

$$\lambda = \frac{75}{923} = 0,081 .$$

Втрати на тертя:

$$\Delta P_{\text{тер}} = 0,081 \cdot \frac{1,5}{0,025} \cdot \frac{870 \cdot 1,70^2}{2} = 6115 \text{ Па} = 0,0061 \text{ МПа} .$$

Приймаємо:

$$\Sigma \xi = 1,5 ;$$

$$\Delta P_{\text{м}} = 1,5 \cdot \frac{870 \cdot 1,70^2}{2} = 1881 \text{ Па} = 0,0019 \text{ МПа} .$$

2.9.12. Загальні втрати

Оскільки втрати тиску в трубопроводах відрізняються для режиму висування і режиму втягування штока, для подальших розрахунків приймаємо найбільше значення втрат.

Для режиму втягування штока найбільшими є втрати у лінії від поршневої порожнини гідроциліндра, оскільки через неї проходить максимальна зливна витрата

З попередніх розрахунків маємо:

$$\Delta P_{\text{вс}} = 0,0008 \text{ МПа} ;$$

$$\Delta P_{\text{наг}} = 0,040 \text{ МПа} ;$$

$$\Delta P_{\text{цил.пов}} = 0,0646 \text{ МПа} ;$$

$$\Delta P_{\text{зл}} = 0,0104 \text{ МПа} .$$

Тоді загальні втрати тиску в трубопроводах для найгіршого режиму становлять:

$$\Delta P_{\Sigma \text{заг}} = \Delta P_{\text{вс}} + \Delta P_{\text{наг}} + \Delta P_{\text{цил.пов}} + \Delta P_{\text{зл}} ,$$

$$\Delta P_{\Sigma \text{заг}} = 0,0008 + 0,040 + 0,0646 + 0,0104 = 0,1158 \text{ МПа} .$$

Приймаємо:

$$\Delta P_{\Sigma \text{заг}} \approx 0,116 \text{ МПа} .$$

З урахуванням можливих додаткових втрат у штуцерах, різьбових з'єднаннях, монтажних переходах та неточності попереднього компонування трубопроводів для подальших розрахунків приймаємо із запасом:

$$\Delta P_{\text{тр}} = 0,15 \text{ МПа} .$$

2.10. Вибір основної гідроапаратури

Гідравлічний насос [2]

Bosch Rexroth AZPG-22-040RCB20MB, матеріальний номер 0510725169.

Компанія: Bosch Rexroth.

Його основні параметри:

					<i>ДП.МА2204.23.000 ПЗ</i>	Арк.
Змін	Аркуш	№ документ	Підпис	Дата		60

- тип насоса:шестеренний насос;
- робочий об'єм: 40 см³/об;
- напрям обертання: правий;
- при частоті обертання приблизно 1450 об/хв витрата становить близько 52 л/хв, що відповідає нашій розрахунковій подачі 50 л/хв;
- для насоса серії AZPG у каталозі вказано геометричні об'єми 22,5–100 см³/об, а для розміру 40 см³/об максимальний тривалий тиск становить 250 бар, тобто 25 МПа;
- допускається робота з мінеральною оливою HLP.

Електродвигун [3]

WEG W22 IE3 30 kW 4P 200L трифазний асинхронний електродвигун

Компанія: WEG.

Його основні параметри:

- потужність: 30 кВт;
- кількість полюсів: 4;
- синхронна частота обертання: 1500 об/хв;
- напруга живлення: 380–400–415 / 660–690 В;
- ступінь захисту: IP55;
- клас енергоефективності: IE3.

Гідророзподільник 4/3 [4]

Гідророзподільник Bosch Rexroth 4WE10J5X/EG24N9K4/M, матеріальний номер R901278744.

Компанія: Bosch Rexroth.

Його основні параметри:

- тип: золотниковий гідророзподільник 4/3;
- тип золотника: J;
- керування: електромагнітне;
- повернення золотника: пружинне центрування;

- напруга котушок: 24 В DC;
- типорозмір: NG10 / CETOP 5;
- схема приєднання: ISO 4401;
- максимальний робочий тиск: 350 бар;
- максимальна витрата: до 120–160 л/хв залежно від каталожного виконання;
- кількість портів: 4;
- кількість положень: 3;
- робочі рідини: мінеральні гідравлічні оливи типу HL, HLP, HLPD, HVLP та інші.

Монтажна плита під гідророзподільник [5]

Монтажна плита Bosch Rexroth для клапанів типорозміру NG10 / ISO 4401-05, наприклад серії G 534/01.

Компанія: Bosch Rexroth.

Її основні параметри:

- призначення: монтаж гідророзподільника та вертикального складання гідроапаратури;
- типорозмір: NG10;
- стандарт приєднання: ISO 4401;
- виконання: плита з портами P, T, A, B;
- для розподільників типу 4WE10;
- у каталозі Bosch Rexroth монтажні плити призначені для встановлення окремих клапанів і вертикальних блоків, стандартний ряд охоплює розміри 4–32.

Запобіжний клапан [6]

Запобіжний клапан Bosch Rexroth DBDS10P1X/315V, матеріальний номер R900424159.

Компанія: Bosch Rexroth.

					<i>ДП.МА2204.23.000 ПЗ</i>	Арк.
Змін	Аркуш	№ документ	Підпис	Дата		62

Його основні параметри:

- тип: запобіжний клапан прямої дії;
- максимальний робочий тиск: 315 бар;
- максимальна витрата: 120 л/хв;
- тип приєднання: плитний монтаж;
- призначення: обмеження максимального тиску в гідросистемі.

Гідрозамок [7]

Двосторонній пілот-керований гідрозамок HYDAC RPDR або аналог із параметрами не нижче 350 бар / 100 л/хв.

Компанія: HYDAC.

Його основні параметри:

- тип: двосторонній пілот-керований зворотний клапан;
- призначення: фіксація гідроциліндра в заданому положенні;
- приєднання: G1/4 або G1/2 залежно від виконання;
- максимальний робочий тиск: 350 бар;
- максимальна витрата: 100 л/хв

Дросель [8]

Дросель зі зворотним клапаном HYDAC SDR10A-11-C-N-15V або аналогічний дросельний клапан типорозміру NG10.

Компанія: HYDAC.

Його основні параметри:

- тип: дросель зі зворотним клапаном;
- функція: регулювання швидкості руху штока;
- діапазон витрати: 0–100 л/хв;
- номінальний розмір: 10;
- принцип роботи: в одному напрямку потік дроселюється, у зворотному напрямку проходить через зворотний клапан.

Фільтр зливний [9]

Фільтр зливний HYDAC RF P/HC 160 D E 10 C 1.0

Компанія: HYDAC.

Його основні параметри:

- тип: зливний фільтр;
- максимальна витрата: 160 л/хв;
- тонкість фільтрації: 10 мкм;
- максимальний робочий тиск корпусу: 25 бар;
- монтаж: на бак або у зливну лінію;

Фільтр всмоктувальний [10]

Всмоктувальний фільтр HYDAC SF

Компанія: HYDAC.

Його основні параметри:

- тип: всмоктувальний фільтр;
- монтаж: у баку або на всмоктувальній лінії;
- максимальна витрата для серії SF: до 180 л/хв;
- орієнтовна тонкість фільтрації: 125 мкм;

Манометр [11]

Манометр HYDAC NG 63 або NG 100, діапазон 0–400 бар.

Компанія: HYDAC.

Його основні параметри:

- тип: аналоговий манометр для гідросистем;
- діапазон вимірювання: 0–400 бар;
- приєднання: G1/4 або G1/2 залежно від виконання;
- призначення: контроль тиску в напірній лінії.

Заливна горловина [12]

Заливна горловина HYDAC ELF із фільтром.

Змін	Аркуш	№ документ	Підпис	Дата

ДП.МА2204.23.000 ПЗ

Арк.

64

Компанія: HYDAS.

Його основні параметри:

- тип: баковий сапун / заливна горловина з фільтром;

-

Гідробак

Гідробак об'ємом 200 л.

Його основні параметри:

- об'єм: 200 л;
- робочий об'єм оливи: приблизно 150–160 л;
- матеріал: листова сталь;
- комплектація: оглядове вікно рівня, заливна горловина із сапуном, кришка для обслуговування.

2.11. Розрахунок втрат у гідроапаратурі

У методичці [1] вказано, що до основних параметрів контрольно-регулюючої гідроапаратури належать: *номінальний тиск, номінальна витрата, умовний прохід та перепад тиску на гідроапараті*. Також зазначено, що апаратуру підбирають за каталогами так, щоб її параметри були близькими або більшими за номінальну витрату і тиск у системі.

Таблиця 2.5

Підібрана гідроапаратура

Елемент	Прийнятий перепад тиску
Гідророзподільник	0,1 МПа
Гідрозамок	0,2 МПа
Дросель	0,4 МПа
Фільтр	0,1 МПа
Запобіжний клапан	0,3 МПа

2.11.1. Втрати тиску у гідророзподільнику

Для керування рухом гідроциліндра прийнято гідророзподільник Bosch Rexroth 4WE10J5X/EG24N9K4/M. У каталозі Bosch Rexroth для гідророзподільників серії WE10 перепад тиску визначається за характеристиками $\Delta p - Q$, тобто залежить від витрати, типу золотника та напрямку потоку.

У даному дипломному розрахунку перепад тиску на гідророзподільнику приймаємо за методичними рекомендаціями [1], де для гідророзподільника типу 4WE10 наведено:

$$\Delta P_p = 0,1 \text{ МПа} .$$

2.11.2. Втрати тиску у гідрозамку

Для фіксації гідроциліндра в заданому положенні прийнято двосторонній пілот-керований гідрозамок HYDAC RPDR. Його призначення — утримання гідроциліндра від самовільного переміщення при відсутності керуючого тиску. Згідно з паспортними даними, гідрозамок RPDR розрахований на робочий тиск до 350 бар і витрату до 100 л/хв, тобто за тиском і витратою він підходить для прийнятої гідросистеми.

Точний перепад тиску на гідрозамку залежить від його виконання, напрямку потоку та витратної характеристики. Для дипломного розрахунку, оскільки гідрозамок є послідовним елементом у лінії гідроциліндра, приймаємо перепад тиску із запасом:

$$\Delta P_{ГЗ} = 0,2 \text{ МПа} .$$

Таке значення приймається як розрахунковий запас для двостороннього гідрозамка при роботі в напірній та зливній лініях.

2.11.3. Втрати тиску у дроселі зі зворотним клапаном

Для регулювання швидкості руху штока прийнято дросель зі зворотним клапаном HYDAC SDR10A-11-C-N-15V. Цей елемент призначений для регулювання витрати в одному напрямку та вільного пропускання потоку у зворотному напрямку. Для SDR10A-11 у каталожних даних зазначено робочий тиск до 350 бар і витрату до 100 л/хв.

У методичці [1] для дроселя типу RD16/24 наведено готовий перепад тиску:

$$\Delta P = 0,4 \text{ МПа} .$$

при номінальній витраті $Q = 80 \text{ л/хв}$.

Оскільки у нашій системі дросель використовується саме для регулювання швидкості руху штока, приймаємо розрахунковий перепад тиску на дроселі:

$$\Delta P_{\text{др}} = 0,4 \text{ МПа} .$$

Цей перепад враховується у режимі, коли потік проходить через дросельований канал.

2.11.4. Втрати тиску у зливному фільтрі

Для очищення робочої рідини у зливній лінії прийнято зливний фільтр HYDAC RF P/HC 160 D E 10 C 1.0. Фільтри серії HYDAC RF призначені для встановлення у зливних лініях, мають виконання з байпасним клапаном та можливістю підключення індикатора забруднення. У каталозі HYDAC зазначено, що загальний перепад тиску фільтра складається з перепаду тиску корпусу та перепаду тиску фільтроелемента, а визначається за графіками $\Delta p - Q$.

Для спрощеного дипломного розрахунку приймаємо перепад тиску у чистому зливному фільтрі:

$$\Delta P_{\Phi} = 0,1 \text{ МПа} .$$

Це значення приймається з урахуванням того, що фільтр вибрано з запасом за витратою: максимальна зливна витрата становить приблизно 84,8л/хв, а прийнятий фільтр має пропускну здатність 160л/хв.

2.11.5. Втрати тиску у запобіжному клапані

Для захисту гідросистеми від перевантаження прийнято запобіжний клапан Bosch Rexroth DBDS10P1X/315V. Його призначення — обмеження максимального тиску в системі. У методичці [1] для запобіжного клапана наведено приклад перепаду тиску:

$$\Delta P = 0,3 \text{ МПа} .$$

Однак у нормальному робочому режимі запобіжний клапан не є послідовним елементом основного потоку до гідроциліндра. Він відкривається лише при перевищенні встановленого тиску або у режимі скидання потоку в бак. Тому при визначенні втрат тиску під час робочого ходу гідроциліндра втрати на запобіжному клапані не враховуємо:

$$\Delta P_{\text{КЗ,роб}} = 0 .$$

Для режиму спрацювання або скидання потоку приймаємо:

$$\Delta P_{\text{КЗ}} = 0,3 \text{ МПа} .$$

2.11.6. Сумарні втрати тиску у гідроапаратурі при висуванні штока

При висуванні штока робоча рідина проходить через гідророзподільник, гідрозамок і відповідні лінійні елементи. Зливна рідина проходить через фільтр. Дросель у цьому режимі не приймаємо як основний регулюючий опір, оскільки основне регулювання швидкості передбачене при поверненні штока.

Сумарні втрати тиску при висуванні визначаємо як суму прийнятих перепадів тиску на послідовно встановлених елементах:

$$\Delta P_{\text{ап.вис}} = \Delta P_{\text{р}} + \Delta P_{\text{ГЗ}} + \Delta P_{\text{ф}},$$

де $\Delta P_{\text{ап.вис}}$ — сумарні втрати тиску у гідроапаратурі при висуванні штока, МПа;

$\Delta P_{\text{р}}$ — втрати тиску у гідророзподільнику, МПа;

$\Delta P_{\text{ГЗ}}$ — втрати тиску у гідрозамку, МПа;

$\Delta P_{\text{ф}}$ — втрати тиску у фільтрі, МПа.

Підставляємо:

$$\Delta P_{\text{ап.вис}} = 0,1 + 0,2 + 0,1 = 0,4 \text{ МПа}.$$

З урахуванням додаткових втрат у монтажних плитах, штуцерах і з'єднаннях приймаємо:

$$\Delta P_{\text{ап.вис}} = 0,5 \text{ МПа}.$$

2.11.7. Сумарні втрати тиску у гідроапаратурі при втягуванні штока

При втягуванні штока рідина подається у штокову порожнину, а з поршневої порожнини витісняється більший об'єм рідини. У цьому режимі

додатково враховується перепад тиску на дроселі, оскільки він використовується для регулювання швидкості повернення штока.

Сумарні втрати тиску при втягуванні штока:

$$\Delta P_{\text{ап.вт}} = \Delta P_{\text{р}} + \Delta P_{\text{ГЗ}} + \Delta P_{\text{др}} + \Delta P_{\text{ф}} ,$$

де $\Delta P_{\text{ап.вт}}$ — сумарні втрати тиску у гідроапаратурі при втягуванні штока, МПа;

$\Delta P_{\text{др}}$ — втрати тиску у дроселі, МПа.

Підставляємо:

$$\Delta P_{\text{ап.вт}} = 0,1 + 0,2 + 0,4 + 0,1 = 0,8 \text{ МПа} .$$

З урахуванням додаткових втрат у з'єднаннях і монтажних каналах приймаємо:

$$\Delta P_{\text{ап.вт}} = 0,9 \text{ МПа} .$$

2.11.8. Урахування втрат у трубопроводах

За попереднім розрахунком втрати тиску в трубопроводах із запасом прийнято:

$$\Delta P_{\text{тр}} = 0,07 \text{ МПа} .$$

Тоді повні втрати тиску в гідросистемі при висуванні штока:

$$\Delta P_{\Sigma.\text{вис}} = \Delta P_{\text{ап.вис}} + \Delta P_{\text{тр}} = 0,5 + 0,07 = 0,57 \text{ МПа} .$$

Повні втрати тиску при втягуванні штока:

$$\Delta P_{\Sigma.вт} = \Delta P_{ап.вт} + \Delta P_{тр} = 0,9 + 0,07 = 0,97 \text{ МПа} .$$

Для наступних розрахунків приймаємо максимальні сумарні втрати тиску:

$$\Delta P_{\Sigma} = 1,0 \text{ МПа} .$$

2.12. Проектування та конструктивний розрахунок силового гідроциліндра

Вхідні дані:

Таблиця 2.6

Вхідні дані для уточненого розрахунку гідроциліндра

Параметр	Позначення	Значення
Робочий тиск	P	20 МПа
Зусилля на штоку	G	490500 Н
Діаметр поршня	D	200 мм
Діаметр штока	d	140 мм
Хід штока	l	450 мм
Матеріал гільзи	—	сталь 45
Допустиме напруження	$[\sigma]$	120 МПа
Модуль пружності сталі	E	$2,1 \cdot 10^{11}$ Па

Конструктивний розрахунок гідроциліндра виконуємо за залежностями опору матеріалів, оскільки в методичці [1] наведено загальний порядок розрахунку пристрою, що розробляється, але окремі формули для перевірки гільзи, штока та болтового кріплення не подані.

2.12.1. Розрахунок товщини стінки

Товщину стінки гільзи визначаємо з умови міцності циліндричної оболонки, що працює під внутрішнім тиском [15]:

$$\delta = \frac{P \cdot D}{2[\sigma] - P} + c ,$$

де δ — товщина стінки гільзи, м;

P — робочий тиск, Па;

D — внутрішній діаметр гільзи, м;

$[\sigma]$ — допустиме напруження матеріалу, Па;

c — припуск на корозію, зношування та обробку, м.

Приймаємо:

$$P = 20 \cdot 10^6 \text{ Па} ;$$

$$D = 0,2 \text{ м} ;$$

$$[\sigma] = 120 \cdot 10^6 \text{ Па} ;$$

$$c = 0,002 \text{ м} .$$

Підставляємо:

$$\delta = \frac{20 \cdot 10^6 \cdot 0,2}{2 \cdot 120 \cdot 10^6 - 20 \cdot 10^6} + 0,002 = 20,2 \text{ мм} .$$

Приймаємо стандартно із запасом:

$$\delta = 25 \text{ мм} .$$

Зовнішній діаметр гільзи:

$$D_{\text{зовн}} = D + 2\delta ;$$

$$D_{\text{зовн}} = 200 + 2 \cdot 25 = 250 \text{ мм} .$$

2.12.2. Перевірка напружень у стінці

Окружне напруження в стінці гільзи визначаємо за залежністю для циліндричної оболонки під внутрішнім тиском [15]:

$$\sigma_{\theta} = \frac{P \cdot D}{2\delta},$$

де σ_{θ} — окружне напруження, Па;

P — тиск, Па;

D — внутрішній діаметр гільзи, м;

δ — товщина стінки, м.

Підставляємо:

$$\sigma_{\theta} = \frac{20 \cdot 10^6 \cdot 0,2}{2 \cdot 0,025} = 80 \text{ МПа}.$$

Оскільки:

$$80 < 120 \text{ МПа}.$$

Умова міцності виконується.

2.12.3. Перевірка штоку на стиск

Площу поперечного перерізу штока визначаємо як площу круглого перерізу [15]:

$$A_{\text{ш}} = \frac{\pi d^2}{4},$$

де $A_{\text{ш}}$ — площа поперечного перерізу штока, м^2 ;

d — діаметр штока, м .

Маємо:

$$A_{\text{ш}} = \frac{3,14 \cdot 0,14^2}{4} = 0,01539 \text{ м}^2 .$$

Нормальне напруження в штоку при осьовому стиску визначаємо за формулою [15]:

$$\sigma_{\text{ст}} = \frac{G}{A_{\text{ш}}} .$$

Підставляємо:

$$\sigma_{\text{ст}} = \frac{490500}{0,01539} = 31,9 \text{ МПа} .$$

Оскільки:

$$31,9 < 120 \text{ МПа} .$$

Умова міцності виконується.

2.12.4. Перевірка штуку на повздовжню стійкість

Оскільки циліндр вертикальний і працює при витягуванні, шток потрібно перевірити на стійкість.

Момент інерції круглого перерізу штока визначаємо за залежністю [15]:

					<i>ДП.МА2204.23.000 ПЗ</i>	Арк.
Змін	Аркуш	№ документ	Підпис	Дата		74

$$I = \frac{\pi d^4}{64},$$

де I — момент інерції перерізу, м⁴;

d — діаметр штока, м.

Підставляємо:

$$I = \frac{3,14 \cdot 0,14^4}{64} = 1,88 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4,$$

Критичну силу втрати стійкості штока визначаємо за формулою Ейлера для стиснутого стрижня [15]:

$$F_{\text{кр}} = \frac{\pi^2 EI}{(\mu L)^2},$$

де $F_{\text{кр}}$ — критична сила втрати стійкості, Н;

E — модуль пружності сталі, Па;

I — момент інерції перерізу, м⁴;

μ — коефіцієнт приведеної довжини;

L — розрахункова довжина штока, м.

Приймаємо з запасом:

$$L = 0,9 \text{ м};$$

$$\mu = 2.$$

Маємо:

$$F_{кр} = \frac{3,14^2 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 1,88 \cdot 10^{-5}}{(2 \cdot 0,9)^2} = 12,0 \cdot 10^6 \text{ Н} = 12000 \text{ кН}.$$

Коефіцієнт запасу стійкості визначаємо як відношення критичної сили до робочого навантаження [15]:

$$n = \frac{F_{кр}}{G};$$
$$n = \frac{12,0 \cdot 10^6}{490500} = 24,5.$$

Оскільки запас стійкості значно більший за одиницю, шток діаметром 140 мм має достатню стійкість.

2.12.5. Попередній вибір товщини кришки

Для силового гідроциліндра з діаметром поршня 200 мм приймаємо товщину передньої та задньої кришок:

$$s_{кр} = 40 \text{ мм}.$$

Таке значення приймається попередньо з урахуванням високого робочого тиску 20 МПа, великого діаметра циліндра та необхідності розміщення ущільнень, прямої втулки й болтового кріплення.

2.12.6. Попередній вибір болтів кріплення кришки

Силу, що діє на кришку гідроциліндра, визначаємо як добуток тиску робочої рідини на площу поршня [14]:

					ДП.МА2204.23.000 ПЗ	Арк.
Змін	Аркуш	№ документ	Підпис	Дата		76

$$F_{\text{кр}} = P \cdot f_{\text{п}} ,$$

де $F_{\text{кр}}$ — сила тиску на кришку, Н;

P — робочий тиск, Па;

$f_{\text{п}}$ — площа поршня, м².

Підставляємо:

$$F_{\text{кр}} = 20 \cdot 10^6 \cdot 0,0314 = 628000 \text{ Н} .$$

Приймаємо 8 болтів М24 класу міцності 8.8.

Площа розрахункового перерізу одного болта М24:

$$A_1 = 353 \text{ мм}^2 .$$

Сумарну площу розрахункового перерізу болтів визначаємо як добуток кількості болтів на площу одного болта [15]:

$$A_{\Sigma} = 8 \cdot 353 = 2824 \text{ мм}^2 = 0,002824 \text{ м}^2 .$$

Напруження в болтах визначаємо за умовою осьового розтягу [15]:

$$\sigma_6 = \frac{F_{\text{кр}}}{A_{\Sigma}} = \frac{628000}{0,002824} = 222 \text{ МПа} .$$

Для болтів класу 8.8 таке напруження є допустимим з нормальним запасом.

На основі виконаних розрахунків розроблено конструкцію силового гідроциліндра. Складальне креслення гідроциліндра наведено на рисунку 2.4 .

Повнорозмірне креслення виконано на окремому аркуші графічної частини формату А1.

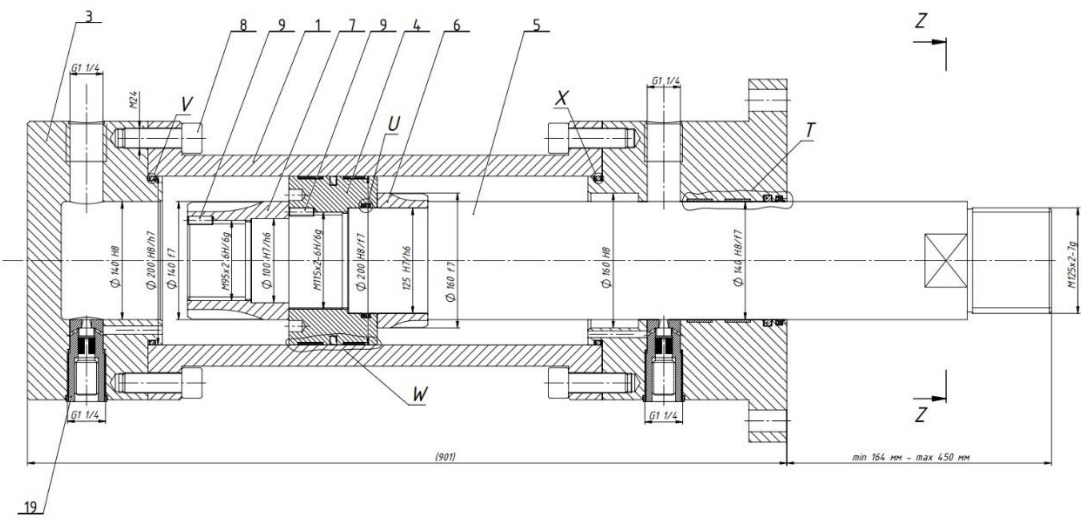


Рисунок 2.4 – Складальне креслення силового гідроциліндра

2.13. Тепловий розрахунок гідросистеми

Вхідні дані:

Таблиця 2.7

Вхідні дані для теплового розрахунку

Параметр	Позначення	Значення
Потужність електродвигуна	$N_{\text{дв}}$	22 кВт
Витрата	Q	50 л/хв
Робочий тиск	P	20 МПа
Час висування	t_1	17 с
Час утримання	t_2	2 с
Час повернення	t_3	10 с
Час циклу	$t_{\text{ц}}$	29 с
Температура навколишнього середовища	t_0	25 °С
Об’єм бака	V_6	200 л

2.13.1. Корисна потужність при висуванні штока

Корисну потужність поступального руху штока визначаємо як добуток сили на швидкість руху [13]:

$$N_{\text{кор}} = G \cdot v ,$$

де $N_{\text{кор}}$ — корисна потужність, Вт;

G — зусилля на штоку, Н;

v — швидкість руху штока, м/с.

Швидкість висування:

$$v = \frac{0,45}{17} = 0,0265 \text{ м/с} .$$

Підставляємо:

$$N_{\text{кор}} = 490500 \cdot 0,0265 = 12998 \text{ Вт} = 13,0 \text{ кВт} .$$

2.13.2. Гідравлічна потужність насоса при робочому ході

Гідравлічну потужність насоса визначаємо за добутком тиску та витрати робочої рідини [14]:

$$N_{\text{г}} = \frac{P \cdot Q}{60} ,$$

де $N_{\text{г}}$ — гідравлічна потужність, кВт;

P — тиск, МПа;

Q — витрата, л/хв.

Для робочого ходу приймаємо тиск з урахуванням втрат:

$$P = 18,36 \text{ МПа} .$$

Маємо:

$$N_{\Gamma} = \frac{18,36 \cdot 50}{60} = 15,3 \text{ кВт} .$$

Втрати потужності визначаємо як різницю між підведеною гідравлічною потужністю та корисною потужністю руху штока [16]:

$$N_{\text{вт.вит}} = N_{\Gamma} - N_{\text{кор}} = 15,3 - 13,0 = 2,3 \text{ кВт} .$$

2.13.3. Втрати потужності при втягуванні штока

При втягуванні штока корисна робота значно менша, а частина енергії витрачається на подолання опору дроселя, гідрозамка, розподільника, фільтра та зливної лінії.

Для попереднього теплового розрахунку приймаємо:

$$P_{\text{втяг}} = 2,0 \text{ МПа} ;$$

$$Q = 50 \text{ л/хв} .$$

Втрати потужності при втягуванні штока оцінюємо за гідравлічною потужністю потоку при прийнятому тиску повернення [14]:

$$N_{\text{вт.втяг}} = \frac{P_{\text{пов}} \cdot Q}{60} = \frac{2,0 \cdot 50}{60} = 1,67 \text{ кВт} .$$

2.13.4. Середні втрати теплоти за цикл

Енергію втрат за цикл визначаємо як суму добутоків втрат потужності на тривалість відповідних режимів роботи [16]:

$$A_{\text{вт}} = N_{\text{вт.вит}} t_1 + N_{\text{вт.утр}} t_2 + N_{\text{вт.втяг}} t_3 ,$$

де $A_{\text{вт}}$ — енергія втрат за цикл, кДж;

$N_{\text{вт.вит}}$, $N_{\text{вт.утр}}$, $N_{\text{вт.втяг}}$ — втрати потужності в окремих режимах, кВт;

t_1 , t_2 , t_3 — тривалість режимів, с.

Підставляємо:

$$A_{\text{вт}} = 2,3 \cdot 17 + 0,42 \cdot 2 + 1,67 \cdot 10 = 39,1 + 0,84 + 16,7 = 56,64 \text{ кДж} .$$

Середню теплову потужність визначаємо як відношення енергії втрат за цикл до тривалості циклу [16]:

$$N_{\text{тепл}} = \frac{A_{\text{вт}}}{t_{\text{ц}}} = \frac{56,64}{29} = 1,95 \text{ кВт} .$$

З урахуванням запасу приймаємо коефіцієнт 1,5:

$$N_{\text{тепл.розр}} = 1,5 \cdot 1,95 = 2,93 \text{ кВт} .$$

Округлимо:

$$N_{\text{тепл.розр}} = 3,0 \text{ кВт} .$$

2.13.5. Перевірка охолодження баком

Прийнятий бак:

$$V_6 = 200 \text{ л} = 0,2 \text{ м}^3 .$$

Приймаємо орієнтовні розміри бака:

$$0,8 \times 0,5 \times 0,5 \text{ м} .$$

Площа зовнішньої поверхні:

$$F = 2(ab + ac + bc).$$

де F — площа поверхні бака, м^2 ;

a, b, c — розміри бака, м.

Підставляємо:

$$F = 2(0,8 \cdot 0,5 + 0,8 \cdot 0,5 + 0,5 \cdot 0,5) = 2,1 \text{ м}^2.$$

Тепловіддачу бака визначаємо за рівнянням теплопередачі через поверхню [16]:

$$N_{\text{бак}} = kF(t_{\text{ол}} - t_0),$$

де $N_{\text{бак}}$ — теплова потужність, яку може відвести бак, Вт;

k — коефіцієнт тепловіддачі, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$;

F — площа поверхні бака, м^2 ;

$t_{\text{ол}}$ — допустима температура оливи, $^\circ\text{C}$;

t_0 — температура навколишнього середовища, $^\circ\text{C}$.

Приймаємо:

$$k = 12 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ \text{C}) ;$$

$$t_{\text{ол}} = 60^\circ \text{C} ;$$

$$t_0 = 25^\circ \text{C} ;$$

$$\Delta t = 60 - 25 = 35^\circ \text{C} .$$

Підставляємо:

$$N_{\text{бак}} = 12 \cdot 2,1 \cdot 35 = 882 \text{ Вт} = 0,88 \text{ кВт} .$$

Маємо:

$$0,88 < 3,0 .$$

Отже, охолодження тільки баком не достатньо. Потрібно підібрати масло охолоджувач.

2.13.6. Вибір маслоохолоджувача

Необхідну потужність маслоохолоджувача визначаємо з теплового балансу [16]:

$$N_{\text{охл}} = N_{\text{тепл.розр}} - N_{\text{бак}} = 3,0 - 0,88 = 2,12 \text{ кВт} .$$

Приймаємо охолоджувач з запасом:

$$N_{\text{охл}} \geq 3 \text{ кВт} .$$

За методичкою можна прийняти повітряний теплообмінник Г44-24, оскільки для нього вказана найбільша витрата оливи 70 л/хв, що більше за нашу витрату 50 л/хв.

Також можна підібрати сучасний аналог HYDAC OK-ELC, оскільки серія OK-ELC призначена для гідравлічних установок і промислових агрегатів, а в каталогах зазначений діапазон охолодження для таких масло-повітряних охолоджувачів. Обираємо: HYDAC OK-ELC

2.14. Розробка та опис системи керування автоматизованим гідравлічним пресово-штампувальним комплексом

На основі розробленої принципової гідравлічної схеми та заданої послідовності робочого циклу розроблено принципову електричну схему керування комплексом. Система повинна забезпечувати автоматичний робочий цикл 1-n1, а після відпрацювання очікування команди оператора, ручне налагоджувальне керування, контроль тиску, контроль початкового положення штока та аварійну зупинку. Принципову електричну схему наведено на рисунку 2.5.

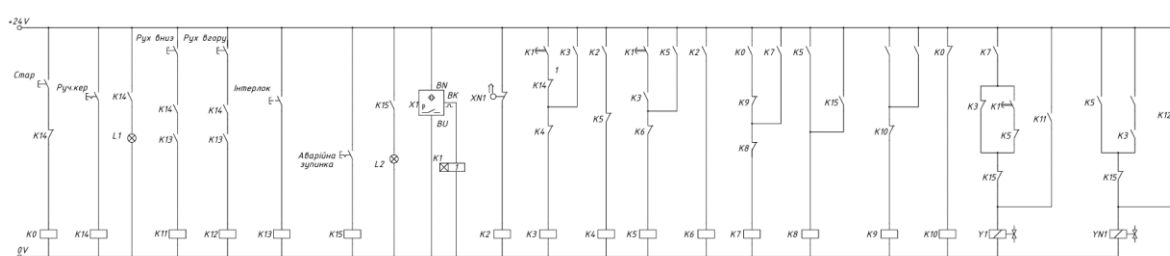


Рисунок 2.5 – Принципова електрична схема керування комплексом

Схема (дивись креслення ДП.МА2204.23.500 Е3 Схема електрична принципова) забезпечує автоматичне виконання одного робочого циклу, ручне налагоджувальне керування, контроль тиску, контроль положення штока та аварійну зупинку комплексу. У схемі використано живлення кола керування +24 В DC, проміжні реле К0–К15, реле тиску Х1, кінцевий датчик положення штока

XN1, електромагніти гідророзподільника Y1 та YN1, кнопки ручного керування, кнопку запуску, кнопку аварійної зупинки та сигнальні лампи L1 і L2.

Основним режимом роботи комплексу є автоматичний цикл. Перед початком роботи шток гідроциліндра повинен знаходитися у початковому верхньому положенні, що контролюється датчиком положення XN1. Після натискання оператором кнопки «Старт» вмикається автоматичний режим роботи, і система подає команду на електромагніт гідророзподільника, який переводить золотник у положення руху штока вниз. При цьому робоча рідина подається у поршневу порожнину гідроциліндра, а шток починає рухатися у напрямку заготовки.

Після контакту робочого органу із заготовкою гідроциліндр створює необхідне зусилля для виконання технологічної операції: гнуття, штампування або запресування. Значення зусилля контролюється не безпосередньо за силою, а через тиск у гідросистемі. Для цього у схемі передбачено реле тиску X1. Коли тиск у гідролінії досягає заданого значення, реле тиску спрацьовує і подає сигнал у схему керування.

Після спрацювання реле тиску вмикається таймер із витримкою часу 1 с. Ця витримка потрібна для короткочасного утримання робочого органу під заданим тиском, щоб технологічна операція була виконана стабільно. Отже, завершення робочого ходу відбувається не просто після досягнення положення, а після виконання двох умов: досягнення заданого тиску за сигналом X1 і завершення витримки часу таймера.

Після виконання цих умов схема вимикає електромагніт руху вниз і подає команду на зворотний рух штока. Вмикається другий електромагніт гідророзподільника, золотник перемикається у положення повернення, і робоча рідина подається у штокову порожнину гідроциліндра. Шток повертається у початкове положення. Коли він досягає верхнього крайнього положення, спрацьовує датчик XN1, після чого цикл завершується, електромагніти гідророзподільника вимикаються, а золотник повертається у середнє положення. Комплекс переходить у режим очікування наступної команди від оператора.

Таким чином, автоматичний цикл роботи має таку послідовність:

1. Оператор натискає кнопку «Старт».
2. Вмикається рух штока вниз.
3. Шток доходить до заготовки та створює тиск.
4. Спрацьовує реле тиску Х1.
5. Вмикається таймер витримки часу на 1 с.
6. Після завершення витримки шток автоматично повертається вгору.
7. Датчик ХN1 фіксує початкове положення штока.
8. Система завершує цикл і очікує наступного запуску.

Крім автоматичного режиму, у схемі передбачено режим ручного керування. Він необхідний для налагодження комплексу, встановлення та перевірки технологічної оснастки, переміщення штока без запуску повного автоматичного циклу, а також для повернення штока у початкове положення після аварійної зупинки.

Перехід у ручний режим виконується натисканням кнопки «Руч. кер». Після її вмикання автоматичний запуск блокується, тобто кнопка «Старт» перестає виконувати запуск автоматичного циклу. Одночасно вмикається сигнальна лампа, яка повідомляє оператору, що комплекс знаходиться у ручному режимі. Це дозволяє уникнути випадкового запуску автоматичного циклу під час налагоджувальних робіт.

Для підвищення безпеки ручне керування виконано з додатковим блокуванням. Щоб увімкнути рух штока вгору або вниз, оператор повинен спочатку натиснути й утримувати кнопку «Інтерлок». Лише після цього стають активними кнопки «Рух вниз» і «Рух вгору». Якщо кнопка «Інтерлок» не натиснута, команди ручного переміщення штока не виконуються. Таке рішення зменшує ймовірність випадкового натискання кнопок руху та підвищує безпеку під час встановлення або регулювання оснастки.

У ручному режимі оператор може окремо керувати рухом штока вниз або вгору. При натисканні кнопки «Рух вниз» вмикається відповідний електромагніт гідророзподільника, і шток переміщується вниз. При натисканні кнопки «Рух

вгору» вмикається другий електромагніт, і шток повертається у верхнє положення. Після відпускання кнопки відповідний електромагніт вимикається, а гідророзподільник повертається у нейтральне положення.

У схемі також передбачено аварійну зупинку. Кнопка «Аварійна зупинка» використовується у випадку небезпечної ситуації, неправильного руху штока, помилки оператора або необхідності негайного припинення роботи комплексу. При натисканні цієї кнопки вимикаються керуючі сигнали на електромагніти гідророзподільника, золотник 4/3 переходить у середнє положення, рух штока припиняється, а релейні модулі пам'яті переводяться у початковий стан.

Після аварійної зупинки комплекс не повинен автоматично продовжувати роботу. Для повторного запуску оператор має виконати безпечне відновлення: перевести систему у ручний режим, за допомогою кнопок ручного керування повернути шток у початкове положення, вимкнути кнопку аварійної зупинки, вийти з ручного режиму та лише після цього повторно запускати автоматичний цикл кнопкою «Старт». Такий порядок виключає самовільний повторний пуск після аварійної ситуації.

Застосування реле тиску X1, датчика положення XN1, таймера витримки часу, ручного режиму з інтерлоком та аварійної зупинки дозволяє підвищити безпеку і керованість гідравлічного комплексу. Система забезпечує автоматичне виконання робочого циклу, але водночас залишає оператору можливість безпечно виконувати налагодження та контроль положення штока.

Отже, розроблена система керування забезпечує:

- автоматичний цикл роботи гідроциліндра за командою оператора;
- контроль досягнення заданого тиску за допомогою реле тиску;
- короткочасну витримку під тиском протягом 1 с;
- автоматичне повернення штока у початкове положення;
- ручне керування для налагодження оснастки;
- блокування випадкового руху через кнопку «Інтерлок»;
- аварійну зупинку з переведенням системи у безпечний стан;
- запобігання самовільному повторному запуску після аварії.

Таким чином, електрична схема керування доповнює гідравлічну схему комплексу і забезпечує його автоматизовану роботу. Завдяки цьому гідравлічний пресово-штампувальний комплекс може виконувати технологічну операцію за одним натисканням кнопки, контролювати тиск під час робочого ходу, повертати шток у початкове положення та забезпечувати безпечне ручне керування під час налаштування.

2.15. Висновки до розділу

У результаті розроблення гідроприводу визначено параметри, які забезпечують роботу автоматизованого пресово-штампувального комплексу із заданим зусиллям 50 т. Для силового гідроциліндра прийнято діаметр поршня 200 мм, діаметр штока 140 мм і робочий хід 450 мм. Фактичне зусилля гідроциліндра з урахуванням механічного ККД становить 57,6 т, що перевищує задане значення та забезпечує необхідний запас.

Для живлення гідросистеми прийнято насос із подачею 50 л/хв і номінальним тиском 25 МПа. Для приводу насоса обрано трифазний асинхронний електродвигун WEG W22 IE3 потужністю 30 кВт із частотою обертання близько 1500 об/хв. Запобіжний клапан налаштовується на тиск 22 МПа.

Для накопичення та охолодження робочої рідини прийнято гідробак геометричним об'ємом 200 л із робочим об'ємом оливи приблизно 150–160 л. Як робочу рідину прийнято гідравлічну оливу класу в'язкості HLP 46 або HM 46. За результатами теплового розрахунку встановлено необхідність застосування маслоохолоджувача потужністю не менше 3 кВт.

Прийнято такі умовні проходи трубопроводів: для всмоктувальної лінії — DN40, для нагнітальної — DN16, для зливної — DN32, для ліній між гідророзподільником і гідроциліндром — DN25. Розрахунок втрат тиску підтвердив можливість роботи гідроприводу із заданими параметрами.

Перевірка міцності силового гідроциліндра показала достатній запас міцності гільзи та штока. Для гільзи прийнято товщину стінки 25 мм і зовнішній діаметр 250 мм. Для кріплення кришки прийнято 8 болтів М24 класу міцності 8.8.

Розроблена система електричного керування забезпечує запуск робочого циклу, контроль тиску, витримку під навантаженням, повернення штока у початкове положення та аварійну зупинку комплексу. Отже, прийняті параметри гідроприводу та системи керування забезпечують виконання заданих технологічних операцій і відповідають поставленим вимогам.

					ДП.МА2204.23.000 ПЗ	Арк.
Змін	Аркуш	№ документ	Підпис	Дата		89

згинів залежить її геометрія та можливість надійного встановлення у складі гідробака.

Внутрішній радіус згину повинен становити $R = 5$ мм. Після механічної обробки необхідно видалити задирки, а гострі кромки притупити. Не вказані граничні відхилення слід витримувати відповідно до ДСТУ ISO 2768-1, клас m. Матеріал деталі — листовий прокат товщиною 5 мм зі сталі S235JR за ДСТУ EN 10025-2. Шорсткість оброблюваних поверхонь, якщо інше не зазначено окремо, повинна відповідати $Ra\ 12,5$ мкм.

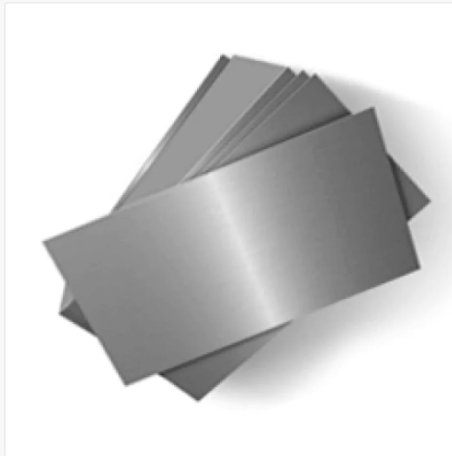
3.2. Вибір заготовки

Для виготовлення деталі «Ніжка гідробака» як заготовку доцільно використати листовий гарячекатаний прокат товщиною 5 мм. Такий вибір пояснюється конструктивною формою деталі, оскільки вона виготовляється з листового матеріалу шляхом розмічання, різання, виконання отворів та подальшого згинання.

Матеріал заготовки — сталь S235/S275 за стандартом EN 10029. Лист товщиною 5 мм забезпечує необхідну жорсткість і міцність деталі під час експлуатації у складі гідробака, а також дає змогу отримати потрібну форму без втрати надійності конструкції.

Перевагою використання листового гарячекатаного прокату є його доступність, відносно невисока вартість, добрі зварювальні та технологічні властивості. Крім того, застосування стандартного листа дозволяє раціонально виконати розкрій заготовок і зменшити кількість відходів матеріалу при серійному виготовленні.

Лист гарячекатаний 5 (1,25x2,5) - купити зі складу в Києві



ОПИС ХАРАКТЕРИСТИКИ послуги відгуки

ОСНОВНІ

Довжина	2500
Ширина	1250
Товщина	5
ГОСТ	EN 10029
Марка	S235/S275

☆☆☆☆ [Всього відгуків: 0](#) - [Написати відгук](#)

✓ **В НАЯВНОСТІ**

• Модель: Ц00000002980

(з ПДВ)

5 482.97 грн

📍 **Адреса:**

Максимальна кількість товару на складі:

Саперно-Слобідський проїзд, 4, м.Київ

[схема проїзду](#)

Рисунок 3.2 – Лист гарячекатаний 5 (1,25×2,5) для деталі «Ніжка гідробака» [19]

3.3. Розробка маршрутного технологічного процесу

Для отримання деталі, а саме заготовки для подальшого гнуття — розгортки, був використаний високоточний лазерний верстат TruLaser 5030 fiber. Даний верстат дозволяє виконувати якісне різання листового металу товщиною до 25 мм.

Згідно з технічними даними компанії TRUMPF, для верстата TruLaser 5030 fiber відхилення позиціонування становить 0,05 мм, а максимальна середня смуга розсіювання позиціонування — 0,03 мм. Наведені значення вказані для всієї робочої довжини машини та визначаються відповідно до VDI/DGQ 3441 [20].



Рисунок 3.3 – Лазерний верстат TruLaser 5030 fiber [21]

Для отримання готової просторової форми деталі методом гнуття був використаний листозгинальний верстат TruBend 5130. Відповідно до офіційних джерел, верстат має зусилля пресування 1300 кН, довжину згинання 3230 мм, відстань між стійками 2690 мм, корисну висоту відкриття 385 мм та виліт 420 мм.

Виробник заявляє про високу кутову точність, однак конкретні числові значення точності не наведені. Зазначено, що точність забезпечується системами вимірювання кута ACB Wireless / ACB Laser, а також функцією Thickness Controlled Bending [22].



Рисунок 3.4 – Листозгинальний верстат TruBend 5130 [23]

Для зварювання виготовленої деталі був використаний зварювальний апарат, призначений для зварювання сталі, нержавіючої сталі та алюмінію. Згідно з технічними характеристиками, модель Fronius TPS 400i має діапазон зварювального струму від 3 до 400 А. Такий діапазон дозволяє виконувати якісне зварювання деталі товщиною 5 мм і забезпечувати необхідний провар[24].



Рисунок 3.5 – Зварювальний апарат Fronius TPS 400i [24]

3.4. Вибір технологічного оснащення та призначення режимів обробки

3.4.1. Вибір сопла та режиму різання для верстату TruLaser 5030 fiber

Для отримання заготовки під гнуття, тобто розгортки, на лазерному верстаті доцільно встановити режим різання киснем та використати стандартне мідне сопло M12 з діаметром 1,7 мм.

Такі налаштування верстата забезпечують стабільний процес різання листового металу середньої товщини та дозволяють отримати якісний контур заготовки [25].

			
Standard Nozzle M12 Nozzle EAA			
Name	ø	Order-Nr.	Package size
EAA	0,8 mm	1324858	5 pcs.
	1,0 mm	1324860	5 pcs.
	1,2 mm	1324861	5 pcs.
	1,4 mm	1324863	5 pcs.
	1,7 mm	1324864	5 pcs.
	2,0 mm	1324865	5 pcs.
	2,3 mm	1324866	5 pcs.
	2,7 mm	1324867	5 pcs.
Applicable with the following TruLaser machines:			

Рисунок 3.6 – Мідне сопло M12 [25]

3.4.2. Вибір інструменту для нарізання різьби та зенкування отвору

Оскільки нарізання різьби буде виконуватися вручну, доцільно використати комплект мітчиків, які забезпечують нарізання різьби у три проходи. Останній прохід є чистовим. Такий спосіб нарізання різьби дозволяє зменшити ймовірність закушування мітчика та його руйнування, а також забезпечує отримання якісної різьбової поверхні.

Для даної операції використовується набір мітчиків:

EMUGE set of taps (3 pieces) [26].

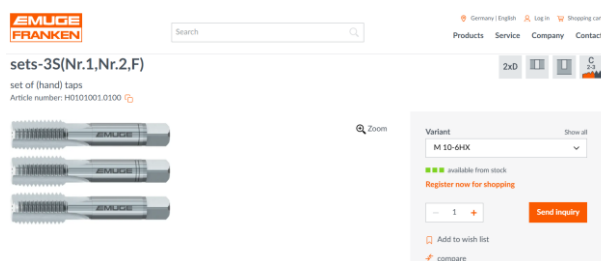


Рисунок 3.7 – Комплект мітчиків EMUGE set of taps (3 pieces) [26]

Для зняття фасок $1,25 \times 45^\circ$ використовується зенківка Bosch PRO Steel HSS Countersink Drill Bit 20×45 mm, M10. Вона добре підходить для притуплення гострих кромek, видалення задирок та зенкування отворів [27].



Рисунок 3.8 – Зенківка Bosch PRO Steel HSS Countersink Drill Bit 20×45 mm, M10 [27]

3.4.3. Вибір інструменту для листозгинального верстату TruBend 5130

Для згинання деталі вибрано пуансон OW200/S R1.6/86° H219.2 з радіусом 1,6 мм та кутом 86°. Також використовується матриця EV028 W40/86 R3 з шириною 40 мм, радіусом 3 мм та кутом 86°.

Таке поєднання пуансона та матриці забезпечує можливість виконання згинів листової заготовки товщиною 5 мм із необхідною геометрією та радіусом згину.

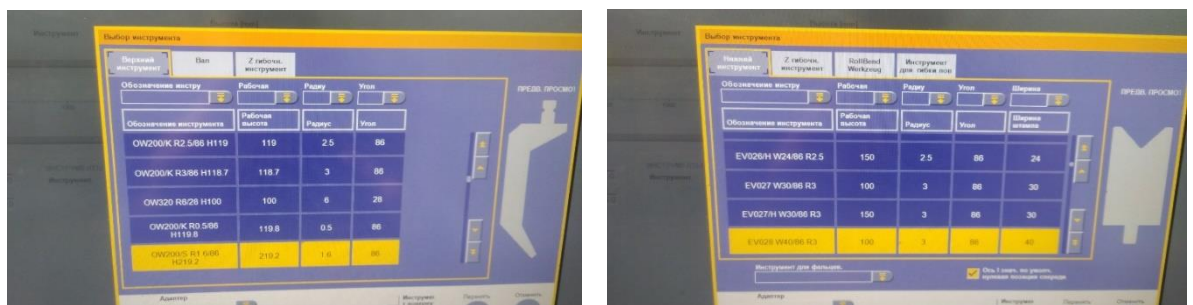


Рисунок 3.9 – Інструменти для згинання: а – пуансон; б – матриця

3.4.4. Вибір дроту та захисного газу для зварювання

Для зварювання деталі обрано суцільний обміднений дріт ER70S-6 діаметром 1,0 мм та захисний газ 75% Ar + 25% CO₂. Такий вибір є доцільним для MIG/MAG-зварювання конструкційної сталі товщиною 5 мм. Як альтернатива газовій суміші Ar + CO₂ може використовуватися чистий CO₂, однак для дроту ER70S-6 рекомендованим варіантом є саме суміш аргону та вуглекислого газу. Тому для даної операції приймаємо захисний газ 75% Ar + 25% CO₂.



WELD 70S-6

ESAB Weld 70S-6 is a copper-coated AWS ER70S-6 solid wire, suited for general purpose, manual and semiautomatic applications in most industries. It is manufactured under ESAB's Quality Control programs and meets AWS standards.

Specifications	
Classifications	EN ISO 14341-A : G 38 2 C1 Z 3Si1 SFA/AWS A5.18 : ER70S-6
Approvals	CWB : CSA W48-23
Industry	Industrial and General Fabrication Automotive Mobile Equipment Ship/Barge Building Civil Construction

Approvals are based on factory location. Please contact ESAB for more information.

Shielding Gas	M21, C1 (EN ISO 14175)
---------------	------------------------

Typical Weld Metal Analysis %				
C	Mn	Si	S	P
CO2(C1)				
0.07	1.5	0.9	0.010	0.013

Deposition Data						
Diameter	Current	Voltage	Wire Feed Speed	Deposition Type	Electrode Unit	Optimal Amps
0.9 mm (.035 in.)	180-230 A	25-27 V	1016-1397 cm/min (400-550 in./min)	Spray Transfer	206 m/kg (3670 in./min)	200 A
0.9 mm (.035 in.)	90-160 A	15-19 V	457-762 cm/min (180-300 in./min)	Short Arc Transfer	206 m/kg (3670 in./min)	130 A
1.2 mm (.045 in.)	130-200 A	17-19 V	318-508 cm/min (125-200 in./min)	Short Arc Transfer	124 m/kg (2220 in./min)	160 A
1.2 mm (.045 in.)	260-340 A	25-30 V	762-1270 cm/min (300-500 in./min)	Spray Transfer	124 m/kg (2220 in./min)	300 A

Рисунок 3.10 – Зварювальний дріт ER70S-6 [28]

3.5. Технологічний процес виготовлення деталі

3.5.1. Лазерне різання заготовки

За допомогою спеціального програмного забезпечення верстата TruTops виконується конвертація DXF-файлу розгортки у керуючу програму, яку зчитує верстат TruLaser 5030 fiber.

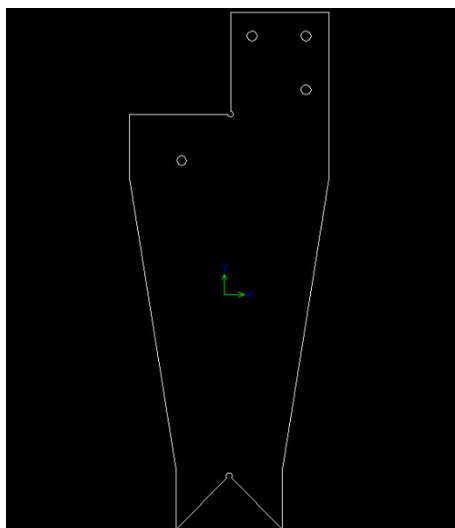


Рисунок 3.11 – DXF-файл розгортки деталі

Після виконання лазерного різання отримуємо заготовку, яка надалі використовується для операцій гнуття.

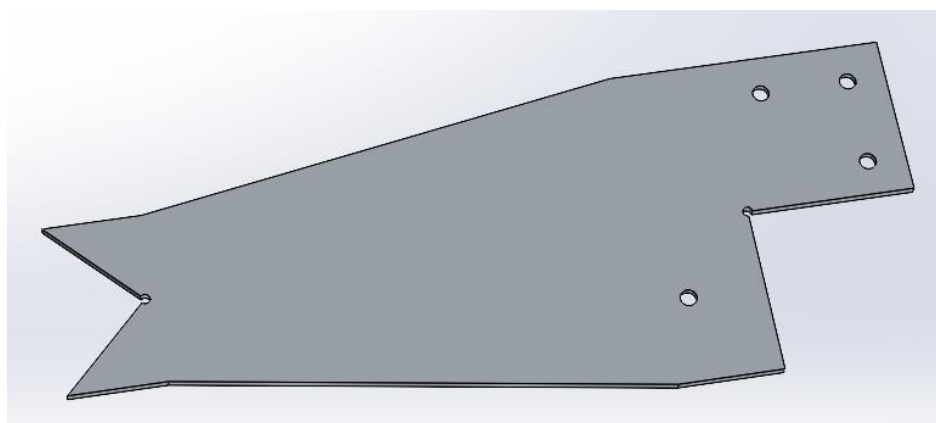


Рисунок 3.12 – Заготовка після лазерного різання

3.5.2. Нарізання різьби та знімання фаски

Після лазерного різання в отворах виконується нарізання різьби M10. Операція проводиться вручну за допомогою комплекту мітчиків у три проходи. Такий підхід дозволяє поступово сформувати профіль різьби та зменшити навантаження на інструмент.

Після нарізання різьби виконується зняття фасок $1,25 \times 45^\circ$. Це необхідно для видалення гострих кромek, усунення задирок та підготовки отворів до подальшої експлуатації.

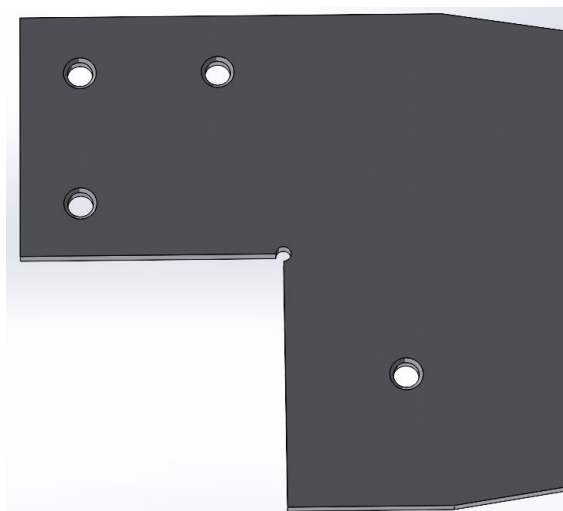


Рисунок 3.13 – Заготовка зі знятими фасками

3.5.3. Гнуття

Щоб отримати необхідну просторову форму деталі, потрібно виконати три згини.

Перед виконанням операції гнуття проводиться налаштування листозгинального верстата. У програмі задаються параметри деталі, матеріал, товщина листа, вибраний інструмент, а також послідовність виконання згинів.

Налаштування верстата:

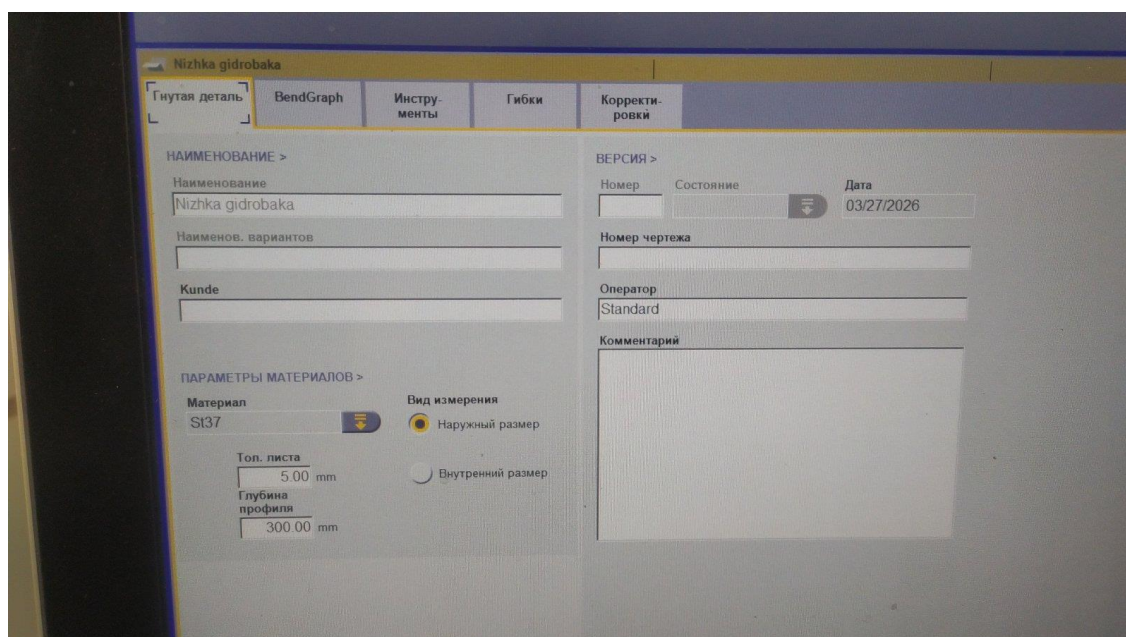


Рисунок 3.14 – Налаштування верстата: гнутая деталь

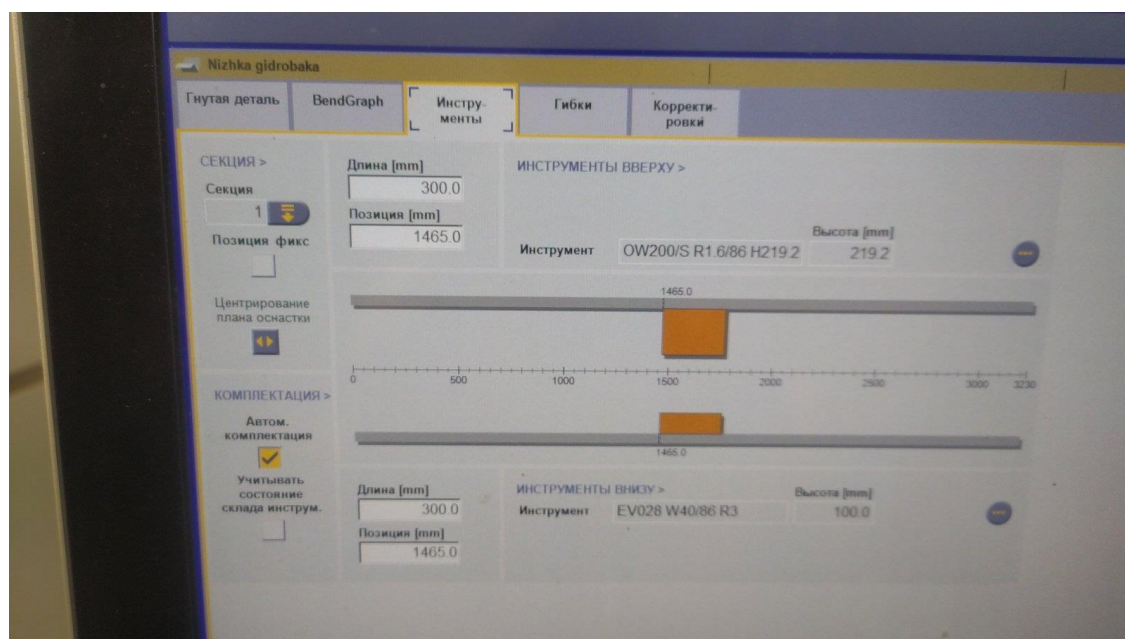


Рисунок 3.15 – Налаштування верстата: інструменти)

Після налаштування обладнання виконується послідовність операцій гнуття.

Перший згин:

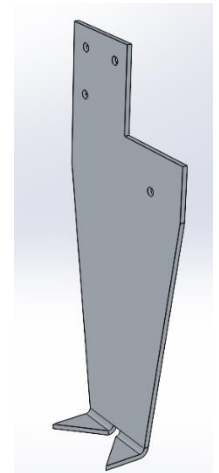
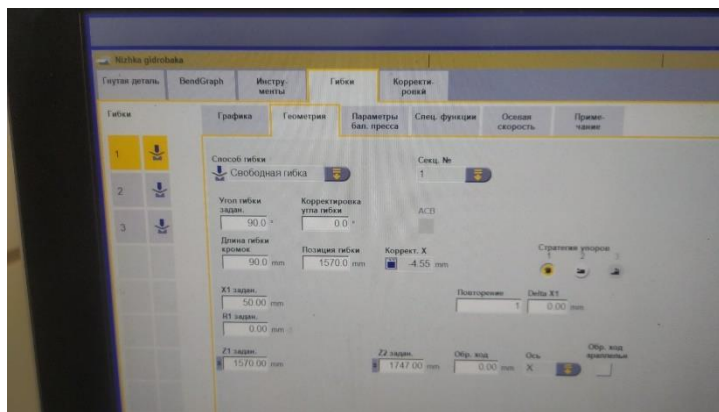


Рисунок 3.16 – Перший згин

На першому етапі виконується початкове формування однієї зі сторін деталі. Заготовка встановлюється у робочу зону верстата, після чого пуансон виконує згинання листа на заданий кут.

Другий згин:

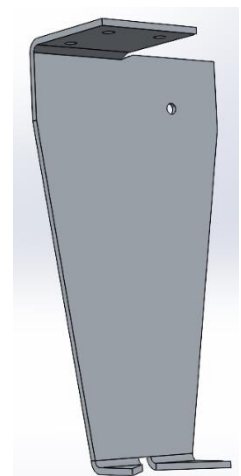
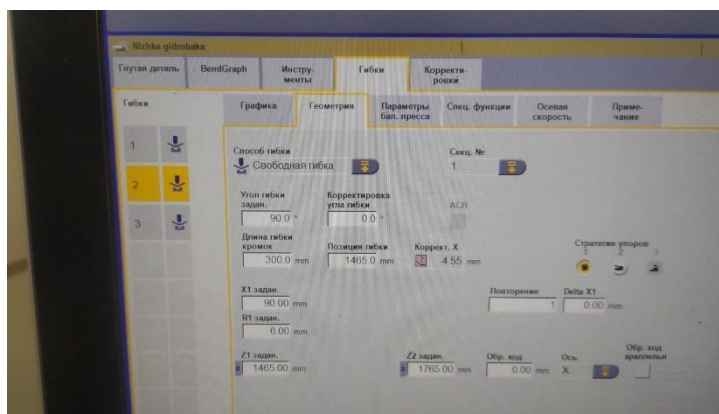


Рисунок 3.17 – Другий згин

На другому етапі формується наступна бокова частина деталі. Важливо правильно зорієнтувати заготовку відносно інструменту, щоб забезпечити відповідність геометрії кресленню.

Третій згин, фінальний:

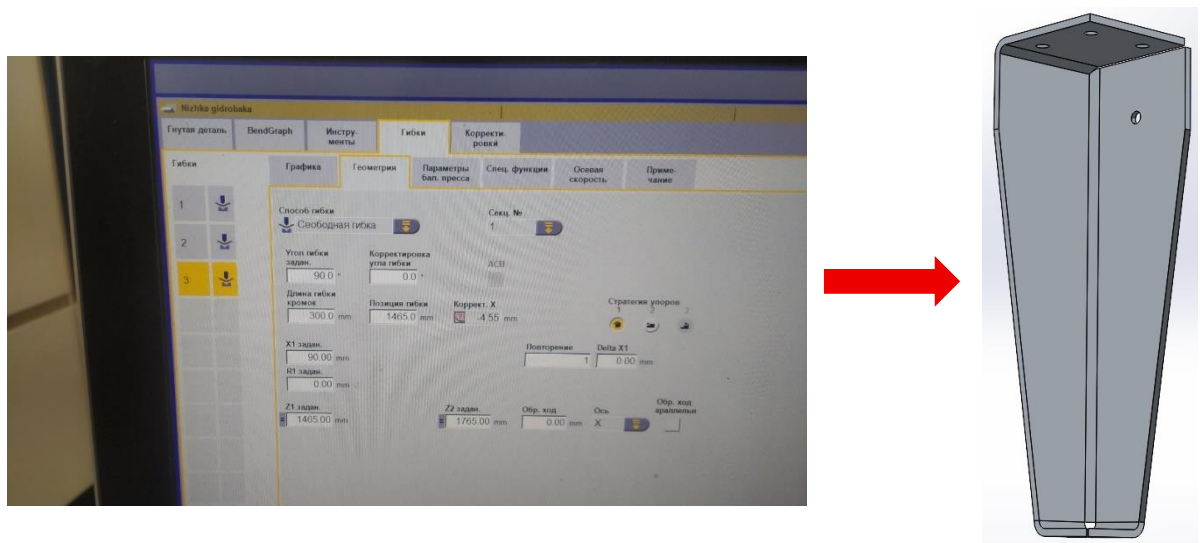


Рисунок 3.18 – Третій згин

На фінальному етапі виконується останній згин, після якого деталь набуває остаточної просторової форми. У результаті операцій гнуття отримано деталь — ніжку гідробака.

3.5.4. Зварювання

Отриману після гнуття деталь необхідно проварити. Це забезпечує необхідну жорсткість конструкції та підвищує її міцність під час експлуатації.

Для зварювання використовується зварювальний апарат Fronius TPS 400i, дріт ER70S-6 діаметром 1,0 мм та захисний газ 75% Ar + 25% CO₂.

Під час зварювання виконуються такі типи швів:

Стиковий шов

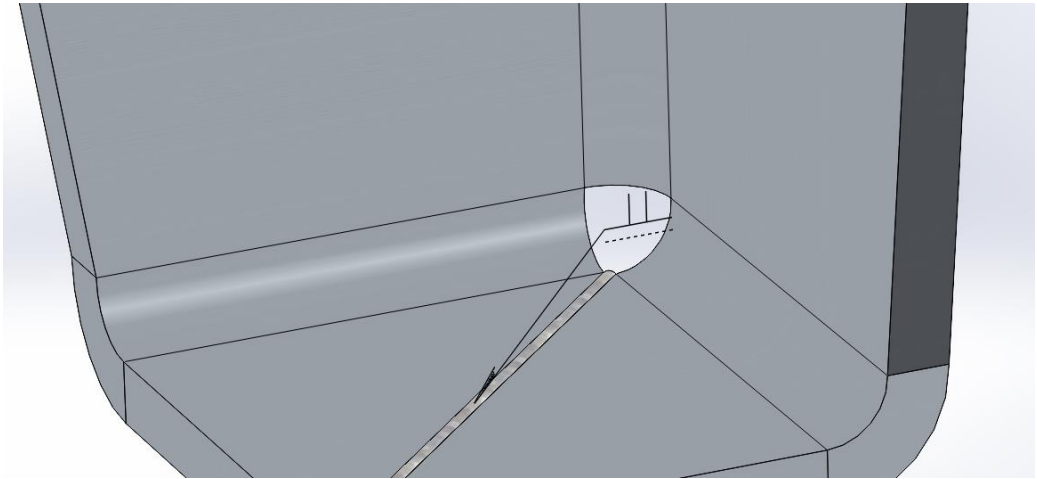


Рисунок 3.19 – Стиковий зварний шов

Стиковий шов виконується у місці з'єднання крайок деталі. Його призначення — забезпечити міцне з'єднання елементів після згинання та надати конструкції необхідної жорсткості.

Кутовий шов

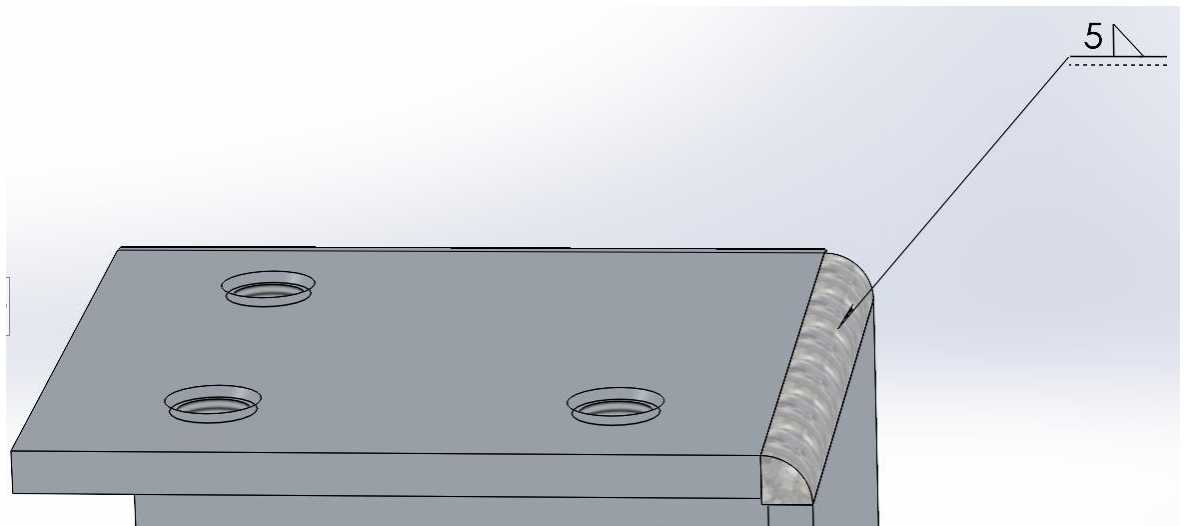


Рисунок 3.20 – Кутовий зварний шов

Кутовий шов виконується у місцях примикання поверхонь під кутом. Він додатково підсилює конструкцію та забезпечує надійну роботу деталі у складі гідробака.

3.6. Висновки до розділу

Для підтвердження можливості виготовлення окремих елементів комплексу розроблено технологічний процес виготовлення деталі «Ніжка гідробака». Як заготовку прийнято листовий гарячекатаний прокат зі сталі S235/S275 товщиною 5 мм. Такий матеріал забезпечує необхідну жорсткість деталі, має добрі зварювальні властивості та придатний для виконання операцій різання і гнуття.

Визначено раціональну послідовність виготовлення деталі: лазерне різання заготовки, оброблення отворів, нарізання різьби, знімання фасок, гнуття та зварювання. Для виконання основних операцій підібрано технологічне обладнання й інструмент.

Запропонований технологічний процес може бути реалізований в умовах підприємства та підтверджує можливість виготовлення окремих деталей гідробака власними виробничими силами.

РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ

4.1. Небезпечні фактори, що впливають на робочий процес

Охорона праці під час експлуатації автоматизованого універсального гідравлічного пресово-штампувального комплексу має важливе значення, оскільки обладнання працює з великим зусиллям, підвищеним тиском робочої рідини, електричним приводом та рухомими виконавчими органами. Відповідно до Закону України «Про охорону праці», охорона праці спрямована на забезпечення безпечних і здорових умов праці працівників у процесі трудової діяльності [29].

Проектований комплекс призначений для виконання операцій пресування, штампування, згинання, запресування або формування деталей за рахунок змінної технологічної оснастки. У конструкції передбачено гідравлічний насос, електродвигун, гідроциліндр, гідророзподільник, запобіжний клапан, гідрозамок, дросель, реле тиску, датчик положення штока та систему автоматичного керування. Згідно з прийнятими в записці параметрами, зусилля гідроциліндра становить 50 т, робочий тиск — 20 МПа, а запобіжний клапан налаштований на 22 МПа.

Основними небезпечними факторами під час роботи комплексу є: можливість травмування рухомими частинами преса, дія високого тиску в гідросистемі, небезпека ураження електричним струмом, підвищений рівень шуму, можливе витікання робочої рідини, пожежна небезпека через наявність оливи та електрообладнання, а також психофізіологічне навантаження на оператора.

4.1.1. Фізичні фактори

До основних фізичних небезпечних і шкідливих факторів під час експлуатації гідравлічного пресово-штампувального комплексу належать рухомі частини обладнання, високий тиск у гідросистемі, шум, вібрація, електрична напруга, можливість падіння або зміщення заготовки, а також ризик ковзання через витікання робочої рідини.

Найбільшу небезпеку становить зона руху штока гідроциліндра і робочої оснастки. Під час висування штока створюється значне зусилля, достатнє для виконання операцій згинання, штампування або запресування. У разі потрапляння рук, інструменту або сторонніх предметів у робочу зону можливе серйозне травмування. Тому робоча зона преса повинна бути обладнана захисними огороженнями, попереджувальними знаками, а доступ до небезпечної зони під час автоматичного циклу має бути обмежений.

Другою небезпекою є робота гідравлічної системи під високим тиском. У розрахунковій частині прийнято робочий тиск 20 МПа, а запобіжний клапан налаштовано на 22 МПа. За таких умов пошкодження трубопроводу, рукава високого тиску або ущільнення може призвести до різкого викиду робочої рідини. Тонкий струмінь оливи під високим тиском є небезпечним, оскільки може спричинити травмування шкіри або очей. Для зменшення ризику необхідно застосовувати справні трубопроводи, рукави високого тиску з відповідним запасом міцності, регулярно перевіряти місця з'єднань, а також не виконувати ремонтні роботи до повного скидання тиску в системі.

Важливим елементом безпеки є двосторонній гідрозамок, який у схемі встановлюється біля гідроциліндра. Його призначення полягає у фіксації штока та запобіганні самовільному переміщенню гідроциліндра при падінні тиску або втраті керування. Це особливо важливо через вертикальне розташування гідроциліндра.

Електробезпека також є важливим фактором, оскільки насос приводиться в дію електродвигуном потужністю 22 кВт, а кола керування працюють від

напруги 24 В DC. У схемі передбачено кнопки керування, реле, електромагніти гідророзподільника, сигнальні лампи та кнопку аварійної зупинки. Електрообладнання повинно мати захисне заземлення, справну ізоляцію, захист від короткого замикання і перевантаження. Вимоги до безпечної експлуатації електроустановок споживачів регламентуються відповідними правилами, які поширюються на працівників, що обслуговують електроустановки [30].

Окрему увагу необхідно приділити шуму і вібрації. Джерелами шуму є електродвигун, насос, рух робочої рідини через гідроапаратуру, перемикання гідророзподільника та контакт робочого органу із заготовкою. Тривала дія підвищеного шуму може викликати втому, зниження уваги та погіршення слуху. Нормування шуму на робочих місцях виконується згідно з ДСН 3.3.6.037-99, де наведені допустимі рівні звукового тиску та еквівалентні рівні звуку на робочих місцях [31].

Для зменшення впливу фізичних факторів необхідно передбачити такі заходи: встановлення огорожень робочої зони, використання аварійної кнопки «Стоп», блокування випадкового запуску, перевірку справності гідроліній, заземлення електрообладнання, використання засобів індивідуального захисту, нанесення попереджувального маркування, а також проведення інструктажів для персоналу.

4.1.2. Психологічні фактори

Психологічні фактори під час роботи з пресово-штампувальним комплексом пов'язані з необхідністю постійного контролю за роботою обладнання, правильним встановленням заготовки, вибором режиму роботи, контролем положення штока та своєчасною реакцією на аварійні ситуації. Оператор працює з обладнанням, яке створює велике зусилля, тому навіть незначна помилка під час налагодження або запуску може призвести до пошкодження деталі, оснастки або травмування.

До основних психологічних факторів належать: підвищена відповідальність за безпечний запуск циклу, необхідність концентрації уваги, монотонність повторюваних операцій, можливе нервово напруження під час роботи з великогабаритними або важкими заготовками, а також ризик помилки при переході між автоматичним і ручним режимами.

У розробленій системі керування передбачено автоматичний цикл роботи. Оператор натискає кнопку «Старт», після чого шток рухається вниз, досягає заготовки, створює тиск, спрацьовує реле тиску X1, вмикається таймер витримки часу на 1 с, після чого шток автоматично повертається у початкове положення. Початкове положення контролюється датчиком XN1. Такий алгоритм зменшує кількість ручних дій оператора, але вимагає уважності під час підготовки робочого циклу.

Для зниження впливу психологічних факторів у схемі передбачено ручний режим керування, кнопку «Інтерлок», аварійну зупинку, сигнальні лампи та блокування випадкового повторного запуску після аварії. Це дозволяє зменшити ризик помилкових дій під час налагодження та обслуговування обладнання.

Також необхідно організувати роботу таким чином, щоб оператор не виконував однотипні операції без перерв протягом тривалого часу. Робоче місце має бути зручним, добре освітленим, з вільним доступом до органів керування та аварійної кнопки. Інструкції з експлуатації повинні бути розміщені біля робочого місця у зрозумілій формі.

4.1.3. Хімічні фактори

Хімічні фактори у даному комплексі пов'язані переважно з використанням гідравлічної оливи. У розрахунковій частині для гідроприводу прийнято мінеральну гідравлічну оливу HLP 46 або HM 46. Під час нормальної роботи олива циркулює в замкненій системі, однак при пошкодженні ущільнень, трубопроводів або гідроапаратури можливе її витікання.

Контакт оливи зі шкірою може спричинити подразнення, а при тривалому контакті — дерматити. Також небезпечними є пари або аерозолі оливи, які можуть утворюватися при перегріванні або розбризкуванні робочої рідини. Особливо небезпечним є потрапляння оливи на підлогу, оскільки це створює ризик ковзання та падіння працівника.

Для зменшення впливу хімічних факторів необхідно забезпечити герметичність гідросистеми, використовувати якісні ущільнення, своєчасно усувати підтікання, застосовувати піддони або ємності для збору оливи під час обслуговування, а також виконувати заміну робочої рідини згідно з регламентом. Працівники повинні використовувати захисні рукавички, спецодяг, захисні окуляри під час обслуговування гідросистеми та не допускати потрапляння оливи на відкриті ділянки шкіри.

Відпрацьовану оливу не можна зливати у каналізацію або на ґрунт. Вона повинна збиратися у спеціальну тару та передаватися на утилізацію відповідно до вимог поводження з відходами на підприємстві.

4.2. Розрахунок рівня шуму

Джерелами шуму під час роботи автоматизованого гідравлічного пресово-штампувального комплексу є електродвигун, гідравлічний насос, потік робочої рідини через гідроапаратуру, перемикання гідророзподільника, а також контакт робочого органу із заготовкою під час виконання технологічної операції.

Оскільки у вихідних даних записки відсутні паспортні значення шуму для конкретного насосного агрегату, розрахунок виконується як попередній оціночний. Для остаточної перевірки рівень шуму на робочому місці необхідно виміряти шумоміром після виготовлення та монтажу обладнання. Нормування шуму виконується згідно з ДСН 3.3.6.037-99, де наведені допустимі рівні звукового тиску та еквівалентні рівні звуку на робочих місцях [32].

Для попереднього розрахунку приймаємо такі орієнтовні рівні шуму окремих джерел:

Таблиця 4.1

Вихідні дані для розрахунку рівня шуму

Джерело шуму	Позначення	Рівень шуму, дБА
Електродвигун насосної станції	L_1	78
Гідравлічний насос	L_2	80
Гідророзподільник, клапани, рух рідини	L_3	75
Контакт робочого органу із заготовкою	L_4	76

Сумарний рівень шуму від декількох джерел визначається за формулою:

$$L_{\Sigma} = 10 \cdot \lg(10^{(L_1/10)} + 10^{(L_2/10)} + 10^{(L_3/10)} + 10^{(L_4/10)}) .$$

Підставляємо прийняті значення:

$$L_{\Sigma} = 10 \cdot \lg(10^{(78/10)} + 10^{(80/10)} + 10^{(75/10)} + 10^{(76/10)}) ;$$

$$L_{\Sigma} = 10 \cdot \lg(6,31 \cdot 10^7 + 1,00 \cdot 10^8 + 3,16 \cdot 10^7 + 3,98 \cdot 10^7) ;$$

$$L_{\Sigma} = 10 \cdot \lg(2,347 \cdot 10^8) ;$$

$$L_{\Sigma} = 83,7 \text{ дБА} .$$

Отже, попередньо визначений сумарний рівень шуму біля гідравлічного пресово-штампувального комплексу становить приблизно:

$$L_{\Sigma} \approx 84 \text{ дБА} .$$

Отримане значення може перевищувати комфортний рівень для постійної роботи оператора, тому необхідно передбачити заходи щодо зниження шуму. До таких заходів належать: встановлення насосної станції на віброгасні опори,

					ДП.МА2204.23.000 ПЗ	Арк.
Змін	Аркуш	№ документ	Підпис	Дата		110

застосування шумопоглинального кожуха для насосно-моторної групи, використання гнучких вставок у гідролініях, своєчасне технічне обслуговування насоса, недопущення кавітації, надійне кріплення трубопроводів, а також використання засобів індивідуального захисту органів слуху при необхідності.

Якщо шумозахисний кожух та віброгасні опори забезпечують зменшення шуму приблизно на 5 дБА, тоді очікуваний рівень шуму становитиме:

$$L_{\text{після}} = 83,7 - 5 = 78,7 \text{ дБА} .$$

Отже, після застосування шумозахисних заходів рівень шуму може бути знижений до:

$$L_{\text{після}} \approx 79 \text{ дБА} .$$

Таким чином, для забезпечення безпечних умов праці необхідно передбачити конструктивні та організаційні заходи зниження шуму. Після монтажу комплексу рівень шуму потрібно перевірити фактичним вимірюванням на робочому місці оператора.

4.3. Пожежна безпека

Пожежна безпека під час експлуатації автоматизованого гідравлічного пресово-штампувального комплексу має важливе значення через наявність електрообладнання, гідравлічної оливи, кабельних ліній, електродвигуна, насосної станції та можливих джерел нагрівання. Загальні вимоги пожежної безпеки в Україні встановлені Правилами пожежної безпеки в Україні, затвердженими наказом МВС України № 1417 [33].

Основними причинами виникнення пожежі під час роботи комплексу можуть бути: коротке замикання в електричних колах, перегрів електродвигуна, пошкодження ізоляції кабелів, витікання гідравлічної оливи на гарячі поверхні,

забруднення обладнання оливою, порушення правил технічного обслуговування, використання несправних електроапаратів або неправильне підключення обладнання.

Гідравлічна олива HLP 46 або HM 46 належить до горючих технічних рідин. У нормальних умовах вона не є легкозаймистою, однак при потрапленні на нагріті поверхні або при наявності відкритого джерела вогню може підтримувати горіння. Тому необхідно не допускати витікання оливи, своєчасно очищувати обладнання від забруднень, не зберігати промаслене ганчір'я біля електрообладнання та не виконувати зварювальні або інші вогневі роботи поблизу гідросистеми без спеціального дозволу.

Для забезпечення пожежної безпеки необхідно виконувати такі заходи:

1. Електрообладнання повинно мати справну ізоляцію, захист від короткого замикання та перевантаження.
2. Електродвигун потужністю 22 кВт повинен бути підключений через відповідну апаратуру захисту.
3. Корпуси електрообладнання та металеві частини комплексу необхідно заземлити.
4. Гідравлічні трубопроводи та з'єднання потрібно регулярно оглядати на наявність підтікання.
5. Місця можливого витікання оливи необхідно очищувати, а розливу оливу негайно прибирати.
6. Біля комплексу повинні бути встановлені первинні засоби пожежогасіння.
7. Проходи до обладнання, електрощита та вогнегасників повинні залишатися вільними.
8. Працівники повинні бути проінструктовані щодо дій у разі пожежі.

Для гасіння можливих загорянь електрообладнання та гідравлічної оливи доцільно застосовувати порошкові або вуглекислотні вогнегасники. Використання води для гасіння електрообладнання, що перебуває під напругою,

не допускається. Перед гасінням, якщо це можливо без ризику для працівника, обладнання необхідно знеструмити.

Також необхідно забезпечити справність кнопки аварійної зупинки. У розробленій схемі керування передбачено аварійну зупинку, переведення системи у безпечний стан і запобігання самовільному повторному запуску після аварії. Це підвищує не лише виробничу, а й пожежну безпеку комплексу, оскільки дозволяє швидко зупинити обладнання у разі виявлення несправності, перегріву або витікання робочої рідини.

4.4. Висновки до розділу

Під час експлуатації автоматизованого гідравлічного пресово-штампувального комплексу основними небезпечними факторами є рухомі частини обладнання, високий тиск у гідросистемі, електрична небезпека, підвищений рівень шуму, можливе витікання гідравлічної оливи та ризик виникнення пожежі.

За результатами розрахунку встановлено, що після застосування шумозахисних заходів орієнтовний рівень шуму на робочому місці оператора становитиме приблизно 79 дБА. Для його зниження передбачено застосування віброгасних опор, надійне кріплення трубопроводів, регулярне технічне обслуговування обладнання та, за необхідності, установлення шумозахисного кожуха. Після монтажу комплексу рівень шуму потрібно перевірити фактичним вимірюванням.

Для зменшення ризику пожежі необхідно контролювати стан електрообладнання та кабельних ліній, не допускати витікання гідравлічної оливи, своєчасно очищувати обладнання від забруднень і забезпечити наявність первинних засобів пожежогасіння.

Отже, передбачені конструктивні та організаційні заходи дають змогу знизити вплив небезпечних факторів і забезпечити безпечну експлуатацію комплексу.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У дипломному проєкті розроблено автоматизований універсальний гідравлічний пресово-штампувальний комплекс. Комплекс призначений для виконання операцій пресування, штампування, згинання, запресування та формоутворення деталей. Застосування змінної оснастки дає змогу використовувати одне обладнання для різних технологічних операцій і зменшити потребу в окремих спеціалізованих верстатах.

За результатами аналізу наявних технічних рішень обґрунтовано доцільність розроблення власного комплексу, адаптованого до можливостей підприємства. Розроблено принципову гідравлічну схему та систему електричного керування, яка забезпечує запуск робочого циклу, контроль тиску, витримку під навантаженням, повернення штока у початкове положення та аварійну зупинку.

Для створення заданого зусилля 50 т прийнято силовий гідроциліндр із діаметром поршня 200 мм, діаметром штока 140 мм і робочим ходом 450 мм. Фактичне зусилля гідроциліндра з урахуванням механічного ККД становить 57,6 т, що забезпечує необхідний запас. Для живлення гідросистеми прийнято насос із подачею 50 л/хв і номінальним тиском 25 МПа, а для його приводу — трифазний асинхронний електродвигун потужністю 30 кВт. Запобіжний клапан налаштовується на тиск 22 МПа.

Для гідросистеми прийнято бак геометричним об'ємом 200 л, робочий об'єм оливи приблизно 150 л та гідравлічну оливу класу в'язкості HLP 46 або HM 46. Визначено умовні проходи трубопроводів: DN40 для всмоктувальної лінії, DN16 для нагнітальної, DN32 для зливної та DN25 для ліній між гідророзподільником і гідроциліндром. За результатами теплового розрахунку встановлено необхідність використання маслоохолоджувача потужністю не менше 3 кВт.

Перевірка міцності підтвердила працездатність конструкції силового гідроциліндра. Для гільзи прийнято товщину стінки 25 мм і зовнішній діаметр

250 мм. Кріплення кришки виконується за допомогою восьми болтів М24 класу міцності 8.8.

Для деталі «Ніжка гідробака» розроблено технологічний процес виготовлення, який включає лазерне різання, оброблення отворів, нарізання різьби, знімання фасок, гнуття та зварювання. Запропонований маршрут може бути реалізований в умовах підприємства.

Для безпечної експлуатації комплексу визначено основні небезпечні фактори та запропоновано заходи щодо зменшення їх впливу. Після застосування шумозахисних заходів очікуваний рівень шуму становитиме приблизно 79 дБА. Також передбачено заходи електричної та пожежної безпеки, контроль стану гідросистеми й регулярне технічне обслуговування.

Отже, поставлену мету досягнуто: розроблений комплекс забезпечує задане робоче зусилля, автоматизоване керування, можливість виконання різних технологічних операцій і безпечну експлуатацію. Основні вузли комплексу можуть бути виготовлені або укомплектовані з урахуванням виробничих можливостей підприємства.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Проектування гідравлічних приводів [Електронний ресурс] : навч.-метод. посібник / А. С. Роговий, О. Б. Панамарьова, І. І. Тиньянова, К. С. Рєзва ; Нац. техн. ун-т «Харківський політехнічний інститут». Харків, 2023. 156 с.
URL: <https://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/78474>
2. Hydraulic gear pump 0510725169 [Електронний ресурс] // Bosch Rexroth Store. URL: <https://store.boschrexroth.com/en/in/p/hydraulic-gear-pump-0510725169> (дата звернення: 26.05.2026).
3. W22 IE3 22 kW 4P 180L 3Ph 380-400-415/660-690/460 V 50 Hz IC411 – TEFC – B14T [Електронний ресурс] // WEG. URL: <https://www.weg.net/catalog/weg/CI/en/Electric-Motors/Low-Voltage-IEC-Motors/Three-Phase/W22-/W22-IE3-22-kW-4P-180L-3Ph-380-400-415-660-690-460-V-50-Hz-IC411---TEFC---B14T/p/13001282> (дата звернення: 26.05.2026).
4. Directional spool valve R901278744 [Електронний ресурс] // Bosch Rexroth Store. URL: <https://store.boschrexroth.com/en/ch/p/directional-spool-valve-r901278744> (дата звернення: 26.05.2026).
5. Bosch Rexroth. G. Subplates and sandwich plates [Електронний ресурс] : technical data RE 45100. URL: <https://www.pressoil.it/share/download/028137600-1617002841bosch-rexroth-g-piastre-subplates-re45100.pdf> (дата звернення: 26.05.2026).
6. Pressure relief valve R900424159 [Електронний ресурс] // Bosch Rexroth Store. URL: <https://store.boschrexroth.com/en/ro/p/pressure-relief-valve-r900424159> (дата звернення: 26.05.2026).
7. Double pilot operated check valve VBPDE FL [Електронний ресурс] // Motorimpex. URL: <https://motorimpex.ua/en/products/gidrozamki-dvustoronnego-dejstviya-vbpde-fl> (дата звернення: 26.05.2026).
8. SDR10A-11-C-N-15V [Електронний ресурс] // HYDAC. URL: <https://www.hydac.com/shop/en/3360939> (дата звернення: 26.05.2026).

9. RF ON 160 D E 10 A 1.0 Return line filter [Електронний ресурс] // HYDAC. URL: <https://www.hydac.com/shop/en/1267293> (дата звернення: 26.05.2026).
10. SF suction line filter [Електронний ресурс] // HYDAC. URL: <https://www.hydac.com/shop/en/sf-1000515531> (дата звернення: 26.05.2026).
11. Manometer pressure gauges [Електронний ресурс] // HYDAC Australia. URL: <https://www.hydac.com.au/manometer-pressure-gauges-manometer-pressure-gauges.html> (дата звернення: 26.05.2026).
12. ELF Tank Breather Filter with Filler Strainer [Електронний ресурс] : technical documentation / HYDAC. URL: <https://www.hasmak.com.tr/hydac/filtre/ELF%20Tank%20Breather%20Filter%20with%20Filler%20Strainer.pdf> (дата звернення: 26.05.2026).
13. Бригінець В. П. Фізика: механіка – вчимося розв'язувати задачі. Компенсаційний курс [Електронний ресурс] : навч. посіб. / В. П. Бригінець, С. О. Подласов, О. В. Матвійчук. Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2021. 221 с. URL: <https://ela.kpi.ua/server/api/core/bitstreams/6667847f-29ea-49e2-a2e1-91c87a733539/content> (дата звернення: 26.05.2026).
14. Ворфоломеев А. В. Гідравліка та гідропривод [Електронний ресурс] : конспект лекцій. Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2017. 178 с. URL: <https://ela.kpi.ua/server/api/core/bitstreams/b7127eaa-b335-4788-9c1c-bfbef135935/content> (дата звернення: 26.05.2026).
15. Писаренко Г. С. Опір матеріалів : підручник / Г. С. Писаренко, О. Л. Квітка, Є. С. Уманський ; за ред. Г. С. Писаренка. 2-ге вид., допов. і переробл. Київ : Вища школа, 2004. 655 с.
16. Семеняко О. В. Тепломасообмін – 3 [Електронний ресурс] : методичні вказівки до виконання курсової роботи / О. В. Семеняко, Є. В. Новаківський. Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2017. 31 с. URL: <https://ela.kpi.ua/server/api/core/bitstreams/f2c324c7-c0da-482a-964b-372a9e9ee75a/content> (дата звернення: 26.05.2026).

17. Macrodyne Hydraulic Presses & Automation [Електронний ресурс] // Macrodyne Technologies. URL: <https://macrodynepress.com/> (дата звернення: 26.05.2026).
18. Langzauner [Електронний ресурс] : official website. URL: <https://langzauner.at/en/> (дата звернення: 26.05.2026).
19. Лист 5 ГК 125×25 [Електронний ресурс] // Metal Holding. URL: <https://metal-holding.ua/ua/cernyj-metall/lystovyj-metal/list-goracekatanyj/list-5-gk-125h25-2> (дата звернення: 26.05.2026).
20. TRUMPF 2D laser cutting machines [Електронний ресурс] : brochure / TRUMPF. URL: https://www.trumpf.com/filestorage/TRUMPF_SG/user_upload/TRUMPF-2D-laser-cutting-machines-brochure-EN.pdf (дата звернення: 26.05.2026).
21. TruLaser 5030 fiber / 5040 fiber / 5060 fiber [Електронний ресурс] // TRUMPF. URL: https://www.trumpf.com/en_SG/products/machines-systems/2d-laser-cutting-machines/trulaser-5030-fiber-5040-fiber-5060-fiber/ (дата звернення: 26.05.2026).
22. TRUMPF bending machines [Електронний ресурс] : brochure / TRUMPF. URL: https://www.trumpf.com/filestorage/TRUMPF_Master/Products/Machines_and_Systems/02_Brochures/TRUMPF-bending-machines-brochure-EN.pdf (дата звернення: 26.05.2026).
23. TruBend Series 5000 [Електронний ресурс] // TRUMPF. URL: https://www.trumpf.com/en_SG/products/machines-systems/bending-machines/trubend-series-5000/ (дата звернення: 26.05.2026).
24. TPS 400i [Електронний ресурс] // Fronius Україна. URL: <https://www.fronius.com/uk-ua/ukraine/zvaryvalni-tekhnohiiyi/produkty/ruchne-zvaryuvannya/migmag/tpsi/tpsi/tps-400i> (дата звернення: 26.05.2026).
25. TruServices Genuine Parts. Nozzles [Електронний ресурс] : flyer / TRUMPF. URL: https://www.trumpf.com/filestorage/TRUMPF_Master/Products/Services/01_brochur

[es/TRUMPF-TruServices-Genuine-Parts-Nozzles-Flyer-EN.pdf](#) (дата звернення: 26.05.2026).

26. Threading technology. Hand tap set 3S No. 1 / No. 2 / F [Електронний ресурс] // EMUGE-FRANKEN. URL: <https://www.emuge-franken-group.com/de/en/threading-technology/hand-tap/satz-3s-nr-1-nr-2-f-p/000000000010422524> (дата звернення: 26.05.2026).

27. PRO Steel HSS countersink drill bit [Електронний ресурс] // Bosch Professional Accessories. URL: <https://www.bosch-pt.com.au/au/en/pro-steel-hss-countersink-drill-bit-3089853-ocs-ac/> (дата звернення: 26.05.2026).

28. ER70S-6 Carbon Steel MIG Welding Wire [Електронний ресурс] : product data sheet / ESAB Welding & Cutting Products. URL: https://pdiimages.praxair.com/PDIB2CImages/product-pdf/ESA_WELD_70S-6.pdf (дата звернення: 26.05.2026).

29. Про охорону праці : Закон України від 14.10.1992 № 2694-XII // База даних «Законодавство України» / Верховна Рада України. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/2694-12> (дата звернення: 26.05.2026).

30. Про затвердження Правил безпечної експлуатації електроустановок споживачів (ДНАОП 0.00-1.21-98) : наказ Мінпраці України від 09.01.1998 № 4 // База даних «Законодавство України» / Верховна Рада України. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/main/z0093-98> (дата звернення: 26.05.2026).

31. Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку ДСН 3.3.6.037-99 : постанова Головного державного санітарного лікаря України від 01.12.1999 № 37 // База даних «Законодавство України» / Верховна Рада України. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/go/va037282-99> (дата звернення: 26.05.2026).

32. Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку ДСН 3.3.6.037-99 : постанова Головного державного санітарного лікаря України від 01.12.1999 № 37 // База даних «Законодавство України» / Верховна Рада України. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/rada/show/va037282-99> (дата звернення: 26.05.2026).

33. Про затвердження Правил пожежної безпеки в Україні : наказ Міністерства внутрішніх справ України від 30.12.2014 № 1417 // База даних «Законодавство України» / Верховна Рада України. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0252-15> (дата звернення: 26.05.2026).

34. Оброблення металу тиском [Електронний ресурс] // Вікіпедія : вільна енциклопедія. URL: https://uk.wikipedia.org/wiki/Оброблення_металу_тиском (дата звернення: 26.05.2026).

35. Гідравлічний прес [Електронний ресурс] // Вікіпедія : вільна енциклопедія. URL: https://uk.wikipedia.org/wiki/Гідравлічний_прес (дата звернення: 26.05.2026).

36. Гідропривод [Електронний ресурс] // Вікіпедія : вільна енциклопедія. URL: <https://uk.wikipedia.org/wiki/Гідропривод> (дата звернення: 26.05.2026).

37. Press Brake Bending Tool [Електронний ресурс] // The Workshop Press Company UK. URL: <https://www.workshoppres.co.uk/product/press-brake-bending-device-for-workshop-presses/> (дата звернення: 03.06.2026).

38. Press Brake Tooling [Електронний ресурс] // Alibaba.com. URL: <https://www.alibaba.com/countrysearch/CN/press-brake-tooling.html> (дата звернення: 03.06.2026).

39. Download Our Tooling Catalog [Електронний ресурс] // Unittool Punch & Die Company. URL: <https://www.unittool.com/download-catalog/> (дата звернення: 03.06.2026).

40. 1500 Ton 4-Post Compression Molding Press [Електронний ресурс] // Beckwood Press. URL: <https://beckwoodpress.com/recent-projects/4-post-compression-molding-press-756/> (дата звернення: 03.06.2026).