

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

«До захисту допущено»

В.о. завідувач кафедри
_____Олександр ЛУГОВСЬКИЙ

“ ” 20__ р.

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

на тему: **Розроблення поворотного вузла маніпулятора
роботизованого комплексу**

Виконав: студент IV курсу, групи ММ-71

_____Дьомін Олексій Володимирович_____	_____
(прізвище, ім'я, по батькові)	(підпис)

Керівник	_____д.т.н., доц. Струтинський С.В._____	_____
	(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)	(підпис)

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

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

Студент _____
(підпис)

Київ – 2021 року

ВІДОМІСТЬ ДИПЛОМНОГО ПРОЄКТУ

[illegible]

Пояснювальна записка до дипломного проекту

на тему: Розроблення поворотного вузла маніпулятора роботизованого комплексу

Київ – 2021 року

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»
Механіко-машинобудівний інститут

Кафедра прикладної гідроаеромеханіки і механотроніки

Рівень вищої освіти – перший (бакалаврський)

Спеціальність —131 Прикладна механіка

Освітньо-професійна програма «Автоматизовані та роботизовані механічні системи»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

(підпис) О.Ф. Луговський
(ініціали, прізвище)

«__» _____ 2021 р.

ЗАВДАННЯ
на дипломний проект (роботу) студенту

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи) Розроблення поворотного вузла маніпулятора роботизованого комплексу _____

керівник проекту (роботи) д.т.н., доц. Струтинський С.В. _____,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від «__» _____ 20__ р. № _____

2. Строк подання студентом проекту (роботи) _____

3. Вихідні дані до проекту (роботи)

Розроблення поворотного вузла з наступними параметрами:

Створювальний момент 250Нм; Точність позиціонування $\pm 0,0005$ радіан;

Швидкість переміщення вихідної ланки 1 радіан/с.

4. Зміст (дипломної роботи) пояснювальної записки (перелік завдань, які потрібно розробити)

1. Огляд наявної елементної бази роботомеханічних комплексів

2. Проектування поворотного вузла маніпулятора роботизованого комплексу
- 3 Технологічна частина
4. Охорона праці

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

Складальне креслення поворотного вузла, електрична схема підключення двигуна постійного струму, деталювання поворотного вузла

6. Консультанти розділів проекту (роботи)*

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

7. Дата видачі завдання _____

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Аналіз досліджень та публікацій по тематиці (двигуни, редуктори, мотор-редуктори)		
2	Визначення параметрів механічної передач та двигуна за початковими даними, вибір стандартного обладнання та комплектуючих		
3	Розроблення мехатронної системи підбір датчиків та комплектуючих		
4	Розроблення хвильового редуктора (проектування, проведення міцнісних розрахунків)		
5	Розрахунок поворотного вузла, у тому числі на міцність, вибір стандартного обладнання		
6	Поворотний вузол (складальне креслення)		

Студент _____
(підпис)

Дьомін О.В.
(ініціали, прізвище)

Керівник проекту (роботи) _____

д.т.н. доц. Струтинський С.В.

* Консультантом не може бути зазначено керівника дипломного проекту (роботи)

Анотація

В дипломному проекті бакалавра на тему «Розробка поворотного вузла маніпулятора роботизованого комплексу» метою роботи було проектування поворотного вузла, для цього був поведений пошук наявних технічних рішень по темі електроприводу, а також по темі механічних передач. На основі дослідження вирішено використовувати для приводу безколекторний двигун постійного струму, а також хвильовий редуктор. Був проведений вибір двигуна по потужності. Поворотний механізм був спроектований на основі габаритних розмірів двигуна ,тому що це стандартний елемент і на основі габаритних розмірів хвильової передачі. Проведений розрахунок хвильового редуктора і силовий аналіз передачі.

Проект виконаний на 68 сторінках з 41 рисунками , 20 посиланнями на джерела інформації.

Ключові слова : Маніпулятор, поворотний вузол, хвильовий редуктор, безколекторний двигун.

Abstract

In this bachelor diploma project on the topic «Development of a rotary unit of the manipulator of the robotic complex» the purpose of the work was to design the rotary unit. For this purpose, a search was made for available technical solutions on the topic of electric drive and on the topic of mechanical transmissions. Based on the study, it was decided to use a brushless DC motor and a harmonic drive unit for the drive. The engine was selected by power. The rotary unit was designed based on the overall dimensions of the engine, because it is a standard element and based on the overall dimensions of the harmonic drive. The calculation of the wave reducer and the power analysis of the transmission.

The project is executed in 68 pages with 41 drawings, 20 references to the sources of information.

Keywords: manipulators, rotary unit, harmonic drive unit, brushless motor

ЗМІСТ

Вступ

1. Огляд наявної елементної бази роботомеханічних комплексів

1.1 Типи електродвигунів, що застосовуються у складі маніпуляторів та особливості їх використання

1.2 Застосування механічних передач у складі роботомеханічних комплексів

1.3 Застосування мотор-редукторів у складі роботомеханічних комплексів

2. Проектування поворотного вузла маніпулятора роботизованого комплексу

2.1 Визначення основних параметрів поворотного вузла.

2.2 Вибір двигуна.

2.3 Проектування хвильової передачі

2.4 Розроблення системи керування поворотного вузла

3. Технологічна частина

4. Охорона праці

Висновки

Література

					ДПБ.ММ7105.000.00ПЗ			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
Разраб.		Дьомін О.В.			Пояснювальна записка		Лит.	Лист
Провер.		Струтинський						2
Реценз.							КПІ ім. Ізоря Сікорського	
Н. Контр.								
Утверд.								

Вступ

Розвиток робототехніки бере свої початки з середини ХХ ст. і за цей час було винайдено багато способів для керування маніпуляторами. Ця тематика залишається актуальною і сьогодні, а з розвитком науково-технічного прогресу з'являються і нові пристрої та комплексні системи, що функціонують у складі роботизованих комплексів.

З розвитком автоматизації виробництва виникає необхідність у підвищенні продуктивності людської праці, що досягається із використання роботизованих систем, виконання операцій та маніпуляцій у шкідливих для людини середовищах, а також у зонах бойових дій, у тому числі на сході нашої країни. Саме тому, актуальним є питання створення вітчизняних робото механічних комплексів, їх елементної бази та керування мобільними роботами і маніпуляторами.

Ключовими елементами сучасних роботів є електричні двигуни. Вони або напряду приводять у рух ланки механізму, або використовують додаткові механічні передачі, для забезпечення можливості роботи роботизованого комплексу.

Електродвигуни за способом живлення поділяються на два типи. Двигуни постійного та змінного струму. Тематика даного проекту є розрахунок привідної частини маніпулятора для мобільних керованих роботів. Тому це накладає певні критерії для підбору двигунів та механічних передач (редукторів).

- Необхідність живлення від акумулятора
- Малі габарити двигуна та редуктора
- Низька маса
- Висока потужність
- Високий крутний момент

					ДПБ.ММ7105.000.00ПЗ	Арк.
						3
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

За даними критеріями необхідно обрати наявний на ринку двигун постійного струму (або двигун, що може бути підключений до джерела постійного струму із використанням допоміжних пристроїв), зі задовільним крутним моментом і частотою обертання, а також який би підходив по габаритам для створення на його основі компактного поворотного вузла, придатного для встановлення у маніпулятор сучасного роботизованого комплексу. Орієнтуючись на світові аналоги в мобільних роботах ми обрали мобільний робот PackBot 510 від фірми iRobot [1], який взяла на озброєння американська армія (Рис 1.1)



Рис.1 1 Мобільний робот PackBot510

Даний робот має вантажопідйомність у 4,54 кг при повному вильоту маніпулятора і 13,64 кг при ближній дії. Орієнтуючись на дані значення крутний момент вузла має бути 200 Нм.

Згідно завдання дисертаційної роботи необхідно розробити більш потужний поворотний вузол маніпулятора, що здатен створювати крутний момент 300 Нм.

					ДПБ.ММ7105.000.00ПЗ	Арк.
						4
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1 Огляд наявної елементної бази роботомеханічних комплексів

1.1 Типи електродвигунів, що застосовуються у складі маніпуляторів та особливості їх використання

Електричні двигуни поділяються не лише за типом джерела живлення, а також за конструктивними особливостями та принципом роботи двигуна. Одні з них є конструктивно простими, але відрізняються низькою надійністю. Інші двигуни мають високі технічні характеристики, зокрема крутиний момент та питому потужність проте для своєї роботи потребують складної системи управління.

Одними із найбільш простих та най більш широко розповсюджених в побуті і на виробництві є колекторні двигуни постійного струму.

Вони використовуються для приводу різних механізмів, електроінструменту, в автомобілях. Колекторний електродвигун, як і будь-який інший, складається з ротора і статора (Рис 1.2). В цьому випадку ротор - є якорем і в ньому індуктується електрорушійна сила. Колектор розташований на валу (роторі), і являє собою набір поздовжньо розташованих пластин, ізольованих від вала і один від одного. Їх називають ламелями [2].



Рис.1.2 Конструкція колекторного двигуна постійного струму

Графітові щітки за рахунок пружин щільно прилягають до пластин колектора і за рахунок цього відбувається постійне перемикання контактів полюсів. Зі збільшенням числа обмоток, буде йти зростання плавності ходу двигуна. Даний вузол є слабким місцем таких двигунів, із-за постійного тертя щіток, також від слою графітового пилу можуть відбуватися замикання двигунів, а також іскріння.

Колекторним двигунам характерні певні переваги та недоліки:

Переваги

- Співвідношення розмірів до потужності (масо-габаритні показники).
- Простота регулювання обертів.
- Можливість реалізації плавного пуску.

Недоліки

- Висока зносостійкість щіток, необхідність постійного контролю за ними
- Можливість іскріння щіток, що забороняє використання двигунів у небезпечних місцях.

У сучасних механізмах та системах приводів набули також широкого розповсюдження безколекторні двигуни постійного струму (безщітковий двигун постійного струму)

Двигуни даного типу позбавлені недоліків колекторних двигунів, тому що з конструкції видаляється досить складний вузол, що вимагає обслуговування і може призводити до іскріння двигуна - колектор. За рахунок цього конструкція двигуна значно спрощується. Двигун виходить легшим і компактнішим. Значно зменшуються втрати на комутацію, оскільки контакти колектора і щітки замінюються електронними ключами (Рис 1.3).

					ДПБ.ММ7105.000.00ПЗ	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

За допомогою датчиків положення ротора керуючий блок двигуна розуміє які пари обмоток необхідно включати щоб забезпечити якомога плавний рух двигуна , що призводить до збільшення ККД.

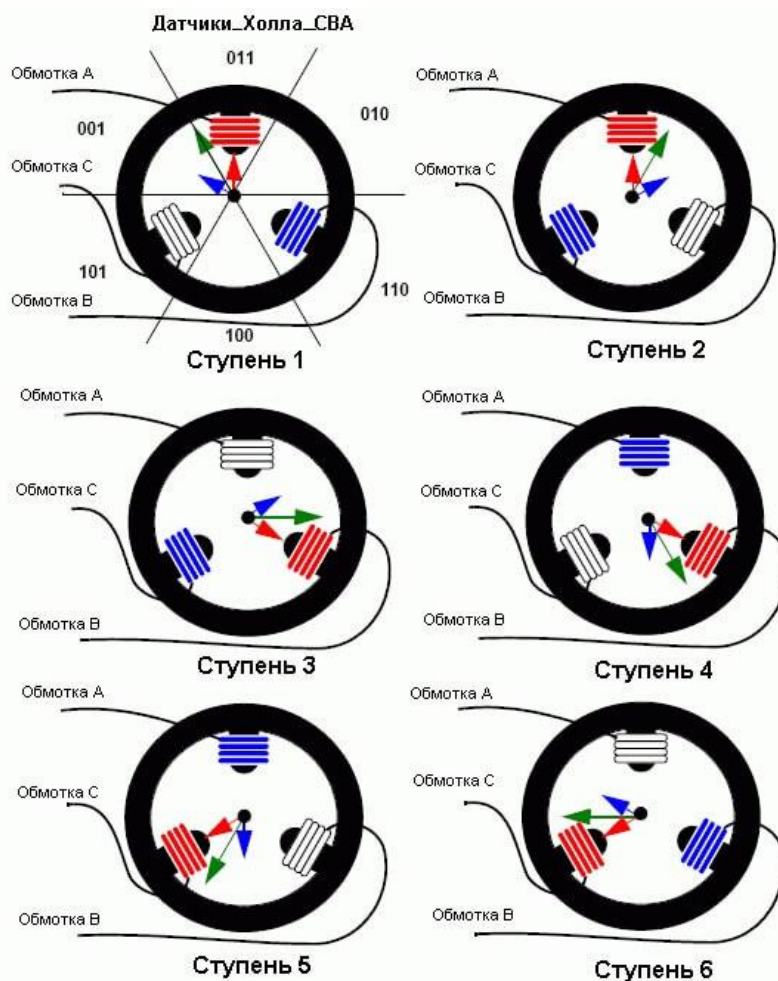


Рис.1.3 Принцип роботи комутатора

За допомогою конструкції електродвигуна і наявного в ньому датчика положення (Холла). Ми можемо контролювати рух та здійснювати точні повороти, що дозволяє керувати маніпулятором. Конструкція безколекторного двигуна складається з: корпусу електродвигуна – 1; діелектричного прошарку – 2; втулки – 3 ; пружини – 4 ; обмотки статора – 5 ; ізоляційного кільця – 6; постійних магнітів – 7; валу ротора – 8 ; підшипника – 9 ; обойми – 10; датчиків Холла – 11 ; монтажної плати – 12 ; задньої кришки – 13; електропроводки – 14. (Рис 1.4)

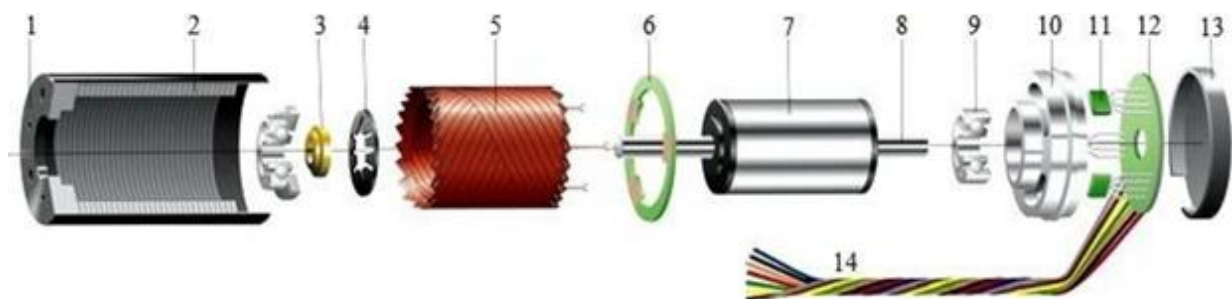


Рис.1 4Конструкція безколекторного двигуна

У підсумку отримуємо електродвигун з найкращими показниками ККД і показником потужності на кілограм власної ваги, з найбільш широким діапазоном зміни швидкості обертання. На практиці безколекторні двигуни гріються менше, ніж колекторні.[3]

Конструкція безколекторного двигуна дозволяє експлуатувати його в агресивних середовищах.[4]

До недоліків безколекторного двигуна слід віднести складність в керуванні мотором. Дорогу систему керуванням мотору без якої цей двигун не буде працювати.

У робототехніці та у верстатобудуванні широкого розповсюдження набули серводвигуни, що за принципом роботи подібні до безколекторних двигунів постійного струму, проте вони призначені саме для здійснення точних та керованих рухів.

Серводвигуни – це приводи, які мають датчики контролю вихідного валу, блок керування і двигун. Робота пристрою відбувається за принципом зворотної взаємодії з сигналами датчику кута повороту валу. Сервопривод в кожний момент часу отримує значення певного вихідного параметру (кутового положення валу, швидкості, продуктивності насоса, що приводиться в рух двигуном) і підтримує їх з допомогою спеціалізованої системи автоматичного керування (Рис1.5).

Принцип дії сервоприводу ґрунтується на тому, що від блоку керування до двигуна надходить керуючий сигнал (використовується

широотноїмпульсна або частотноїмпульсна модуляція), при цьому керуючий алгоритм перевіряє значення вихідних параметрів, якщо керуючий і вихідний сигнали відрізняються, керуюча система використовуючи спеціальні алгоритми (найбільш широко розповсюджений ПІД-регулятор) намагається усунути похибку.

Розрізняють два види серводвигунів

- Синхронні — які здають темп обертання двигуна, а також і інші параметри, можуть швидко розганятися до вказаної швидкості повороту (як правило використовують постійні магніти).
- Асинхронні — які можуть зберігати темпи обертання на більш низьких швидкостях (подібні до промислових трифазних асинхронних двигунів, проте додатково обладнані датчиками зворотнього зв'язку) [5].

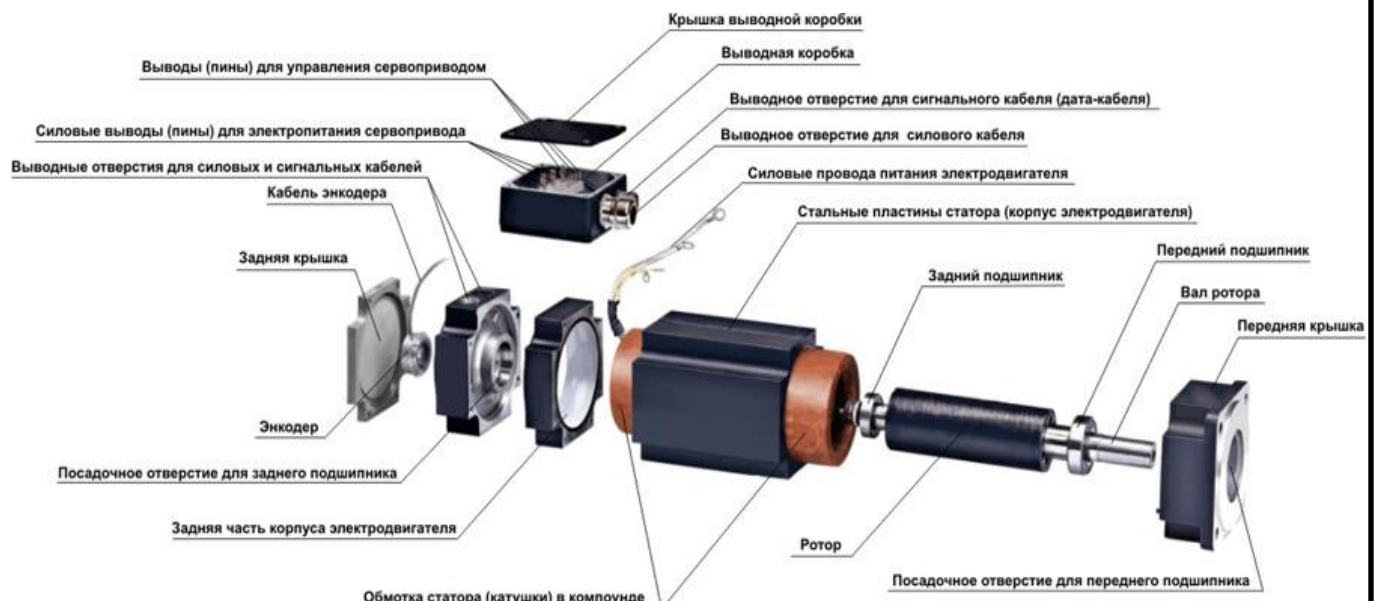


Рис.1 5 Конструкція серводвигуна

Сервопривод за допомогою датчика положення – енкодера, здійснює динамічний рух з постійним контролем кута повороту валу, а так само надає можливість управління кутовими швидкостями в різних виконавчих пристроях.

Застосування сервоприводів дозволяє домогтися високих показників точності і повторюваності процесів, за які вони відповідають. Завдяки даним особливостям сервоприводи набули широкого поширення в рішенні різних промислових завдань, в машинобудуванні та інших галузях. Сервопривод поєднує в собі високу ефективність роботи і продуктивність [6]. Серводвигунам характерні певні переваги та недоліки.

Переваги:

- Універсальність сервоприводу, є можливість працювати як від постійного так і змінного струму

- При використанні гарантується точність рухів, а також унеможливлення люфтів

- Безшумні

- Гарно працюють навіть на малих швидкостях

Недоліки

- Для роботи необхідний датчик

- Система керування набагато складніша ніж в крокових двигунах

- Висока вартість

У робототехніці значного розповсюдження набули крокові двигуни, що не містять датчика зворотного зв'язку за рахунок своєї низької вартості.

Крокові двигуни це безколекторні двигуни постійного струму, які перетворюють електричні імпульси напруги керування в дискретні кутові або лінійні переміщення ротора з можливою його фіксацією в потрібних положеннях.

Принцип роботи крокових двигунів влаштовано таким чином, що на статорі пристрою розташована певна кількість обмоток управління, на які послідовно подається напруга. Такий підхід в роботі крокових електродвигунів дозволяє забезпечити дискретну зміну електричного поля всередині крокового електродвигуна і задати потрібний кут переміщення осі ротора (Рис 1.6).

					ДПБ.ММ7105.000.00ПЗ	Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для управління кроковим двигуном використовується спеціальний електронний блок управління, який забезпечує надходження на обмотки електродвигуна певної послідовності імпульсів в залежності від числа фаз електродвигуна [7].

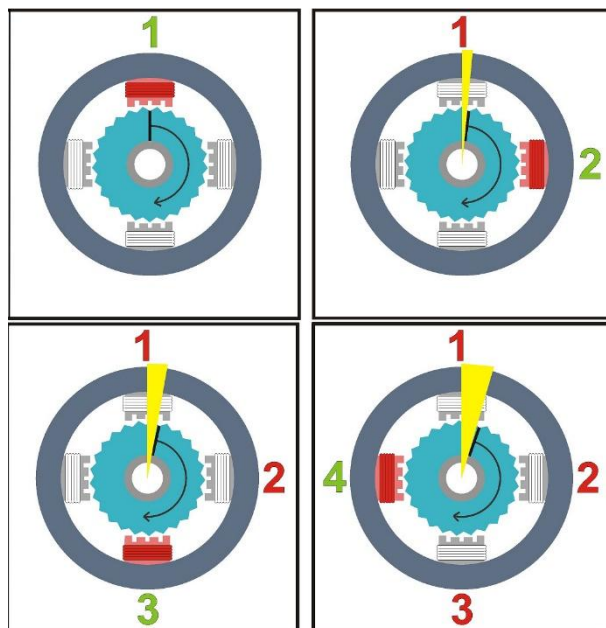


Рис.1.6 Послідовність подання напруги на обмотки двигуна

Існує три види крокових двигунів:

- Двигуни зі змінним магнітним опором (або їх ще називають реактивні)
- Двигуни з постійними магнітами
- Гібридні двигуни

У двигунах зі змінним магнітним опором на статорі є шість полюсів (по два полюси на одну фазу), а ротор два виступи (незбуджені полюси) (рис. 1.7)

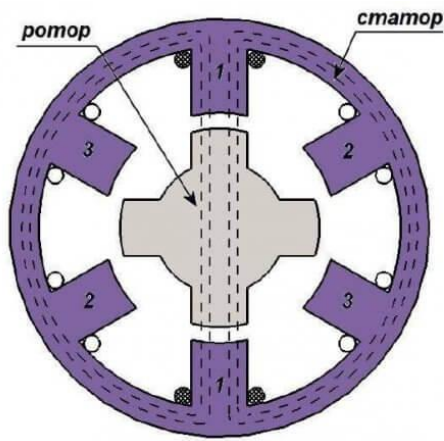


Рис.1.7 Будова двигуна зі змінним магнітним опором

При проходженні імпульсу струму в обмотці фази 1 статора ротор займає положення, при якому його вісь поєднується з віссю 1–1 полюсів статора. У момент часу t_1 при появі імпульсу струму у фазі 2 на ротор діють сили магнітного притягання, які обумовлені одночасним намагнічуванням полюсів 1–1 і 2–2. У результаті ротор повернеться на кутовий крок $\alpha_k = 30^\circ$. У момент часу t_2 імпульс струму у фазі 1 припиниться і ротор, зробивши ще один крок $\alpha_k = 30^\circ$, займе положення по осі 2–2. У момент t_3 з'явиться імпульс струму у фазі 3 і ротор повернеться на 30° , займе середнє положення між полюсами 2–2 і 3–3. Сумарний кут повороту ротора складе 90° [8].

У Двигуни з постійними магнітними опором При подачі імпульсу напруги позитивної полярності ($+u_1$) в обмотку 1 фази два полюси цієї фази набувають магнітної полярності, як на (рис.1.8.а), при цьому ротор займає вертикальне положення, що обумовлене напрямком сил взаємного притягання полюсів статора і ротора різнойменної полярності. У момент часу t_1 (рис. 1.8.д) імпульс у фазі 1 припиняється, надходить позитивний імпульс ($+u_2$) у фазу 2. При цьому обмотка 1 фази знеструмлюється, а полюса фази 2 набувають магнітної полярності, як на (рис.1.8.б). У результаті ротор повертається проти годинникової стрілки на $\alpha_k = 90^\circ$. [8]

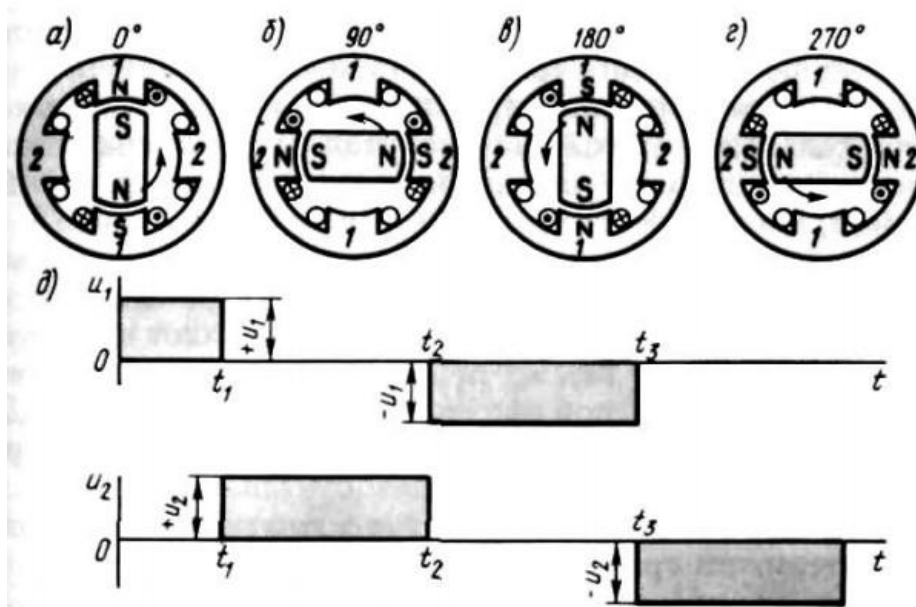


Рис.1 8 Принцип дії крокового двигуна з активним ротором

Двигуни з постійними магнітними опором (Гібридні КД) є дорожчими, ніж двигуни з постійними магнітами, але вони забезпечують меншу величину кроку, більший момент і велику швидкість. Типове число кроків на оборот для гібридних двигунів становить від 100 до 400 (кут кроку 3.6 – 0.9 град.).

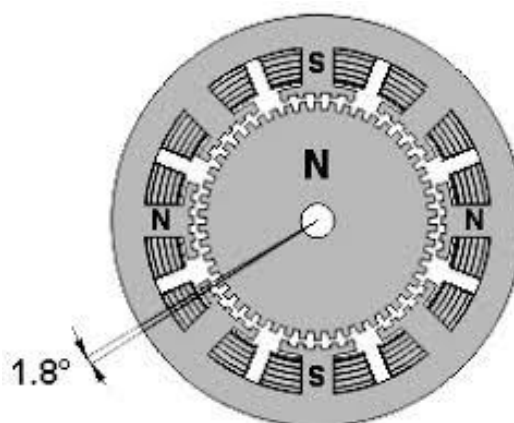


Рис.1 9 Схема гібридного крокового двигуна

Гібридні двигуни поєднують в собі кращі риси двигунів зі змінним магнітним опором і двигунів з постійними магнітами. Ротор гібридного двигуна має зубці, які розташовано в осьовому напрямку. У гібридних двигунів ротор розділено на дві частини, між якими розташовано циліндричний постійний магніт. Таким чином, зубці верхньої половинки ротора є північними полюсами, а зубці нижньої половинки – південними (рис1.9).

Крім того, верхня і нижня половинки ротора повернені один щодо одного на половину кута кроку зубців. Число пар полюсів ротора дорівнює кількості зубців на одній з його половинок. Зубчасті полюсні наконечники ротора, як і статор, набрано з окремих пластин для зменшення втрат на вихрові струми. Статор гібридного двигуна також має зубці, забезпечуючи велику кількість еквівалентних полюсів, на відміну від основних полюсів, на яких розташовано обмотки. [8].

Кроковим двигунам характерні певні переваги та недоліки:

- Кут повороту ротора визначається числом імпульсів, які подані на драйвер, немає необхідності у зворотному зв'язку, а швидкість пропорційна частоті вхідних імпульсів;
- Точне позиціонування і повторюваність, помилка не накопичується від кроку до кроку;
- Швидкий старт, реверс;
- Можливість отримання низьких швидкостей, а отже, відсутня необхідність у застосуванні редуктора;
- Відсутність колектора, отже, висока надійність.

Недоліки:

- Номінальне споживання потужності, навіть без навантаження;
- Низька питома потужність крокового приводу;
- Складності керування на високих швидкостях;

1.2 Застосування механічних передач у складі роботомеханічних комплексів

Електродвигуни у порівнянні із двигунами інших типів мають певні особливості роботи. Незважаючи на дещо нижчу питому потужність ніж у двигунів внутрішнього згорання, електродвигуни все одно мають достатньо високу потужність. Проте як правило особливістю електродвигунів є те, що вони розвивають високу потужність лише за високої частоти обертання валу. Для безколекторних двигунів постійного струму крутний момент мало змінюється в залежності від частоти обертання. Саме тому найбільш доцільно експлуатувати двигуни при високих частотах обертання. З іншого боку електродвигуни створюють достатньо низький крутний момент у порівнянні з двигунами інших типів. Такі особливості функціонування призводять до того, що у роботомеханічних комплексах електродвигуни використовуються сумісно із механічними передачами (редукторами). Редуктори дозволяють знизити частоту обертання валу до прийнятних та необхідних для роботи механізму величин, а також підвищити у десятки або сотні раз створюваний момент, даючи можливість маніпуляторам роботизованих комплексів працювати зі значними навантаженнями.

Достатньо широкого розповсюдження у роботизованих комплексах набули Планетарні редуктори. Планетарними зубчастими механізмами називають такі, у яких осі деяких коліс змінюють своє положення в просторі. Вони діляться на механізми з одним або з декількома степенями вільності W .

В якості вхідного елемента в планетарній передачі може використовуватися сонячна шестерня, водило або епіцикл(корона) [9]. Аналогічним чином вихідним елементом передачі може служити будь-яка

					<i>ДПБ.ММ7105.000.00ПЗ</i>	Арк.
						15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

з трьох зазначених частин передачі. Третя з цих частин передачі може бути нерухомою (і тоді передача працює як підвищувальний або знижувальний редуктор), але вона може бути і рухомою, виступаючи в якості додаткового вхідного або вихідного елемента (і тоді планетарна передача може працювати, наприклад, як диференціал). Це дозволяє отримувати різні передавальні числа для однієї і тієї ж планетарної передачі і дає можливість більш гнучкого її використання. (рис.1.10)

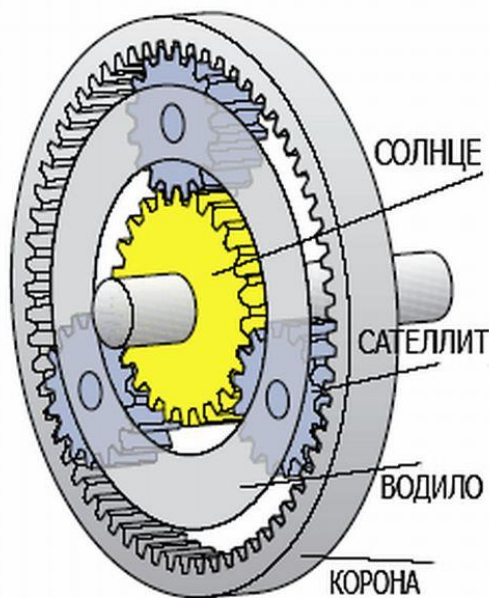


Рис.1 10 Планетарний редуктор

В електроприводах малої потужності планетарна передача найчастіше виконує функцію редуктора. В цьому випадку епіцикл, як правило, є нерухомим елементом, вхідним елементом є сонячна шестерня, а вихідним елементом - водило. Планетарний редуктор може включати в себе одну або кілька планетарних передач. Планетарні передачі збираються послідовно, вихід попередньої передачі є входом наступного. Кожна передача в цьому випадку є окремим ступенем планетарного редуктора.

При обертанні сонячної шестерні, сателіти, які перебувають з нею в зачепленні також приводяться в обертання. Оскільки сателіти знаходяться також у внутрішньому зачепленні з епіциклом, то при своєму обертанні

сателіти перекочуються по його колу. Таким чином осям сателітів повідомляється обертальний рух. Обертальний рух осей сателітів, в свою чергу, приводить в обертання водило, на якому ці осі встановлені. Так відбувається робота планетарної передачі найпростішої конструкції в разі роботи з нерухомим епіциклом.

Якщо замість епіциклу фіксувати водило, або сонячну шестерню, використовуючи в якості вхідних і вихідних елементів інші дві з трьох згаданих деталей передачі, то планетарний редуктор буде працювати і при такому використанні. Чи зміниться при цьому передавальне число (редуктор буде підвищує або знижує), змінитися може також і напрямок обертання [9].

Оскільки планетарні редуктори є співвісними, а в їх конструкції використовуються зубчасті колеса, то вони мають певні переваги над рядними передачами, хоча мають і певні недоліки.

Переваги:

- Понижена шумність
- Компактність
- Мале навантаження на опори редуктора
- Менше навантаження на зуби коліс
- Підвищене передавальне відношення

Недоліки:

- Складність у виготовленні
- Зниження ККД при передаванні великих навантажень

Менш поширеними передачами, що застосовуються у складі маніпуляторів роботизованих комплексів є хвильові редуктори.

Хвильові зубчасті передачі в кінематичному відношенні є планетарними передачами з одним гнучким зубчастим колесом (рис.1.11).

					ДПБ.ММ7105.000.00ПЗ	Арк.
						17
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

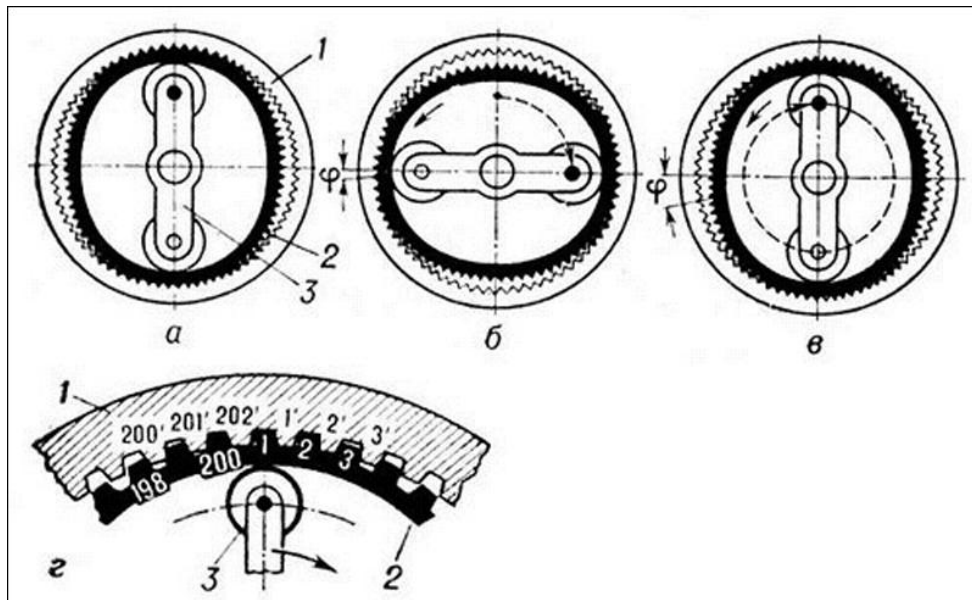


Рис.1 11 Схема хвильової передачі

Хвильові зубчасті передачі (ХЗП) складаються з трьох елементів: жорсткого колеса (1), гнучкого колеса (2) і генератора хвиль деформації(3).

Жорстке колесо (ЖК) є товстостінним жорстким кільцем з внутрішніми зубами. Воно зазвичай функціонує як зафіксований або необертальний елемент, але у певних пристроях може використовуватися як вихідний обертальний елемент.

Гнучке колесо (ГК), що має зуби на зовнішній поверхні, є нежорстким гнучким тонкостінним циліндричним колесом у вигляді стаканів, який в околі менше жорсткого колеса та має на два зубці менше ніж у попередньо згаданого. Воно зазвичай служить вихідним обертальним елементом, але може використовуватися як зафіксований необертальний елемент, у випадку коли вихід здійснюється через жорстке колесо.

Генератор хвиль деформації (ГХД) – овальний кулачок, поміщений у блок кулькових підшипників кочення. Він зазвичай функціонує як вхідний обертальний елемент [10].

Якщо ведучою ланкою гнучкої передачі є хвильовий генератор, а веденим – гнучке колесо, то передатне відношення такої передачі:

$$i = \frac{-\omega_H}{\omega_2} = \frac{-n}{n_2} = \frac{-z_2}{(z_1 - z_2)} = \frac{-z_2}{k} = \frac{-d_2}{\delta}$$

де ω_H —кутова швидкість водила;

n — частота обертання хвильового генератора;

ω_2 — кутова швидкість гнучкого зубчастого колеса

z_2 — кількість зубців на гнучкому колесі

z_1 — кількість зубців на жорсткому колесі.

З аналізу формули випливає, що хвильова зубчаста передача може бути здійснена з дуже великим передатним відношенням ($i \geq 1000$). Проте як правило ці передачі проєктують на передавальні відношення у межах 100-400. Хвильова зубчаста передача може передавати великі навантаження, тому що в зачепленні одночасно знаходиться велике число зубів (до 50%).

Незважаючи на складність виготовлення хвильові передачі мають певні переваги, в той же час їм характерні і певні недоліки.

Переваги хвильових передач

- велике передавальне відношення,
- поліпшені масо-габаритні характеристики в порівнянні зі

звичайними зубчастими передачами

- передачі руху у герметизований простір.
- висока кінематична точність і плавність ходу

Недоліки хвильових передач

- складність конструкції,
- знижені надійність і довговічність гнучкого зубчастого колеса,
- підвищені втрати потужності на тертя в передачі і на деформацію

гнучкого зубчастого колеса.

Останнім часом все більш широкого розповсюдження набувають Циклоїдальні редуктори [11].

Головними компонентами циклоїдальної передачі є: корпус редуктора з внутрішнім профілем (1), ролики (2), циклоїдальний диск (3), роликовий підшипник (4), ексцентрик (5) (рис.1.12)

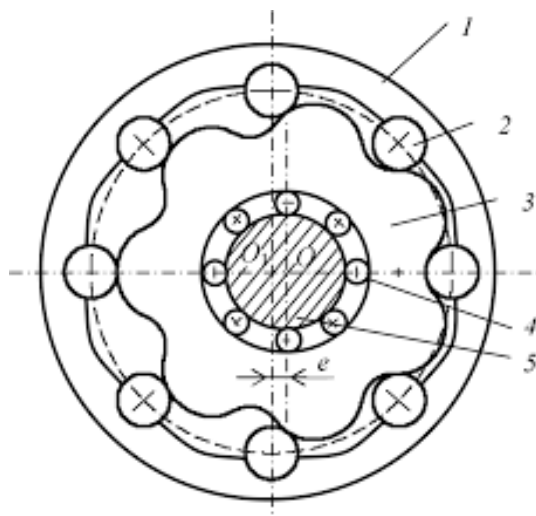


Рис.1.12 Схема циклоїдального редуктора

Дана передача має велику кількість контактуючих точок, що забезпечують одночасний розподіл робочого навантаження приблизно на половину всіх зубів, тому вона може витримувати миттєве пікове ударне навантаження, що в 5 разів перевищує розрахунковий крутний момент.

Робота редуктора по передачі механічної енергії, в якому збільшення крутного моменту відбувається НЕ завдяки зубчастому зачепленню, а за допомогою складного плоско-паралельного обертання циклоїдних дисків.

Циклоїдальний диск рухається за годинниковою стрілкою в корпусі зубчастого вінця і при цьому повільно обертається навколо своєї осі проти годинникової стрілки. У цій системі циклоїдальний профіль диска поступово входить в зачеплення з роликами нерухомого внутрішнього зубчастого вінця, щоб зробити зворотне обертання на малій швидкості. За кожний повний оборот швидкохідного вала циклоїдальний диск повертається на один крок циклоїдальних зубчастого зачеплення в протилежному напрямку.

Зазвичай на диску є на один циклоїдальний зуб менше, ніж роликів в нерухомому корпусі зубчастого вінця, що визначає передавальне відношення редуктора, яке чисельно дорівнює кількості циклоїдальних зубів на диску. Уповільнене обертання циклоїдальних дисків передається на тихохідний вал редуктора за допомогою приводних пальців, які входять в зачеплення з отворами, розташованими симетрично навколо осі кожного диска. Система з двох циклоїдальних дисків, що використовується спільно зі здвоєним ексцентриковим кулачком, збільшує здатність редуктора витримувати перевантаження, забезпечує виключно плавну передачу обертання і відсутність вібрації.

Низькі втрати на тертя і розподілення зусилля забезпечують високу зносостійкість, надійність і міцність конструкції цих редукторів [10]. Як і передачі інших типів, циклоїдальні редуктори мають певні переваги та недоліки

Переваги

- Велика передавальна потужність, оскільки в зачепленні відсутнє тертя ковзання
- Великий ККД від 85 до 95% в залежності від моделі.
- Компактність механізмів
- Перетворення частоти в широкому діапазоні.
- Надійність роботи протягом тривалого часу при постійних навантаженнях.
- Значний ресурс - не менше 15 років при роботі під постійними навантаженнями.
- Низький рівень шуму до 70 дБ, формується за рахунок многопарного зачеплення.

Недоліки

					ДПБ.ММ7105.000.00ПЗ	Арк.
						21
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Високі вимоги до точності виготовлення, так як ексцентричне розташування циклоїдальних пластини, в разі низької точності виготовлення, може привести до скорочення терміну служби редуктора і виникненню вібрацій
- Висока вартість в наслідок вимог до точності.

1.3 Застосування мотор-редукторів у складі роботомеханічних комплексів

Мотор-редуктор - це єдиний компактний вузол, що складається з редуктора і двигуна. Ідея "агрегату з двигуна і редуктора" сходить до патенту конструктора і підприємця Альберта Обермозера з м Брухзаль від 1928 року: він винайшов так званий "двигун з проміжною передачею".

З тих пір мотор-редуктори постійно вдосконалювалися, були винайдені нові типи редукторів. Двигуни постійного струму втратили своє значення, тому сьогодні редуктори найчастіше комбінуються з двигунами змінного струму або з серводвигунами.

Головним компонентом мотор-редуктора є редуктор з його ступенями (парами зубчастих коліс). Вони передають зусилля двигуна від вхідної сторони до вихідний. Таким чином, редуктор працює як перетворювач крутного моменту і частоти обертання.(рис1.13)

					ДПБ.ММ7105.000.00ПЗ	Арк.
						22
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Рис.1.13 Циліндричний мотор редуктор

У більшості випадків застосування редуктор уповільнює швидкість обертання двигуна, а крутний момент при цьому стає значно більше, ніж у електродвигуна без редуктора. Тому від конструкції редуктора залежить, чи буде мотор-редуктор використовуватися для малих, середніх або важких навантажень, для коротких або довгих періодів включеного стану.[12]

Основною перевагою мотор-редуктора є повна узгодженість цих двох вузлів між собою. Мотор-редуктори зручніше застосовувати, завдяки його компактності, простоті монтажу і експлуатації.

З точки зору інтеграції в систему, мотор-редуктор, є закінченим узгодженим вузлом: електродвигун + редуктор. Це дозволяє заощадити час на підбір / узгодження компонентів мотор + редуктор і засоби при створенні різних механічних пристроїв і установок. Мотор-редуктори зазвичай поставляються в зборці і готові до експлуатації вже відразу після установки і підключення.[13]

SIEMENS пропонує компактні та гнучкі рішення для мотор-редукторів, оптимально інтегровані в приводні механізми.

Мотор-редуктори SIMOGEAR забезпечують потужність від 0,09 до 55 кВт. Крутний момент редуктора з циліндричними, циліндричними конічними і черв'ячними передачами може досягати 19 500Н м. Є також додаткові типи і розміри редукторів. Завдяки відповідності сучасним форматам SIMOGEAR сумісні з мотор-редукторами багатьох інших виробників. Мотор-редуктори SIMOGEAR нових серій сумісні 1:1 із загальним стандартом на ринку, і тому вони можуть легко вбудовуватися в існуючі та нові машини і системи [14].

Основні види мотор-редукторів від компанії SIMENS.

Циліндричні мотор-редуктори забезпечують високі коефіцієнти передачі завдяки зубчастому колесу з довгою колодкою (рис1.14). При цьому вони також демонструють чудові техніко-економічні показники і високу енергоефективність (ККД 98% на ступінь). Доступні і для діапазону високої потужності. Пропонуються з одним, двома або трьома ступенями в версіях з монтажем на лапах і на фланцях із суцільним валом. Крім іншого, циліндричні мотор-редуктори SIMOGEAR застосовують в стрічкових конвеєрах при транспортуванні упакованої продукції і в вертикальних конвеєрах.[14]



Рис.1.14 Циліндричний мотор-редуктор

Циліндричні мотор-редуктори SIMOGEAR з конічною зубчастою передачею

Циліндричні конічні мотор-редуктори також можуть гарантувати високі коефіцієнти передачі, і при цьому вони надзвичайно енергоефективні (ККД 98% на ступінь) (рис1.15). Вони здатні забезпечувати високі коефіцієнти передачі, а також у них висока питома потужність. Їх можна використовувати навіть у вузьких конструкціях в місцях з жорстким обмеженням по розташуванню. Доступні з двома і трьома ступенями в версіях з монтажем на лапах і на фланцях з суцільними або порожнистими валами. Циліндричні мотор-редуктори SIMOGEAR використовуються для багажних і вантажно-розвантажувальних конвеєрів, тросових підйомників в складській логістиці і для приводів транспортних візків. [14]

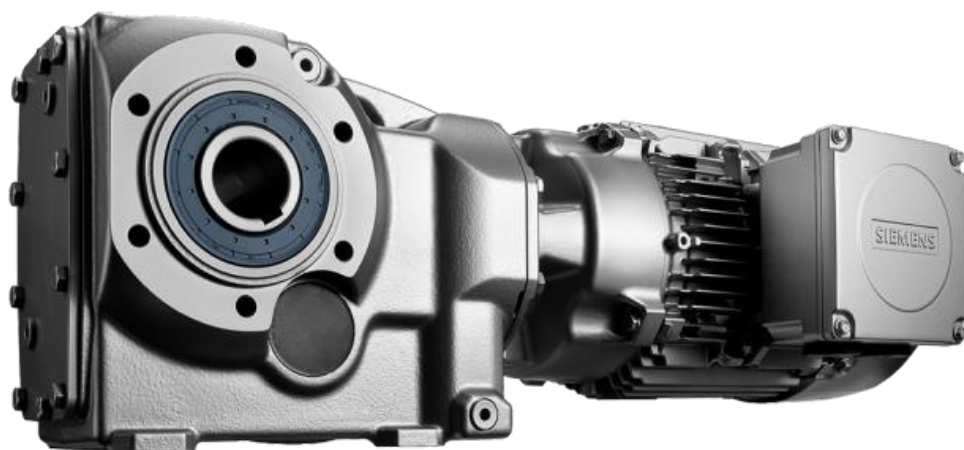


Рис.1.15 Циліндричний мотор-редуктор з конічною передачею

Мотор-редуктори SIMOGEAR з паралельними валами

Мотор-редуктори з паралельними валами також підходять для використання у вузьких конструктивних просторах. Вони демонструють високу енергоефективність (ККД 98% на ступінь) (рис1.16). Мотор-редуктори SIMOGEAR з паралельними валами забезпечують високі

коефіцієнти передачі завдяки вставній шестірні. Можливість установки порожнистих валів по обидва боки. У них дві або три ступені, і монтуються вони на лапах або фланцях, корпусних фланцях або валах з моментним важелем. Вони можуть бути обладнані суцільним валом, порожнистим валом, шліцьовим порожнистим валом або порожнистим валом з напресованною шайбою. Як правило, вони використовуються для приводів мішалок, вертикальних конвеєрів, приводів транспортних візків, в обладнанні для доступу до стелажів. [14]



Рис.1.16 Мотор-редуктор з паралельними валами

«Хробакові» мотор-редуктори SIMOGEAR

«Хробакові» мотор-редуктори SIMOGEAR працюють дуже тихо. Вони являють собою рентабельне рішення, зокрема, в діапазоні низьких потужностей. Вони забезпечують високі коефіцієнти передачі і також можуть використовуватися в вузьких просторах завдяки своїй компактній конструкції. (рис1.17) Доступні з однією або двома ступенями і доступні у версіях для монтажу на лапах або фланцях. В черв'ячних мотор-редукторах SIMOGEAR використовується SIMOLOC - конусна система посадки порожнистих валів без шпонки. Випускаються з суцільними або порожнистими валами. Двигуни подібного типу зазвичай

використовуються в малих стрічкових конвеєрах та інших конвеєрних системах, а також в канатних підйомниках. [14]



Рис.1.17 «Хробаковий» мотор-редуктор

Циліндричні «хробакові» мотор-редуктори SIMOGEAR

Циліндричні «хробакові» мотор-редуктори доступні в двоступеневій версії. До варіантів монтажу відносяться суцільні і порожнисті вали. Вони енергоефективні, їх зазвичай вибирають, коли потрібні приводи з не ортогональними мотор-редукторами. Завдяки ступені черв'ячної передачі можна досягати високих коефіцієнтів передачі. Циліндричні черв'ячні мотор-редуктори SIMOGEAR є високорентабельне рішення для неортогональних мотор-редукторів в нижньому діапазоні потужностей. Вони створюють надзвичайно низький рівень шуму і використовуються, наприклад, в системах збору і відводу стічних вод, а також у кіноіндустрії. [14].

Висновки: Проаналізувавши моделі двигунів, які представлені на ринку електроприводів, було вирішено обрати модель безколекторного двигуна. За його малу масу, надійність, невеликі габарити, і живлення від джерела постійного струму.

Сумісно із двигуном пропонується використовувати хвильовий редуктор. Оскільки даний редуктор може видавати найбільше передавальне число по відношенню до маси редуктора. Було вирішено використовувати саме його.

Мотор-редуктори у порівнянні з класичними рішеннями мають наступні переваги: відсутність необхідності додаткових затрат на проектування редуктора і його придбання. Також більш висока захищеність вузла від потрапляння всередину пилу і бруду. Проте вони складаються із серійного двигуна та як правило містять типовий редуктор, що налає їм великі габарити та вагу.

					<i>ДПБ.ММ7105.000.00ПЗ</i>	Арк.
						28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2 Проектування поворотного вузла маніпулятора роботизованого комплексу

2.1 Визначення основних параметрів поворотного вузла.

Задача по моделюванні приводу полягала в тому, що необхідно проаналізувавши ринок продукції двигунів, обрати постачальника в якого можна було замовляти вироби.

Задача знайти такий двигун який би підходив по масо-габаритним характеристикам, а також щоб він міг розвивати необхідний крутний момент.

Так як це поворотний вузол маніпулятора, є необхідність у реверсному руху приводу.

Першим двигуном, який не підійшов був – асинхронний двигун змінного струму. В даних двигунах була ускладнена можливість регулювання обертів, а також завеликі масо-габаритні показники.

Наступний типом двигунів, від яких ми відмовились, були колекторні двигуни постійного струму. Даний привід використовується в багатьох побутових пристроїях. Оскільки в ньому можна керувати частотою обертів. Також гарні масо-габаритні показники але із-за своєї специфічної конструкції з використанням колектора він нам не підходить. Так як підпружинені графітові щітки, які щільно прилягаю до пластин і труться об них перегріваються, часто зношуються, а також іскряться це не дозволяє використовувати двигун в польових і бойових умовах. Оскільки двигун може вийти з ладу у самий відповідальний момент.

Найкращими для використання є серводвигуни, крокові двигуни, а також безколекторні двигуни.

Керування серводвигунами здійснюється, за допомогою спеціального блока який отримує сигнал від датчика зворотного зв'язку. Блок керування

					<i>ДПБ.ММ7105.000.00ПЗ</i>	Арк.
						29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Останнім залишається безколекторний двигун або (вентильний). Для роботи з даними типами двигунів обов'язково необхідний спеціальний блок керуванням так званий контролер. (рис 2.1)



					ДПБ.ММ7105.000.00ПЗ	Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Дані двигуни використовуються у виробництві моделей наприклад радіокерованих авіамоделей, також у невеликих поворотних пристроях, механізмах позиціонування, рекламних конструкціях. Ці двигуни встановлюються в стендах, рекламних майданчиках.

Перевагами безколекторних двигунів є їх надійність та довговічність, високий ККД та у порівнянні із кроковими двигунами вони працюють трохи тихіше. Живлення від акумуляторів постійного струму які можна встановити в корпусі робота. Також потрібно відзначити більш високу швидкість безколекторного двигуна приблизно в 10 разів вище, ніж у крокових.[15].

2.2 Вибір двигуна та системи керування

Нам необхідно щоб наш поворотний вузол мі працювати з вантажем масою 25 кг. На відстані в 1 метр. Зі швидкістю $\omega_B = 1 \text{ рад/с}$.

Нам необхідно щоб на вихідній ланці маніпулятор видавав

$$N_B = M_B * \omega_B = 250 \text{ Нм}$$

- Підбираємо такий двигун щоб добуток його номінального крутного моменту дорівнював крутному моменту на вихідній ланці (таб.2.1)

$$N_B = M_B * \omega_B = M_{н.д.} * \omega_д$$

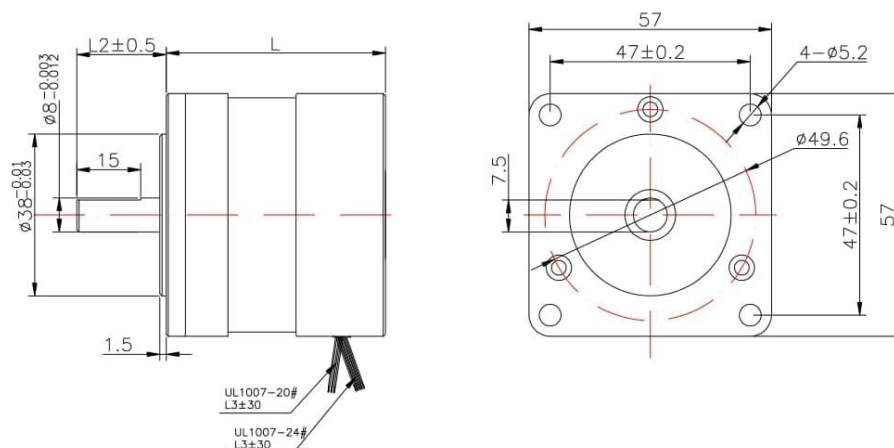


Рис.2.2 Геометричні характеристики двигуна

					ДПБ.ММ7105.000.00ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

Маса двигуна 0,65 кг; Довжина 94мм; Діаметр \varnothing 57 мм; Номінальний крутний момент 0,2 Нм.[16]. Характеристики двигунів представлені у табл. 2.1.

Таб.2.1 Характеристики безколекторних двигунів фірми
CHANGZHOWDEWO MOTOR CO. LTD.

Model	VDC Rated Voltage	(A) Rated Current	(W) Rat ed Power	(N.m) Rated Torque	(N.m) Peak Torque	(rpm) Rated Speed	(mm) L ength	(kg) Mass
57BLY50- 230	24	3.4	62	0.2	0.6	3000	54	0.35
57BLY70- 230	24	6.9	125	0.4	1.2	3000	74	0.5
57BLY90- 230	24	10.4	188	0.6	1.8	3000	94	0.65
57BLY110- 230	24	13.9	251	0.8	2.4	3000	114	0.8
57BLY50- 340	36	3.1	84	0.2	0.6	4000	54	0.35
57BLY70- 340	36	6.2	167	0.4	1.2	4000	74	0.5
57BLY90- 340	36	9.3	251	0.6	1.8	4000	94	0.65
57BLY110- 340	36	12.4	335	0.8	2.4	4000	114	0.8

Підбираємо двигун за частотою обертання

Перевіряємо чи підійде двигун типу **57BLY90-340** з номінальною крутним моментом $M_{н.д.} = 0,6$ Нм

$$\omega_d = \frac{N_B}{M_{н.д.}} = \frac{250}{0,6} = 416,6 \approx 417 \text{ рад/с}$$

Так як у каталогах вказується частота обертання у обертах за хвилину, переводимо рад/с \rightarrow об/хв.

$$n_d = \frac{\omega_d * 60}{2 * \pi} = \frac{417 * 60}{2 * 3,14} = 3984 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$$

					ДПБ.ММ7105.000.00ПЗ	Арк.
						32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Даний двигун нам підходить.

57BLY 90-340	36	9.3	251	0.6	1.8	4000	94	0.65
-----------------	----	-----	-----	-----	-----	------	----	------

І наступним кроком буде

- Розрахунок передавального числа редуктора

$$u_p = \frac{n_d}{n_b} = \frac{n_d}{\frac{\omega_b * 60}{2 * \pi}} = \frac{4000}{\frac{1 * 60}{2 * 3,14}} = \frac{4000}{9,55} = 418,8 \approx 419$$

Контролер BLD-20DIN - це оновлений блок керування трифазними безколекторними двигунами з датчиками Холла. Даний датчик положення необхідний, щоб було можливо послідовно подавати напруги на обмотки двигуна, що дозволяє отримувати плавний та безперебійний рух мотора. Номінальний струм двигуна, підтримуваний блоком - 20А, максимальний до 80А. Це дозволяє використовувати контролер з більшістю сучасних і поширених в промисловості двигунів.(рис 2.3)

У новому контролері передбачено завдання обмеження споживаної потужності, що забезпечує захист обладнання від поломки.[17]

У конструкцію блоку включений вбудований гальмівний резистор 10 Вт 11 Ом для гасіння рекуперативної енергії при тривалому гальмуванні і роботі з високо інерційним вантажем.

Для регулювання швидкості безколекторного двигуна передбачені вбудований потенціометр і контакти для підключення зовнішнього потенціометра або аналогового сигналу 0..5 В. Також є потенціометр для регулювання часу розгону і гальмування двигуна.

Додаткові сигнали для старту і зупинки, зміни напрямку і екстреної зупинки (чистий контакт) дозволяють підключати зовнішні кнопки і датчики для управління контролером.

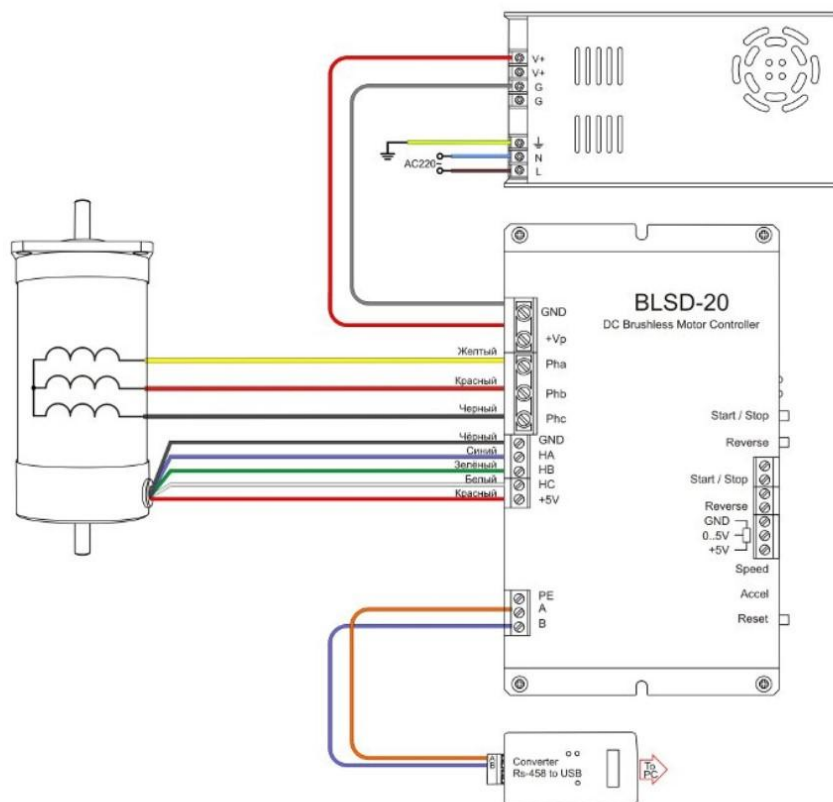


Рис.2.3 Підключення контролера мотору до двигуна

Особливості пристрою:

- Плавне прискорення та гальмування двигуна задається користувачем за допомогою налаштування резистора.
- Аналогове регулювання швидкості здійснюється вбудованим або зовнішнім потенціометром, або аналоговим сигналом 0..5V.
- Для запуску і зупинки двигуна передбачена кнопка START / STOP і дублюючий вхід для підключення зовнішнього сигналу.
- Для зміни напрямку обертання двигуна призначена кнопка DIR і дублюючий вхід для підключення зовнішнього сигналу.
- Передбачено вхід для підключення зовнішнього сигналу аварійної зупинки.

- Обмеження споживаної потужності задається користувачем за допомогою налаштування резистора.
- Обробка зовнішніх сигналів START / STOP і DIR може виконуватися за рівнем або по фронту сигналу. Логіка роботи вибирається і налаштовується користувачем самостійно.
- Блок має вбудований гальмівний резистор (10 Вт, 11 Ом) для поглинання генерується двигуном енергії (вибіг, примусове обертання).

Умови експлуатації блоку:

температура навколишнього повітря - $(-25 \dots + 50) ^\circ\text{C}$; відносна вологість повітря до 90% ; атмосферний тиск (650 ... 800) мм. рт. ст.

Управління швидкістю: зовнішній потенціометр; вбудований потенціометр; аналоговий сигнал 0..5В.

Керування напрямком: зовнішній сигнал DIR; кнопка реверсу.

Система керування побудована на базі контролера BLD-20DIN або на базі подібного спеціалізованого пристрою забезпечує характеристики, необхідні для ефективної роботи маніпулятора роботизованого комплексу, зокрема точність позиціонування, швидкодію, наявність можливості відстежувати актуальну позицію приводу.

2.3 Проектування хвильової передачі

Хвильова передача [9] (рис.2.4) працює на принципі перетворення параметрів руху хвильовим деформуванням однієї з ланок передачі — зубчастого колеса. Доцільність використання принципу хвильової передачі полягає у багатопарності зачеплення зубців, яка визначає всі переваги такої передачі у порівнянні з іншими, а саме: достатньо висока несуча здатність хвильових передач при малій масі та габаритних розмірах (питома металоемність складає $0,05 \dots 0,15 \text{ кг/Нм}$), що в 1,5...3 рази менша, чим у

					ДПБ.ММ7105.000.00ПЗ	Арк.
						35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

черв'ячних і планетарних редукторів; можливість здійснення за допомогою однієї пари коліс великих передаточних чисел у межах $i = 60 \dots 400$; достатньо високий ККД, що досягає $0,8 \dots 0,85$; висока плавність обертання вихідного вала; висока кінематична точність (похибка складає $1' \dots 2'$), оскільки у зачепленні одночасно знаходяться $25 \dots 30\%$ зубців від загального числа зубів пари коліс; передача дає змогу передавати обертальний рух у геометричний простір чи агресивне середовище без спеціального ущільнення.

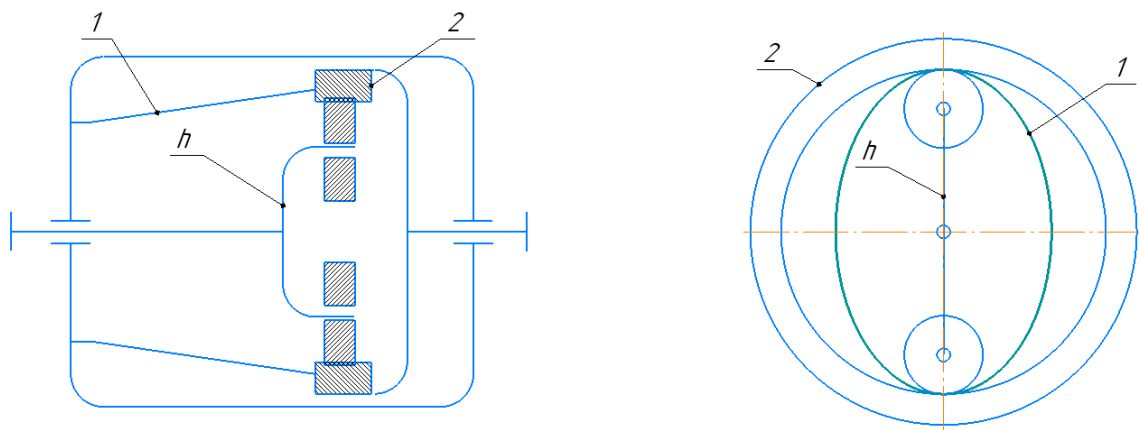


Рис.2.4 – Хвильова зубчаста передача

Недоліками хвильових передач є: обмеження частоти обертання генератора хвиль (до 4000 об/хв); складність виготовлення гнучкого колеса; низька довговічність гнучкого колеса із-за великих напружень та значних деформацій.

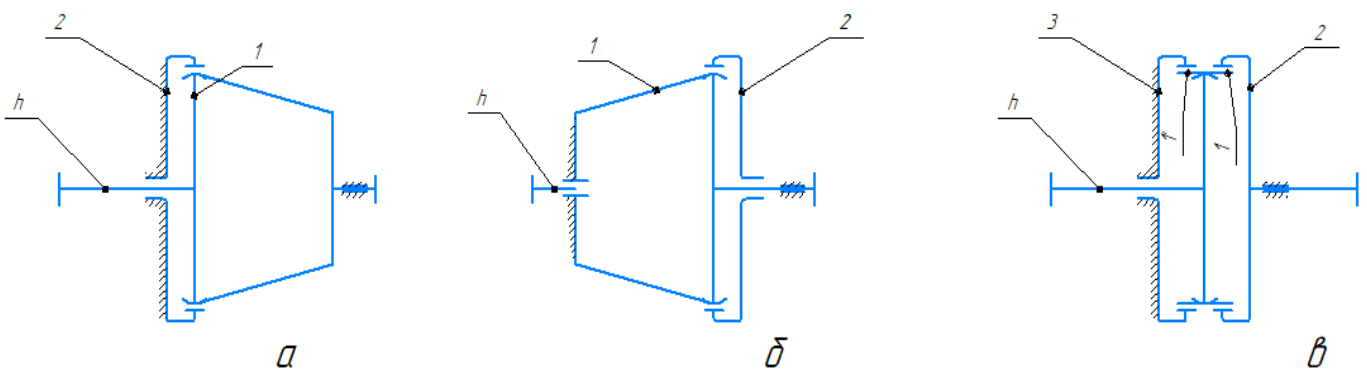


Рис.2.5 – Схеми хвильових передач

Основними деталями хвильової передачі є: **h** – генератор хвиль, **1** – гнучке зубчасте колесо, **2** – жорстке зубчасте колесо.

На (рис2.5) показані найпростіші схеми хвильових зубчастих передач. Хвильова передача, що зображена на (рис2.5,а), має з'єднане з веденим валом гнучке колесо 1, а жорстке колесо 2 нерухомо встановлене в корпусі передачі. Хвильова передача, виконана за такою схемою, забезпечує передаточне відношення в інтервалі $i_{h1}^{(2)} = 70 \dots 300$, а ККД – $\eta = 0,91 \dots 0,71$. Визначається передаточне відношення і ККД за формулами :

$$i_{h1}^{(2)} = -\frac{z_1}{z_2 - z_1}; \quad \eta_{h1} = \frac{1 - \psi_{21}^{(h)}}{1 + |i_{h1}^{(2)}| \psi_{21}^{(h)}};$$

де $\psi_{21}^{(h)} = 0,00137$ – ККД передачі при нерухомому генераторі хвиль.

Така передача має достатньо велику навантажувальну здатність і кінематичну точність. Єдиною умовою складання хвильової передачі є входження зубців гнучкого колеса у западини жорсткого у всіх зонах зачеплення.

У хвильовій передачі зображеною на (рис2.5,б) гнучке колесо 1 не обертається, бо воно з'єднане з корпусом, а жорстке зубчасте колесо 2 обертається разом із веденим валом. Передаточне відношення і ККД такої передачі знаходяться в тих же інтервалах, що і для схеми на (рис2.8,а), і визначаються за формулами

$$i_{h1}^{(1)} = \frac{z_1}{z_2 - z_1}; \quad \eta_{h2} = \frac{1 - \psi_{21}^{(h)}}{1 + |i_{h1}^{(2)}| \psi_{21}^{(h)}};$$

На (рис2.5,в) зображена схема хвильової передачі, гнучке колесо 1 яке не з'єднане ні з будь-яким валом і входить в зачеплення з нерухомими жорстким колесом 3 і з рухомим жорстким колесом 2. Хвильові передачі видані за такою схемою мають більші передаточні відношення ($i_{h2}^{(3)} = 300 \dots 6000$), але суттєво менший ККД – $\eta = 0,55 \dots 0,07$. Визначається передаточне відношення і ККД за формулами :

$$i_{h2}^{(3)} = \frac{z_2 z_{1'}}{z_2 z_{1'} - z_1 z_3}; \quad \eta_{h22} = \frac{1}{1 + \psi_{23}^{(h)} (i_{h2}^{(h)} - 1)}; \quad (2.1)$$

де $\psi_{23}^{(h)} = 0,00274$.

У передачах за схемою на рис умова співвісності і входження зубців у зачеплення (при рівних значеннях модулів зубців) визначається умовою:

$$z_2 - z_1 = z_3 - z_{1'} = kn_w; \quad (2.2)$$

Позначимо різницю

$$z_{1'} - z_1 = z_3 - z_2 = \Delta; \quad (2.3)$$

Із формул (2.1), (2.2) і (2.3) маємо

$$\Delta = \frac{z_1 + kn_w}{\frac{kn_w}{z_1} (i_{h2}^{(3)} - 1) - 1}; \quad (2.4)$$

У формулі (2.4) величина $i_{h2}^{(3)} = 418$ задана, z_1 вибирають у межах 150 ... 600, значення k – коефіцієнт кратності ($k = 1, 2, 3, \dots$); n_w – число зон зачеплення (хвиль деформації) $n_w = 2$.

$$\Delta = \frac{150 + 1 \cdot 2}{\frac{2}{150} (418 - 1) - 1} = \frac{152}{\frac{2 \cdot 417}{150} - 1} = \frac{152}{4,56} = 33,33;$$

Після визначення Δ обчислюють числа зубців інших коліс:

$$z_2 = z_1 + kn_w; \quad z_{1'} = \Delta + z_1; \quad z_3 = kn_w + z_{1'};$$

$$z_2 = 150 + 2 = 152; \quad z_{1'} = 33 + 150 = 183; \quad z_3 = 2 + 183 = 185;$$

Тепер розрахуємо остаточне передаточне число та ККД редуктора по формулам (2.1)

$$i_{h2}^{(3)} = \frac{152 \cdot 183}{152 \cdot 183 - 150 \cdot 185} = 421,5;$$

$$\eta_{k2} = \frac{1}{1 + 0,00274(421,5 - 1)} = 0,464 \cdot 100\% = 46,4\%;$$

1. Механічні характеристики матеріалу коліс

За вибираємо для **гнучкого** колеса – сталь 50ХГ поліпшена що має: $H=320HB$, $\sigma_u = 1280\text{МПа}$, $\sigma_y = 1080\text{МПа}$; **жорсткого** колеса – сталь 45 нормалізація що має: $H=200HB$, $\sigma_u = 630\text{МПа}$, $\sigma_y = 400\text{МПа}$;

					ДПБ.ММ7105.000.00ПЗ	Арк.
						38
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2. Допустиме напруження на кручення

$$\tau_{adm} = \frac{0,22 * \sigma_u * K_p}{S * K_t} = \frac{0,22 * 1280 * 0,95}{1,5 * 1,7} = 104,9 \text{ МПа};$$

де $S = 1,4 \dots 1,6$ – коефіцієнт безпеки, вибирають у залежності від призначення механізму;

$K_t = 1,7$ – ефективний коефіцієнт концентрацій напружень при нарізання зубців гнучкого колеса черв'ячною фрезою ($K_t = 1,7 \dots 2,2$ – менше знач. вибирають при $i_{h1}^{(2)} = 315$, більше при $i_{h1}^{(2)} = 80$); приймаємо коефіцієнт режиму навантаження $K_p = 0,95$ (табл. 7.3 при $n_h = 4000$ об/хв).

3. Розрахунковий обертальний момент на гнучкому колесі

Кутова швидкість вала гнучкого колеса

$$\omega_1 = \frac{\pi * n_{дв}}{30 * i_{h2}^{(3)}} = \frac{3,14 * 4000}{30 * 421,5} \approx 1 \frac{\text{рад}}{\text{с}};$$

За табл 7.4 приймаємо коефіцієнт перенавантаження $K_n = 1,2$.

Приймаємо кінематичну ступінь точності зачеплення 7-F. При цьому за табл 7.5 приймаємо коеф. динамічності $K_d = 1,5$.

Обертальний момент на валу гнучкого колеса

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{P * \eta_p}{\omega_1} = \frac{251,4 * 0,46}{1} = 42,28 \text{ Нм};$$

Розрахунковий обертальний момент на гнучкому колесі

$$T_p = T_1 * K_n * K_d = 42,28 * 1,2 * 1,5 = 76,1 \text{ Нм};$$

4. Середній діаметр гнучкого колеса.

					ДПБ.ММ7105.000.00ПЗ	Арк.
						39
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт $\psi_d = \frac{d_{cp}}{S_1}$ (табл 7.6 $\psi_d = 95$). Середній діаметр гнучкого колеса

$$d_{cp} = C * \sqrt[3]{\frac{T_P * \psi_d}{\tau_{adm}}} = 12 * \sqrt[3]{\frac{76,1 * 95}{104,9}} = 49,19 \text{ мм};$$

де C – коеф., який враховує вплив розподілу навантаження по зонам зачеплення і деформації на розподіл напружень у гнучкому колесі: при

$$i_{h1}^{(2)} = 80 \dots 315 \text{ приймають}$$

$$C = 14 \dots 12.$$

Товщина гнучкого колеса під зубчастим вінцем

$$S_1 = \frac{d_{cp}}{\psi_d} = \frac{49,19}{95} = 0,52 \text{ мм};$$

Діаметр внутрішньої поверхні гнучкого колеса

$$D = d_{cp} - S_1 = 49,19 - 0,52 = 48,67 \text{ мм};$$

Значення D заокруглюються до ближнього більшого значення зовнішнього діаметра гнучкого підшипника. За приймаємо стандартний гнучкий підшипник 809 з

$$D = 52 \text{ мм}.$$

Оскільки D близький до d_{cp} , тому товщина стінки гнучкого колеса під зубчастим вінцем

$$S_1 = \frac{D}{\psi_d} = \frac{62}{95} = 0,65 \text{ мм};$$

5. Модуль і число зубців гнучкого колеса.

Діаметр кола западин зубчастого вінця гнучкого колеса

$$d_{f1} = D + 2S_1 = 62 + 2 * 0,65 = 63,3 \text{ мм};$$

Основні параметри гнучкого колеса

$$d_{cp} = D + S_1 = 62 + 0,65 = 62,65 \text{ мм};$$

Модуль зачеплення

$$m = \frac{d_{f1} + 2,5}{2i_{h2}^{(3)}} = \frac{63,3 + 2,5}{2 * 421,5} = 0,078 \text{ мм};$$

					ДПБ.ММ7105.000.00ПЗ	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Приймаємо стандартне значення $m=0,3$

Враховуючи, що d_{cp} близьке до d_1 , визначаємо попередньо число зубців гнучкого колеса

$$z_1 = \frac{d_{f1}}{m} \approx \frac{d_{cp}}{m} = \frac{63,3}{0,3} = 211.$$

6. Деформація і геометрія гнучкого колеса.

Ділильний діаметр зубчастого вінця гнучкого колеса

$$d_1 = m * z_1 = 0,3 * 211 = 63,3 \text{ мм}$$

Товщина оболонки гнучкого колеса

$S_0 = (0,6 \dots 0,9) S_1 = (0,6 \dots 0,9) 0,65 = 0,39 \dots 0,585 \text{ мм}$. Приймаємо $S_0 = 0,49 \text{ мм}$.

Максимальний боковий зазор на вході зубців у зачеплення у долях модуля

$$\begin{aligned} \frac{j_{max}}{m} &= \frac{T_{max} b_1 * 10^3}{d_1^2 S_0 G m} + 4 * 10^{-4} (i_{h2}^{(3)} - 60) \\ &= \frac{84,56 * 7,6 * 10^3}{63,3^2 * 0,49 * 8,1 * 10^4 * 0,3} + 4 * 10^{-4} (421,5 - 60) = 0,158 \end{aligned}$$

Тут $T_{max} = 2T_1 = 2 * 42,28 = 84,56 \text{ Н м}$ – максимальний момент перенавантаження;

$b_1 = 0,12 d_1 = 0,12 * 52,5 = 7,6 \text{ мм}$ – ширина зубчастого вінця (для силових передач $b_1 = (0,18 \dots 0,2) d_1$; для мало навантажених $b_1 = (0,12 \dots 0,17) d_1$); $G = 8,1 * 10^4 \text{ Мпа}$ – модуль пружності для сталі;

Радіальна деформація у долях модуля

$$\begin{aligned} W_0^* &= \frac{W_0}{m} = 0,89 + 8 * 10^{-5} * z_1 + 2 \frac{j_{max}}{m} = 0,89 + 8 * 10^{-5} * 211 + \\ &2 * 0,165 = 1,223, \end{aligned}$$

$$W_0 = W_0^* * m = 1,223 * 0,3 = 0,367 \text{ мм}.$$

Глибина заходу зубців у зачеплення у долях модуля

$$h_d^* = \frac{h_d}{m} = 4W_0^* - 2,48 - (4,6 - 4W_0^*) z_1 * 10^{-3} = 2,47.$$

Приймаємо $h_d^* = 2$.

					ДПБ.ММ7105.000.00ПЗ	Арк.
						41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт зміщення вихідного контуру для гнучкого колеса

$$x_1 = \frac{1,35 - W_0^*}{\sqrt[3]{z_1} - 0,04} = \frac{1,35 - 1,223}{\sqrt[3]{211} - 0,04} = 1,01$$

Для жорсткого колеса

$$x_2 = x_1 + (W_0^* - 1) = 1,01 + (1,223 - 1) = 1,23.$$

Базові параметри вихідного контуру за ГОСТ 9587-81 для модулів $0,1 < m < 1 - \alpha = 20^0$, $h_a^* = 1$, $c^* = 0,35$, в діапазоні чисел зубців $120 < z_1 < 800$.

Уточнене число зубців гнучкого колеса

$$z_1 = \frac{d_{f1}}{m} + 2(h_a^* + c^*) - 2x_1 = \frac{63,3}{0,3} + 2(1 + 0,35) - 2 * 1,01 = 211,7$$

$$\approx 212.$$

У передачах за схемою на рис умова співвісності і входження зубців у зачеплення (при рівних значеннях модулів зубців) визначається умовою:

$$z_2 - z_1 = z_3 - z_{1'} = kn_w; \quad (2.2)$$

Позначимо різницю

$$z_{1'} - z_1 = z_3 - z_2 = \Delta; \quad (2.3)$$

Із формул (2.1), (2.2) і (2.3) маємо

$$\Delta = \frac{z_1 + kn_w}{\frac{kn_w}{z_1} (i_{h2}^{(3)} - 1) - 1}; \quad (2.4)$$

У формулі (2.4) величина $i_{h2}^{(3)} = 421,5$ задана, z_1 вибирають у межах 150 ... 600, значення k – коефіцієнт кратності ($k = 1, 2, 3, \dots$); n_w – число зон зачеплення (хвиль деформації) $n_w = 2$.

$$\Delta = \frac{212 + 1 * 2}{\frac{2}{212} (421,5 - 1) - 1} = \frac{214}{\frac{2 * 420,5}{212} - 1} = \frac{214}{2,96} = 72,1 \approx 72;$$

Для того щоб зберіглись геометричні розміри гнучкого колеса, змінимо передаточне відношення.

					ДПБ.ММ7105.000.00ПЗ	Арк.
						42
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Після визначення Δ обчислюють числа зубців інших коліс:

$$z_2 = z_1 + kn_w; \quad z_{1'} = \Delta + z_1; \quad z_3 = kn_w + z_{1'};$$

$$z_2 = 212 + 2 = 214; \quad z_{1'} = 42 + 212 = 254; \quad z_3 = 254 + 2 = 256;$$

Фактичне передаточне відношення

$$i_{h2}^{(3)} = \frac{z_2 z_{1'}}{z_2 z_{1'} - z_1 z_3} = \frac{214 \cdot 254}{214 \cdot 254 - 212 \cdot 256} = 647;$$

Відхилення від заданого

$$\Delta i = \frac{420 - 647}{420} = -54\%;$$

Остаточні значення геометричних параметрів гнучкого колеса:

діаметр ділительного кола

$$d_1 = m \cdot z_1 = 0,3 \cdot 212 = 63,6 \text{ мм};$$

діаметр кола западин

$$d_{f1} = m(z_1 - 2h_a^* - 2c^* + 2x_1) = 0,3(212 - 2 \cdot 1 - 2 \cdot 0,35 + 2 \cdot 1,01) = 63,39 \text{ мм};$$

діаметр кола вершин

$$d_{a1} = d_{f1} + 2m(h_a^* + c^*) = 63,39 + 2 \cdot 0,3(1 + 0,35) = 64,2 \text{ мм};$$

середній діаметр

$$d_{cp} = D + S_1 = 62 + 0,695 = 62,695 \text{ мм};$$

товщина стінки під зубчастим вінцем

$$S_1 = \frac{d_{f1} - D}{2} = \frac{63,39 - 62}{2} = 0,695 \text{ мм};$$

7. Параметри зубчастого вінця жорсткого колеса.

За табл Б.2 (додаток Б) приймаємо довб'як з параметрами: модуль $m=0,3 \text{ мм}$; число зубців $z_0 = 132$; діаметр кола вершин $d_{ao} = 40,6 \text{ мм}$.

Коефіцієнт зміщення для колеса і довб'яка для внутрішніх зубців

$$x_0 = \frac{d_{ao}}{2m} - \frac{z_0 + 2(h_a^* + c^*)}{2} = \frac{40,6}{2 \cdot 0,3} - \frac{132 + 2(1 + 0,35)}{2} = 0,32$$

Кут верстатного зачеплення з довб'яком

					ДПБ.ММ7105.000.00ПЗ	Арк.
						43
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\operatorname{inv} \alpha_{w0} = 2 \frac{x_2 + x_0}{z_2 - z_0} \operatorname{tg} \alpha + \operatorname{inv} \alpha = 2 \frac{1,23 + 0,32}{214 - 132} \operatorname{tg} 20^\circ + \operatorname{inv} 20^\circ = 0,03567$$

де $\operatorname{inv} 20^\circ = 0,014904$, і $\alpha_{w0} = 26^\circ 24'$ (табл Б.1 – додаток Б)

Міжосьова відстань при без верстатному зачепленні з довб'яком

$$a_{w0} = \frac{m(z_2 \pm z_0) \cos \alpha}{2 \cos \alpha_{w0}} = \frac{0,3(214 - 132) \cos 20^\circ}{2 \cos 26^\circ 24'} = 12,9 \text{ мм}$$

Тут знак «мінус» - для внутрішніх зубців, знак «плюс» - для зовнішніх зубців.

Діаметр кола западини жорсткого колеса залежить від параметрів довб'яка

$$d_{f2} = 2(a_{w0} + 0,5d_{a0}) = 2(12,9 + 0,5 * 40,6) = 66,4 \text{ мм.}$$

Діаметр ділильного кола

$$d_2 = m * z_2 = 0,3 * 214 = 64,2 \text{ мм.}$$

Діаметр кола вершин

$$d_{a2} = d_{a1} + 2m(W_0^* - h_d^*) = 64,2 + 2 * 0,3(1,223 - 2) = 63,73 \text{ мм.}$$

Перевірка наявності радіального зазору між вершиною зубця гнучкого колеса і западиною жорсткого колеса по більшій осі профілю генератора

$$c_k = 0,5(d_{f2} - d_{a1}) - W_0^* m \geq 0,15 m.$$

$$c_k = 0,5(66,4 - 64,2) - 1,223 * 0,3 = 0,733 > 0,045 = 0,15 * 0,3.$$

Перевірка відсутності інтерференції на перехідних кривих. Для цього визначаємо діаметри кіл граничних точок. Для гнучкого колеса кут профілю зубця в нижній граничній точці α_e при нарізанні рейковим інструментом

$$\begin{aligned}\operatorname{tg} \alpha_{e1} &= \operatorname{tg} \alpha - \frac{4(h_a^* + c^* - h_m^* - x_1)}{z_1 \sin 2\alpha} \\ &= \operatorname{tg} 20^\circ - \frac{4(1 + 0,35 - 0,15 - 1,01)}{212 * \sin 40^\circ} = 0,35839;\end{aligned}$$

$$\alpha_{e1} = 19^\circ 43'.$$

Тут h_m^* – коеф. висоти модифікації профілю головки зубця вихідного контура: $h_m^* \leq 0,15$ при $0,1 \leq m \leq 1$ мм.

Діаметр кола граничних точок гнучкого колеса

$$d_{e1} = mz_1 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{e1}} = 0,3 * 212 \frac{\cos 20^\circ}{\cos 19^\circ 43'} = 63,487 \text{ мм.}$$

Для жорсткого колеса при нарізанні зубців довб'яком

$$\cos \alpha_{a0} = \frac{m \cdot z_0 \cos \alpha}{d_{a0}} = \frac{0,3 * 132 \cos 20^\circ}{40,6} = 0,91655$$

$$\alpha_{a0} = 23^\circ 36'.$$

$$\begin{aligned}\operatorname{tg} \alpha_{e2} &= \operatorname{tg} \alpha_{w0} \pm \frac{z_0}{z_2} (\operatorname{tg} \alpha_{a0} - \operatorname{tg} \alpha_{w0}) = \operatorname{tg} 26^\circ 24' - \frac{132}{214} (\operatorname{tg} 23^\circ 36' - \\ &\operatorname{tg} 26^\circ 24') = 0,53311;\end{aligned}$$

$$\alpha_{e2} = 28^\circ 4'$$

Тут знак «плюс» - для внутрішніх зубців, знак «мінус» - для зовнішніх зубців.

Діаметр кола граничних точок жорсткого колеса

$$d_{e2} = mz_2 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{e2}} = 0,3 * 214 \frac{\cos 20^\circ}{\cos 28^\circ 4'} = 68,368 \text{ мм.}$$

Інтерференція відсутня при виконанні наступних нерівностей

$$d_{a1} < d_{e2} - 2W_0, \quad d_{a2} > d_{e1} + 2W_0$$

У нашому випадку

$$64,2 < 68,368 - 2 * 0,367 = 67,634 \text{— інтерференція відсутня,}$$

$$63,73 > 63,487 + 2 * 0,36 = 64,221 \text{— інтерференція присутня}$$

8. Геометричний розрахунок генератора хвиль.

					ДПБ.ММ7105.000.00ПЗ	Арк.
						45
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Профіль кулачка (рис 7.6) розраховують за форм(7.35). Приймаємо коефіцієнти $K_1 = 0,932$, $K_2 = 0,052$ (табл.7.8), $C_n = 1,1$.

Обчислюємо

$H = 0,5(D - d) = 0,5(56 - 45) = 8,5$, – висота перерізу гнучкого підшипника

де D і d – зовнішній і внутрішній діаметри підшипника (табл. 7.2)

Тоді розміри кулачка

$$e_K = 3,414W_0 = 3,414 * 0,325 = 1,25 \text{ мм},$$

$$\text{Тут } W_0 = mC_n(K_1 + K_2) = 0,325$$

$$R_1 = 0,5d - 2,41W_0 = 0,5 * 45 - 2,41 * 0,325 = 21,615 \text{ мм},$$

$$R_2 = 0,5d + 2,41W_0 = 0,5 * 45 + 2,41 * 0,325 = 23,384 \text{ мм}.$$

9. Перевірка гнучкого колеса на міцність.

Товщина зубця в його основі. Обчислюємо кут профілю в основі зубця гнучкого колеса

$$\cos \alpha_{f1} = \frac{m * z_1 * \cos \alpha}{d_{f1}} = \frac{0,3 * 212 * \cos 20^\circ}{63,39} = 0,94280,$$

$\alpha_{f1} = 19^\circ 28'$ і за табл.Б.1 (додаток Б) $\text{inv } \alpha_{f1} = 0,013685$; $\text{inv } \alpha = 0,014904$.

Тоді за формулою (7.39)

$$\begin{aligned} S_{f1} &= d_{f1} \left(\frac{\pi}{2z_1} + \frac{2x_1 \text{tg } \alpha}{z_1} + \text{inv } \alpha - \text{inv } \alpha_{f1} \right) \\ &= 63,39 \left(\frac{3,14}{2 * 212} + \frac{2 * 0,01 * \text{tg } 20^\circ}{212} + \text{inv } 20^\circ - \text{inv } 19^\circ 28' \right) \\ &= 0,767 \text{ мм}; \end{aligned}$$

Коефіцієнт, який враховує вплив зубчастого вінця на міцність гнучкого колеса

$$Y = 1 - K_S \left(1 - \left(\frac{S_1}{S_{3T}} \right)^3 \right) = 1 - 0,783 \left(1 - \left(\frac{0,783}{0,95} \right)^3 \right) = 0,614 ,$$

$$\text{де } K_S = \frac{S_{f1}}{\pi * m} = \frac{0,767}{3,14 * 0,3} = 0,783 - \text{коефіцієнт товщини зубця в його}$$

основі;

$S_{зг} = S_1 + m = 0,65 + 0,3 = 0,95$ – товщина гнучкого колеса з урахуванням частки висоти зубця, що деформується при згині.

Напруження згину:

$$\sigma_{зг} = K_H C_\sigma \frac{W_0 S_1 E}{Y r_{cp}^2} = 1,2 * 1,55 \frac{0,32 * 0,65 * 2,2 * 10^5}{0,498 * 31,35^2} = 161,7 \text{ МПа.}$$

де $K_H = 1,1 \dots 1,4$ – коеф навантаження, який враховує збільшення напружень при зміні форми гнучкого колеса під навантаженням, приймаємо $K_H = 1,2$; $C_\sigma = 1,55$ при $\gamma = 30^\circ$ – коеф, який залежить від виду деформації; $E = 2,2 * 10^5$ МПа – модуль пружності матеріалу;

$$r_{cp} = 0,5 d_{cp}.$$

Напруження кручення:

$$\tau = \frac{T_1}{2 \pi s_k r_{cp}^2 K_k} = \frac{42,28 * 10^3}{2 * 3,14 * 0,8 * 31,35^2 * 0,2} = 42,81 \text{ МПа;}$$

де $K_k = 0,2 \dots 0,3$ – коеф., який враховує нерівномірність розподілу напружень кручення по оболонці гнучкого колеса в зоні переходу зубчастого вінця в циліндр;

$s_k = S_1 + 0,5m = 0,65 + 0,5 * 0,3 = 0,8 \text{ мм}$ – товщина гнучкого колеса з урахуванням частки висоти зубця, що деформується при крученні.

Границі витривалості для легованої сталі при згині та крученні

$$\sigma_{-1} = 0,5 \sigma_u = 0,5 * 1280 = 640 \text{ МПа,}$$

$$\tau_{-1} = 0,58 \sigma_{-1} = 0,58 * 640 = 371,2 \text{ МПа.}$$

Амплітудне значення згинаючих напружень

$$\sigma_a = \sigma_{зг} = 161,7 \text{ МПа.}$$

Амплітудне та середнє значення дотичних напружень

$$\tau_a = \tau_m = 0,5 \tau = 0,5 * 42,81 = 21,40 \text{ МПа.}$$

$K_{\sigma} = 1,9$ – ефективний коеф. концентрації нормальних напружень,
приймають $K_{\sigma} = 1,8 \dots 2,0$

K_{τ} – ефективний коеф. концентрації дотичних напружень, приймають
 $K_{\tau} = (0,7 \dots 0,8)K_{\sigma}$

$$K_{\tau} = 0,75K_{\sigma} = 0,75 * 1,9 = 1,425.$$

Коефіцієнт запасу міцності:

За нормальними напруженнями

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma}\sigma_a} = \frac{640}{1,9 * 161,7} = 2,08.$$

За дотичними напруженнями

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau}\tau_a + 0,1\tau_m} = \frac{371,2}{1,425 * 21,4 + 0,1 * 21,4} = 11,37.$$

Коефіцієнт запасу міцності

$$S = \frac{S_{\sigma}S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = \frac{2,08 * 11,37}{\sqrt{2,08^2 + 11,37^2}} = 2,04 > S^{adm} = 1,5 \dots 2,0.$$

Міцність гнучкого колеса забезпечена.

10.Перевірний розрахунок зачеплення за напруженнями змінання поверхні контакту зубців.

Напруження змінання зубців

$$\sigma_{зм} = \frac{10^4 T_1 K}{\psi_b d_1^3} = \frac{10^4 * 42,28 * 1,5}{0,2 * 63,6^3} = 12,32 \text{ МПа} < \sigma_{зм}^{adm} = 50 \text{ МПа}$$

де $\psi_b = \frac{b_1}{d_1}$ – коеф. ширини зубчастого вінця (для силових передач

$\psi_b = 0,18 \dots 0,2$, для мало навантажених передач $\psi_b = 0,12 \dots 0,17$).

K – коеф. режиму роботи ($K = 1$ при спокійному навантаженні; $K = 1,25 \dots 1,75$ при роботі з ударами, коли $T_{max}/T_1 = 1,6 \dots 2,5$). Приймаємо $K = 1,5$.

Допустимі напруження $\sigma_{зм}^{adm} = 50; 35; 25$; МПа при
 $t = 10000; 15000; 25000$ год відповідно.

11. Довговічність гнучкого підшипника генератора хвиль

Ресурс гнучкого підшипника серії 812 кулачкового генератора

$$L_h = 10^3 \left(\frac{n_{max}}{n_h} \right) \left(\frac{T_{max}}{T_1} \right)^3 = 10^3 \left(\frac{4000}{4000} \right) \left(\frac{84,56}{42,28} \right)^3 = 8000 \text{ год.}$$

У результаті проведеного розрахунку було розроблено конструкцію хвильової передачі поворотного вузла (рис.2.6), що є сумісною із підібраним двигуном.

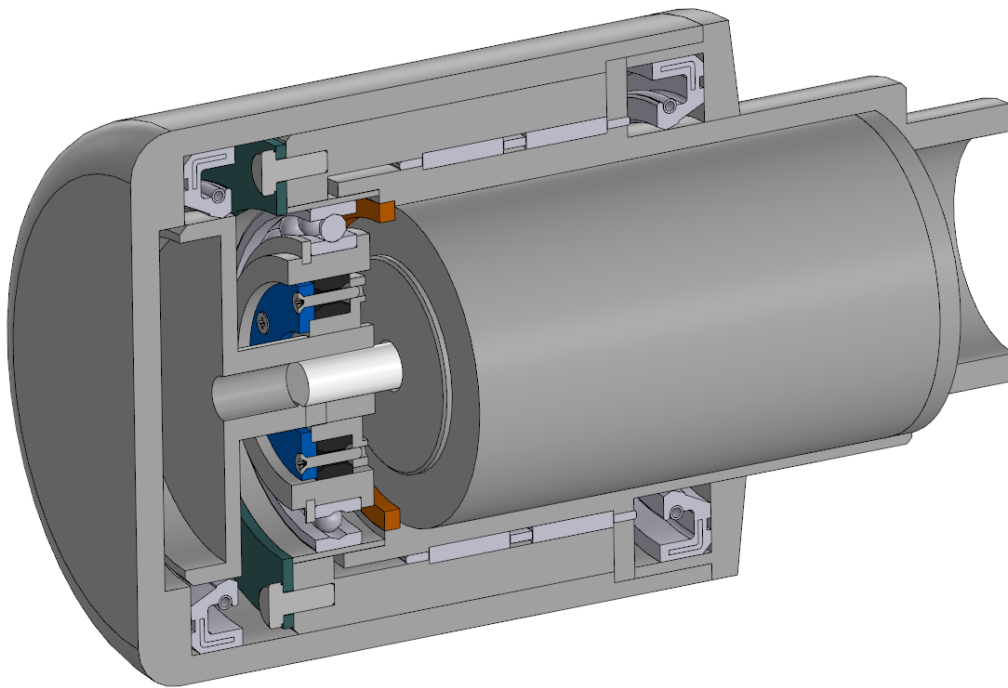


Рис.2.6 Поворотний вузол

Розроблений компактний поворотний вузол, що вміщує у своєму складі хвильову передачу, сумісно із розміщеним усередині двигуном має невеликий розмір, легко інтегрується у склад маніпулятора шляхом приварювання штанг та приєднання ланок до статора за допомогою кріпильних елементів. Іншим варіантом приєднання є створення спеціальної конструкції зовнішніх деталей корпусу поворотного вузла, оптимізованих для приєднання до ланок маніпулятора.

2.4 Розроблення системи керування поворотного вузла

Система керування двигуна базується на використанні датчиків зворотного зв'язку. Типовим рішенням є використання датчиків Холла, що базуються на принципі Холла який було вперше досліджено наприкінці XIX ст. Цей принцип був відкритий коли через прямокутну золоту пластину(з гранями ABCD) проводять постійний струм, і підносячи постійний магніт, то на гранях (A і C) виникає різниця потенціалів рис(5.1). Даний принцип сьогодні використовують в приладах для вимірювання струму в проводах безконтактним способом, а також для вимірювання струму в магнітних полях.

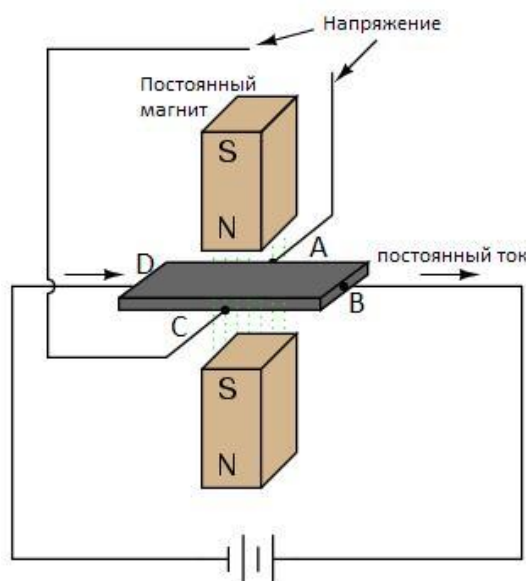


Рис.2.7 Ефект Холла

Зобразимо безколекторний двигун з дванадцятьма котушками в статорі і чотирнадцятьма магнітами в роторі (рис 2.8). Чорними точками зображено три датчики Холла, які будуть по-черзі вмикатись і вимикатись при обертанні ротора.

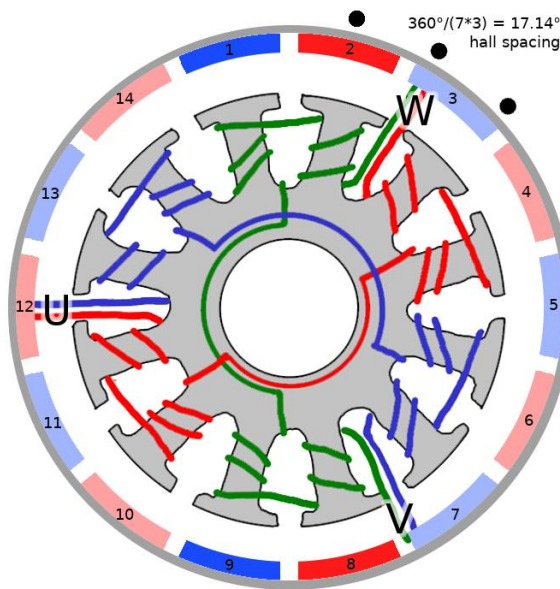


Рис.2.8 Схема безколекторного двигуна з датчиками Холла

Літерами (U W V)значені виходи до яких підключенні обмотки статора. І змінюючи подання напруги на вигоди керуємо і змінюємо положення ротора відносно статора. Датчики Холла біполярної дії вмикаються коли контактує з постійним магнітом південного полюса і вимикається коли контактує магнітом північного полюса. На (рис2.9) показаний графік спрацювань датчиків.

Зеленим показано спрацювання кожного датчика окремо. Звернемо увагу, що вони генерують три сигналу, зрушені один щодо одного на 1/3 періоду. Синім показане множення сигналів двох датчиків і видно, що при кожній події у нас збільшуються два з них, тому склавши три лічильника (червона лінія), і поділивши на два, ми отримаємо рівномірно зростаючий визначник положення вала, з точністю до 42 кроків на оберт.[18].

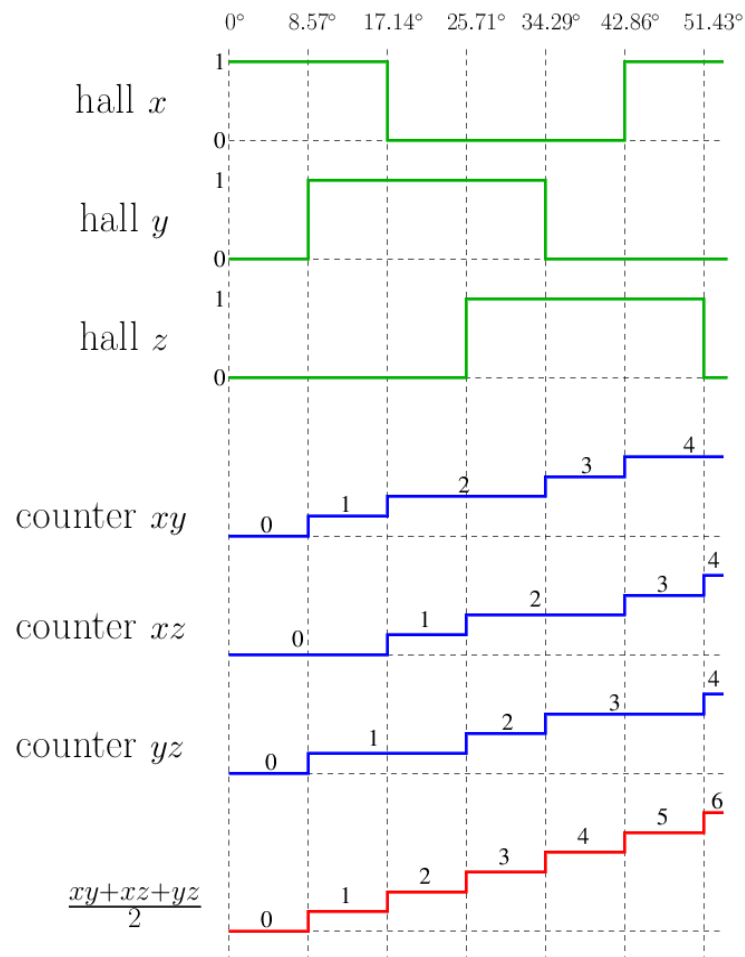


Рис.2.9 Спрацювання датчиків Холла

Тепер, програмно рахуючи час за скільки відбувається один оберт ротора. За допомогою сигналів зворотного зв'язку можна скласти пропорційний регулятор, який при зміні частоті обертання вала двигуна буде змінювати напругу живлення на двигун (рис 2.10)

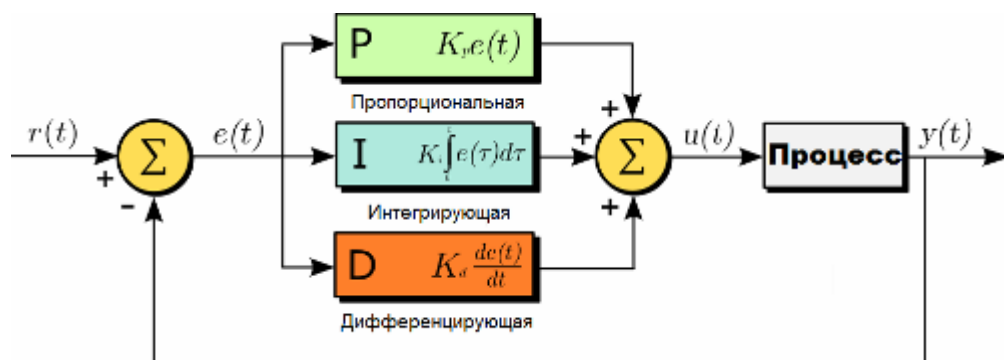


Рис.2.10 Схема зворотного зв'язку з ПІД регулятором.

ПІД — це пропорційно-інтегрально-диференціальний регулятор. Пристрій для автоматичної підтримки в заданому інтервалі одного або декількох параметрів. Такі пристрої універсальні, за допомогою ПІД-регуляторів можна реалізувати будь-які закони регулювання.

Вони враховують фактична величину, задане значення, різниця значень і швидкість зміни контрольованих характеристик.

Регулятори такого типу широко застосовуються в локальних системах управління промисловим обладнанням, централізованих АСУТП, в робототехніці. Пристрої дозволяють швидко повертати регульований параметр в допустимий інтервал, точно утримувати величину і швидко реагувати на впливи. [19]

Вихідний сигнал дає пропорційна складова. Сигнал цей призводить до протидії поточному відхиленню вхідний величини, що підлягає регулюванню, від встановленого значення. Чим більше відхилення - тим більший сигнал. Коли на вході значення регульованої величини рівне заданому, то вихідний сигнал стає рівним нулю.

Інтеграл по часу від величини неузгодженості - є основною частиною інтегрованої складової. Вона пропорційна цьому інтегралу. Інтегруючий компонент використовується, для виключення статичної помилки, оскільки регулятор згодом враховує статичну похибку.

Темпу зміни відхилення величини, що підлягає регулюванню, пропорційна третя - диференційована складова. Вона необхідна для того, щоб протидіяти відхиленням (викликаним зовнішніми впливами або затримками) від правильного положення, прогнозованого в майбутньому. [20].

Висновки. Використання системи керування із датчиками зворотного зв'язку забезпечує більші функціональні можливості, і робить поворотний вузол, що включає керований двигун реально придатним для застосування у обладнанні роботизованих комплексів, враховуючи те, що на сучасні

конструкції роботизованих комплексів накладаються певні вимоги, зокрема можливість точного керування не лише переміщенням, а також швидкістю та прискоренням вихідної ланки. Важливою вимогою що накладається є можливість повністю автономного програмного керування маніпулятором, та візуалізації його рухів, що вимагає можливості відстеження у реальному часі положення валу двигуна, та відповідно взаємного положення ланок маніпулятора

Вибір двигуна за силовим фактором, дозволив зупинитись на моделі двигуна 57BLY90-340. Але із-за особливостей використання безколекторних двигунів, необхідний електронний контролер, який необхідний для того щоб змінювати пари обмоток по яким буде йти струм. А це в свою чергу призводить до обертання ротора двигуна.

Під час розрахунку хвильової передачі була задача, зберегти розраховане передавальне відношення і діаметральні розміри передачі. У кінцевому випадку ми маємо хвильовий редуктор який відповідає усім критеріям міцності та надійності.

					ДПБ.ММ7105.000.00ПЗ	Арк.
						54
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3 Технологічна частина

3.1 Технологічний контроль якості креслення

При проектуванні технологічного процесу виготовлення деталі вихідним документом є її креслення. Технолог повинен проконтролювати робоче креслення деталі, у відповідності до ГОСТ 14.206-73. У креслення входить інформація, необхідна для якісного виготовлення деталі, які дають повне уявлення про її конструкцію, а також усі проекції, розрізи, перерізи, які пояснюють конфігурацію деталі.

Проаналізувавши креслення можна сказати, що на кресленні вказані всі розміри, необхідні для виготовлення деталі та всі вони відповідають ГОСТ 6636-69.

3.2 Аналіз службового призначення деталі та умові її роботи у вузлі

Деталь «Кільце» використовується у поворотному вузлі для фіксації гнучкого колеса із корпусом який виконує роль зубчастого колеса.

Дана деталь має циліндричну форму діаметром $\varnothing 82$ мм і товщиною 2 мм. На торцевій поверхні є шість отворів з шорсткістю $Ra=3,2$ мкм, також є отвір $\varnothing 68$ мм. Технологічні відхилення, які не задані повинні задовільняти $H14, h14, \frac{\pm IT14}{2}$. Деталь зображено на (рис 3.1)

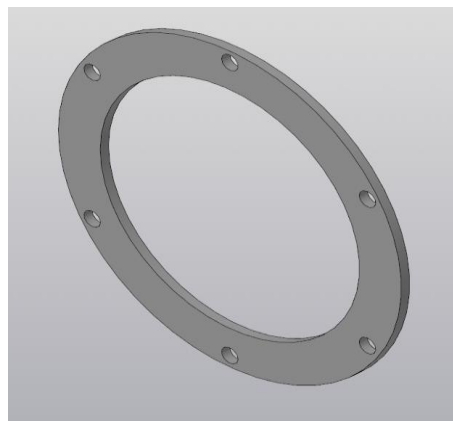


Рис.3 1 – Деталь «Кільце»

Деталь виготовляється зі сталі Сталь 20 ГОСТ 1050-2013, фізико-механічні, хімічні та технологічні властивості якої приведено в табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Характеристика матеріалу сталь

Сталь 20 ГОСТ 1050-2013

Хімічний склад, %									
C	Si	Mn	Ni	S	P	Cr	Cu	As	Fe
0,17 - 0,24	0,17 - 0,37	0,3 - 0,65	до 0,25	до 0,04	до 0,04	до 0,25	до 0,25	до 0,08	~98
Механічні властивості				Технологічні властивості					
σ_B , МПа	HB, МПа	γ , кг/м ³	Флокеночут- ливість			схильність до відпускної крихкості			
450- 490	163	7850	не чутлива			не схильна			

3.3 Вибір способу виготовлення заготовки та його технічне обґрунтування

Розробку технологічного процесу виготовлення деталі починають з вибору заготовки. Вибрати заготовку – означає визначити спосіб її отримання, розрахувати або підібрати за таблицями припуски на механічну обробку усіх поверхонь і вказати допуски на виготовлення заготовки. З економічної точки зору та враховуючи малосерійний тип виробництва, матеріал деталі та її конфігурації у якості заготовки приймаємо стандартний прокат у вигляді циліндру, ескіз якої наведено на (рис. 3.2), а 3D модель – на (рис. 3.3).

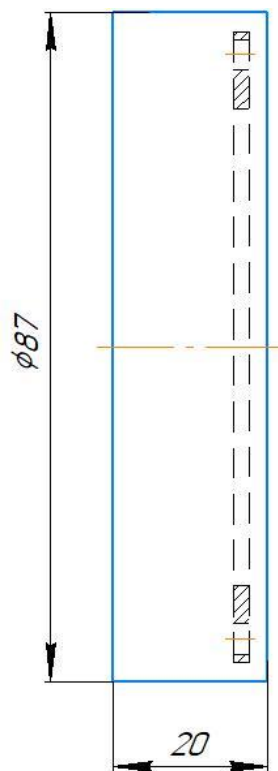


Рис.3.2 Ескіз заготовки

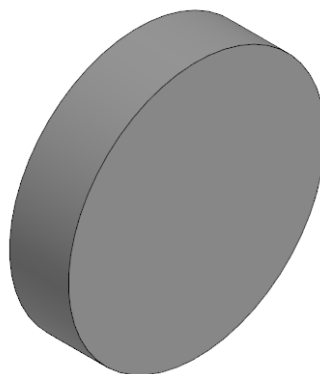


Рис.3.3 (3D) модель заготовки

Користуючись ГОСТ 2590-2006 визначимо розміри заготовки. Оскільки найбільший діаметр циліндричної поверхні $\varnothing 82$ мм, то обираємо пруток $\varnothing 87$ мм. Всі дані занесемо до (табл. 3.2.)

					ДПБ.ММ7105.000.00ПЗ	Арк.
						57
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

У таблиці подано значення припусків на сторону, допусків для розмірів основних оброблюваних поверхонь

Таблиця 3.2

Розмір поверхні деталі оброблюваної різанням	Шорсткість обробленої поверхні, мкм	Основний припуск на сторону, мм
Ø82	6,3	2,5
Ø4,2	3,2	0,2
Ø62	6,3	2,5

3.4 Проектування маршрутного технологічного процесу

3.4.1 Вибір типового технологічного процесу

На (рис. 3.4) зображено послідовність оброблення деталі «Кільце», а в (табл. 3.3) наведені варіанти їх оброблення. При розробці технологічних процесів необхідно враховувати, що похибки відхилення форми і, особливо, взаємного розташування оброблених поверхонь в основному визначаються точністю обладнання і пристроїв.

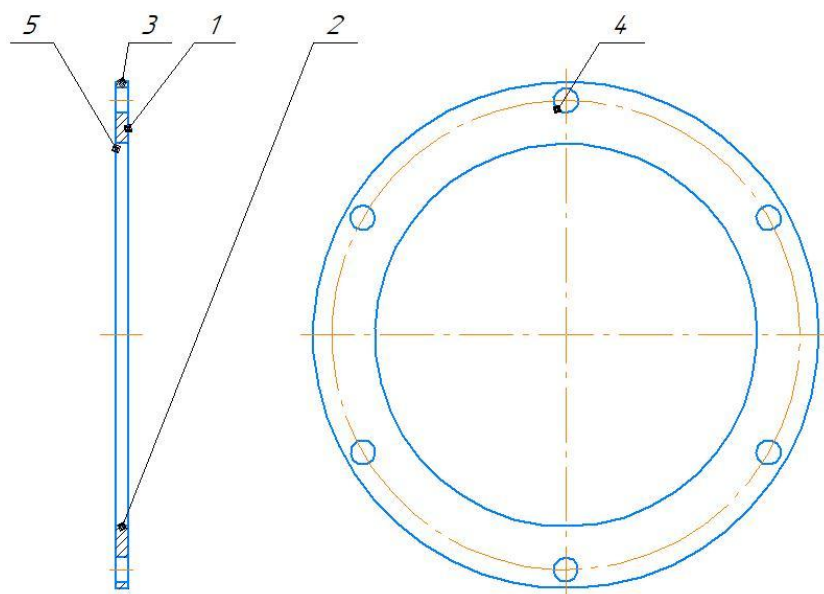


Рис.3 4 Послідовність оброблення поверхонь деталі «Кільце»

У таблиці подано типові технологічні операції, прийняті для обробки деталі «Кільце»

Таблиця 3.3

№	Назва поверхні, габаритні розміри, поля допусків, шорсткість	Варіанти МОП
1,5	Торець	Точіння
2	Внутрішня циліндрична	Точіння попереднє. Точіння чистове Точіння тонке
3	Зовнішня циліндрична	Обточування
4	Внутрішня циліндрична	Точіння попереднє Точіння чистове

3.4.2 Розробка технологічного процесу

При розробці маршрутної технологічного процесу для реалізації кожної технологічної операції встановлюють групу та модель верстата, необхідні пристрої та інструменти.

Для виконання усіх операцій обираємо токарно-фрезерний верстат з ЧПК HAAS ST-10Y з додатковою віссю Y, який зображено на (рис.3.5). Його резюме наведено на (рис. 3.6), технічні характеристики представлені на (рис. 3.7).



Рис.3.5 Токарно-фрезерный верстат зЧПК HAAS ST-10Y

Токарный центр с ЧПУ с осью Y; макс. вместимость 12" x 14" (305 x 356 мм), прутка 1,75" (44 мм), диаметр обрабатываемого изделия 16,25" (413 мм), перемещение по оси Y $\pm 2,00"$ ($\pm 50,8$ мм), векторный привод 15 л.с. (11,2 кВт), 6000 об/мин, шпиндель A2-5, патрон 6,5" (165 мм), 12-позиционная гибридная головка (6 VDI/6 BOT), приводной инструмент с высоким крутящим моментом с осью C, 15-дюймовый цветной жидкокристаллический дисплей, кнопочный выключатель для блокировки памяти, ориентирование шпинделя, USB-вход и система жесткого нарезания резьбы. Включен стандартный комплект инструментальных оправок с гибридной головкой.

Рис. 3.6 Токарно-фрезерный верстат зЧПК HAAS ST-10Y

ST-10Y - € 71,995.00		
ДИАМЕТР УСТАНОВЛИВАЕМОГО ИЗДЕЛИЯ	S.A.E.	МЕТРИЧЕСКИЙ
Над передней защитной стенкой	25.25 "	641 mm
Над поперечным суппортом	16.25 "	413 mm
Над задней бабкой	23.5 "	597 mm
ВМЕСТИМОСТЬ	S.A.E.	МЕТРИЧЕСКИЙ
Размер патрона	6.5 "	165 mm
Max Cutting Diameter (varies with turret)	12 "	305 mm
Max Cutting Length (without workholding)	14.0 "	356 mm
Диаметр прутка	1.75 "	44 mm
ПЕРЕМЕЩЕНИЯ И СКОРОСТЬ ПОДАЧИ	S.A.E.	МЕТРИЧЕСКИЙ
Ось X	7.88 "	200 mm
Ось Y	± 2 "	± 51 mm
Ось Z	14 "	356 mm
Ускоренные перемещения по X	472 in/min	12 m/min
Ускоренные перемещения по Y	472 in/min	12 m/min
Ускоренные перемещения по Z	1200 in/min	30.5 m/min
Макс. нагрузка X	2400 lb	10676 N
Макс. нагрузка Y	2300 lb	10231 N
Макс. нагрузка Z	3700 lb	16458 N

Рис. 3.7 Технічні характеристики токарно-фрезерного верстата зЧПК HAAS ST-10Y

ШПИНДЕЛЬ	S.A.E.	МЕТРИЧЕСКИЙ
Макс. мощность	15 hp	11.2 kW
Макс. скорость	6000 rpm	6000 rpm
Макс. крутящий момент	75 ft-lb @ 1300 rpm	102 Nm @ 1300 rpm
Торец шпинделя	A2-5	A2-5
Диаметр проходного отверстия шпинделя	2.31 "	58.7 mm
Диаметр отверстия для тяговой трубы	1.81 "	46.0 mm
ОСНОВНОЙ ШПИНДЕЛЬ, Ось C	S.A.E.	МЕТРИЧЕСКИЙ
Макс. мощность	5 hp	3.7 kW
Позиционирование (±)	0.01 "	0.01 "
Сила зажима тормоза	1000 lb	4448 N
Диаметр тормоза	14.4 "	366 mm
Тип управления	Interpolated Motion and Control	Interpolated Motion and Control
РЕВОЛЬВЕРНАЯ ГОЛОВКА	S.A.E.	МЕТРИЧЕСКИЙ
Количество инструментов	12 Stations	12 Stations
Инструменты OD и инструменты ID	Hybrid 6 BOT/6 VDI	Hybrid 6 BOT/6 VDI
Boring Bar Rear Clearance (from back of turret)	0.75 "	19.1 mm
ПРИВОДНЫЕ ИНСТРУМЕНТЫ	S.A.E.	МЕТРИЧЕСКИЙ
Макс. скорость	6000 rpm	6000 rpm
Присоединительные размеры	VDI40	VDI40
ОБЩИЕ ДАННЫЕ	S.A.E.	МЕТРИЧЕСКИЙ
Необходимый воздух	4 scfm, 100 psi	113 L/min, 6.9 bar
Вместимость СОЖ	30 gal	114 L

Рис.3.7 Технічні характеристики токарно-фрезерного верстата зЧПК
HAAS ST-10Y

3.4.3 Проектування змісту технологічних операцій

010 Токарно-фрезерна з ЧПК. Верстат моделі HAAS ST-10Y

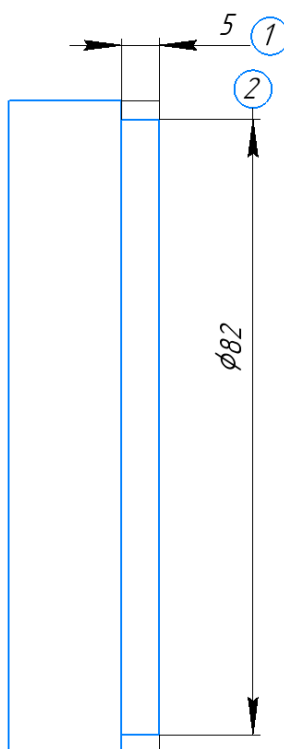


Рис.3.8 Заготовка деталі після операції першої операції

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ДПБ.ММ7105.000.00ПЗ

Арк.

61

А. Установити, закріпити, зняти.

005.01 Підрізати торець, витримуючи розмір 1.

005.03 Точити зовнішню циліндричну поверхню начорно, витримуючи розмір 2.

005.02 Точити зовнішню циліндричну поверхню начисто, витримуючи розмір 2.

015 Токарно-фрезерна з ЧПК. Верстат моделі HAAS ST-10Y

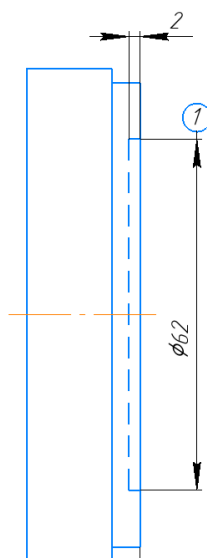


Рис.3.9 Заготовка деталі після операції другої операції

А. Установити, закріпити, зняти.

015.01 Точити внутрішню циліндричну поверхню витримуючи розмір 1

020 Токарно-фрезерна з ЧПК. Верстат моделі HAAS ST-10Y

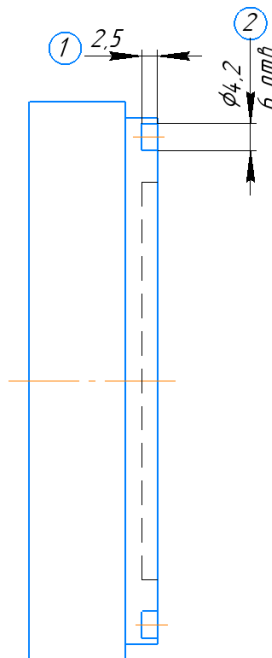


Рис.3.10 Заготовка деталі після операції третьої операції

А. Установити, закріпити, зняти.

020.01 Свердли 6 отвори послідовно остаточно, витримуючи розміри 2

025 Токарно-фрезерна з ЧПК. Верстат моделі HAAS ST-10Y

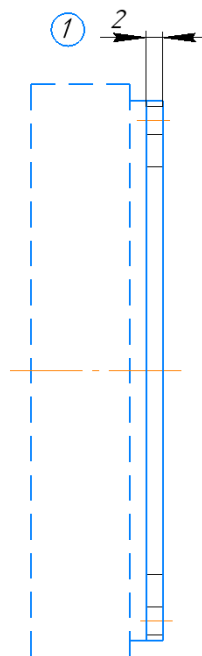


Рис.3.11 Заготовка деталі після операції четвертої операції

					ДПБ.ММ7105.000.00ПЗ	Арк.
						63
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

А. Установити, закріпити, зняти.

030.01 Підрізати торець начисто, витримуючи розмір 1.

3.5 Інструментальне забезпечення.

Прохідний різець E20S-STFCR 11-RB1 CoroTurn® 107:



Рис.3.11 Характеристика прохідного різця

Контурний різець DDHN

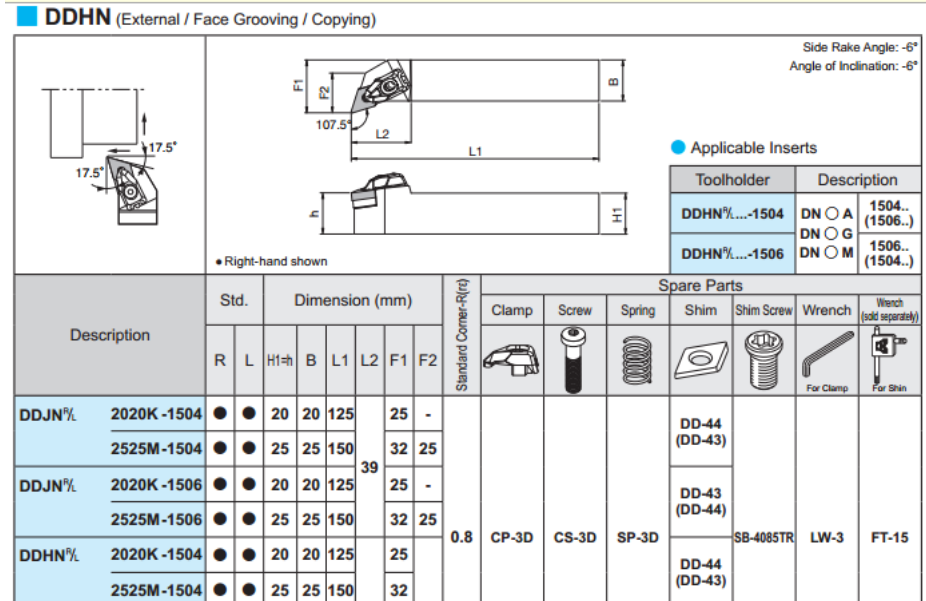


Рис.3.12 Характеристика контурногорізця

Свердло ø4.2 мм ATORN Twist drill bit

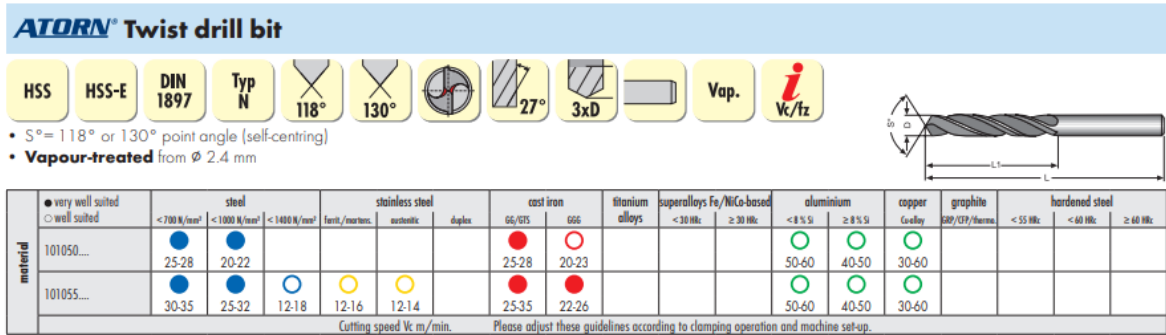


Рис.3.13 Характеристика свердла

У результаті проведеної роботи була розроблена технологія виготовлення деталі кільце, на реальному обладнанні. Більшість операцій може бути виконана на серійному токарному верстаті, що спрощує та здешевлює процес виготовлення.

4 Охорона праці.

Поворотний вузол роботизованого маніпулятора проектується та випробовується в лабораторії. Виконавчим органом є двигун постійного струму тому необхідно врахувати електробезпеку, освітлення приміщення мікрокліматичні умови та пожежну безпеку.

Мікрокліматичні умови

Основним нормативним документом, який визначає параметри мікроклімату виробничих приміщень, є ДСН 3.3.6.042-99.

У даному приміщенні маємо такі фактори мікроклімату:

1. температура повітря:

- в холодну пору $t' = 22^{\circ}\text{C}$;
- в теплу пору року $t'' = 23^{\circ}\text{C}$

2. вологість повітря: 40-60% незалежно від пори року;

Мікроклімат даного виробничого приміщення забезпечується за допомогою приточно-витяжної вентиляції та централізованого опалення, що дає змогу підтримувати оптимальна температура повітря, а влітку - за допомогою кондиціонерів Cooper&Hunter-GKH(12)BA-K3DNA1A/I. У цьому виробничому приміщенні відбувається робота, яка відноситься до категорії Іб, тобто легка робота. У лабораторії я відчуваю комфортні мікрокліматичні умови, що задовільняє умови праці.

Освітлення виробничого приміщення

Лабораторія знаходиться у підвальному приміщенні, тому природного освітлення недостатньо (табл. 4.1). Для цього використовується штучне загальне освітлення, при якому лампи розміщуються у верхній зоні приміщення (не нижче 2,5 м над підлогою) з урахуванням розташування робочих місць (загальне локалізоване освітлення). Рівень освітленості відповідає нормативним документам ДБН В.2.5-28-2006.

					ДПБ.ММ7105.000.00ПЗ	Арк.
						66
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Табл 4.1 Норми штучного та природного освітлення виробничих приміщень.

Характеристика зорової роботи	Розмір об'єкта розпізнавання, мм	Контраст	Розряд роботи	Фон	Мінімальна освітленість, лк
Висока точність	0,3 ... 0,5	середній	III	Середній	300
Середня точність	0,5 ... 1,0	середній	IV	Середній	200
Мала точність	> 5,0	середній	V.	Середній	150

Електробезпека

У лабораторії працюють комп'ютери від напруги 220В. При роботі у лабораторії даного пристрою передбачено наступні заходи безпеки: забезпечення недоступності струмопровідних частин, наявність захисного заземлення, рубильники для відключення струму у разі непередбачених обставин повинні бути розташовані в доступному видному місці, підхід до них повинен бути вільний. Кількість електроприладів в середньому не перевищує 5, всі необхідні умови та заходи забезпечено згідно нормативних документів ГОСТ 12.1.030-81. ССБТ.

Пожежна безпека

Відповідно до ОНТП 24-86 (НАПБ Б.07.005-86) дане виробниче приміщення за класифікацією по вибухонебезпечному і пожежній безпеці відноситься до категорії «Д», тобто в ньому знаходяться негорючі речовини і матеріали в холодному стані.

Для запобігання розповсюдження пожежі приміщення обладнане засобами пожежної зв'язку, вогнегасниками за ГОСТ 12.1.004-84 і телефоном загальноміської мережі для зв'язку з пожежною охороною.

У даному приміщенні передбачено також наявність таких засобів пожежогасіння, як:

- вогнегасники ОУ-5, ОУ-8, ОПС-10;
- пожежна простирadlo з брезенту і азбесту;
- ящик з порошкоподібною сухою сумішшю (суміш піску з флюсом).

У разі пожежі повинна бути забезпечена можливість евакуації людей, які перебувають у даному виробничому приміщенні, через евакуаційні виходи. Двері повинні відкриватися в бік виходу з об'єкту.

Висновки

Дипломна робота присвячена розробленню поворотного вузла роботизованого маніпулятора. Даний вузол дає на вихідній ланці крутний момент приблизно 250 Нм. Що дозволить маніпулятору працювати з вантажем до 20 кг на відстані одного метру. Цей вузол призначений для застосування на військовому роботі тому повинен бути надійним, тихим, компактним та легким. У результаті дипломної роботи було розроблено конструкцію хвильової передачі поворотного вузла, що є сумісною із підібраним двигуном. Розроблений компактний поворотний вузол, що вміщує у своєму складі хвильову передачу, сумісно із розміщеним усередині двигуном. Легко інтегрується у склад маніпулятора шляхом

					<i>ДПБ.ММ7105.000.00ПЗ</i>	Арк.
						68
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

приварювання штанг та приєднання ланок до статора за допомогою кріпильних елементів

Запропоноване рішення відрізняється наступними перевагами. Використання готової продукції значно знизить ціну виготовлення поворотного вузла і збільшить надійність цього комплексу. Також використання хвильового редуктора зменшило розміри самого вузла, тому що часто розміри редуктора є більшими за розміри двигунів.

У якості напрямку подальших робіт пропонується продовження розробки системи керування двигуном із сигналами зворотного зв'язку.

					<i>ДПБ.ММ7105.000.00ПЗ</i>	Арк.
						69
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Література

1. Strutynskiy S., Kravchuk V., Semenchuk R., Mathematical modelling of a specialized vehicle caterpillar mover dynamic processes under condition of the distributing the parameters of the caterpillar / International Journal of Engineering & Technology, 7 (4/3) (2018), pp. 40-46 .
2. Подураев Ю. В. Мехатроника. Основы, методы, применение. 2-изд., перераб и доп. / Ю.В. Подураев – М.: Машиностроение, 2007. – 256 с.
3. Спину Г. О., Юмашев В. Е. Робототехника: Монография. / Г.О. Спину, В. Е. Юмашев // ЖДТУ – Житомир, 2007. – 332 с.
4. Avislab Безколекторні двигуни постійного струму [електронний ресурс]. Режим доступу:
<https://blog.avislab.com/brushless01/> (дата звернення: 16.03.2021)
5. Сервопривод: що це таке, принципи роботи, види, де його та застосовують [електронний ресурс]. Режим доступу:
<https://techtrends.ru/resources/articles/servoprivod/> (дата звернення: 16.03.2021)
6. Сервотехніка : Сервоприводи [електронний ресурс]. Режим доступу:
<http://www.servotechnica.ru/catalog/type/index.pl?id=104> (дата звернення: 16.03.2021)
7. Введение в мехатронику: Учеб. пособие для студентов спец. «Гидравлические и пневматические машины», «Прикладная механика» / О.М. Яхно, А.В. Узунов, А.Ф. Луговской, В.А. Ковалев, Ю.А. Пыжиков, А.П. Губарев // НТУУ «КПИ» - К.:, 2008. - 528 С. ил. – Библиогр. в конце разд. ISBN 966-8454-19-7.
8. Гібридні колекторні двигуни [електронний ресурс]. Режим доступу: https://studopedia.su/9_68673_gibridni-kd.html (дата звернення: 21.03.2021)

9. Іващенко В.Т., Сенчішак В.М. Розрахунок і конструювання деталей машин: навчальний посібник. – Івано-Франківськ: Нова зоря, 2013. – 808 с.
10. Бабенко А.Є. Хвильові зубчасті передачі: Монографія / А.Є.Бабенко, С.Л.Бойко, О.О.Боронко, Я.І.Лавренко, С.І.Трубачев. – Нац.техн.ун-т України «КПІ імені Ігоря Сікорського». –Київ: А, 2017. – 112с.
11. Редуктор : планетарно-цівкові [електронний ресурс]. Режим доступу:
<https://reduktorntc.ru/production/reduktory/standartnye-reduktory/planeratnye/planetarno-tsevochnye/> (дата звернення: 23.03.2021)
12. Sew Eurodrive Мотор-редуктор [електронний ресурс]. Режим доступу:
<https://www.sew-eurodrive.ua/produkty/motor-reduktory/motor-reduktory.html> (дата звернення: 23.03.2021)
13. Servotechnica. Редуктори та мотор-редуктори [електронний ресурс]. Режим доступу
<http://servotechnica.ru/catalog/type/index.pl?id=101> (дата звернення: 02.04.2021)
14. SIMOGEAR – нові мотор-редуктори SIMENS [електронний ресурс]. Режим доступу
<https://new.siemens.com/ua/uk/produkty/tekhnohiiyi-pryvodiv/motor-reduktori-simogear.html> (дата звернення: 12.04.2021)
15. Електропривод. Вибір двигуна та привода. Підбір типу електродвигуна [електронний ресурс]. Режим доступу
<https://electroprivod.ru/motor-type-help.htm#async> (дата звернення: 12.04.2021)

16. Changzhou Dewo motor CO. LTD. [електронний ресурс].
Режим доступу <https://www.dewochina.com/product/57mm-round-shape-brushless-dc-motor.html>
17. Електропривод. Блоки керування безколекторним двигуном постійного струму[електронний ресурс]. Режим доступу <https://electroprivod.ru/bld-20din.htm> (дата звернення: 12.04.2021)
18. Датчики Холла для бесколлекторного двигателя: повернення квадратурних енкодерів.[електронний ресурс]. Режим доступу:<https://habr.com/ru/post/354086/> (дата звернення: 08.06.2021)
19. Danfoss. Що таке ПІД регулятор. .[електронний ресурс].
Режим доступу: <https://drives.ru/stati/pid-regulyator/>
20. Бесекерский В.А. Теория систем автоматического управления / В.А. Бесекерский, Е.П. Попов. Санкт-Петербург: Издательство «Профессия», 2003. – 752 с.