

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

**Кафедра прикладної гідроаеромеханіки і механотроніки**

«До захисту допущено»

В.о. завідувача кафедри  
\_\_\_\_\_ Олександр ЛУГОВСЬКИЙ

“ \_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2023 р.

**Дипломний проєкт  
на здобуття ступеня бакалавра  
за освітньо-професійною програмою «Автоматизовані та роботизовані  
механічні системи»  
спеціальності 131 Прикладна механіка**

**на тему:** Розроблення захватного пристрою маніпулятора з поворотним вузлом

Виконав (-ла): студент (-ка) 4 курсу, групи МА-93

Львовський Максим Олександрович \_\_\_\_\_  
(прізвище, ім'я, по батькові) (підпис)

Керівник Професор, д.т.н. Струтинський С.В. \_\_\_\_\_  
(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали) (підпис)

Консультант з охорони праці \_\_\_\_\_ ст.викл., к.т.н. Ковтун А.І. \_\_\_\_\_  
(назва розділу) (вчене ступінь та звання, прізвище, ініціали) (підпис)

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

Рецензент \_\_\_\_\_  
(посада, науковий ступінь, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали) (підпис)

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

Студент \_\_\_\_\_  
(підпис)

Київ – 2023 рік

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

Рівень вищої освіти – перший (бакалаврський)

Спеціальність – 131 Прикладна механіка

Освітньо-професійна програма «Автоматизовані та роботизовані механічні системи»

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

В.о. завідувача кафедри

\_\_\_\_\_ Олександр ЛУГОВСЬКИЙ  
( підпис )

“ \_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2023 р.

**ЗАВДАННЯ**  
**на дипломний проєкт студенту**

Львовського Максима Олександровича  
( прізвище, ім'я, по батькові )

1. Тема проєкту: Розроблення захватного пристрою маніпулятора з поворотним вузлом

керівник проєкту Професор, д.т.н. Струтинський С.В. ,  
( прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання )

затверджена наказом по університету від “ 25 ” травня 2023 року № 1951-с

2. Термін подання студентом проєкту 11.06.2023 року.

3. Вихідні дані до проєкту: Розробити захватний пристрій маніпулятора згідно схеми з наступними параметрами: 1. Максимальна вага об'єкта: 13 кг 2. Максимальний розмір об'єкта: 60 мм

4. Зміст пояснювальної записки 1. Аналіз досліджень та публікацій по тематиці ( огляд наявних конструкцій захватних пристроїв )

2. Розрахунок кінематичних та силових параметрів схвату.

3. Вибір електродвигунів та стандартного обладнання.

4. Розрахунок деталей схвату на міцність.

5. Розроблення схвату ( проектування, проведення міцнісних розрахунків ).

6. Формування системи керування, вибір та встановлення датчиків.

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

1. Захватний пристрій (складальне креслення)(A1)
2. Захватний пристрій (деталювання) (2A1)
3. Редуктор циліндричний (складальне креслення)(A1)
4. Твердотільна модель захватного пристрою (плакат)(A1)

6. Консультанти розділів проекту

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

7. Дата видачі завдання 13.10.2022 року

### КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів виконання дипломного проекту	Термін виконання етапів проекту	Примітка
1	Аналіз досліджень та публікацій по тематиці (огляд наявних конструкцій захватних пристроїв).	30.01.2022	виконав
2	Розрахунок кінематичних та силових параметрів схвату.	18.03.2022	виконав
3	Розробка схемного рішення мехатронної системи керування	30.03.2022	виконав
4	Вибір електродвигунів та стандартного обладнання.	20.04.2022	виконав
5	Розроблення схвату (проектування, проведення міцнісних розрахунків).	1.05.2022	виконав
6	Розроблення складального креслення захватного пристрою та креслень деталей	25.05.2022	виконав
7	Охорона праці	10.06.2022	виконав

Студент

\_\_\_\_\_ ( підпис )

Керівник проекту

\_\_\_\_\_ ( підпис )

Максим ЛЬВОВСЬКИЙ  
(Власне ім'я, ПРИЗВИЩЕ)

Сергій СТРУТИНСЬКИЙ  
(Власне ім'я, ПРИЗВИЩЕ)

# **Пояснювальна записка**

**до дипломного проекту**

на тему: «Розроблення захватного пристрою маніпулятора з  
поворотним вузлом»

## Анотація

Дана дипломна робота присвячена розробленню ефективного і безпечного захватного пристрою для руху та маніпулювання об'єктами у різних промислових сферах.

У роботі проведено аналіз поточного стану захватних пристроїв та існуючих технологій переміщення об'єктів, що дозволило ідентифікувати основні проблеми. На основі цього аналізу була розроблена концепція нового захватного пристрою.

Далі було виконано проектування і створення прототипу механічного важільного захватного пристрою, які були підтримані розрахунками та моделюванням.

У заключній частині дослідження були проведені розрахунки та моделювання передачі схвату. Отримані дані підтвердили досягнення поставлених цілей, а також показали перспективи подальшого вдосконалення запропонованого захватного пристрою.

Розроблений концепт захватного пристрою є рішенням у галузі переміщення об'єктів та маніпулювання ними. Він відкриває нові можливості для підвищення продуктивності та безпеки у промислових процесах, а також створює підвалини для подальшого дослідження та вдосконалення в цій області.

Ключові слова: Маніпулятор, захватний пристрій, схват, циліндричний редуктор редуктор, механічна передача.

## Summary

This diploma thesis is dedicated to the development of an efficient and safe gripping device for the movement and manipulation of objects in various industrial sectors.

The work begins with an analysis of the current state of gripping devices and existing object manipulation technologies, which allows for the identification of key issues. Based on this analysis, a concept for a new gripping device has been developed.

Further, the design and creation of a prototype for a mechanical lever-based gripping device were carried out, supported by calculations and modeling.

In the final part of the research, calculations and modeling of the gripping mechanism were conducted. The obtained data confirm the achievement of set goals and demonstrate the prospects for further improvement of the proposed gripping device.

The developed concept of the gripping device represents a solution in the field of object movement and manipulation. It opens up new possibilities for increasing productivity and safety in industrial processes, while also laying the groundwork for further research and enhancement in this field.

Keywords: Manipulator, gripping device, gripper, cylindrical gear reducer, mechanical transmission.

## Зміст

Вступ .....	8
<b>1. Захватні пристрої роботизованих комплексів.....</b>	<b>10</b>
1.1 Типи конструкцій систем захвату.....	10
1.2 Переваги та недоліки розглянутих типів конструкцій систем захвату і сфери їх застосування .....	11
1.3 Складові частини захоплювальних пристроїв та їх призначення .....	12
1.4 Спеціальні типи захватних пристроїв .....	20
1.5 Конструктивні особливості відомих рішень .....	20
<b>2. Розрахунок кінематичних та силових параметрів схвату.....</b>	<b>22</b>
2.1 Розрахунок механічного затискного захватного пристрою.....	22
2.2 Вибір та розрахунок передачі.....	24
2.2 Вибір електродвигуна.....	27
2.3 Розрахунок редуктора .....	29
3.1. Постановка задачі на технологічний процес .....	50
3.2. Вибір методу отримання заготовки .....	51
3.3. Розробка маршрутного технологічного процесу.....	51
3.5. Вибір різального інструменту.....	55
3.6 Висновки з охорони праці.....	56
<b>4. Охорона Праці.....</b>	<b>57</b>
4.1 Характеристика об'єкту.....	57
4.2 Небезпека механізмів що обертаються .....	58
Висновки .....	63
Список використаних джерел.....	64

					ДПБ.МА-93.07.00.00 ПЗ			
Зм..	Арк.	№ Докум.	Підпис	Дата	Розроблення захватного пристрою маніпулятора з поворотним вцзлом	Літ.	Арк.	Аркушів
Разраб		Львівський				7	63	
Перевір		Струтинський				КПІ імені Ігоря Сікорського		
Н. Контр.								

## Вступ

У сучасному світі, де технологічний прогрес швидко набирає обертів, маніпулятори стають все більш актуальними та важливими. Ці універсальні пристрої, здатні до виконання різноманітних завдань, мають значний вплив на різні сфери життя, включаючи промисловість, медицину, дослідження та багато інших галузей.

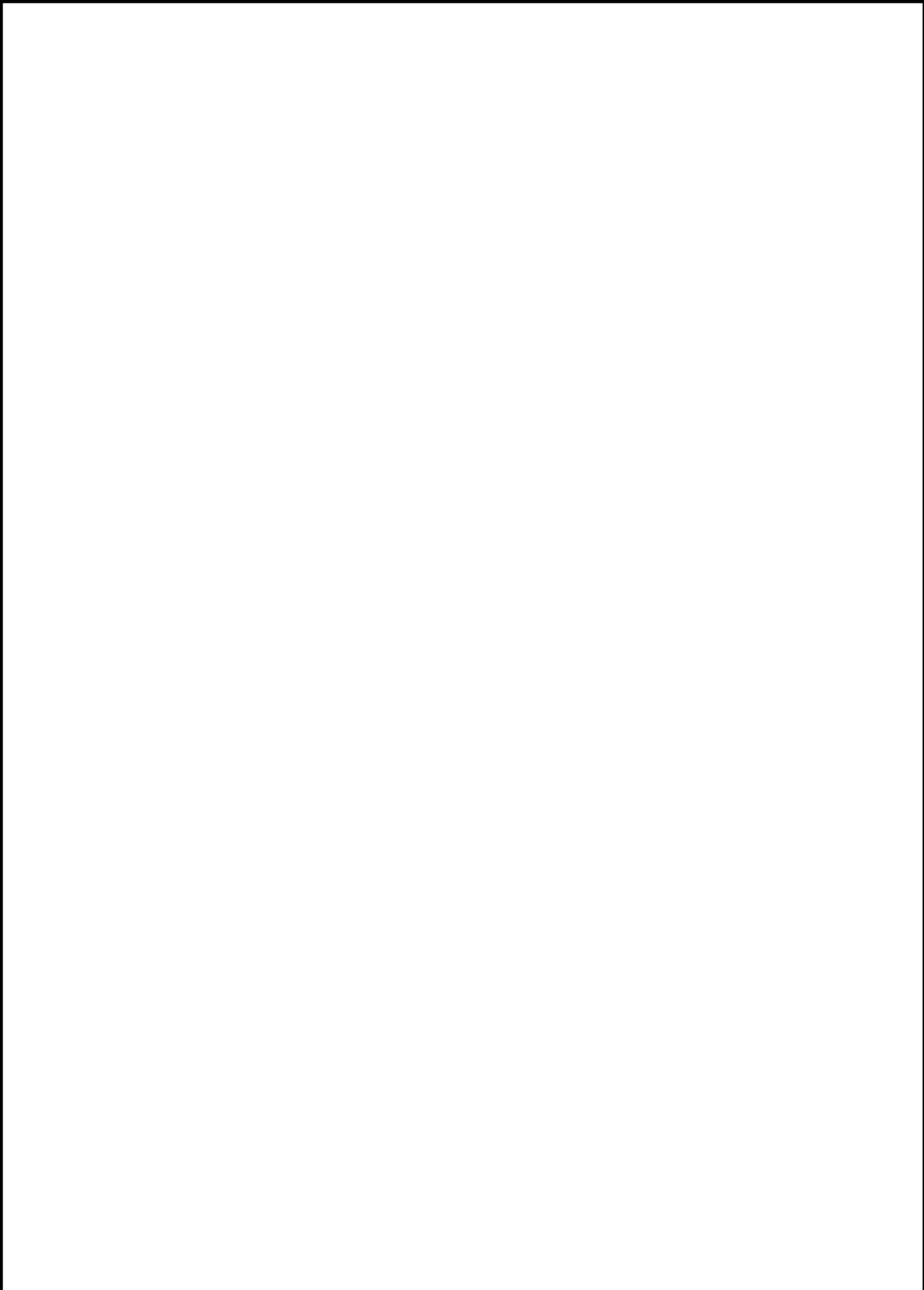
Перш за все, маніпулятори є невід'ємною частиною сучасної виробничої промисловості. Вони здатні автоматизувати та оптимізувати виробничі процеси, забезпечуючи швидку та точну обробку матеріалів, монтаж складних конструкцій, переміщення великих навантажень і багато іншого. Маніпулятори забезпечують підвищення продуктивності, ефективності та безпеки на робочому місці, допомагаючи підприємствам знизити витрати та підвищити якість продукції.

Крім того, маніпулятори використовуються в медичній галузі для проведення складних хірургічних операцій, діагностики та реабілітації пацієнтів. Вони дозволяють лікарям виконувати точні та мінімально інвазивні процедури, зменшуючи ризик ускладнень та скорочуючи час відновлення пацієнтів. Маніпулятори також застосовуються у розробці протезів та реабілітаційних пристроїв, допомагаючи людям з фізичними обмеженнями повернути себе до повноцінного життя.

Дослідницька сфера також відчуває користь від маніпуляторів. Вони забезпечують можливість виконувати складні вимірювання, маніпулювати зразками та експериментальними об'єктами, виконувати монтаж та демонтаж складних деталей. Маніпулятори дозволяють дослідникам розширити межі можливого і прискорити процес відкриття нових знань та технологій.

Отже, можна зробити висновок, що маніпулятори є необхідними в сучасному світі. Вони забезпечують автоматизацію, продуктивність та точність в різних сферах діяльності. Розробка нових та вдосконалення існуючих маніпуляторів є актуальною задачею, яка сприяє подальшому розвитку технологій та прогресу людства.

					ДПБ.МА-93.07.00.00 ПЗ	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



					ДПБ.МА-93.07.00.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		9

# 1. Захватні пристрої роботизованих комплексів

## 1.1 Типи конструкцій систем захвату

Захватним пристроєм називається система, що призначена для захоплення та утримання об'єкта за допомогою затискача робочими елементами при його переміщенні у просторі. У залежності від конструкції та принципу роботи захвати поділяються на декілька типів (рис 1.1).

Механічними називаються захватні пристрої, в яких утримання об'єкта здійснюється під впливом реакцій у точках (зонах) контакту з робочими елементами, створюваних двигуном або власною вагою об'єкта. Механічні захватні пристрої поділяються на схвати та підтримуючі захватні пристрої.

Підтримуючими називаються механічні захватні пристрої, що не мають рухомих ланок і являють собою опори, на яких об'єкт утримується під дією сил тяжіння (ковші для захоплення, транспортування та розливання рідкого металу, гаки, штирі, призматичні опорні елементи, лопатки та ін.) [1].

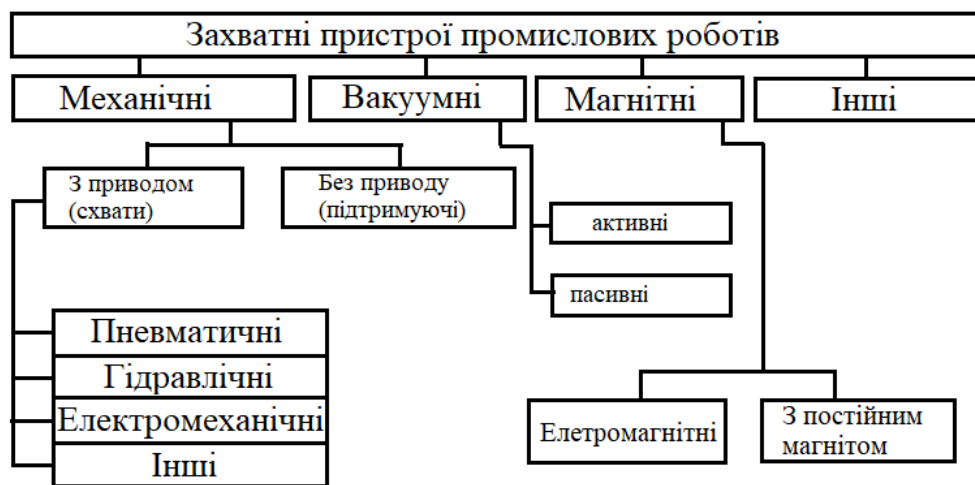


Рис. 1.1. Типи захватних пристроїв

Вакуумними називаються захватні пристрої, що утримують об'єкт за допомогою розрідження повітря в замкненій порожнині робочого елемента - присоски. Розрізняють активні вакуумні захватні пристрої, в яких розрідження

повітря створюється примусово за допомогою вакуумних насосів або ежекційних пристроїв, та пасивні - у яких розрідження повітря створюється за рахунок його витіснення при деформуванні робочих елементів.

Магнітними називаються захватні пристрої, що утримують об'єкт при дії магнітних сил, створюваних постійним магнітом чи електромагнітом.

## **1.2 Переваги та недоліки розглянутих типів конструкцій систем захвату і сфери їх застосування**

Електромагнітні захоплювальні пристрої переважно використовують для оснащення маніпуляторів промислових роботів, які обслуговують обладнання листоштампувального виробництва. Їх перевагами є простота конструкції та не складність виготовлення. Однак електромагнітні захватні пристрої придатні тільки для деталей, які намагнічуються. Магнітні захоплювачі автоматичних пристроїв завантаження володіють низкою переваг: високими силовими і динамічними характеристиками, надійністю і довговічністю роботи, низькою собівартістю та ін. Однак удари заготовок до даних пристроїв при захоплюванні з відстані, а також механічний контакт із захопленою заготовкою значно звужують їх технологічні можливості.

На відміну від магнітних, перевагами струменево-магнітних захоплювальних пристроїв є відсутність механічного контакту з поверхнею захопленої заготовки та її інтенсивне обдування, що дозволяє маніпулювати крихкими, не жорсткими, з покриттями, забрудненими та іншими заготовками масою до 15 кг.

Вакуумні захвати використовують для утримання плоских об'єктів різного матеріалу. Вони можуть безпечно утримувати об'єкти без ризику пошкодження або зміни їх форми. Вакуумні захвати також дозволяють швидко та автоматизовано здійснювати захват та випуск об'єктів, що сприяє підвищенню продуктивності та зниженню часу циклу роботи. Проте, вакуумні захватні пристрої також мають свої обмеження. Вони мають обмежену навантажувальну здатність, тому не підходять для важких або великих об'єктів. Ефективність

					ДПБ.МА-93.07.00.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

вакуумних захватів також залежить від поверхні об'єкта. Вони найкраще працюють на гладких та необтяжених поверхнях, тоді як робота з неоднорідними або пористими матеріалами може бути менш ефективною. Крім того, використання вакуумних захватних пристроїв передбачає наявність джерела вакууму, що може створити додаткові вимоги до системи або обладнання. Вакуумні захвати використовуються у виробництві та монтажі різних виробів, таких як скло, металеві листи, пластикові деталі та інші матеріали. Також вони знайшли застосування у друкарстві. У друкарській промисловості вакуумні захвати використовуються для перенесення паперу та картону, підтримки аркушів під час друку та забезпечення точності та стабільності процесу друку.

Переваги механічних захватних пристроїв полягають у їх надійності та стабільності. Вони забезпечують міцне утримання об'єктів завдяки механічним механізмам, які забезпечують фіксацію. Це дозволяє використовувати їх для важких та великих об'єктів, таких як металеві конструкції, контейнери чи палети. Механічні захвати також дозволяють працювати з об'єктами різної форми та розміру, що робить їх універсальними у багатьох галузях. Однак, механічні захватні пристрої мають свої недоліки. Один з них - обмежена гнучкість. Зазвичай, механічний захват призначений для конкретного типу об'єктів, і його необхідно налаштовувати або змінювати частини робота для різних видів об'єктів. Це може вимагати додаткового часу та зусиль. Механічні захватні пристрої широко використовуються у промисловості та виробництві. Механічні захватні пристрої використовуються для переміщення великих вантажів, контейнерів, палет та інших вантажних одиниць у логістичних центрах та на вантажних терміналах. Також механічні захватні пристрої використовуються у складській логістиці для підйому, переміщення та сортування товарів. Вони дозволяють прискорити процеси пакування, палетування та розміщення товарів на полицях, забезпечуючи ефективну організацію складського простору [2].

### 1.3 Складові частини захоплювальних пристроїв та їх призначення

					ДПБ.МА-93.07.00.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

Захватні пристрої поділяються на складові, що мають певну конструктивну та функціональну самостійність. Вказаний поділ доцільний при впорядкуванні даних про безліч варіантів схем і конструкцій схватів, а також при їхньому проектуванні. Докладний аналіз схем і конструкцій захоплювачів свідчить, що їх велика різноманітність отримується при поєднанні не дуже великої кількості варіантів складових.

Захоплювачі поділяють на наступні складові: з'єднувальні елементи, двигуни (або джерела утворення переміщень та зусиль), механізми передавання зусиль і перетворення рухів, кінцеві ланки механізмів, робочі елементи, накладки або вставки. У конкретних випадках деякі з перерахованих складників можуть або бути відсутні, або об'єднуватися з суміжними складовими. Відомості про функціональне призначення основних складових наведено в таблиці. 1.1 [2].

Таблиця 1.1. Складові захоплювача та їх функції

Складові захоплювача	Функціональне призначення складових частин
1. З'єднувальні елементи	Збільшення виносу захоплювача, його вертикальне або бокове зміщення, зміна орієнтації захоплювача, забезпечення можливості встановлення двох і більше захоплювачів або захоплювача другого ПР
2. Двигуни	Переміщення робочих елементів захоплювання, створення зусиль захоплювання
3. Механізми передавання	Перетворення видів руху, зміна його напрямку, передавання руху до кількох ланок, отримання потрібного передавального числа для розкриття захоплювача.
4. Кінцеві ланки механізмів	Задавання потрібного положення і кінематики переміщень робочих елементів, пристосування до габаритів об'єктів захоплювання
5. Робочі елементи	Забезпечення базування і жорсткого фіксування предметів за заданими координатами; забезпечення контакту за заданими точками, лініями або поверхнями
6. Накладки (вставки)	Підвищення несучої здатності за рахунок збільшення коефіцієнта тертя, зменшення контактних напружень за рахунок збільшення зон контакту, адаптації до змін форми поверхонь об'єкта

З'єднувальні елементи вставляють між з'єднувальним вузлом руки маніпулятора й основою захоплювача. Використання з'єднувальних елементів дозволяє змінювати відносне положення та конфігурацію робочої зони маніпулятора найпростішими способами. Наявність наборів з'єднувальних

										ДПБ.МА-93.07.00.00 ПЗ	Арк.
											13
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							

елементів дозволяє оперативно налагоджувати промислових роботів на робочому місці, позбавляючись необхідності проектування та виготовлення таких елементів для конкретного робочого місця. З'єднувальні елементи можуть бути нерегульованими і регульованими (перезакріплюючими). Нерегульовані з'єднувальні елементи мають незмінну конфігурацію, при їхньому використанні положення основи захоплювача відносно руки маніпулятора промислового робота цілком визначене. Параметрами нерегульованих з'єднувальних елементів є відстані між площинами з'єднань, міжосьові відстані та кути між осями.

Регульовані з'єднувальні елементи складаються з двох або кількох частин, які можна з'єднувати і закріплювати в різноманітних положеннях заданого діапазону. При цьому можна задавати або лінійні переміщення, або обертання (по одній або двох осях), або спільно те й інше. Приклади регульованих з'єднувальних елементів зображено на рис.1.2.

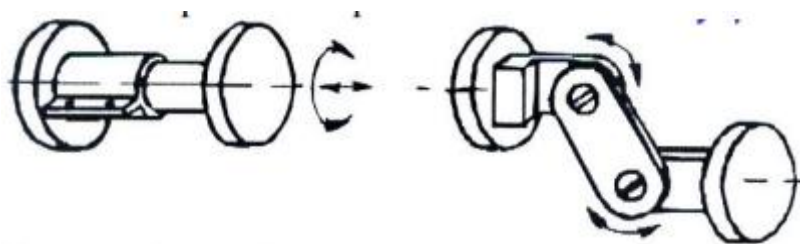


Рис. 1.2. Регульовані з'єднувальні елементи

З'єднувальні елементи, що використовуються для налагодження кількох захоплювачів, дозволяють реалізувати багатооб'єктний захоплювач, призначений для одночасного захоплення кількох об'єктів, або дають можливість послідовного використання то одного, то іншого захоплювача (зокрема, за наявності орієнтуючого ступеня рухомості маніпулятора внаслідок повороту з'єднувального елемента один захоплювач може займати місце другого).

Двигуни ЗП за функціональними можливостями утворення переміщень робочих елементів захоплювачів їх зручно поділити на три групи: з необмеженим переміщенням вихідної ланки (електродвигуни), з обмеженим переміщенням вихідної ланки (пневмоциліндри і неповноповоротні

					ДПБ.МА-93.07.00.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

пневмодвигуни), з малим переміщенням вихідної ланки (мембранні двигуни). Двигуни з необмеженим переміщенням вихідної ланки доцільно застосовувати в захватах, призначених для захоплення великогабаритних об'єктів, у яких відстань між поверхнями захоплення може змінюватися в широких межах. Двигуни з обмеженим переміщенням використовують у більшості захоплювачів. Двигуни з малими переміщеннями переважно є простими і надійними, але знаходять застосування здебільшого тільки у вузькодіапазонних захоплювачах, призначених для захоплення об'єктів одних й тих ж розмірів.

Найбільшого розповсюдження в захоплювачах отримали лінійні пневмодвигуни-пневмоциліндри, їх застосовують більш ніж у 90% промислових робіт. Їм властива простота конструкції і добра повторюваність. Швидкодія, що визначається переміщенням поршня з одного крайнього положення в інше, виявляється переважно достатньою (0.1-0.3 с).

Гідродвигуни, які широко використовують у різноманітних затискних пристроях верстатів [3], через можливість при малих габаритах створювати дуже великі зусилля захоплення іноді використовують і в захоплювачах промислових робіт, причому у тих випадках, коли інші приводи промислових робіт також гідравлічні та наявна насосна станція. Їх недоліки - це високі вимоги до точності виготовлення елементів. Вузол кріплення захватного приводу, каналів протікання, труднощі підведення рідини при її високому тиску. Тому застосування гідродвигунів у захоплювачах доступне тільки виробництвам із відповідною спеціалізацією. Для промислових робіт із електроприводом найчастіше застосовують захоплювачі з пневмодвигунами, хоча використання електродвигунів може мати певні переваги. В якості двигунів, які приводять у рух механізми захоплювачів і які утворюють зусилля захоплення, можуть бути використані електромагніти. Основні недоліки захоплювачів з електромагнітами пов'язані з сильною залежністю гранично допустимих значень прикладених сил або моментів від зазору в зоні контакту з об'єктом.

					ДПБ.МА-93.07.00.00 ПЗ	Арк.
						15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Механізми передачі(найчастіше зустрічаються: черв'ячна, карданна, циліндрична зубчаста, конічна зубчаста, ланцюгова, пасова, фрикційна, гнучка і тд.) характеризуються типом перетворення руху, передавальним числом, залежністю зусилля захоплювання від ступеня розкриття захоплювача. Існують різноманітні схеми [3], найпростіша з них (рис. 1.3 а) використовує пряме передавання, в якій єдиний рухомий робочий елемент жорстко зв'язаний зі штоком пневмоциліндра і тому переміщується вздовж його осі. Введення об'єкта в зону між робочими елементами здійснюється вертикальним рухом вздовж осі Z. Захоплювачі, які виконують за такими схемами, можуть мати малі габаритні розміри, особливо вздовж осі Z. Одним із недоліків цієї схеми є навантаження штока поперечною силою.

У схемі, наведеній на рис.1.3 б, з простим шарнірно-важільним механізмом здійснюється перетворення лінійного горизонтального руху штока в обертовий рух верхнього робочого елемента. Введення об'єкта в зону між робочими елементами здійснюється горизонтальним рухом по осі X. Така схема потребує більших габаритних розмірів захоплювача.

Схема (рис.1.3 в) має дві характерні особливості: циліндр вмонтований у механізм і здійснює коливальний рух. Розташування циліндра всередині механізму дозволяє скоротити його розмір у напрямку поздовжньої осі X при заданій довжині важеля, що обертається. Застосування коливального циліндра спрощує схему, але обмежує можливість зміни параметрів при конструюванні й призводить до зниження надійності (зокрема, внаслідок використання гнучких трубопроводів).

На рис. 1.3 г і д зображені найбільш розповсюджені схеми кліщових захоплювачів, у яких вихідні ланки обертаються симетрично відносно осі X навколо нерухомих осей у протилежні боки. Ці схеми виконані так, щоб стискування захоплювача здійснювалося при подаванні тиску в ліву порожнину пневмоциліндра, в якій відсутній шток.

					ДПБ.МА-93.07.00.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

Електромагнітний захоплювач у схемі, наведений на рис. 1.3 е, вихідні ланки здійснюють поступальний рух без обертання, тому площини робочих елементів, встановлених на початковому етапі паралельно одна одній, залишаються паралельними і захоплювач виявляється пристосованим для захвату об'єктів за паралельні площини. Паралельність забезпечується за допомогою паралелограмних механізмів, що входять до схеми. У схемі точки вихідних ланок і робочих елементів переміщуються по колу; а зміщення робочих елементів вздовж осі Х іноді вважається істотним недоліком.

Досить розповсюдженою є схема (рис. 1.3 ж) з двома повзунами, які переміщуються вздовж однієї або двох паралельних направляючих. При простоті схеми при виготовленні пар ковзання можуть виникнути певні труднощі, особливо при жорстких обмеженнях на габаритні розміри вздовж осі Z.

У схемі, що на рис.1.3 з використовується кулачковий (клиновий) механізм. Шляхом вибору профілю кулачка можна змінювати як вид залежності зусилля захоплювання від ступені його розкриття, так і напрямок переміщення робочих елементів при одному і тому ж напрямку переміщення штока. У механізмах передавання використовують також зубчасті передачі. Відзначимо, що швидкодія захоплювачів із гвинтовими та черв'ячними передачами виявляється низькою, що обмежує їх застосування.

					ДПБ.МА-93.07.00.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

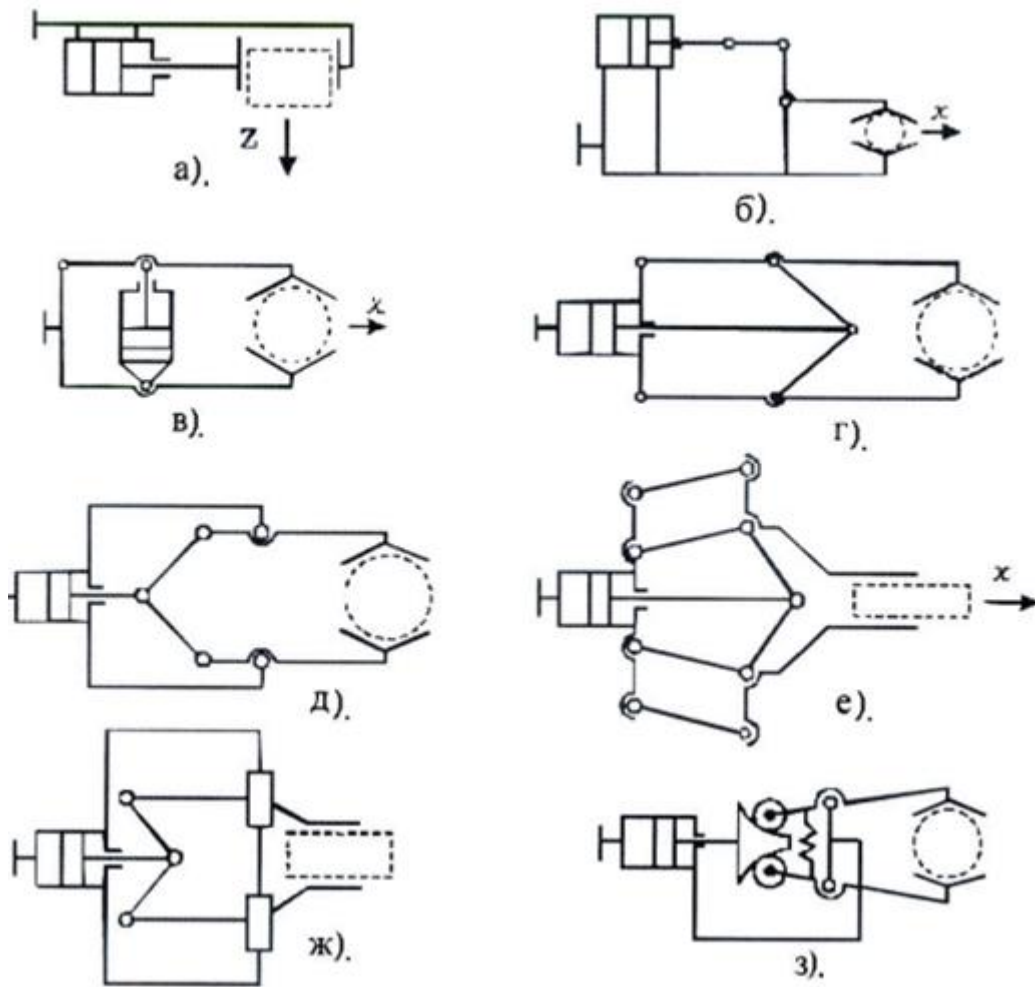


Рис. 1.3. Механізми передавання захоплювачів

Кінцеві ланки механізму передавання, на яких кріплять робочі елементи, часто виконують змінними. Від їхнього вибору залежать передавальне число механізму захоплювача в цілому та діапазон розкриття захоплювача.

Більшість захоплювачів оснащуються змінними робочими елементами. Для можливості захоплення й утримання об'єктів різноманітної форми та для запасу несучої спроможності важливою є форма поверхонь робочих елементів.

Остання складова захоплювача – накладки, які кріплять до робочих елементів. Роль накладок у взаємодії робочих елементів із об'єктом і в забезпеченні високого рівня експлуатаційних характеристик виключно велика. Відзначимо, що вибором матеріалу з підвищеним коефіцієнтом тертя для накладок може бути істотно підвищена несуча спроможність захоплювача без всяких змін інших

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата





можуть бути гаки, присоски, замки або інші механізми, які забезпечують стабільну фіксацію предметів.

- Регульованість: Деякі захватні пристрої можуть мати можливість регулювання щелеп або пінцетів для адаптації до різних розмірів і форм об'єктів. Це дозволяє їм бути універсальними та застосовуватися для різноманітних завдань.
- Матеріали та покриття: Механічні захватні пристрої можуть бути виготовлені з різних матеріалів, таких як метал, пластик або композитні матеріали. Деякі з них також можуть мати спеціальні покриття, які поліпшують тертя, стійкість до стирання або забезпечують антикорозійну властивість.
- Механізми керування: Деякі механічні захватні пристрої можуть мати вбудовані механізми керування, такі як пневматичні або гідравлічні системи, електричні приводи або системи керування з використанням сенсорів. Це дозволяє їм виконувати точні рухи та забезпечувати високу точність захоплення об'єктів.

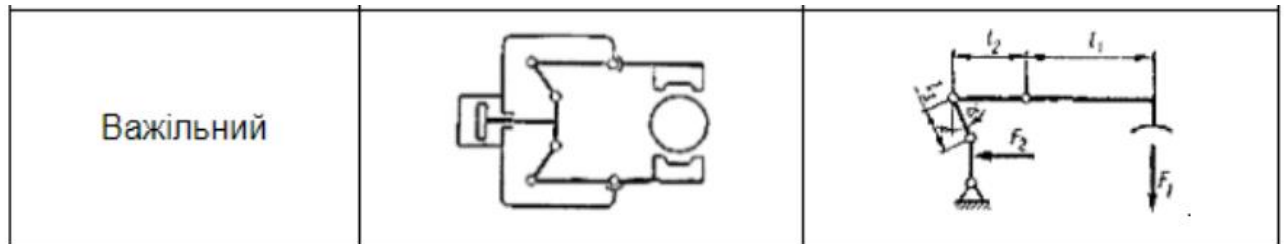
					ДПБ.МА-93.07.00.00 ПЗ	Арк.
						21
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 2. Розрахунок кінематичних та силових параметрів схвату

### 2.1 Розрахунок механічного затискного захватного пристрою

Виходячи з розмірів об'єкта 60мм що утримується приймемо такі геометричні параметри схвату  $L_1=225\text{мм}$ ;  $L_2=135\text{мм}$ ;  $L_3=90\text{мм}$ ;  $\gamma=30^\circ$  (табл. 2.1.).

Табл. 2.1. Схема захвату що розробляється



В залежності від форми об'єкта вибирається тип затискних елементів механічного захватного пристрою та встановлюється схема утримування об'єкта транспортування. Як правило, для об'єктів типу вала затискними елементами вибираються призми. Розрахункова схема утримування об'єкта вибирається для найбільш несприятливого з даних умов положення захватного пристрою, при якому під дією всіх прикладених до об'єкта сил має місце найбільша вірогідність його виву з затискних елементів. Для таких умов розраховується мінімально необхідне зусилля затиску  $F_{\text{зат}}$ , яке виключало б можливість виву об'єкта. При цьому враховуються дії сил тяжіння  $mg$  ( $m$  – маса об'єкта), сил інерції  $ma$  ( $a=4-6 \text{ м/с}^2$  - прискорення при розгоні або гальмуванні робочого органа промислового робота) та сили тертя між затискними елементами і об'єктом.

Схеми утримування об'єкта наведена у таблиці 2.2 [4]. Там же наведені розрахункові формули, у яких прийнято:  $\alpha$  - половина кута затискної призми;  $\mu$  - коефіцієнт тертя між губками захватного пристрою та утримуваним об'єктом. Орієнтовні значення тертя  $\mu$  різних матеріалів наведені в таблиці 2.3. Отже порахуємо необхідну силу затиску пристрою для підняття об'єкта масою 13 кг:

$$F_1 \geq \frac{m(g+a)}{2} \operatorname{tg} \alpha = \frac{13(9,8+6)}{2} \operatorname{tg} 45^\circ = 102,7(1)$$

					ДПБ.МА-93.07.00.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

Прийmemo  $F_1=103$  (н)

У відповідності до завдання вибирається кінематична схема механічного захватного пристрою, на якій з урахуванням габаритів утримуваного об'єкта слід указати вибрані основні розміри елементів механічної передачі, що входять до розрахункової формули і впливають на величину діючих сил та моментів. Слід враховувати, що від цих розмірів залежить маса захватного пристрою, яка є таким же навантаженням для робота, як і маса об'єкта, що транспортується. При проектуванні стараються шляхом використання якісних конструкційних матеріалів, відповідальним вибором конструктивних розмірів і ретельними розрахунками забезпечити мінімальні габарити та масу захватного пристрою.

Кінематична схема механічних затискних пристроїв і розрахункові формули для визначення потрібного зусилля  $F$  затискного привода наведена у табл. 2.4. У розрахункових формулах  $F_1$  - знайдене зусилля затиску,  $\eta$  - механічний ККД передачі,  $k_3$  - коефіцієнт запасу, який вибирається в діапазоні 1,2-1,5. Отже порахуємо необхідне зусилля  $F_2$ :

$$F_2 = \frac{2F_1}{L_2} \cdot \frac{L_1}{\eta} \operatorname{tg}(\gamma) \cdot k_3 = \frac{2 \cdot 103 \cdot 225}{135 \cdot 0,9} \operatorname{tg}(30^\circ) \cdot 1,5 = 330,4; (2)$$

Прийmemo  $F_2=331$  (н)

Для робіт з електромеханічним приводом для затиску часто використовують пневмопривод або електромеханічний варіант. В останньому випадку необхідно вибрати потужність приводного двигуна затискного пристрою, а також параметри механічної передачі між двигуном та цим пристроєм [3].

					ДПБ.МА-93.07.00.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

Табл. 2.2. Схема затиску деталі губками захватного пристрою

Схема утримування та затиску оброблюваної деталі	Розрахункова формула для зусилля затиску
	$F_1 \geq \frac{m(g+a)}{2} \operatorname{tg} \alpha$

Табл. 2.3. Коефіцієнти тертя між губками захватного пристрою та об'єктом

Матеріал губок захватного пристрою	Матеріал об'єкта затиску	Коефіцієнт тертя $\mu$
Незагартована сталь	Дюра.поміній	0.10
- " - "	Латунь	0.12
- " - "	Сталь	0.12...0.15
- " - "	Текстоліт	0.15...0.20
Загарт. сталь з насічкою	Сталь	0.25...0.30
Тверда гума	Скло	0.5...0.6
- " - "	Дерево	0.6...0.8

Табл. 2.4. Схема затискного пристрою з розрахунковою формулою

Схема затискного пристрою	Розрахункова формула
	$F_2 = \frac{2 F_1 \cdot L_1}{L_2 \cdot \eta} \operatorname{tg} \gamma \cdot k_3$ $\gamma = 5 \dots 30^\circ;$ $\eta = 0,9 \dots 0,95$

## 2.2 Вибір та розрахунок передачі

Прийнято рішення використати передачу гвинт-гайка трикутна типу ковзання, що розраховується за методикою [5]. Вхідні дані:

$$F_2=331 \text{ (н);}$$

									ДПБ.МА-93.07.00.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						24

Хід передачі  $L = 53\text{мм}$

Введемо наступні позначення(Рис.2.1):

Силовий розрахунок передачі

Введемо наступні позначення(Рис.2.1):

$d_2$  – середній діаметр різьби;

$\psi$  – кут підйому гвинтової лінії,

$F_n$  – нормальна сила;

Розкладемо

$$F_n \Rightarrow F_r + F_0,$$

де  $F_r$  – радіальна сила,

$$F_0 = F_n \cos \delta,$$

$$\delta = \alpha / 2,$$

$\alpha$  – кут профілю різьби.

Сила тертя

$$F_s = F_n f,$$

$f$  – коефіцієнт тертя.

Складемо

$$F_0 + F_s \Rightarrow F.$$

Представимо

$$f = F_a + F_t;$$

$F_a$  – осьова сила на гвинті;

$F_t$  – колова сила на гвинті;

З трикутника

$$F_t = F_a \operatorname{tg}(\psi + \phi^3).$$

Момент на гвинті:

$$T = F_t(d_2 / 2)$$

Отже

$$T = F_q(d_2 / 2)^{\operatorname{tg}(\Psi + \phi')}$$

Повний обертальний момент на гвинті

					ДПБ.МА-93.07.00.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

$$T_{so} = T + T_{so},$$

$T_{so}$  – момент сил тертя на опорах гвинта.

Кут  $\phi'$ ;

$$\operatorname{tg}(\phi') = F_s / (F_n \cos \delta) = f / \cos \delta;$$

$\phi'$  – зведений кут тертя.

При слабкому змащуванні для пари сталь – бронза  $f=0,1$ , для пари сталь – чавун  $f=0.15$ .

Для трикутної різьби  $\delta = \alpha/2=30^\circ$ ; для трапецеїдальної  $\delta = \alpha/2=15^\circ$ ; для упорної  $\delta = 3^\circ$ ; для прямокутної  $\delta = 0$ . (Оберемо упорну різьбу через однобічне навантаження) Для виготовлення передачі виберемо такі матеріали: гвинт із сталі 45, нормалізованої, для якої  $\sigma_B = 598$  МПа, а  $\sigma_T = 363$  МПа, для гайки оберемо сірий чавун СЧ15, для якого  $\sigma_B = 150$  МПа

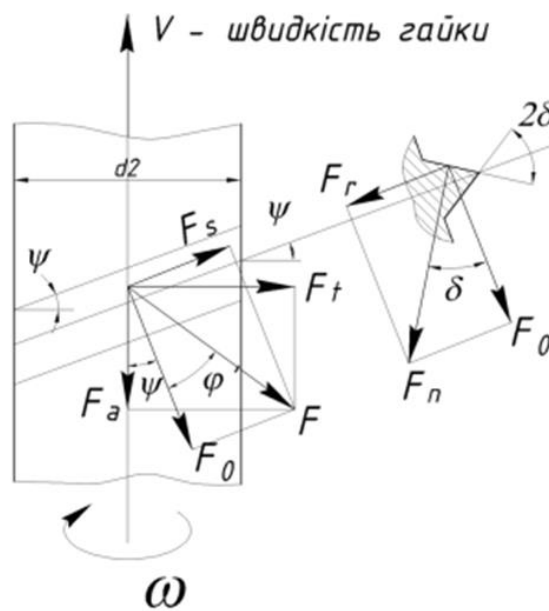


Рис.2.1. Схема сил у передачі гвинт-гайка

Визначення середнього діаметра та мінімального кроку різьби

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{F}{\pi \cdot \psi_n \cdot \psi_H \cdot [\rho]}} = \sqrt{\frac{331}{3,14 \cdot 0,75 \cdot 1,7 \cdot 5}} = 7,49 \text{ мм}$$

де  $F_2=331$  Н ;

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

$\Psi_h=0,5$  – коефіцієнт відносної висоти профілю різьблення;

$\Psi_n$  – коефіцієнт висоти гайки. Приймаємо  $\Psi_n = 0,75$ ;

$[p]$  - допустимий тиск у різьбі:  $[p]=16$  Н/мм<sup>2</sup> (табл.2.5).

Отже обираємо гвинт  $d=10$ , з шагом  $P=2$ ,  $d_2=8,5$ ,

Швидкість руху гайки  $V=0,05$ м/с

$\omega=2$  об/с – кутова швидкість гвинта;

Потужність передачі(приблизна ККД передачі  $\eta=0,6$ )

$$p = F_2 V / \eta = 28 \text{ Вт}$$

Табл. 2.5. Допустимий тиск у різьбленні

Матеріали гвинтової пари(гвинт-гайка)	Допустимий тиск $[p_n]$ , Н/мм <sup>2</sup>
Сталь загартована- бронза олов'яна	12
Сталь незагартована - бронза олов'яна	9
Сталь загартована- бронза безолов'яна або антифрикційний чугун	8
Сталь незагартована- бронза безолов'яна або антифрикційний чугун	7
Сталь незагартована – сірий чугун	5
Сталь - сталь	16

## 2.2 Вибір електродвигуна.

Вибір двигуна здійснюється за типовою методикою [6]. Початкові дані:

Потужність на вихідному валу привода –  $P = 3$  кВт

Частота обертання вихідного валу –  $n = 120$  хв<sup>-1</sup>

Термін служби редуктора:  $t = 10000$  год

Перевантаження до – 150 %.

ККД приводу:  $\eta_1 = 0,96$

Необхідна потужність ( $P_d$ ) електродвигуна:

					ДПБ.МА-93.07.00.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

$$P_D = \frac{P}{\eta_{\text{заг}}} = \frac{3}{0,96} = 3,125 \text{ Вт}$$

$P$  – потужність приводу

$\eta_{\text{заг}}$  – ККД приводу

Вибираємо кроковий двигун типорозміру пета 23 (23НМ8430) з такими основними характеристиками:

- Кут кроку –  $1.8^\circ$
- Номінальний струм - 2,8 А
- Момент на валу – 12,6 кг/см
- Опір – 0.9 Ом
- 2 фазний
- Максимальна швидкість обертання – 2500 об/хв
- Рекомендована швидкість обертання – 600 об/хв

Схему обраного електродвигуна приведено на рис.2.

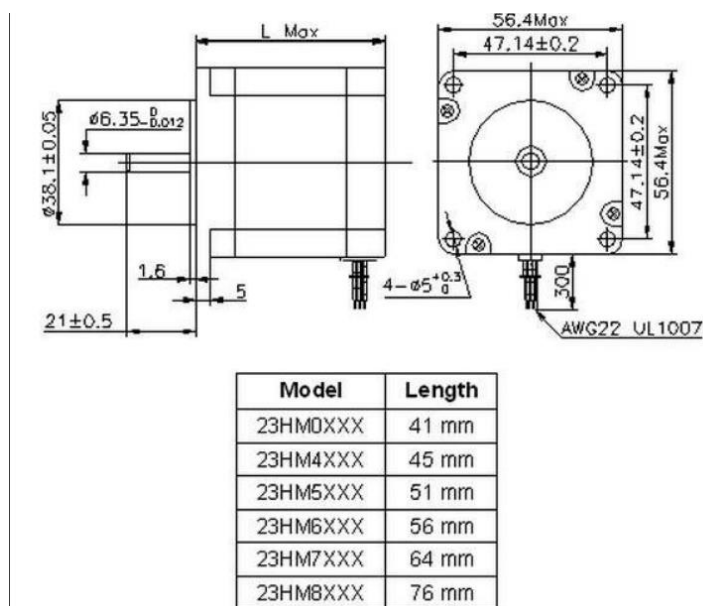


Рис.2.2. Схема двигуна 23НМ8430

Кроковий двигун являє собою електричну машину, призначену для перетворення електричної енергії мережі в механічну енергію. Конструктивно складається з обмоток статора і магнітомягкого або магнітотвердого ротора.

Відмінною особливістю крокового двигуна є дискретне обертання, при якому заданому числу імпульсів відповідає певне число скоєних кроків. Найбільше застосування такі пристрої отримали в верстатах з ЧПУ, робототехніці, пристроях зберігання і зчитування інформації.

До переваг експлуатації крокового двигуна можна віднести:

У крокових електродвигунах кут повороту відповідає числу поданих електричних сигналів, при цьому, після зупинки обертання зберігається повний момент і фіксація;

- Точне позиціонування - забезпечує 3 - 5% від встановленого кроку, яке не накопичується від кроку до кроку;
- Забезпечує високу швидкість старту, реверсу, зупинки;
- Відрізняється високою надійністю за рахунок відсутності труться компонентів для струмознімання, на відміну від колекторних двигунів;
- Для позиціонування кроковому двигуну не потрібно зворотного зв'язку;
- Може видавати низькі обороти для безпосередньо підведеної навантаження без будь-яких редукторів;
- Порівняно менша вартість щодо тих же сервоприводів;
- Забезпечується широкий діапазон управління швидкістю обертів вала за рахунок зміни частоти електричних імпульсів.

До недоліків застосування крокового двигуна відносяться:

- Може виникати резонансний ефект і прослизання крокового агрегату;
- Існує ймовірність втрати контролю через відсутність зворотного зв'язку;
- Кількість витрачається електроенергії не залежить від наявності або відсутності навантаження;
- Складнощі управління через особливості схеми.

### 2.3 Розрахунок редуктора

Розрахунок редуктора здійснюється за методикою [5]. Визначаємо загальне передатне число:

					ДПБ.МА-93.07.00.00 ПЗ	Арк.
						29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$U_{\text{заг}} = U_1 U_2 = \frac{n_d}{n_a} = \frac{600}{240} = 2.5$$

$n_d$  – частота обертання електродвигуна

$n_a$  – частота обертання вихідного валу

Силовий розрахунок приводу

Визначаємо оберти валів ( $n$ ), потужності ( $P$ ) та крутні моменти ( $T$ ) на валах за формулою:

$$T_d = 9550 * \frac{P_d}{n_{\text{двиг}}}$$

$P_d$  – потужність електродвигуна

$T$  – крутний момент

Результати розрахунків заносимо до табл. 2.6.

Таблиця 2.6. Результати розрахунку

Визначаємо мінімальні діаметри валів з умови міцності на кручення використовуючи формулу:

Вал	$n, \text{хв}^{-1}$	$P, \text{кВт}$	$T, \text{Нм}$
А Вихідний вал	120	3	$T_A = 9550 \frac{P_A}{n_A} = 238,75$
Д Ведучий вал	600	3,125	$T_D = 9550 \frac{P_D}{n_D} = 49,73$

$$d = \sqrt[3]{\frac{T * 1000}{0.2[\tau]}}$$

$[\tau] = 15 \dots 30 \text{ Мпа}$  – допустиме напруження на кручення ;

$T$  – крутний момент валу.

Результати наведені в табл.2.7. Обираємо поперечні розміри шпонок вибираємо

					ДПБ.МА-93.07.00.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		30

Складаємо технічну характеристику приводу:

- потужність на вихідному валу – 3,125 кВт
- частота обертання вихідного валу – 120 хв<sup>-1</sup>
- загальний ККД – 0,96;
- загальне передатне число приводу – 2.5

Розрахунок зубчастої передачі

Початкові дані:

Номинальна потужність, що передається шестернею  $P_6 = 3,125$  кВт

Частота обертання шестерні  $\omega_1 = 600$  об/хв

Передаточне число  $U_2 = 2.5$

Крутні моменти  $T_2 = 248,69$ Нм,  $T_3 = 47,74$ Нм

Вибір матеріалів і термічної обробки зубчастих коліс. Критерії працездатності і розрахунку.

Обираємо для шестерні і для колеса сталь 40ХН

Таблиця 2.7. Діаметри валів та розміри шпонок на них

$\sigma_B = 800$ МПа,  $\sigma_T = 580$ МПа, НВ=241 (для зубчатого колеса)

Вал	n, хв <sup>-1</sup>	Т, кНм	$\tau$ , Мпа	d, мм		Переріз шпонок bхh, мм
				розрахунковий	отриманий	
А	120	238,75	30	34,14	35	8х7
Д	600	49,73	20	23,16	25	6х4

$\sigma_B = 850$ МПа,  $\sigma_T = 600$ МПа, НВ=230...300 (для шестерні)

Визначмо число циклів напружень для колеса за весь термін служби передачі за формулою:

$$N_{\Sigma} = 572,4\omega_2 t = 29 \text{млн. циклів,}$$

де  $\omega_2$  - кутова швидкість вала колеса, рад/с;

$$\omega_2 = \omega_1 / U = 240 \text{хв}^{-1};$$

$t$  - строк служби передачi, год

Приймемо базове число циклiв напружень  $N_{HO}=25$  при розрахунках на контактну мiцнiсть за табл 2.8. Базове число циклiв  $N_{FO}$  при розрахунках на згин

для всiх сталей рекомендується прийняти  $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ .

Табл.2.8. Значення базового числа циклiв напружень  $N_{HO}$

Твердiсть $HB$ поверхнi зубцiв	До 200	250	300	350	400
$N_{HO}$ , млн. циклiв	10	16,5	25	36,4	50

Розрахуємо коефiцiєнти довговiчностi при розрахунках на контактну мiцнiсть

$K_{HL}$  i на згин  $K_{FL}$ :

$$K_{FL}=1$$

$$K_{HL}=1$$

Визначмо значення границь витривалостi для зубцiв шестiрнi  $\sigma_{HO1}=2HB + 70=482$ ,  $\sigma_{FO1}=1,8HB=540$  та колеса,  $\sigma_{HO2}= 2HB + 70=482$ ,  $\sigma_{FO2}= 1,8HB=540$  за табл. 2.9 i 2.10

Табл.2.9. Значення границь контактної витривалостi  $\sigma_{HO}$

Термiчна обробка зубцiв	Твердiсть поверхнi зубцiв	Група сталi	$\sigma_{HO}$ , МПа
Нормалiзацiя, полiпшення	$\leq HB350$	Вуглецева або легована	$2HB + 70$
Об'ємне загартування	$HRC 38...50$	Вуглецева або легована	$18HRC + 150$
Поверхнєве загартування	$HRC 40...50$	Вуглецева або легована	$17HRC + 200$
Цементация	$> HRC56$	Легована	$23HRC$
Азотування	$HV550...750$	Легована	$1,5HV$

Визначимо допустимi напруження для матерiалiв зубчастих колiс:

контактне  $[\sigma]_{H2}$  для менш мiцного матерiалу колеса, МПа:

					ДПБ.МА-93.07.00.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Пiдпис	Дата		32



Табл.2.12 Орієнтовні значення коефіцієнта  $K_{H\beta}$ 

Розташування шестірні відносно опор	Твердість поверхні зубців HB	$\Psi_{bd} = \frac{b}{d}$						Розташування шестірні відносно опор	Твердість поверхні зубців HB	$\Psi_{bd} = \frac{b}{d}$					
		0,2	0,4	0,6	0,8	1,2	1,6			0,2	0,4	0,6	0,8	1,2	1,6
Консольне, опори шарикопідшипники	≤ 350	1,16	1,37	1,64	-	-	-	Консольне, опори шарикопідшипники	≤ 350	1,08	1,17	1,28	-	-	-
	> 350	1,33	1,70	-	-	-	-		> 350	1,22	1,44	-	-	-	-
Консольне, опори роликопідшипники	≤ 350	1,10	1,22	1,38	1,57	-	-	Консольне, опори роликопідшипники	≤ 350	1,06	1,12	1,19	1,27	-	-
	> 350	1,20	1,44	-	-	-	-		> 350	1,11	1,25	1,45	-	-	-
Симетричне	≤ 350	1,01	1,03	1,05	1,07	1,14	1,26	Симетричне	≤ 350	1,01	1,02	1,03	1,04	1,07	1,11
	> 350	1,02	1,04	1,08	1,14	1,30	-		> 350	1,01	1,02	1,04	1,07	1,16	1,26
Несиметричне	≤ 350	1,05	1,10	1,17	1,25	1,42	1,61	Несиметричне	≤ 350	1,03	1,05	1,07	1,12	1,19	1,28
	> 350	1,09	1,18	1,30	1,43	1,73	-		> 350	1,06	1,12	1,20	1,29	1,48	-

Визначимо міжосьову відстань, мм, за формулою:

$$a_w = K_a(U \pm 1) \frac{\sqrt[3]{TK_H\beta}}{U\psi_{ba}[\sigma]_H^2} = 187.89 \text{ мм}$$

де знак «+» відповідає зовнішньому зачепленню коліс; знак «-» - внутрішньому зачепленню;  $K_a$  - коефіцієнт, що враховує вид коліс (прямо зубі, косозубі, шевронні);  $U$  - передаточне число редуктора; для зубчастих передач  $U = i$  (дорівнює передаточному відношенню);  $T_1$  - крутний момент на валу шестірні;  $K_{H\beta}$  - коефіцієнт навантаження (при розрахунках на контактну міцність);  $\psi_{ba}$  - коефіцієнт ширини вінця по міжосьовій відстані для матеріалу колеса, значення  $K_a$  наведені в табл. 2.13;

Табл.2.13. Значення коефіцієнта  $K_a$ 

Вид коліс	Матеріали відповідно шестірні та колеса					
	Сталь Сталь	Сталь Чавун	Сталь Бронза	Чавун Чавун	Текстиль Сталь	Капрон Сталь
Прямо зубі	495	445	430	415	200	155
Косозубі і шевронні	430	390	375	360	170	135

Отримане значення  $a_w$  закруглимо до стандартного значення у більший бік  $a_w=200$

Визначити орієнтовно модуль зачеплення, мм, за формулою:

$$n = m_n = (0,01 \dots 0,02)a_w = 3$$

										Арк.
										34
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДПБ.МА-93.07.00.00 ПЗ					

Отримане значення модуля зачеплення закруглити до найближчого більшого значення за ДСТ 9563-60 (табл. 2.14).

Табл.2.14 Значення модулів зачеплення  $m$ , мм, за ДСТ 9563-60

1-й ряд	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0	12,0	16,0
2-й ряд	3,5	4,5	5,5	7,0	9,0	11,0	14,0	18,0

Розрахуємо число зубців:

сумарне число зубців

$$Z_{\Sigma} = \frac{2a_{\omega}}{m} = 134$$

число зубців шестірні:

$$z_1 = \frac{Z_{\Sigma}}{U+1} = 38$$

число зубців колеса:

$$Z_2 = Z_{\Sigma} - Z_1 = 96$$

Уточнити передаточне число редуктора та його відхилення від раніше прийнятого значення:

$$U' = \frac{Z_2}{Z_1} = 2.53$$

$$\Delta U = \frac{|U' - U|}{U} \cdot 100\% = 1.2\% \leq [2,5\%]$$

Визначити геометричні розміри передач:

Діаметри ділільних кіл, мм:

$$d_1 = mz_1 = 114\text{мм} - \text{для шестірні};$$

$$d_2 = mz_2 = 288\text{мм} - \text{для колеса}.$$

$a$  - міжосьова відстань;  $d_1, d_2$  - ділільні діаметри шестірні та колеса;  $d_{a1}, d_{a2}$  - діаметри вершин;  $d_{f1}, d_{f2}$  - діаметри западин;  $b$  - ширина вінця колеса;  $\beta$  - кут нахилу зубців (для косозубих коліс)(Рис.2.3)



Визначимо колову силу

$$F_t = 2T_1 / d_1 = 4188,6\text{Н}$$

Визначимо розрахункове контактне напруження  $\sigma_H$  та порівняти його з допустимим для матеріалу колеса  $[\sigma]_{H2}$ , МПа:

$$\sigma_H = 436 \sqrt{\frac{F_t}{b_2 d_1} \cdot \frac{U+1}{U} K_H \beta K_H v} = 401,9 \leq [\sigma_{H2}]$$

Перевіримо міцність зубців на згин

Визначимо коефіцієнти форми зубця  $Y_{F1}$  і  $Y_{F2}$  відповідно числу зубців шестірні  $z_1$  і колеса  $z_2$ :  $Y_{F1}=3,7$ ,  $Y_{F2}=3,6$ :

$$\sigma_{F1} = 104,9$$

$$\sigma_{F2} = 102$$

Визначимо сили в зачепленні, Н:

$$F_r = (\text{tg } 20)F_t = 1524$$

Розрахунок валів редуктора:

Розрахунок вала шестірні (ведучого вала):

Вихідні дані:

1. Крутний момент на валу шестірні  $T_1=238,75$  Нм.

2. Сили в зачепленні: колова  $F_t=4188,6\text{Н}$ , радіальна  $F_r=1524\text{Н}$ , осьова  $F_a=0$  Н,

Проектний розрахунок вала:

Вибremo матеріал для вала за табл. 2.15 Оберемо сталь 45. Випишемо механічні характеристики вибраного матеріалу [6].

					ДПБ.МА-93.07.00.00 ПЗ	Арк.
						37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Табл 2.15 Механічні характеристики основних матеріалів для валів

Марка сталі	Діаметр заготовки, мм (не більш)	Твердість <i>HV</i> (не менш)	$\sigma_s$	$\sigma_m$	$\sigma_{-1}$	$\tau_{-1}$	Коефіцієнти	
			МПа				$\Psi_\sigma$	$\Psi_\tau$
45	Не-обмежений	200	560	280	250	150	0	0
	80	270	900	650	380	230	0,1	0,05
	Не-обмежений	200	730	500	320	200	0,1	0,05
40X	120	270	900	750	410	240	0,1	0,05
	Не-обмежений	240	-	-	-	-	-	-
40XH	200	270	920	750	420	250	0,1	0,05
35XM	200	-	920	790	430	260	0,1	0,05

$$\sigma_B = 730 \text{ МПа}$$

$$\sigma_T = 500 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{-1} = 320 \text{ МПа}$$

$$\tau_{-1} = 200 \text{ МПа}$$

$$\Psi_\sigma = 0,1$$

$$\Psi_\tau = 0,05$$

Визначмо попередні розміри основних ділянок вала

Діаметр вихідного кінця вала, мм, визначається з розрахунку на чисте кручення:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]k}} = 3,63 \text{ мм}$$

$[\tau]_k$  - допустиме напруження кручення, МПа; для сталі 45  $[\tau]_k = 20 \dots 25$  МПа

Отриманий результат  $d$  закруглимо до більшого стандартного значення за рядом Ra40 (ДСТ 6636-69). Отже  $d = 10$  мм

Діаметр вала під підшипники (діаметр шипа), мм, визначається конструктивно:

$$d_n = d + (2 \dots 5) = 15 \text{ мм}$$

					ДПБ.МА-93.07.00.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		38



Відстань між опорами вала, мм:

$$l = b_{1,2} + 2 \cdot 10^* + 2,5^* + 2 \cdot \frac{B_n}{2} = 129,5$$

де  $b_{1,2}$  - ширина вінця колеса (шестірні), мм;  $B_n$  - ширина підшипника, мм;  $10^*$  - зазор до стінки корпусу редуктора, мм;  $5^*$  - на "заглиблення" підшипника в корпус, мм.

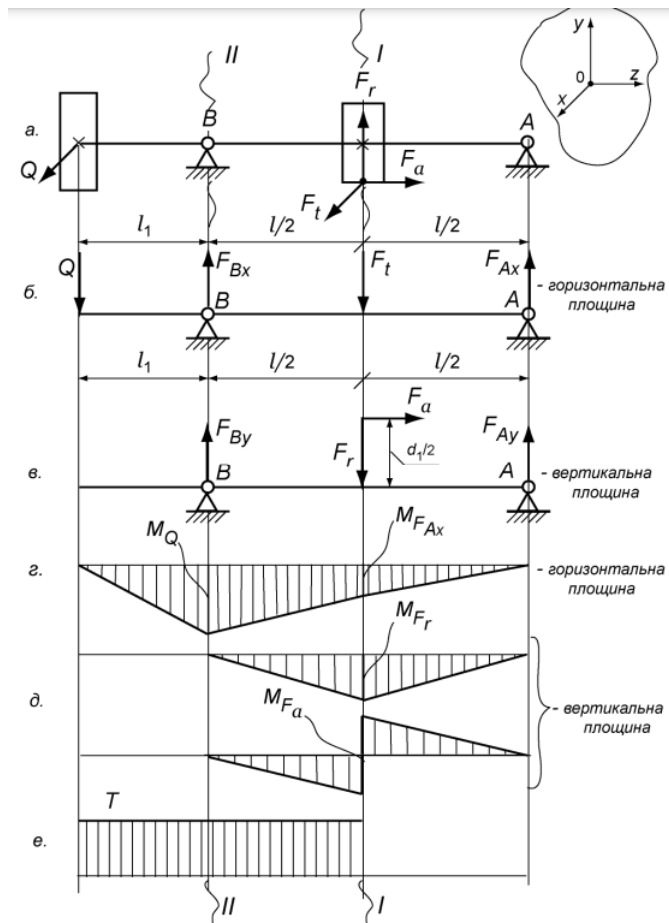
Довжина консолі, мм:

$$l_1 = \frac{B_n}{2} + (40 \dots 50) + \frac{B}{2} = 67,5 \text{ мм}$$

де  $B$  - ширина виступаючої сторони вала, мм;  $40 \dots 50$  мм дається на ширину кришки підшипника, зазори тощо.

Перевірочний розрахунок вала. Накреслимо схему навантаження вала шестірні (рис. 2., а).

Розкладемо сили, що діють на вал у горизонтальній (рис. 2., б) і вертикальній (рис. 2., в) площинах, вибравши систему координат так, щоб по можливості напрям сил збігався з напрямом осей координат.



Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ДПБ.МА-93.07.00.00 ПЗ

Арк.

40



де  $M_{зв}$  - зведений момент у перерізі, що перевіряється, Нм;  $[\sigma_{-1}]$  - допустиме напруження при згині за формулою

$$[\sigma_{-1}] = \frac{0,7 \cdot 1,4\sigma_{-1}}{[n]k_{\sigma}} = 110,6$$

де  $\sigma_{-1}$  - границя витривалості, МПа;  $[n] = 1,5$  - коефіцієнт безпеки;  $k_{\sigma}$  - ефективний коефіцієнт, що враховує концентратори напруження в перерізі, що перевіряється Табл.2.16

Табл.2.16 Значення коефіцієнтів  $k_{\sigma}$  і  $k_{\tau}$

Концентратор напруження	$k_{\sigma}$		$k_{\tau}$	
	$\sigma_s$ для сталі, МПа			
	$\leq 700$	$> 700$	$\leq 700$	$> 700$
Галтель при $h/r = 1$ ; $r/d = 0,02$	1,49	1,60	1,37	1,39
Те ж при $r/d = 0,05$	1,69	1,83	1,46	1,51
Те ж при $r/d = 0,1$	1,55	1,72	1,42	1,46
Шпонкова канавка, що виконана торцевою фрезею	1,89	2,26	1,71	2,22
Пресова посадка при $p \geq 20$ МПа	2,4	3,6	1,8	2,5
Різьба	2,2	2,61	1,0	1,0

Загальний запас утомної міцності:

$$n = \frac{n_{\sigma}n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} = 7,95 \geq [n] = 1,5 \dots 2,5$$

де  $n_{\sigma}$ ,  $n_{\tau}$  - запаси втомної міцності відповідно по нормальних (згин) і дотичних (кручення) напруженнях.  $[n]$  - мінімально допустимий запас міцності.

Запас утомної міцності на згин:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{(k_{\sigma/\varepsilon\sigma})\sigma_a + \psi_{\sigma}\sigma_m} = 9,8$$

де  $\sigma_a$ ,  $\sigma_m$  - амплітудне та середнє значення напружень циклу при згині, МПа;  $\varepsilon_\sigma$  - масштабний фактор при згині за табл. 2.17.

Табл. 2.17. Значення коефіцієнтів  $\varepsilon_\sigma$  і  $\varepsilon_\tau$

Найменший діаметр $d$ вала, мм, що примикає до зони концентрацій	Вуглецеві сталі		Леговані сталі	
	$\varepsilon_\sigma$	$\varepsilon_\tau$	$\varepsilon_\sigma$	$\varepsilon_\tau$
Понад 20 до 30	0,91	0,89	0,83	0,89
30 « 40	0,88	0,81	0,77	0,81
40 « 50	0,84	0,78	0,73	0,78

$$\sigma_a = G_F = \frac{M}{0,1d^3} = 15$$

де  $M$  – момент у перерізі, що перевіряється, Нм.

Запас утомної міцності на кручення:

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{(k_{\tau/\varepsilon_\tau})\tau_a + \psi_\tau \tau_m} = 13,6$$

де  $\tau_{-1}$  - границя витривалості при крученні, МПа, за табл. 7.1;  $k_\tau$  - ефективний коефіцієнт, що враховує концентратор напруження при крученні (табл. 7.2);  $\varepsilon_\tau$  - масштабний фактор при крученні (табл. 7.3).

$$\tau_a = \tau_m = \frac{1}{2} \frac{T}{0,2d^3} = 7,46$$

Розрахунок вала колеса (веденого вала)[8]:

Вихідні дані:

1. Крутний момент на валу шестірні  $T_2=49,73$  Нм.
2. Сили в зачепленні: колова  $F_t=4188,6$ Н, радіальна  $F_r=1524$ Н, осьова  $F_a=0$  Н,

Проектний розрахунок вала:

Вибremo матеріал для вала за табл. 2.18. Оберемо сталь 45. Випишемо механічні характеристики вибраного матеріалу.

					ДПБ.МА-93.07.00.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

Табл 2.18 Механічні характеристики основних матеріалів для валів

Марка сталі	Діаметр заготовки, мм (не більш)	Твердість <i>HV</i> (не менш)	$\sigma_B$	$\sigma_m$	$\sigma_{-1}$	$\tau_{-1}$	Коефіцієнти	
			МПа				$\Psi_\sigma$	$\Psi_\tau$
45	Необмежений	200	560	280	250	150	0	0
	80	270	900	650	380	230	0,1	0,05
	Необмежений	200	730	500	320	200	0,1	0,05
40X	120	270	900	750	410	240	0,1	0,05
	Необмежений	240	-	-	-	-	-	-
40XH	200	270	920	750	420	250	0,1	0,05
35XM	200	-	920	790	430	260	0,1	0,05

$$\sigma_B = 730 \text{ МПа}$$

$$\sigma_\tau = 500 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{-1} = 320 \text{ МПа}$$

$$\tau_{-1} = 200 \text{ МПа}$$

$$\Psi_\sigma = 0,1$$

$$\Psi_\tau = 0,05$$

Визначмо попередні розміри основних ділянок вала. Діаметр вихідного кінця вала, мм, визначається з розрахунку на чисте кручення:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]k}} = 2,15 \text{ мм}$$

$[\tau]_k$  - допустиме напруження кручення, МПа; для сталі 45  $[\tau]_k = 20 \dots 25$  МПа

Отриманий результат  $d$  закруглимо до більшого стандартного значення за рядом Ra40 (ДСТ 6636-69). Отже  $d = 10$  мм

Діаметр вала під підшипники (діаметр шипа), мм, визначається конструктивно:

$$d_n = d + (2 \dots 5) = 15 \text{ мм}$$

					ДПБ.МА-93.07.00.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

Діаметр посадочного місця шестірні (або колеса), мм, приймається конструктивно:

$$d_{\text{сер}} = d_n + (2 \dots 5) = 20 \text{ мм}$$

Виберемо попередньо тип та розміри підшипників.

Підшипники вибираються за діаметром шипа  $d_n$ , орієнтовно середньої серії.

Виберемо підшипник шариковий радіальні з середньої серії 304

Випишемо всі параметри підшипника (Рис.2.4):

$$d=20, D=52, B=15, r=2, d_1=30, D=42, C=12500 \text{ Н}, C_0=7940 \text{ Н}$$

Розробка конструкції вала. Складемо ескіз вузла в натуральному масштабі (1:1) для визначення відстані між опорами вала (між діючими силами). Ескіз наведено на рис. 2.5

Відстань між опорами вала, мм:

$$l = b_{1,2} + 2 \cdot 10^* + 2,5^* + 2 \cdot \frac{B_n}{2} = 129,5$$

де  $b_{1,2}$  - ширина вінця колеса (шестірні), мм;  $B_n$  - ширина підшипника, мм;  $10^*$  - зазор до стінки корпусу редуктора, мм;  $5^*$  - на "заглиблення" підшипника в корпус, мм.

Довжина консолі, мм:

$$l_1 = \frac{B_n}{2} + (40 \dots 50) + \frac{B}{2} = 67,5 \text{ мм}$$

де  $B$  - ширина виступаючої сторони вала, мм;  $40 \dots 50$  мм дається на ширину кришки підшипника, зазори тощо.

Перевірочний розрахунок вала

Накреслимо схему навантаження вала шестірні (рис. 2., а).

					ДПБ.МА-93.07.00.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

Розкладемо сили, що діють на вал у горизонтальній (рис. 2., б) і вертикальній (рис. 2., в) площинах, вибравши систему координат так, щоб по можливості напрям сил збігався з напрямом осей координат.

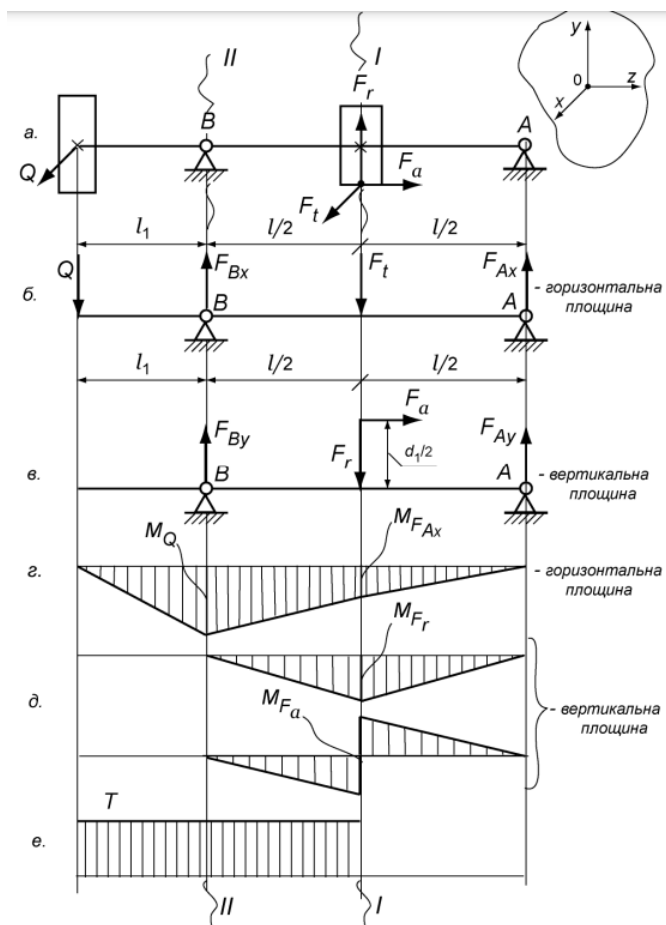


Рис.2.7 Схема навантаження вала шестірні та епюри згинальних і крутного моментів

Визначмо реакції опор, склавши рівняння суми моментів усіх сил відносно відповідно опор А і В

$$\Sigma M_A = 0$$

$$F_t \frac{l}{2} - F_{Bx} l + Q(l + l_1) = 0$$

Звідки:

$$F_{Bx} = (F_t \frac{l}{2} + Q(l + l_1)) / l = 8466,2$$

Аналогічно:

$$\Sigma M_B = 0$$

									Арк.
									46
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДПБ.МА-93.07.00.00 ПЗ				

$$Ql_1 - F_t (l/2) + F_{Ax} l = 0$$

Звідки:

$$F_{Ax} = \frac{F_t l/2 - Ql_1}{l} = -88.9$$

Побудуємо епюри згинальних і крутних моментів у двох площинах (горизонтальній і вертикальній) (рис. 2., г, д, е)

Визначимо сумарний (зведений) момент у кожному небезпечному перерізі:

$$M_{3b} = \sqrt{M^2 + (0,75T)^2} = 11972$$

де М - сумарний згинальний момент у небезпечному перерізі, Нм; Т - крутний момент, Нм.

Сумарний згинальний момент:

$$M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = 11972$$

де М<sub>x</sub>, М<sub>y</sub> - згинальні моменти відповідно в горизонтальній і вертикальній площинах.

Уточнити діаметр вала в кожному небезпечному перерізі:

$$d \geq \frac{\sqrt[3]{M_{3b}}}{0.1[\sigma_{-1}]} = 9.21$$

де М<sub>зв</sub> - зведений момент у перерізі, що перевіряється, Нм; [σ<sub>-1</sub>] - допустиме напруження при згині за формулою

$$[\sigma_{-1}] = \frac{0,7 \cdot 1,4\sigma_{-1}}{[n]k_\sigma} = 10.28$$

де σ<sub>-1</sub> - границя витривалості, МПа; [n] = 1,5 - коефіцієнт безпеки; k<sub>σ</sub> - ефективний коефіцієнт, що враховує концентратори напруження в перерізі, що перевіряється Табл.2.

Табл.2. Значення коефіцієнтів k<sub>σ</sub> і k<sub>τ</sub>

Загальний запас утомної міцності:

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = 7.95 \geq [n] = 1.5 \dots 2,5$$

					ДПБ.МА-93.07.00.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

де  $n_\sigma$ ,  $n_\tau$  - запаси втомної міцності відповідно по нормальних (згин) і дотичних (кручення) напруженнях.  $[n]$  - мінімально допустимий запас міцності.

Запас утомної міцності на згин:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{(k_{\sigma/\varepsilon\sigma})\sigma_a + \psi_\sigma\sigma_m} = 9,8$$

де  $\sigma_a$ ,  $\sigma_m$  - амплітудне та середнє значення напружень циклу при згині, МПа;  $\varepsilon_\sigma$  - масштабний фактор при згині за табл. 2.

Значення коефіцієнтів  $\varepsilon_\sigma$  і  $\varepsilon_\tau$

$$\sigma_a = G_F = \frac{M}{0,1d^3} = 15$$

де  $M$  – момент у перерізі, що перевіряється, Нм.

Запас утомної міцності на кручення:

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{(k_{\tau/\varepsilon\tau})\tau_a + \psi_\tau\tau_m} = 13,6$$

де  $\tau_{-1}$  - границя витривалості при крученні, МПа, за табл. 7.1;  $k_\tau$  - ефективний коефіцієнт, що враховує концентратор напруження при крученні (табл. 2.19);  $\varepsilon_\tau$  - масштабний фактор при крученні (табл. 2.20).

Табл.2.19. Значення коефіцієнтів  $k_\sigma$  і  $k_\tau$

Концентратор напруження	$k_\sigma$		$k_\tau$	
	$\sigma_\varepsilon$ для сталі, МПа			
	$\leq 700$	$> 700$	$\leq 700$	$> 700$
Галтель при $h/r = 1$ ; $r/d = 0,02$	1,49	1,60	1,37	1,39
Те ж при $r/d = 0,05$	1,69	1,83	1,46	1,51
Те ж при $r/d = 0,1$	1,55	1,72	1,42	1,46
Шпонкова канавка, що виконана торцевою фрезею	1,89	2,26	1,71	2,22
Пресова посадка при $p \geq 20$ МПа	2,4	3,6	1,8	2,5
Різьба	2,2	2,61	1,0	1,0

Табл.2.20. Значення коефіцієнтів  $\varepsilon_\sigma$  і  $\varepsilon_\tau$ 

Найменший діаметр $d$ вала, мм, що примикає до зони концентрацій	Вуглецеві сталі		Леговані сталі	
	$\varepsilon_\sigma$	$\varepsilon_\tau$	$\varepsilon_\sigma$	$\varepsilon_\tau$
Понад 20 до 30	0,91	0,89	0,83	0,89
30 « 40	0,88	0,81	0,77	0,81
40 « 50	0,84	0,78	0,73	0,78

$$\tau_a = \tau_m = \frac{1}{2} \frac{T}{0,2d^3} = 7,46$$

Перевірка шпонки на міцність

Формула для перевірки шпонки на зріз має вигляд:

$$\tau_{зр} = \frac{2T}{bl_p d} \leq [\tau]_{зр}$$

де  $T$  - момент, що передається шпонкою, тобто крутний момент на валу, Нм;  $b$  - ширина шпонки, мм;  $l_p$  - робоча довжина шпонки, мм; при закруглених торцях  $l_p = l - b$ ;  $d$  - діаметр вала в місці розташування шпонки, мм;  $[\tau]_{зр}$  - допустиме напруження на зріз; у середньому  $[\tau]_{зр} = 70 \dots 100$  МПа.

$$\tau_{зр1} = \frac{2T1}{bl_p d} = 3.4 \leq [\tau]_{зр}$$

$$\tau_{зр2} = \frac{2T2}{bl_p d} = 0.2 \leq [\tau]_{зр}$$

Формула для перевірки шпонки на зминання:

$$\sigma_{зм1} = \frac{2T1}{d(h - t_1)l_p} = 7.9 \leq [\sigma]_{зм}$$

$$\sigma_{зм1} = \frac{2T1}{d(h - t_1)l_p} = 2.48 \leq [\sigma]_{зм}$$

де  $T$  - момент, що передається шпонкою, тобто крутний момент на валу, Нм;  $d$  - діаметр вала в місці розташування шпонки, мм;  $h$  - висота шпонки, мм;  $t_1$  - глибина паза вала, мм;  $[\sigma]_{зм}$  - допустиме напруження зминання; для сталеві маточини  $[\sigma]_{зм} = 100 \dots 120$  МПа [9].

					ДПБ.МА-93.07.00.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		49

### 3. Технологічна частина

#### 3.1. Постановка задачі на технологічний процес

Назва деталі - “Кришка”  
Службове призначення - Деталь є елементом конструкції редуктора.  
Застосовується для закриття валів в редукторі.  
Матеріал - Сталь 45

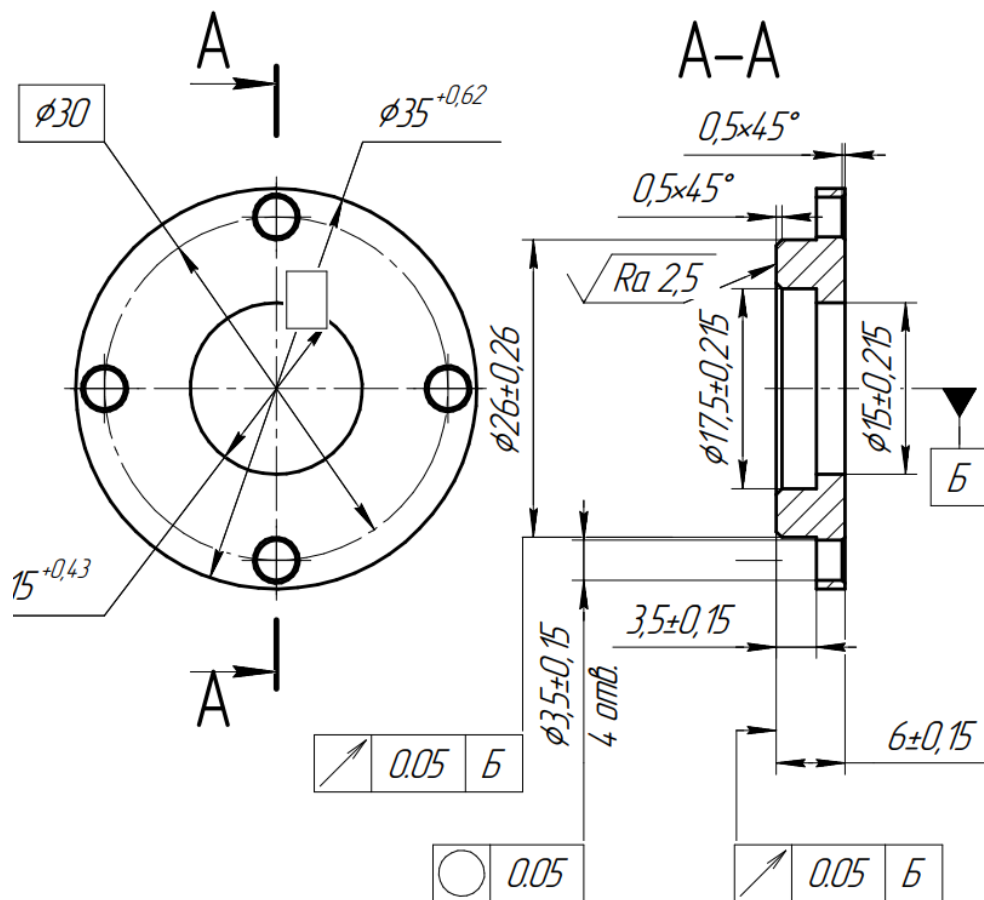


Рисунок 3.1 – ескіз деталі “Кришка”

При обробці даної деталі необхідно забезпечити симетричність різьбових отворів розташованих на кришці.

Усі поверхні повинні мати шорсткість  $Ra_{6.3}$  мкм, крім однієї грані що дотикається до підшипників редуктора, вона має мати шорсткість  $Ra_{2.5}$  мкм.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ДПБ.МА-93.07.00.00 ПЗ

Арк.

50

### 3.2. Вибір методу отримання заготовки

При виборі методу отримання заготовки в першу чергу враховують матеріал деталі, тип виробництва, якість поверхонь заготовки та її точність, а також можливості наявного обладнання. ( визначено масу – 0,2 кг )

Для виготовлення деталі обираємо прокат сталевий круг з матеріалу сталь 45. Діаметром 40мм. Для виготовлення 500 деталей цього типу знадобиться 3.5м такого прокату. Середня ціна такого прокату на ринку 450 грн/м отже сумарно це буде вартувати 1575 грн.

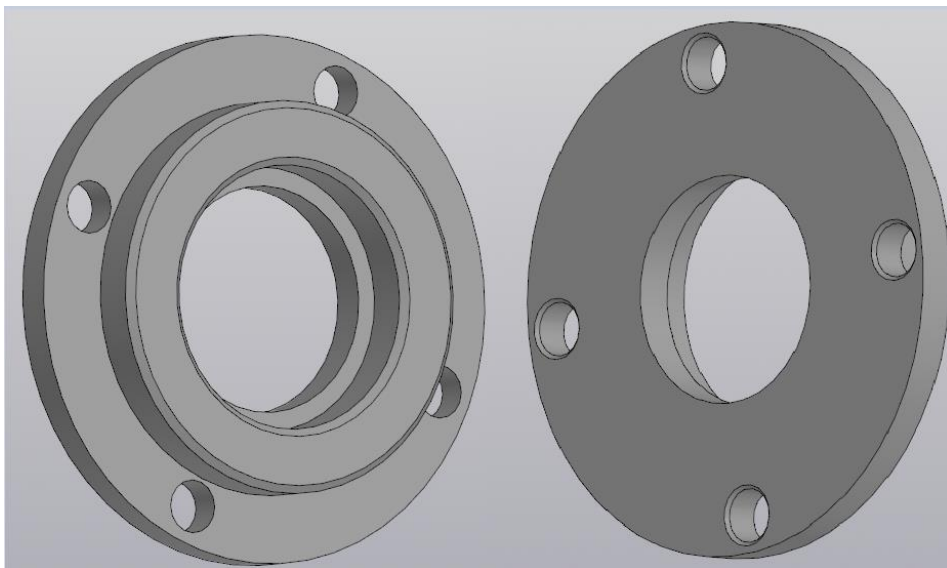


Рисунок 3.2 – 3D модель заготовки деталі “Кришка”

### 3.3. Розробка маршрутного технологічного процесу

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

Для опису маршруту оброблення деталі необхідно ідентифікувати поверхні (рис.3.3).

					ДПБ.МА-93.07.00.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

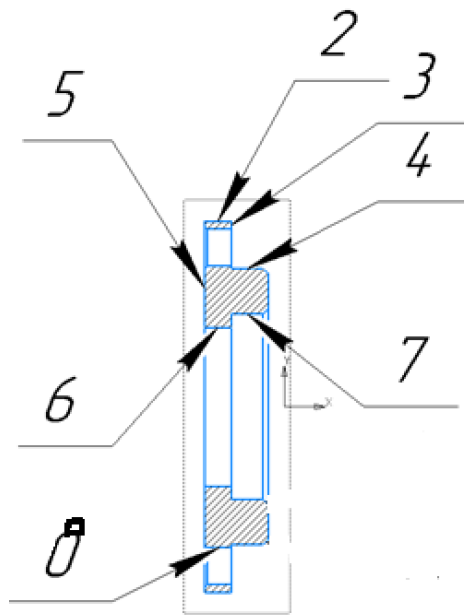


Рисунок 3.3 – нумерація поверхонь деталі

Таблиця 3.1. Типові технологічні послідовності оброблення

Назва поверхні	Характеристики якості поверхонь за креслеником		Типова технологічна послідовність оброблення поверхні	Характеристики якості поверхонь після оброблення	
	Точність розмірів IT	Параметр шорсткості Ra, мкм		Точність розмірів IT	Параметр шорсткості Ra, мкм
1			Відрізання		
2	9	6,3	Точіння чорнове Точіння чистове	9 9	6,3 6,3
3	9	6,3	Точіння чорнове Точіння чистове	9 9	6,3 6,3

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ДПБ.МА-93.07.00.00 ПЗ

Арк.

52







### Висновки з охорони праці

У результаті даної роботи було розроблено технологічний процес оброблення деталі, який застосовується на 1-му токарному верстаті. Цей процес дозволяє виготовляти одну деталь за сумарний час 33 хв.

Для реалізації даного технологічного процесу було використано чотири різальні та сведильні інструменти загальною вартістю 1136 грн. Для виготовлення партії в 500 штук знадобиться 3,5м кругляка загальною вартістю 1575 грн.

					ДПБ.МА-93.07.00.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56



Отже, розміри приміщення повністю відповідають санітарним нормам.

Для облицювання стін, стель, підлоги приміщень, де розміщені обладнання, слід використовувати матеріали, дозволені органами санітарно-епідеміологічного нагляду, а для внутрішньої обробки інтер'єру – матеріали, що дифузно-відбиваються, з такими коефіцієнтами віддзеркалення: для стелі – 0.7-0.8; для стін – 0.5-0.6; для підлоги – 0.3-0.5.

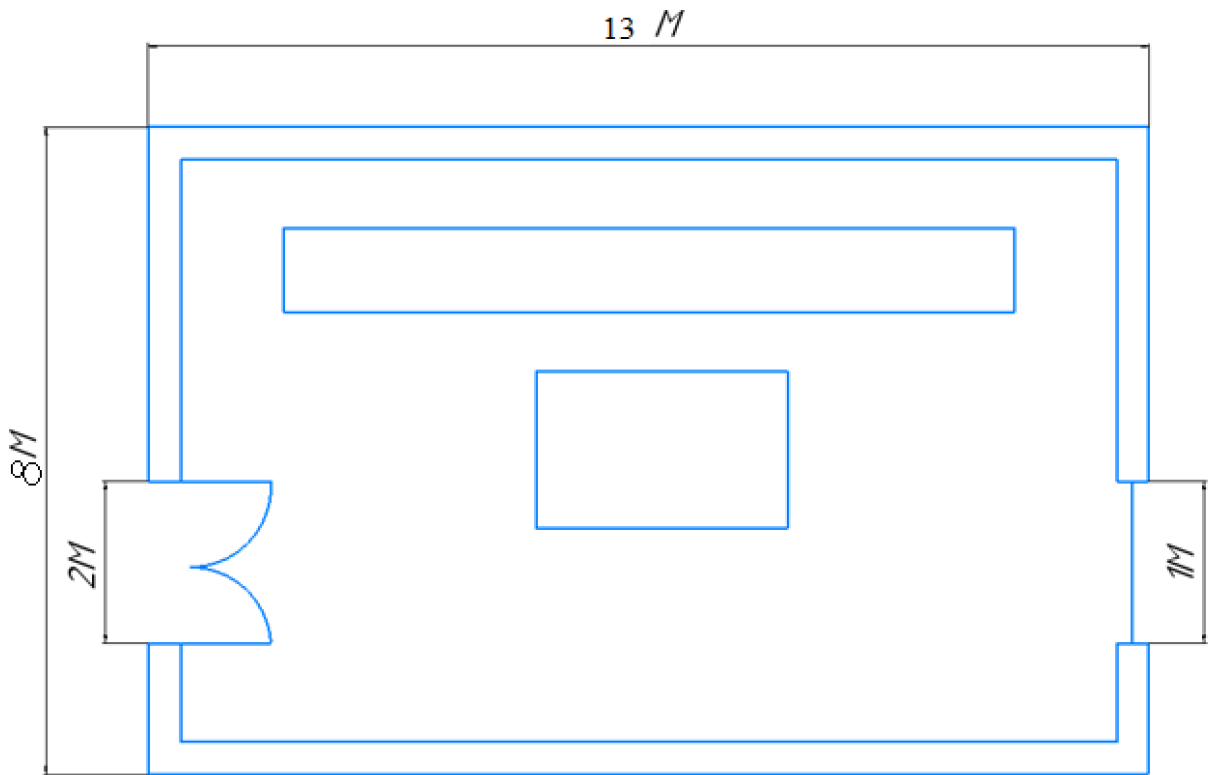


Рис.4.1 Розміри приміщення

#### 4.2 Небезпека механізмів що обертаються

Рухливі частини маніпулятора обладнання, які не забезпечені відповідними захисними пристроями, можуть спричинити удари або зіткнення з оператором або іншими працівниками, в результаті чого можливі тілесні пошкодження різної ступені важкості. Це може статися при неправильному розміщенні рук або тіла в зоні дії маніпулятор, впливу небезпечних сил або неполадок у системі. Такий вид небезпеки описаний нормативним документом ДСТУ EN ISO 12100:2016 [11]. Для запобігання небезпекам, пов'язаним з обертаючими механізмами захватного пристрою, необхідно вживати наступні заходи забезпечення безпеки:

					ДПБ.МА-93.07.00.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		58

а)Перевірка технічного стану: Регулярна перевірка технічного стану обертаючих механізмів, включаючи перевірку функціонування та наявність необхідних захисних пристроїв.

б)Навчання та інструктаж: Професійне навчання операторів щодо безпечного використання маніпулятора з обертаючими механізмами, а також проведення регулярних інструктажів з безпеки роботи.

в)Захисні пристрої: Використання захисних пристроїв, таких як обмежувачі руху, знаки безпеки та сигнальні пристрої, для уникнення доступу до зони небезпеки.

г) Організація робочого місця: Ефективне планування робочого простору, позначення зон безпеки та належне освітлення для забезпечення безпеки працюючих.

д)Регулярне обслуговування та технічне обслуговування: Проведення регулярного обслуговування та технічного обслуговування обертаючих механізмів відповідно до вимог виробника та нормативних актів.

Виконання цих правил допоможе забезпечити меншу імовірність травмування працівників і зменшити ризик виникнення нещасних випадків, пов'язаних з механічними небезпеками.

### 4.3. Електробезпека

Електробезпека є одним із найважливіших аспектів безпеки при роботі з захватним пристроєм маніпулятора, оскільки цей пристрій включає електричні компоненти та системи.

Нормативні акти щодо електробезпеки. Україна має встановлені нормативні акти, які регулюють безпеку при роботі з електричними пристроями та системами. Нормативні акти що включають електробезпеку є "Правила експлуатації електроустановок споживачів" (НПАОП 40.1-1.32-01 [12]). Цей документ встановлює загальні вимоги до безпечної експлуатації електроустановок, включаючи застосування заходів електробезпеки.

					ДПБ.МА-93.07.00.00 ПЗ	Арк.
						59
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Важливі аспекти електробезпеки при використанні захватного пристрою маніпулятора:

а)Заземлення та ущільнення: Захватний пристрій маніпулятора повинен мати належне заземлення та ущільнення, щоб запобігти ризику ураження електричним струмом під час роботи з ним.

б)Захисні пристрої: Захватний пристрій маніпулятора повинен бути обладнаний необхідними захисними пристроями, такими як автоматичні вимикачі, плавкі запобіжники та заземлювальні пристрої, для запобігання перевантаженням та короткому замиканню.

в)Перевірка технічного стану: Регулярна перевірка технічного стану електричних компонентів захватного пристрою маніпулятора, включаючи провідність, ізоляцію та правильне підключення, є необхідною для забезпечення безпеки.

г)Навчання та інструктаж: Оператори, що працюють з захватним пристроєм маніпулятора, повинні отримати належне навчання та інструктаж щодо безпечного використання, включаючи правила електробезпеки.

Електробезпека є важливим аспектом безпеки при використанні захватного пристрою маніпулятора. Враховуючи вимоги реально існуючих нормативних актів України, таких як "Правила експлуатації електроустановок споживачів" (НПАОП 40.1-1.32-01 [13]) та "Правила технічної експлуатації електричних установок споживачів" (НПАОП 25.07.2006 № 258 [14]), необхідно вживати заходів для забезпечення електробезпеки, таких як заземлення та ущільнення, використання захисних пристроїв, регулярна перевірка технічного стану та навчання операторів.

#### 4.3. Пожежонебезпека

					ДПБ.МА-93.07.00.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60

Пожежна безпека є критичним аспектом безпеки при роботі з захватним пристроєм маніпулятора, оскільки його використання може створювати пожежні ризики. Україна має встановлені нормативні акти, які регулюють пожежну безпеку на робочих місцях. Нормативні акти регулючі пожежну безпеку в Україні є НПАОП 30.12.2014 № 1417 «Про затвердження Правил пожежної безпеки в Україні» [15].

Приміщення відносимо до категорії Д (Приміщення, в яких знаходяться негорючі речовини та матеріали в холодному стані). Зазвичай, рекомендується мати не менше одного вогнегасника на кожні 100 квадратних метрів площі приміщення. Таким чином, для нашого виробничого приміщення площею 104 м<sup>2</sup> рекомендується мати принаймні два вогнегасники.

Важливі аспекти пожежної безпеки при використанні захватного пристрою маніпулятора:

а) Попередження пожеж: Захватний пристрій маніпулятора повинен бути виготовлений з негорючих матеріалів. Приміщення повинно мати вбудовані системи попередження пожежі, такі як детектори диму та сповіщувачі пожежі.

б) Вогнегасіння: На робочому місці, де використовується захватний пристрій маніпулятора, повинні бути наявні необхідні засоби пожежогасіння, такі як вогнегасники або пожежні гідранти. Засоби пожежогасіння повинні бути легкодоступними та в робочому стані.

в) Евакуація та планування: На робочому місці повинні бути розроблені плани евакуації та пожежні сигналізації. Оператори, що працюють з захватним пристроєм маніпулятора, повинні бути навчені процедур евакуації та знати маршрути виходу.

#### 4.4. Шумова безпека

Шумова безпека є важливим аспектом безпеки при роботі на підприємстві, оскільки його вплив може створювати шкідливий вплив на здоров'я працівників. Шум у виробничих приміщеннях має відповідати нормативним актам Санітарних

					ДПБ.МА-93.07.00.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

норм виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку ДСН 3.3.6.037-99 [16].

Згідно цим актам виробництво має притримуватись таких правил:

а) Визначення рівнів шуму: Перед використанням захватного пристрою маніпулятора слід визначити рівень шуму, що створюється пристроєм;

б) Захисні засоби: Працівники, які працюють на підприємстві, повинні бути забезпечені необхідними захисними засобами особистого захисту, такими як навушники або навушники, що знижують рівень шуму.

в) Технічні заходи: Важливо вживати технічні заходи для зниження рівня шуму, такі як використання шумопоглинаючих матеріалів, захисних кожухів або амортизаторів для складних механізмів.

У даному розділі були розглянуті важливі аспекти охорони праці при використанні захватного пристрою маніпулятора. Були використані реально існуючі нормативні акти України, які визначають вимоги щодо безпеки та здоров'я працівників.

Проведена робота з охорони праці показала, що захватний пристрій маніпулятора може потенційно створювати небезпеку для операторів. Однак, застосування відповідних заходів безпеки, встановлених нормативними актами, може допомогти запобігти можливим негативним наслідкам.

					ДПБ.МА-93.07.00.00 ПЗ	Арк.
						62
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## Висновки

У ході даної дипломної роботи було розроблено ефективний та безпечний механічний важільний захватний пристрій для руху та маніпулювання об'єктами у різних промислових сферах.

Аналіз поточного стану захватних пристроїв та існуючих технологій переміщення об'єктів дозволив ідентифікувати основні проблеми і запропонувати важільний механічний захват як оптимальне рішення для їх вирішення.

Проектування та створення прототипу механічного важільного захватного пристрою підтвердили його функціональність та ефективність в руху та маніпулюванні об'єктами. Було розраховано та змодельовано передачі схвату.

Розроблений механічний важільний захватний пристрій відкриває нові можливості для підвищення продуктивності та безпеки в промислових процесах. Його застосування може сприяти поліпшенню ефективності маніпуляцій з об'єктами і забезпечити більш точний та контрольований рух.

Дана дипломна робота відкриває перспективи для подальшого вдосконалення та розширення функціональних можливостей механічних важільних захватних пристроїв та для покращення промислових процесів.

					ДПБ.МА-93.07.00.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63

