

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Факультет інженерії машин, споруд та технологій

(повна назва факультету)

Кафедра конструювання верстатів, інструментів та машин

(повна назва кафедри)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

магістр

(назва освітнього ступеня)

на тему: Удосконалення конструкції інструментального магазину
вертикально-фрезерного верстата з ЧПК

Виконав(ла): студент(ка) 6 курсу, групи МВм-61
спеціальності _____

133 «Галузеве машинобудування»

(шифр і назва спеціальності)

(підпис)

Хоменчук М.В.

(прізвище та ініціали)

Керівник

(підпис)

Крупа В.В.

(прізвище та ініціали)

Нормоконтроль

(підпис)

Ярема І.Т.

(прізвище та ініціали)

Завідувач кафедри

(підпис)

Кобельник В.Р.

(прізвище та ініціали)

Рецензент

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя
(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет Інженерії машин, споруд та технологій
Кафедра конструювання верстатів, інструментів та машин
Освітній ступінь магістр
Напрямок підготовки _____
Спеціальність 133 Галузеве машинобудування
(шифр і назва)
(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри к.т.н., доц.
Кобельник В.Р.
« _____ » _____ 201__ р.

ЗАВДАННЯ НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Хоменчуку Максиму Віталійовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи) Удосконалення конструкції інструментального магазину
вертикально-фрезерного верстата з ЧПК

Керівник проекту (роботи) Крупа Володимир Васильович, к.т.н., доцент каф. ВІ
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом по університету від «25» вересня 2020 року №_4/7-679

2. Термін подання студентом проекту (роботи) до 20.12.2020

3. Вихідні дані до проекту (роботи) Паспорти вертикально-фрезерних верстатів з ЧПК,
Конструкції інструментальних магазинів та механізмів автоматичної зміни інструментів
вертикально-фрезерних верстатів, конструкції приводів інструментальних магазинів

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)
Зміст. Вступ. Аналітичний розділ. Науково-дослідний розділ. Дослідно-проектний розділ.
Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях. Висновки

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень, слайдів)

1. Загальний вигляд верстату – 1 ф. А1; 2. Магазин інструментальний – 1 ф. А1; Механізм
автоматичної зміни інструменту - 1 ф. А1.

Демонстраційні листи: Типи пристроїв автоматичної зміни інструментів. Типи та
конструктивні особливості інструментальних магазинів вертикально-обробних центрів; Аналіз
закону зміни швидкості повертання інструментального магазину; Дослідження закономірностей
впливу кінематичних параметрів на часу обертання магазину Оптимізація кінематичних
параметрів обертання інструментального магазину; Дослідження часу роботи
інструментального магазину; Кінематична схема приводу інструментального магазину

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях	Сеник А.А., к.т.н., асистент		
	Клепчик В.М., ст. викладач		
Нормоконтроль	Ярема І.Т., к.т.н., доц		
Рецензент			

7. Дата видачі завдання

29.09.2020**КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН**

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Термін виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1.	Аналітичний розділ	06.10.2020	
2.	Дослідно-проектний розділ	25.11.2020	
3.	Науково-дослідний розділ	06.12.2020	
4.	Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях.	09.12.2020	
5.	Оформлення пояснювальної записки	14.12.2020	
6.	Оформлення графічної частини	16.12.2020	
7.	Оформлення демонстраційної частини	17.12.2020	
8.	Оформлення роботи в цілому	20.12.2020	
9.	Захист роботи	21-27.12.2020	
10.			
11.			
12.			
13.			
14.			

Студент

_____ (підпис)

Хоменчук М.В.

_____ (прізвище та ініціали)

Керівник проекту (роботи)

_____ (підпис)

Крупа В.В.

_____ (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Проведено аналіз роботи інструментального магазину вертикально-фрезерного верстата та виявлено основні недоліки. Проаналізовано типи пристроїв автоматичної зміни інструментів, а також типи та конструкції інструментальних магазинів сучасних вертикально-фрезерних обробних центрів. На основі аналізу закону зміни швидкості повертання запропоновано підхід до удосконалення конструкції інструментального магазину верстата-прототипа. Проведено дослідження впливу кутової швидкості, кутового прискорення та кута повороту на час обертання. Отримано залежність для взаємозв'язку оптимальних параметрів кутового прискорення та кутової швидкості та проведено їх розрахунок. Здійснено модернізацію приводу обертання інструментального магазину, здійснено його кінематичний та силовий розрахунок з урахуванням динамічних характеристик. Здійснено удосконалення конструкції фіксації інструментальної оправки в магазині.

Ключові слова: закон зміни, конструкція кутове прискорення, кутова швидкість, оптимальні кінематичні параметри.

SUMMARY

Analysis of the operation of vertical milling machine tool bank is carried out and the main disadvantages are revealed. Types of automatic retooling devices as well as types and designs of tool banks of modern vertical milling machining centers are analyzed. Based on the analysis of the law of rotation speed change the approach to the improvement of tool bank design for prototype machine-tool is proposed. The investigation of the influence of angular velocity, angular acceleration and angle of rotation for the rotation time is carried out. The dependence for the relationship between the optimal parameters of angular acceleration and angular velocity is obtained and their calculation is performed. The tool bank rotation drive is modernized, its kinematic and power calculation is carried out taking into account the dynamic characteristics. The design of toolholder in the bank is improved.

Keywords: law of change, design of angular acceleration, angular velocity, optimal kinematic parameters.

ЗМІСТ

Вступ	8
1. АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ	10
1.1. Аналіз базової моделі верстату	10
1.1.1. Призначення та область застосування	10
1.1.2. Технічні характеристики	10
1.1.3. Загальний вигляд та будова верстату	12
1.1.4. Опис приводу головного руху верстата	13
1.1.5. Інструментальний магазин	15
1.2. Типи автоматичної зміни інструментів	17
1.3. Способи кодування інструментів в інструментальних магазинах	22
1.4. Типи та конструктивні особливості інструментальних магазинів вертикально-обробних центрів	23
1.5. Аналіз закону зміни швидкості повертання інструментального магазину	28
1.6. Висновки по розділу, постановка мети та задач дослідження	30
2. НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ	31
2.1. Методика та план проведення наукових досліджень	31
2.2. Дослідження закономірностей впливу кінематичних параметрів на часу обертання магазину	31
2.3. Оптимізація кінематичних параметрів обертання інструментального магазину	37
2.4. Визначення часу обертання інструментального магазину	39
2.5. Висновки по розділу	41
3. ДОСЛІДНО-ПРОЕКТНИЙ РОЗДІЛ	42
3.1. Кінематичний розрахунок приводу інструментального магазину	42
3.1.1. Розробка кінематичної схеми приводу інструментального магазину	42

3.1.2. Вибір двигуна та підбір передаточних відношень	43
3.2. Силовий розрахунок приводу	46
3.2.1. Визначення потужності та крутних моментів на валах	46
3.2.2. Розрахунок черв'ячної передачі	46
3.2.3. Розрахунок циліндричної зубчастої передачі	51
3.2.4. Розрахунок навантаження на вали	56
3.3 Визначення центра мас магазину	59
3.4. Опис конструкцій	60
3.4.1. Опис роботи механізму автоматичної зміни інструменту	60
3.4.2. Опис конструкції інструментального магазину	61
3.4.3. Конструкція гнізда фіксації інструменту	61
3.5. Висновки по розділу	62
4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	63
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	70
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	71
ДОДАТКИ	74

ВСТУП

Одним із методів підвищення продуктивності технологічних процесів є модернізація існуючого або покупка нового металообробного обладнання. Зважаючи на економічну доцільність, вертикально-фрезерні верстати, що оснащені механізмами автоматичної зміни інструменту з інструментальними магазинами, модернізують, підвищуючи максимальну кількість обертів шпинделя, швидкість подач, а також швидкість заміни інструменту. Останнє не впливає на основний час обробки деталей, але може суттєво скоротити допоміжний час на виготовлення деталі. Наприклад швидкість зміни інструменту в верстаті ФП-37У4 – 25 с, ЛФ260МФЗ-01 – 30 с, якщо вимірювати «від стружки до стружки», а в сучасних вертикально-фрезерних обробних центрах 3-6 с.

Одним із напрямів удосконалення конструкцій інструментальних магазинів є удосконалення їх приводу, підвищення швидкості їх обертання, заміна механізму фіксації інструментальних оправок тощо. Проте це вимагає досліджень щодо закону зміни швидкості його обертання, оптимізації відношення кутового прискорення і кутової швидкості, їх впливу на час обертання інструментального магазину та ін.

Удосконалення конструкцій інструментальних магазинів дозволяє значно зменшити час на заміну інструменту, підвищити надійність та безпеку його роботи і є безумовно актуальною задачею.

Мета роботи: покращення роботи інструментального магазину за рахунок модернізації його приводу та системи фіксації інструменту

Основні завдання

1. Провести дослідження основних кінематичних характеристик закону руху інструментального магазину
2. Провести кінематичний розрахунок приводу інструментального магазину
3. Здійснити силовий розрахунок механічних передач приводу інструментального магазину
4. Внести зміни в конструкцію фіксації інструментальних оправок в

інструментальному магазині

Об’єкт дослідження – інструментальний магазин вертикально-фрезерного верстата

Предмет дослідження – кінематичні характеристики приводу інструментального магазину вертикально-фрезерного верстата.

Методи дослідження. Виконано теоретичні дослідження впливу кутового прискорення, кутової швидкості та кута повороту на час обертання інструментального магазину з використанням пакету MathCAD. Необхідні креслення виконані в системі SolidWorks.

Наукова новизна отриманих результатів. Набули подальшого розвитку дослідження оптимальних кінематичних параметрів руху інструментального магазину барабанного типу.

Практичне значення отриманих результатів. Запропоновані удосконалення конструкції інструментального магазину можуть бути використані на виробництві, а підхід до оптимізації кінематичних параметрів руху – у наукових дослідженнях.

Апробація. Результати досліджень за тематикою роботи доповідались та опубліковані в збірнику тез доповідей Міжнародної науково-технічної конференції «Актуальні задачі сучасних технологій (Тернопіль, 25–26 листопада 2020.)

1. АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ

1.1. Аналіз базової моделі верстату

1.1.1. Призначення та область застосування

Фрезерний верстат моделі ЛФ260МФ3-01 [1] призначається для обробки різноманітних деталей складного профілю зі сталі, чавуну, важкооброблюваних кольорових металів, головним чином торцевими і кінцевими фрезами, свердлами в середньосерійному і дрібносерійному виробництвах. Оснащений контурною системою числового програмного керування, що дозволяє обробляти вироби в режимі програмного управління одночасно за трьома координатами: поздовжньою і поперечною (переміщення столу і салазок з оброблюваною деталлю) і вертикальною (переміщення шпиндельної бабки з інструментом).

У верстаті [1] застосована крокова система керування за координатами зі слідкуючим пристроєм. Слідкуючий пристрій складається із робочих циліндрів і керуючих золотників. Застосування гідравлічної слідкуючої системи для приводів подач дає можливість забезпечити відсутність зазорів у ланцюгах подач. Крім того, це підвищує надійність приводу подачі та забезпечує довготривале збереження точності.

У верстата система ЧПК забезпечує такі команди: вмикання, вимикання, затискання і розтискання шпиндельної бабки, зміна напрямку обертання шпинделя, зміна частоти обертання шпинделя, пошук інструменту, включення та виключення подачі змащувально-охолоджуючої рідини тощо.

1.1.2. Технічні характеристики

Таблиця 1.1 – Технічні характеристики базової моделі верстата [1]

№	Параметр	Значення
1	Розміри робочої поверхні стола, мм:	
	Ширина	320
	Довжина	630

2	Конус шпинделя згідно ГОСТ 15945-82	№40 7:24
3	Найбільші розміри оброблюваної деталі, мм	480x300x280
4	Найбільша маса оброблюваної деталі, кг	250
5	Відстань від торця шпинделя до поверхні стола, мм	100-450
6	Найбільше переміщення стола, мм	
	Поздовжнє	500
	поперечне	320
7	Найбільше переміщення шпиндельної бабки, мм	350
8	Кількість інструментів в інструментальному магазині	14
9	Точність обробки контуру, мкм	100
10	Точність позиціонування по координатах, мкм:	
	X	50
	Y i Z	40
11	Відхилення від міжцентрової відстані по координатах X,Y,Z, мкм	±50
12	Частота обертання шпинделя (безступеневе регулювання), об/хв	100-4000
13	Подача робочих органів по координатах (безступеневе регулювання), мм/хв	5-3000
14	Прискорене переміщення по кожній із координат, мм/хв	8000
15	Найбільше зусилля подачі, Н	8000
16	Найбільша потужність на шпинделі, кВт	4,5
17	Найбільший крутний момент на шпинделі, Нм	171,9
18	Габарити верстату	
	- Без виносного обладнання	2000x2020x2835
	- З виносним обладнанням	2300x3200x2185
19	Маса верстату, кг	
	- Без виносного обладнання	3300
	- З виносним обладнанням	4500

20	Електродвигун приводу головного руху - Тип - Потужність, кВт - Частота обертання, об/хв	MCW132X 6,6 833(3000)
21	Сумарна потужність електродвигунів, кВт	13,9
22	Потужність насосів гідروприводу, л/хв	25,5
23	Кількість керованих координат - всього - Одночасно при лінійній інтерполяції - Одночасно при круговій інтерполяції	3 3 2

1.1.3. Загальний вигляд та будова верстату

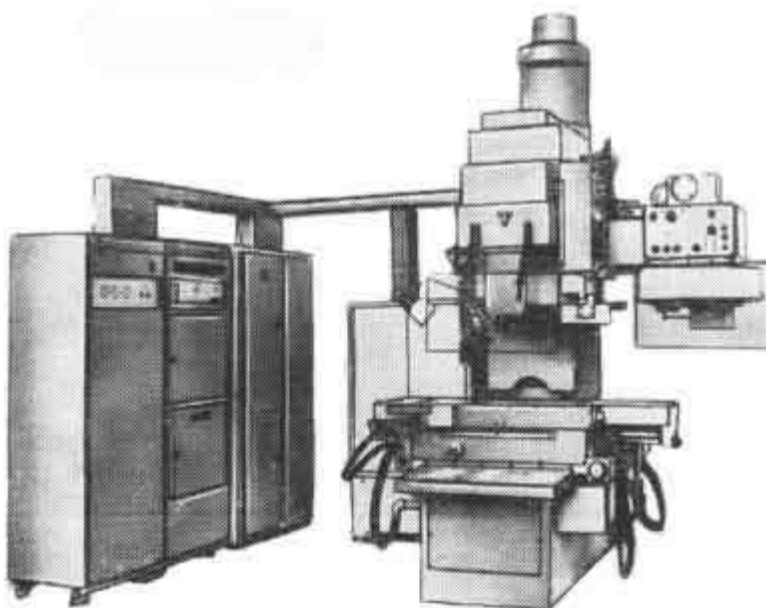


Рисунок 1.1 – Загальний вигляд верстата

Верстат [1,2] складається з основи коробчастої форми, на якій змонтовані стійка і стіл. Основа всередині виконана із ребрами жорсткості. На основі змонтовано три напрямних: центральна для сприйняття навантаження у горизонтальній площині, два крайні – для сприйняття вертикального навантаження (маси стола і заготовки).

На стійці виконані дві напрямні прямокутного перерізу. Всередині стійка має

ребра жорсткості. Між напрямними встановлений циліндр вертикального переміщення. На стійці розміщена шпindelна бабка, у якій розміщена коробка швидкостей та шпindelний вузол. Зверху на шпindelній бабці встановлені двигун приводу головного руху та пасова передача

Стіл виконаний як чавунна відливка з напрямними типу «ластівчин хвіст». На столі виготовлені три поздовжніх Т-подібних пази.

Шпindelна бабка за допомогою гідравлічного циліндра переміщається по вертикальних напрямних стійки. Зрівноваження бабки здійснюється одностороннім штоком з механізмом противаги. Для забезпечення вертикального переміщення шпindelної бабки встановлений привод, який включає кроковий двигун та задаючий гвинт. Зазори в напрямних як шпindelної бабки, так і напрямних стола регулюються притискними планками і клинами.

Механізм затискання-розтискання інструменту [1] розміщений у шпindelі й виконаний у вигляді системи штоків, тяг з тарілчастими пружинами. Розтиск – гідравлічний. Контроль за даними операціями здійснюється програмою. У верстаті передбачений механізм затиску шпindelної бабки, що призначений для запобігання самостійного її переміщення, а також покращення точнісних характеристик. Затиск шпindelної бабки забезпечується тарілчастими пружинами, які встановлені в чотирьох циліндрах, на задній її стінці. Розтиск – гідравлічний. Керування механізмом здійснюється програмою.

1.1.4. Опис приводу головного руху верстата

Привід головного руху верстату забезпечує границі частоти обертання шпинделя 100-4000 об/хв. [1]

У напівавтоматі моделі ЛФ260МФ3-01 передбачається застосування електроприводу головного руху типу АР50-32 із двигуном МСi132Х потужністю 6,6 кВт.

Привід АР50-32 з двотактним регулюванням при постійному моменті і при постійній потужності. Регулювання швидкості обертання двигуна при постійному моменті виконується зміною напруги якоря від мінімальної швидкості обертання

n_{min} до номінальної n_n . Вище номінальної швидкості обертання регулювання швидкості обертання двигуна виконується при постійній потужності до швидкості n_{max} . Для швидкостей від n_{max_1} до n_{max_2} потужність зменшується до значення N_2 .

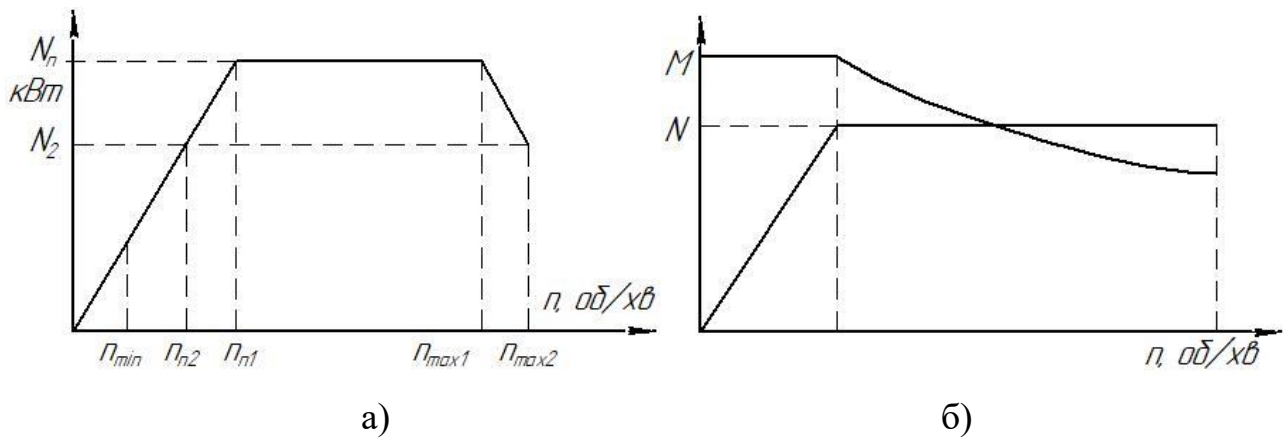


Рисунок 1.2 - Характеристика потужність – швидкість обертання (а) та потужність-момент-швидкість обертання (б) двигуна МСi132Х

За паспортом приводу АР50-32:

$$N_{НОМ} = 6,6 \text{ кВт} \quad n_{max_1} = 2500 \text{ хв}^{-1}$$

$$N_2 = 5,7 \text{ кВт} \quad n_{max_2} = 2884 \text{ хв}^{-1}$$

$$P_{НОМ_1} = 833 \quad n_{НОМ_2} = 721 \text{ хв}^{-1}$$

При використанні приводу АР50-32 потужність на шпинделі складає 4 кВт в діапазоні $4000 - 250 \text{ хв}^{-1}$ і, починаючи з 250 хв^{-1} , падає пропорційно до частоти обертання до 1,6 кВт при 100 хв^{-1} .

Привід АР50-32 має велику кількість контрольних і регулювальних елементів, що дозволяє з точністю $\pm 5\%$ побудувати задану характеристику керуванням електродвигуном і полегшує налагодження і ремонт приводу. На відміну від ЕТ6-Р привід АР50-32 має режими роботи «ручний», «автоматичний». Привід АР50-32 має розвинену схему захисту з індикацією несправностей. Висока перевантажувальна здатність і похилений момент інерції покращує якість регулювання і динамічні характеристики двигуна.

Застосування ізоляції класу F і вмонтованих теристорів покращує динамічність експлуатації двигуна. Підвищення потужності на шпинделі при

одночасному пониженні номінальної потужності двигуна розширює технологічні можливості верстата і покращує його показники.

1.1.5. Інструментальний магазин

Магазин інструменту 6 на 14 позицій з вертикальною віссю обертання барабана розміщений праворуч від повзуна шпинделя 3. Механічна рука-автооператор 7 знаходиться між барабаном магазину і повзуном [1]. Двозахватний автооператор крім обертального руху здійснює осьові переміщення. При поворотах проводиться одночасне захоплення обох інструментів: того, який змінюється, та того, яким змінюється, потім їх обмін, після того як вони виведені з конусних отворів гнізд у шпинделі і барабані магазину. Виведення оправок інструментів та їх введення у гнізда проводиться шляхом вертикальних переміщень механічної руки в осьовому напрямку.

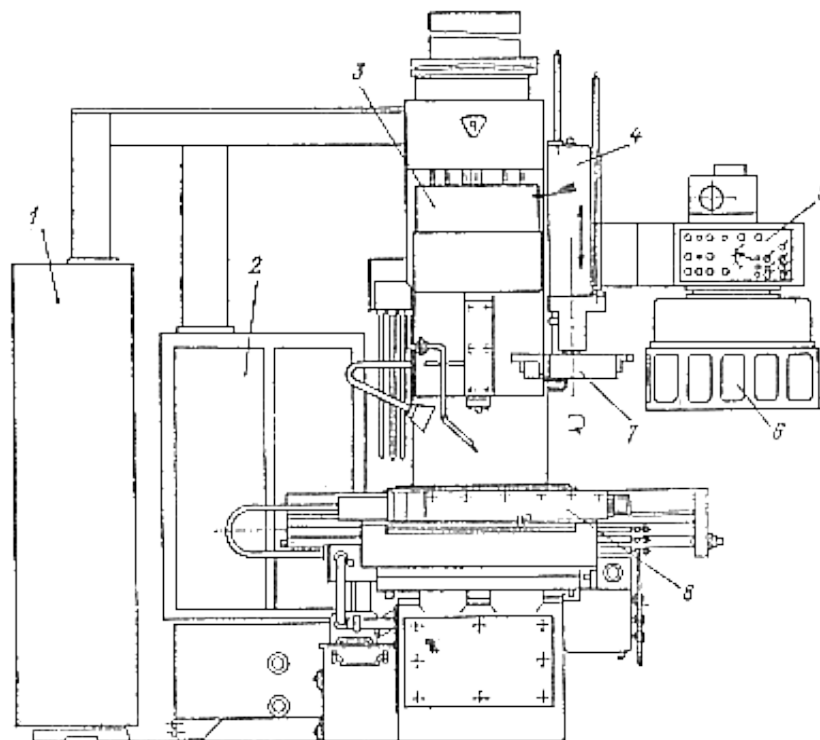


Рисунок 1.3 - Багатоопераційний вертикально-фрезерний верстат моделі ЛФ260-МФ4 з автоматичною зміною інструменту: 1 - шафа системи ЧПК; 2 - електрошафа верстата; 3 - повзун шпинделя; 4 - повзун в привід автооператора; 5 - пульт управління верстата; 6 - барабан магазину інструментів; 7 - автооператор; 8 - стіл

Захвати автооператора входять у спеціальні прямокутні кільцеві канавки *a* чи канавки конічної форми *б* по ОСТ 2-П14-78 на циліндричних ділянках конусних оправок-втулок (рис. III.16, *a* і *б*).

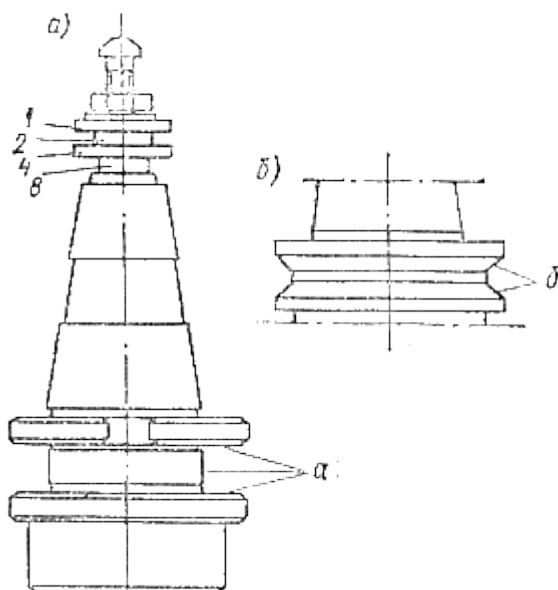


Рисунок 1.4 - Перехідна конусна втулка для затиску інструменту на верстаті моделі ЛФ260-МФ4 з набором кодуючих кілець 1, 2, 4, 8

Установка барабана магазину в позицію під зміну інструменту виконується за командою програми відповідно до кодування замінюючого інструменту. Кодування інструментів багатоопераційних верстатів дозволяє не пов'язувати їх з яким-небудь певним місцем в магазині. При цьому допускається будь-яка послідовність завантаження магазину інструментом. Для зміни даного інструменту магазин повертається під час роботи верстата тільки один раз в положення, при якому інструмент буде знаходитися в позиції зміни на інший інструмент, оскільки відпрацьований інструмент повертається в те ж гніздо барабана магазину.

Кодування інструменту проводиться шляхом установки на оправці (рис. 1.4) в певній послідовності різних комбінацій кілець з набору кілець 1, 2, 4, 8 різних діаметрів. При повороті барабана магазину оправки, проходячи повз мікродатчик, він замикає кільцями його контакти. При збігу коду оправки, тобто комбінації кілець з кодом, записаним у програмі, барабан зупиняється. При цьому гніздо магазину з потрібним інструментом буде знаходитися в позиції зміни інструменту.

Інструментальний магазин забезпечує пошук та фіксування в позиції «зміна

інструменту», що з врахуванням інструменту в шпинделі напівавтомата, забезпечує можливість роботи з 15 інструментами.

Пряме і зворотнє обертання корпусу магазину здійснюється електродвигуном через черв'ячний редуктор і зубчасту передачу.

Пошук інструменту і установка його в положення зміни проходить під час роботи напівавтомата і програмується номером інструменту.

1.2. Типи пристроїв автоматичної зміни інструментів

Інструментальний магазин є частиною системи автоматичної зміни інструменту [2]. Тому проведемо аналіз типів автоматичної зміни інструментів.

Тип і конструкції пристрою автоматичної зміни інструменту (АЗІ) впливають на точність установки інструменту, а отже, й на точність обробки, час зміни інструменту, тобто продуктивність, а також всю компоновку багатоопераційного верстата [2-6].

До систем автоматичної зміни інструменту ставлять наступні основні вимоги [6-9]:

- 1) швидкодію;
- 2) високу надійність і точність переміщення, безударність;
- 3) велику ємність магазину при мінімальній займаній площі;
- 4) необмеження робочого об'єму верстата;
- 5) зручність обслуговування;
- 6) надійність контролю зносу й поломки інструментів, запобігання від забруднення і запилення інструментів та їх посадочних місць;
- 7) можливість ручної зміни інструменту.

Пристрої автоматичної зміни інструменту можуть бути розділені на 4 основних типи (рис. 1.5) [4,6]:

1 - зміна інструменту здійснюється при зміні положення робочого накопичувача (револьверні головки);

2 - інструмент автоматично передається із магазину в робоче положення (наприклад, в шпиндель);

3 - інструмент із магазину передається в робочу позицію через проміжний накопичувач;

4 - інструмент подається в робочу позицію частково із робочого накопичувача і частково з магазину через проміжний накопичувач (штриховими лініями вказана автоматична установка, суцільними - ручна). Типовим робочим накопичувачем є револьверна головка, що застосовується у верстатах різних груп.

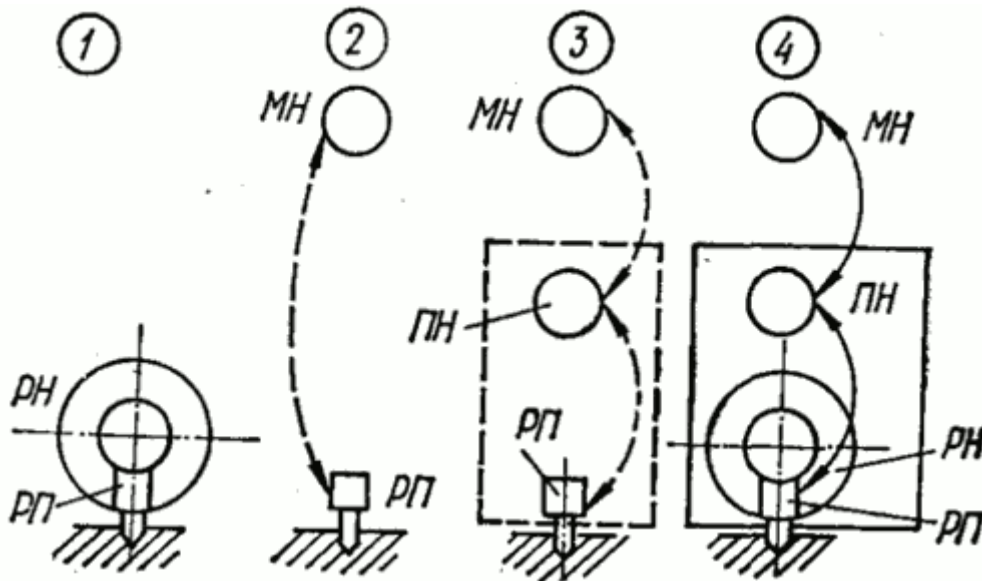


Рисунок 1.5 - Типи пристроїв автоматичної зміни інструменту: МН - магазинний накопичувач; ПН - проміжний накопичувач; РН - робочий накопичувач (багато інструментальних головок); РП - робоча позиція

Таким чином, автоматична зміна інструменту при обробці деталей на верстатах може здійснюватися:

- 1) перемиканням (поворотом і фіксацією) револьверної головки з нерухомо закріпленим в ній інструментом;
- 2) заміною всього шпиндельного вузла з інструментом;
- 3) зміною інструменту в шпинделі верстата.

Автоматична зміна інструменту в шпинделі дозволяє виконувати на багатоопераційним верстаті різні технологічні операції без перебазування оброблюваних деталей з малими витратами допоміжного часу.

Конструктивне і компоновочне виконання пристроїв автоматичної зміни

інструменту залежить від типу верстата, розташування шпинделя, кількості й типів застосовуваного інструмента, часу зміни інструмента. Класифікація способів і пристроїв АЗМ [6] подана на рис. 1.6.

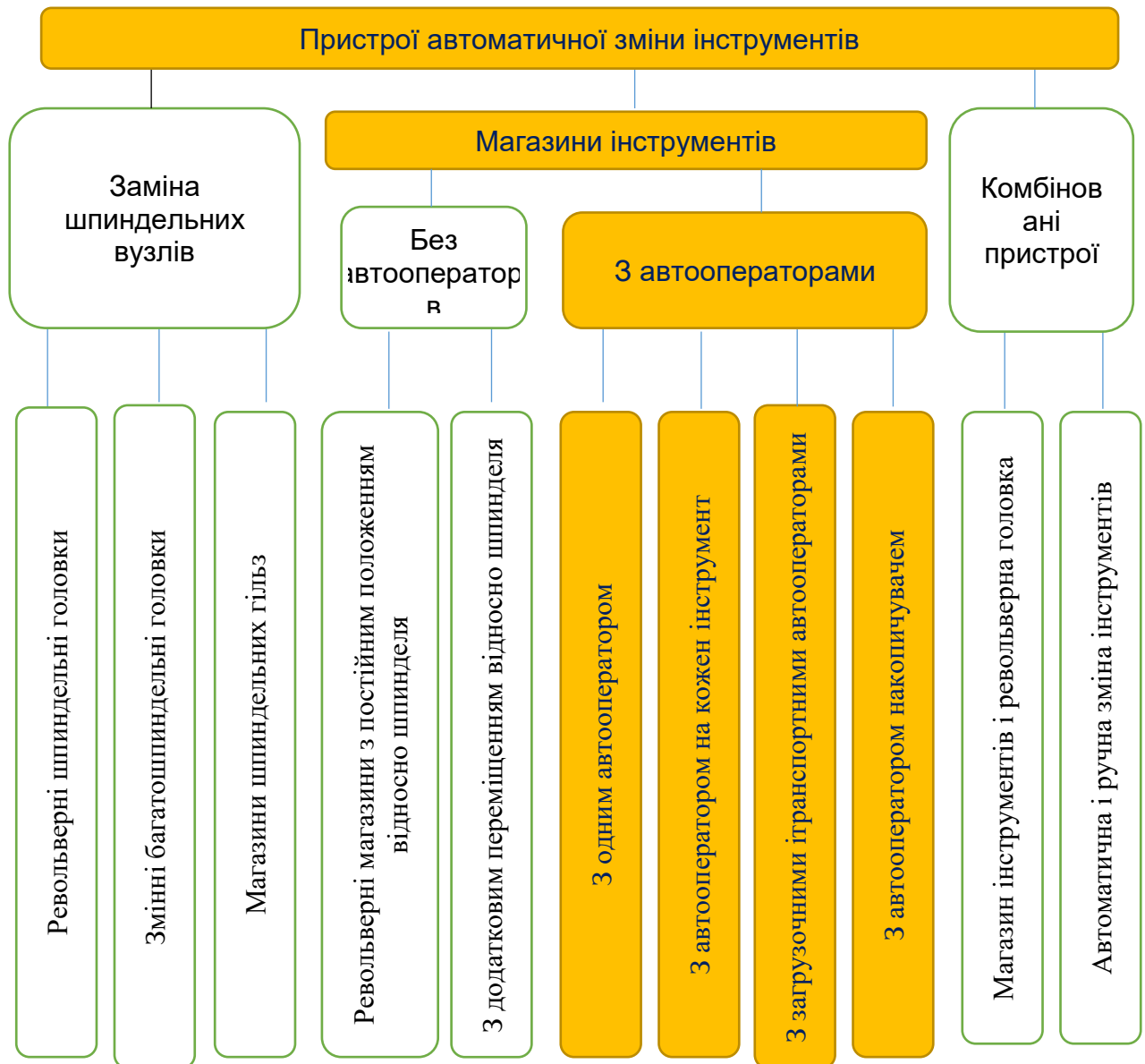


Рисунок 1.6 - Класифікація пристроїв автоматичної зміни інструменту [6]

Конструктивний вигляд пристроїв автоматичної зміни інструменту поданий на рис. 1.7. [4,6]

Револьверні шпиндельні головки (рис. 1.7, а) спочатку поширились завдяки відносній простоті пристрою. Однак на даний момент вони застосовуються дуже рідко через малу кількість інструментів, неточності, що вносяться індексацією

головок, а також недостатню їхню жорсткість.

Змінні багатошпиндельні головки (рис. 1.7, б) використовують в багатоопераційних верстатах при виготовленні великих серій деталей.

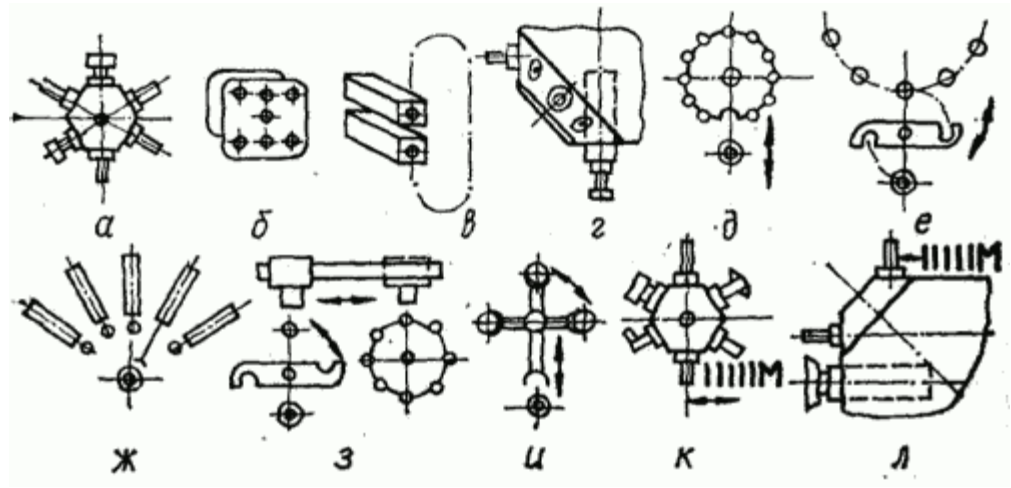


Рис. 1.7 - Конструктивний вигляд пристроїв АЗМ

Магазини шпиндельних гільз (рис. 1.7, в) позбавлені недоліків, властивих револьверним шпиндельним головкам, але мають високу вартість внаслідок необхідності виготовлення великої кількості прецизійних шпиндельних вузлів. Револьверні магазини з постійним положенням щодо шпинделя (рис. 1.7, г) містять більше інструменту, ніж револьверні шпиндельні головки, і дозволяють встановити шпиндель будь-якої довжини. Їх недоліки: обмежена ємність магазину, великий виліт шпинделя, внаслідок цього зниження точності обробки, розміщення громіздкого магазину безпосередньо на шпиндельній бабці поблизу робочої зони верстата і захаращення робочої зони. Магазини інструментів без автооператора (рис. 1.7, д) вимагають додаткового радіального переміщення, що обмежує їх ємність і кількість варіантів компоновок. [4,6]

Переміщення ж шпинделя при автоматичній зміні інструменту (АСД) до нерухомого магазину порушує попередню установку. Пристрої автоматичної зміни інструменту з одним завантажувальним оператором (рис. 1.7, е) набули широкого розповсюдження. При повороті автооператор захоплює одночасно оправку з попереднім і наступним інструментом, потім осьовим переміщенням виштовхує їх

з магазину і шпинделя, поворотом на 180° міняє місцями і зворотним осьовим рухом посилає попередній інструмент в магазин, який в компонованні можна розташовувати далеко від шпинделя. Магазин з автооператором на кожен інструмент (рис. 1.7, ж) має обмежену ємність або ж виходить громіздким. Обслуговування пристрою, розташованого в робочій зоні, утруднене. Магазини із завантажувальним пристроєм і транспортним автооператором (рис. 1.7, з) можуть розміщуватись на достатній віддалі від шпинделя, у зручному для обслуговування місці. Ускладнення, пов'язане з додатковим автооператором, компенсується можливістю виготовлення магазинів у вигляді незалежних агрегатних вузлів різної ємності. [4,6]

Пристрої з автооператором - накопичувачем інструменту (рис. 1.7, і) застосовують з метою виключення використання великого магазину та прискорення автоматичної зміни інструменту при періодичному застосуванні найбільш характерного для даної деталі ріжучого інструменту. У комбінованому пристрої (рис. 1.7, к) револьверну шпиндельну головку використовують у поєднанні з магазином, із якого легкі інструменти автоматично завантажуються по черзі у два протилежних шпинделя. В інших шпинделях встановлюють важкі інструменти, що закріплюються вручну. У комбінованому пристрої зі спеціалізованими шпинделями (рис. 1.7, л) двошпиндельна револьверна головка для легких інструментів автоматично завантажуються з магазину М, а шпиндель, призначений для важких інструментів, завантажують вручну або з особливого магазину. Поєднання револьверної головки і магазину дозволяє час автоматичної зміни інструменту і час індексації головки звести до мінімуму, оскільки пошук і завантаження-розвантаження інструментів суміщені з роботою верстата. Спеціалізація шпинделів дозволяє пристосувати їх конструкцію до умов роботи і зменшити розміри магазину. [4-10]

Загальні вимоги до пристроїв автоматичної зміни інструменту:

- скорочення числа координатних рухів при автоматичній зміні інструменту;
- максимальне суміщення часу автоматичної зміни інструменту з роботою верстата;

- скорочення координатної установки по осях X і Y при пристрої автоматичної зміни інструменту, що забезпечує співвісність отворів при обробці різних інструментом;
- відсутність впливу маси інструментів у магазині на точність верстата;
- можливість збільшення ємності магазину без істотного впливу на конструкцію основних вузлів верстата;
- можливість незалежного агрегатного виконання магазину (для постачання верстатів з автоматичною зміною інструменту і без неї) та інші вимоги.

1.3. Способи кодування інструментів в інструментальних магазинах

Для автоматичного пошуку необхідного інструменту використовують різні методи кодування [6] безпосередньо інструментальної оправки або гнізда магазину.

Недоліком цього способу є те, що відсутня можливість повторного використання одного і того ж інструмента.

Кодування самих інструментів за допомогою набору кілець, закріплених у спеціальному циліндричному паску оправки. Зчитувальний пристрій контактного або безконтактного типу формує двійкові кодовані сигнали під час руху щодо нього інструментального магазину. У момент збігу коду інструменту, заданого керуючою програмою, з кодовим сигналом, що зчитується, відбувається зупинка і фіксація магазину інструменту. Перевага – розташування інструменту в будь-якій послідовності. Недолік – ускладнення конструкції інструментальної оправки, зниження її жорсткості, збільшення маси магазину і часу пошуку інструменту.

Кодування гнізд магазину плоскими кодовими ключами із різними комбінаціями проточок (наприклад, за двійково–десятковим кодом), що встановлюються у спеціальні замки поряд з відповідним інструментом.

Кодування гнізд магазину кодовим барабаном із набором кулачків, який встановлений у хвостовій частині вала магазину або механічно пов'язаний з його приводом. Відповідно до кожної позиції магазину комбінації виступів кулачків на барабані впливають на контактні або безконтактні мікроперемикачі зчитувального

пристрою.

Третій і четвертий методи набули широкого застосування через швидкий пошук інструменту, проте цикл і пристрій керування пристроями автоматичної зміни інструменту ускладнюються.

Фірма «Хертель» (Австрія) розробила нову систему ідентифікації інструменту «Мікролог-1D», що складається з трьох електронних елементів, ядром яких є чіп із 32-бітовим постійним кодом. Для кодування будь-якого предмета кодоносій кріплять у передбаченій для нього заглибині. Зчитування здійснюється індуктивно, зчитуюча головка спрацьовує за кілька мілісекунд. Переваги - незалежна пам'ять, що зберігається багато років; індуктивна передача сигналів між кодоносієм і зчитуючою головкою; герметичність кодоносія.

Перспективними вважають способи кодування і пошуку інструменту з використанням фотоелектричних, електромагнітних та інших фізичних ефектів, що дозволяють досягти найбільшої компактності конструкції пристрою автоматичної зміни інструменту.

1.4. Типи та конструктивні особливості інструментальних магазинів вертикально-обробних центрів

Інструментальні магазини вертикальних обробних центрів можна розділити на три типи: револьверного, барабанного типу та типу «рука».

Магазин револьверного типу жорстко скріплений з шпинделем і виконаний у вигляді револьверної головки (рис. 1.8). Під час роботи верстата магазин переміщається разом зі шпинделем. Конструкція магазину проста і надійна, але його ємність невелика і становить, зазвичай, не більше 12 інструментів. Зміна інструменту здійснюється простим поворотом револьверної головки і може здійснюватися в будь-якій точці на лінії руху шпинделя.

Інші типи механізмів зміни інструментів розташовані окремо від шпиндельної бабки верстату. Механізми здійснюють задані маніпуляції при фіксації шпинделя у строго встановленій точці. Ця точка часто збігається з крайньою точкою його переміщення.

Інструментальний магазин верстата типу «Парасолька» (рис. 1.9) являє собою барабан з інструментами, ємність (кількість місць для установки інструментів) якого становить 20...30 позицій. Положення магазину - горизонтальне, над робочим столом збоку від шпинделя. Передача інструментів між магазином і шпинделем здійснюється в процесі взаємних переміщень шпинделя / і барабана. Час зміни інструментів 8...15 с. Магазин являє собою обертовий диск з гніздами для фрез і свердел. Алгоритм роботи пристрою виглядає наступним чином:

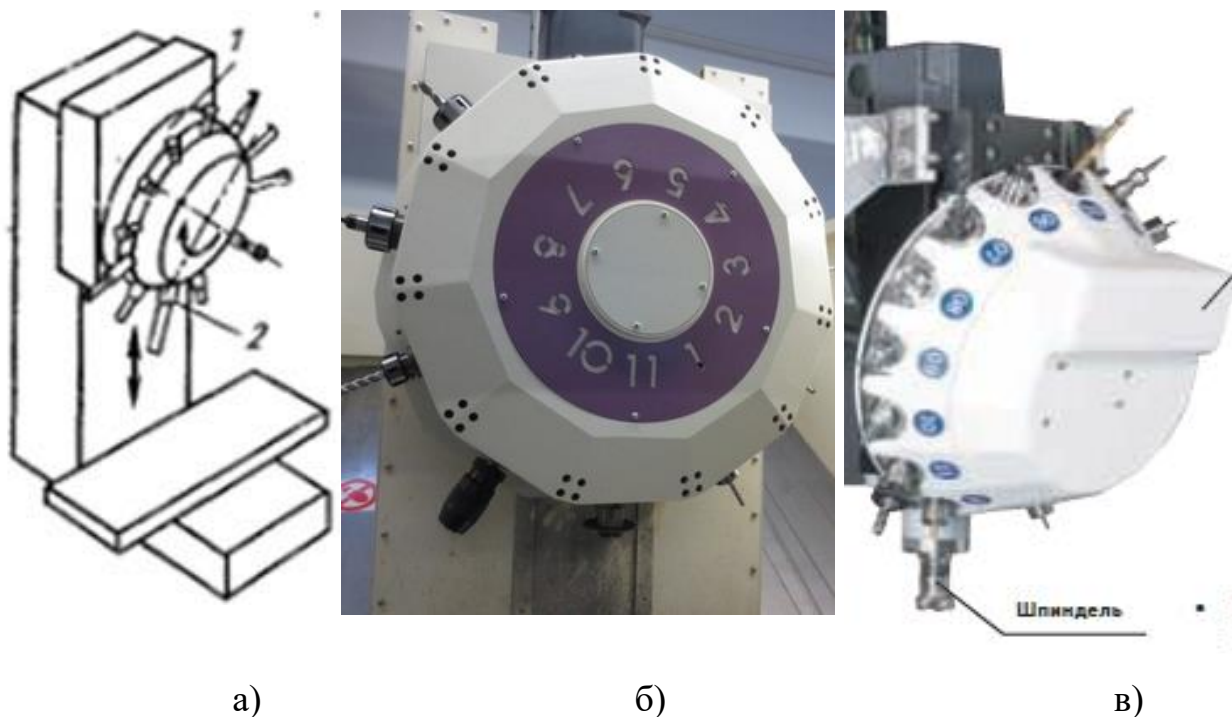
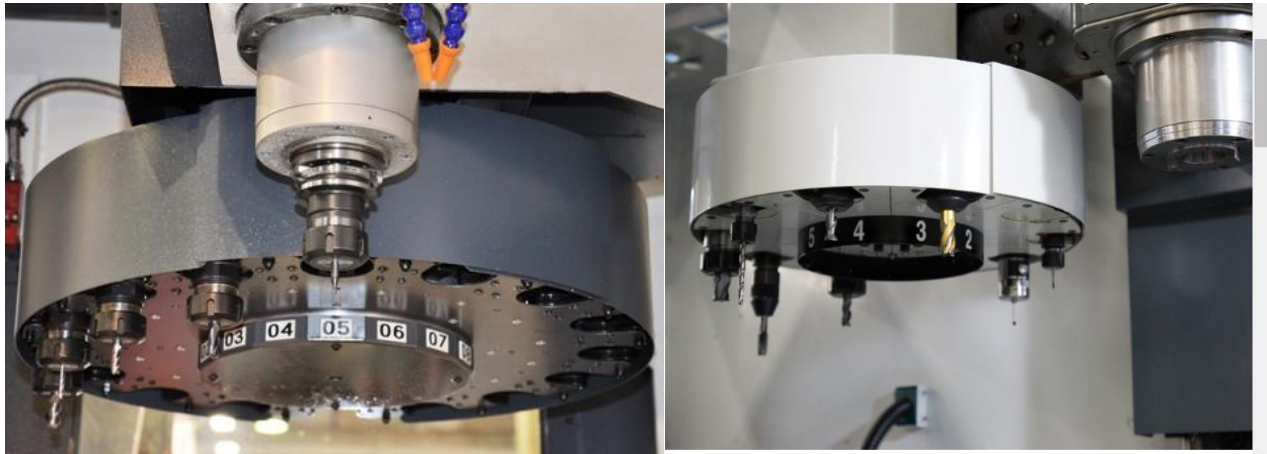


Рисунок 1.8 - Магазин револьверного типу: загальний вигляд (а) [5] вертикально-обробного центру HEDELIUS BC40 [11] S (б) та свердлильно-фрезерних верстатів Litz серія TV (в) [12]

- За командою керуючої програми шпиндель переміщується в певну точку, розташовану над магазином.
- Поворотний механізм підводить під шпиндель вільну позицію.
- Цанговий патрон розтискається і звільняє інструмент.
- Поворотний механізм поміщає наступну фрезу під патроном.
- Цанга затискає хвостовик, після чого шпиндель піднімається вгору і виймає інструмент з осередку.

На верстатах з робочими полями великих розмірів використовуються рухомі магазини типу «Парасолька». Вони переміщуються по напрямних і зустрічаються зі шпиндельною головкою в будь-якому місці стола. За рахунок цього вдається скоротити час на підготовку наступної операції.



а)

б)

Рисунок 1.9 - Механізм зміни інструментів типу «Парасолька» у вертикально-фрезерних обробних центрах f150 (а) [13] та Haas (б)[14]

Механізми зміни інструментів типу «ARM (Рука)» [5] являють собою маніпулятор, що працює спільно з барабаном (рис.1.10), диском (рис. 1.11) або ланцюговим конвеєром (рис. 1.12). Ємність барабана і диска зазвичай становить 20...40 позицій; ємність ланцюгового конвеєра не обмежена і може досягати 200 одиниць.



Рисунок 1.10 - Механізми зміни інструментів вертикальних верстатів типу «РУКА» з інструментальним магазином барабанного типу Litz Hitech серії CV [12]



Рисунок 1.11 - Вертикально-фрезерний верстат ГФ2171 з магазином типу «РУКА» і диском з інструментами [15]

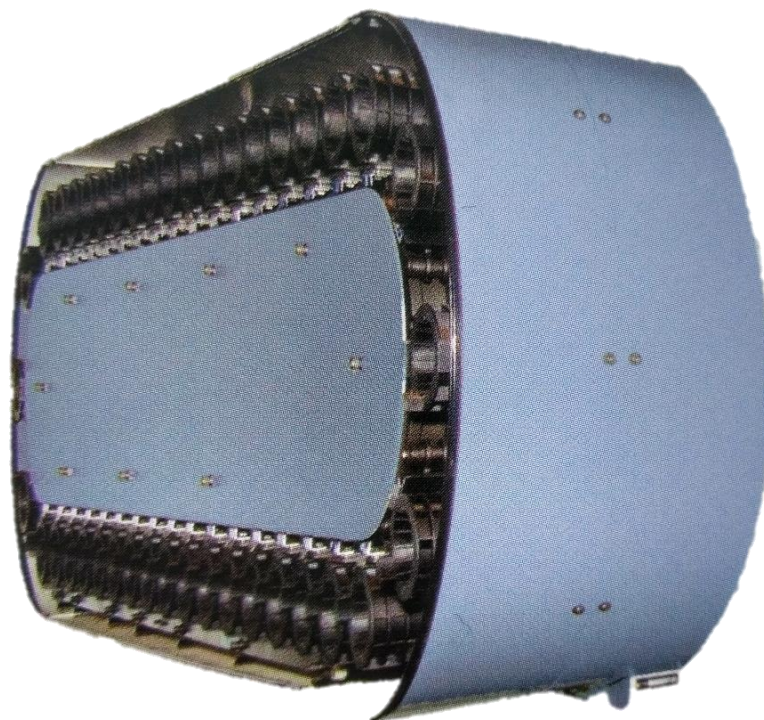


Рисунок 1.12 - Інструментальний магазин типу ланцюгового конвеєра верстатів Fulland, серія DMC [5]

На рис. 1.13 подана фотографія механізму типу «Рука». [5]



Рисунок 1.13 - Інструментальний магазин типу «Рука» вертикально-фрезерних обробних центрів FEELER серія HV [16]

Процес зміни інструменту виглядає наступним чином [5] (рис. 1.14): інструментальний магазин верстата (вид з боку маніпулятора) здійснює передачу інструментів між магазином і шпинделем. З метою виклику в шпиндель інструмент підходить на підготовчу позицію 2 і стає у вертикальне положення. Далі маніпулятор 3 здійснює одночасне захоплення двох інструментів: зі шпинделя 5 і з підготовчої позиції 2. Потім здійснюється розворот маніпулятора й зміна інструментів місцями. Описані пристрої здатні здійснювати пошук інструменту в магазині одночасно з обробкою деталі іншим інструментом. Це дозволяє знизити час зміни інструменту в шпинделі до 2...5 с.

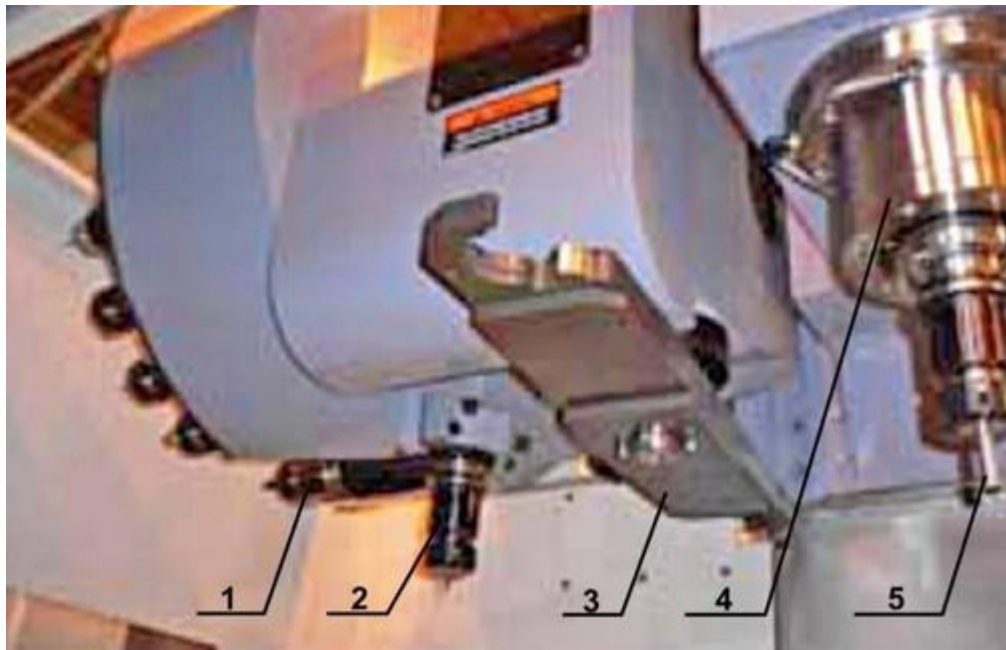


Рисунок 1.14 - Процес зміни інструменту: 1 - інструмент в магазині у штатному положенні; 2 - інструмент на підготовчій позиції; 3 - маніпулятор у штатному положенні; 4 – шпиндель; 5 – інструмент у шпинделі

1.5. Аналіз закону зміни швидкості повертання інструментального магазину

Час роботи пристрою автоматичної зміни інструменту, а отже, і швидкодія, крім всіх інших умов, у значній мірі залежать від обраного закону руху. Закони зміни швидкості руху робочих органів УАСІ показані на рис. 1.15 [4,6,9]

З позицій найбільшої швидкодії оптимальним є трикутний закон зміни швидкості (рис. 1.15, *а*), однак великі енергетичні витрати, миттєва зміна знаку прискорення при переході розгін-гальмування (виникають великі динамічні навантаження, відбувається перерозподіл зазорів в механізмах і поява ударів) роблять його малопридатним для застосування.

У більшості пристроїв автоматичної зміни інструменту використовують закон зміни швидкості руху, близький до трапецеїдального (рис. 1.15, *б*). Внаслідок втрат потужності та поступового наростання або спадання навантаження відбувається плавна зміна швидкості й прискорення. З огляду на те, що в автоматичних змінниках інструменту міцність елементів приводів не обмежує

величину і розподіл у часі прискорень, здійснення складніших законів не потрібно.

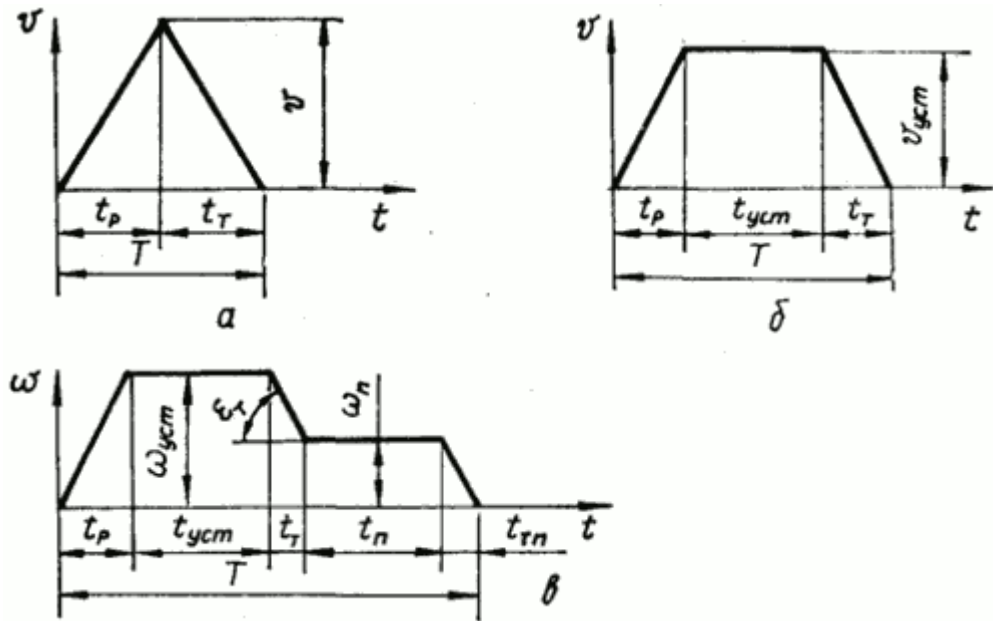


Рисунок 1.15 - Закони зміни швидкості руху робочих органів пристроїв автоматичної зміни інструменту: *a* - трикутний; *б* - трапецеїдальний; *в* - трапецеїдальний з позиціонуванням (для обертального руху)

Також широко застосовується двоступеневий трапецеїдальний закон із сповільненою швидкістю руху (швидкістю позиціонування) для підвищення точності роботи пристрою автоматичної зміни інструменту. Трикутний і трапецеїдальний закони зміни швидкості найчастіше застосовують для поступального руху, а трапецеїдальний з позиціонуванням (уповільненням) - для обертальних.

При перехідних процесах (розгін-гальмування) виникають коливання у механізмах приводу, які також обмежують номінальне прискорення. Так як імпульсні збурення, що утворюються при розгоні і гальмуванні, характеризуються силовим спектром, то у приводі з'являються, головним чином, коливання із власними частотами системи. Для обмеження цих коливань час гальмування повинен бути таким, щоб нижча власна частота коливань системи була вище від смуги частот, у якій зосереджена основна частина енергії імпульсів.

Раціональну швидкість повороту інструментального магазину визначають також за часом повороту. Відмінні риси руху інструментальних магазинів

порівняно з іншими вузлами пристрою автоматичної зміни інструменту - двоступенева зміна швидкості (рис. 1.15, в) і змінна довжина ходу (поворот на різну кількість позицій).

1.6. Висновки по розділу, постановка мети та задач дослідження

1. Проведено аналіз конструктивних особливостей вертикально-фрезерного верстату. Встановлено, що для покращення його роботи доцільно виконати удосконалення конструкції його інструментального магазину.

2. Кодування інструментів в інструментальному магазині за допомогою кілець не відповідає сучасним вимогам, тому доцільно його замінити.

3. Проаналізовано конструкції інструментальних магазинів верстатів аналогічного призначення, на основі яких доцільно внести деякі зміни в конструкцію інструментального магазину верстату-прототипу, а саме: систему кріплення інструментів у магазині.

4. На основі аналізу законів зміни швидкості руху інструментального магазину виявлено, що трапецеїдальний закон руху з позиціонуванням найсприятливіший для довговічності роботи його приводу.

Мета роботи - покращення роботи інструментального магазину за рахунок модернізації його приводу та системи фіксації інструменту.

Основні завдання:

1. Дослідити основні кінематичні характеристики закону руху інструментального магазину.

2. Виконати кінематичний розрахунок приводу інструментального магазину.

3. Здійснити силовий розрахунок механічних передач приводу інструментального магазину.

4. Внести зміни в конструкцію фіксації інструментальних оправок в інструментальному магазині.

2. НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ

2.1. Методика та план проведення наукових досліджень

При проектуванні та розрахунку інструментальних магазинів необхідно враховувати, що внаслідок невірноваженості, обумовленої зміною мас інструменту, виникають додаткові моменти, що змінюються за кутом повороту, які можуть перешкоджати або сприяти руху [4,6,9,17-19].

Внаслідок зміни (зменшення) часу обертання інструментального магазину відбудеться зміна динамічних характеристик всіх його елементів. Зокрема зміна часу розгону та гальмування призведе до змін кутового прискорення, що, в свою чергу, значно збільшить моменти інерції ланок, та, відповідно, зусиль на елементи приводу. Збільшення кутової швидкості, у свою чергу, підвищить потужність тощо. Тому необхідне обґрунтування та дослідження впливу цих та інших параметрів на час обертання магазину.

В даному розділі необхідно:

1. Встановити закономірності впливу кутового прискорення під час розгону та гальмування, а також кутової швидкості та кута повороту на час обертання магазину.
2. Встановити оптимальні параметри кутових прискорень та швидкостей з умови мінімізації їх впливу на інерційні та силові характеристики приводу.
3. Визначити час обертання інструментального магазину в залежності від кута повороту при оптимальних значеннях кутової швидкості та прискорення.

2.2. Дослідження закономірностей впливу кінематичних параметрів на час обертання магазину

Згідно з [6] час обертання інструментального магазину для трапецевидного закону зміни швидкості визначимо за залежністю

$$t = \sqrt{\frac{s}{a}} \cdot \frac{1 + \gamma(v/\sqrt{as})^2}{v/\sqrt{as}} \quad (2.1)$$

де s – переміщення, м;

v – лінійна швидкість переміщення, м/с;

a – модуль прискорення, м/с²;

γ – коефіцієнт, що залежить від співвідношення прискорення при розгоні та гальмуванні.

Приймаємо для нашого випадку $\gamma = 1$, оскільки в іншому випадку необхідно ставити спеціальну додаткову систему керування на приводний двигун інструментального магазину.

З урахуванням того, що в нас обертовий рух, а не поступальний, перепишемо (2.1) як для обертового руху

$$t = \sqrt{\frac{\varphi}{\varepsilon}} \cdot \frac{1 + (\omega/\sqrt{\varepsilon\varphi})^2}{\omega/\sqrt{\varepsilon\varphi}} \quad (2.2)$$

де φ – кутове переміщення барабану, рад; $\varphi = \frac{s}{R}$;

ω – кутова швидкість барабану, рад/сек; $\omega = \frac{v}{R}$;

ε – кутове прискорення барабану, рад/сек²; $\varepsilon = \frac{a}{R}$;

Тут R – радіус барабану (радіус розміщення інструментів на барабані, м)

Для нашого випадку $R = 200 \text{ мм} = 0,2 \text{ м}$

Із (2.2) очевидно, що із збільшенням переміщення ω час повертання збільшується. Для наочності покажемо це на графіку для швидкостей обертання $\omega = 0,5; 1; 1,5; 2$ та $2,5$ рад/с, Прийmemo для аналізу прискорення $\varepsilon = 10$ рад/с² (згідно з рекомендаціями [6]). Покажемо цю залежність на графіках, використавши пакет MathCAD [20]

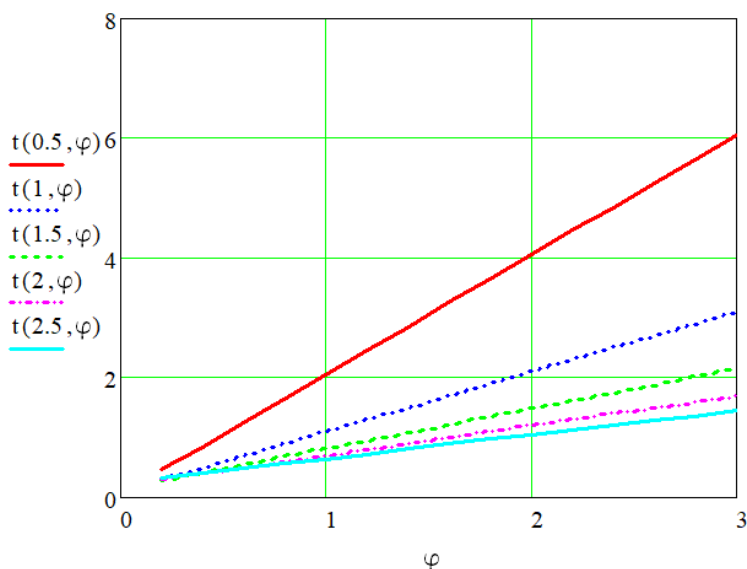


Рисунок 2.1 - Вплив кута повороту на час обертання барабана

Із графіків (рис 2.1) бачимо, що зі збільшенням кута повороту барабана час його обертання збільшується при однакових інших параметрах. Проте також ми бачимо, що деякі із кривих, що відповідають різним значенням кутових швидкостей обертання, перетинаються. Це означає, що необхідно дослідити вплив швидкості обертання, а також прискорення на час.

Для цього, використавши рис. 2.1, визначимо кути повороту барабана, для яких нам необхідно це дослідити.

З урахуванням того, що є 14 інструментів, які розміщені по колу, то кут між двома сусідніми інструментами визначиться як:

$$\varphi_1 = \frac{2\pi}{14} = 0,449\text{рад}(25,7^\circ).$$

Між першим і третім:

$$\varphi_2 = \frac{2\pi}{14} \cdot 2 = 0,898\text{рад}$$

Максимально магазин буде провертатись на кут π , що відповідає провороту барабана від першої до восьмої позицій (рис. 2.2). Для решти позицій обертання буде відбуватись у протилежний бік. Отримаємо значення решти кутів провороту:

$$\varphi_3 = \frac{2\pi}{14} \cdot 3 = 1,346\text{рад}$$

$$\varphi_4 = \frac{2\pi}{14} \cdot 4 = 1,794\text{рад}$$

$$\varphi_5 = \frac{2\pi}{14} \cdot 5 = 2,243\text{рад}$$

$$\varphi_6 = \frac{2\pi}{14} \cdot 6 = 2,691\text{рад}$$

$$\varphi_7 = \frac{2\pi}{14} \cdot 7 = 3,14\text{рад}$$

Покажемо графіки залежностей часу обертання від кутової швидкості для кутів переміщення, поданих вище. При цьому прийнемо постійним кутове прискорення $\varepsilon = 10\text{рад/с}^2$ (див. рис.2.3).

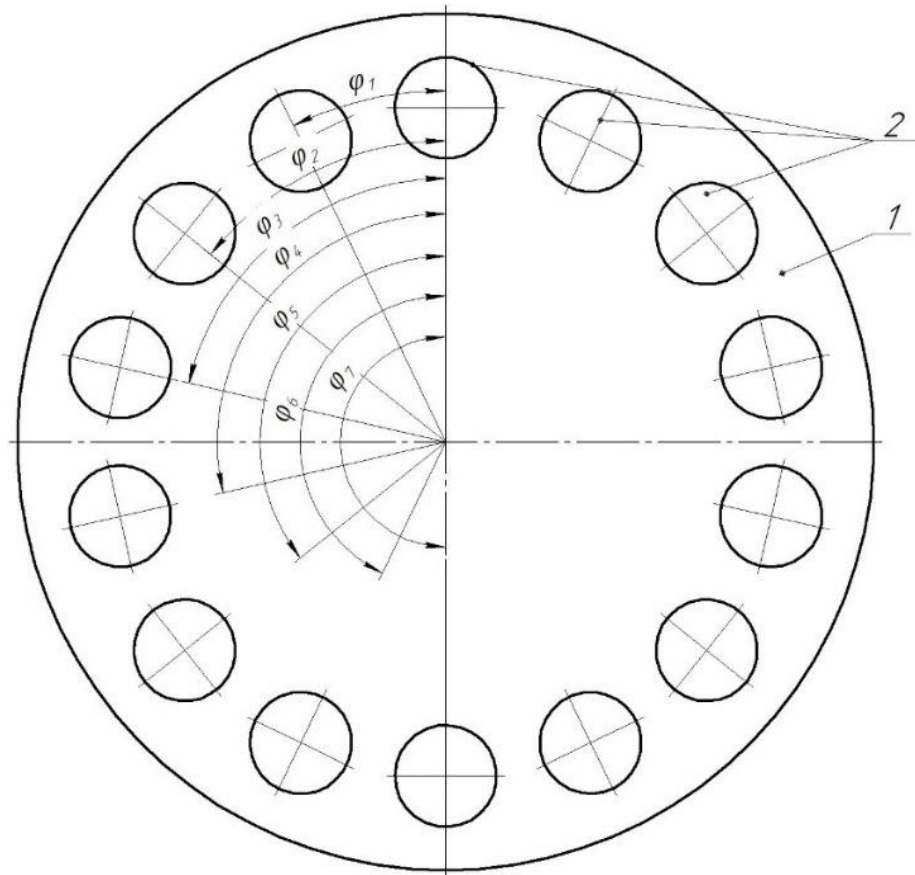


Рисунок 2.2 - Кути повертання інструментального магазину: 1 - барабан; 2 – гнізда під інструменти

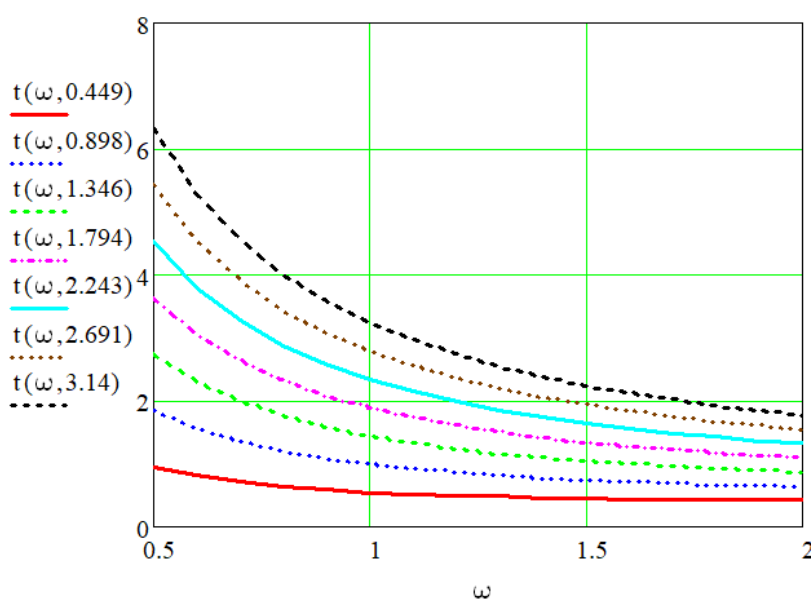


Рисунок 2.3 - Вплив кутової швидкості на час обертання барабану

Аналіз графіків показує, що із збільшенням кутової швидкості ω час обертання барабану зменшується. На графіках видно нелінійну залежність цих величин, а також різні кути нахилу кривих при різних значеннях кута повертання. Найбільший вплив ω має на найбільшому куті повороту, а на найменшому (на один інструмент) крива впливу виглядає майже пологою. Це пояснюється тим, що при повороті на менший кут більше часу (в процентному відношенні) затрачається на розгін та гальмування, а менший на сам процес усталеного повертання.

Поведемо аналіз впливу кутового прискорення на час повороту барабану для значень кута φ_1 та φ_2 , оскільки статистично інструментальний магазин для заміни інструменту найчастіше повертається на одну або дві позиції. Значення кутової швидкості приймемо $\omega = 0,5; 1; 1,5; 2$ та $2,5$ рад/с.

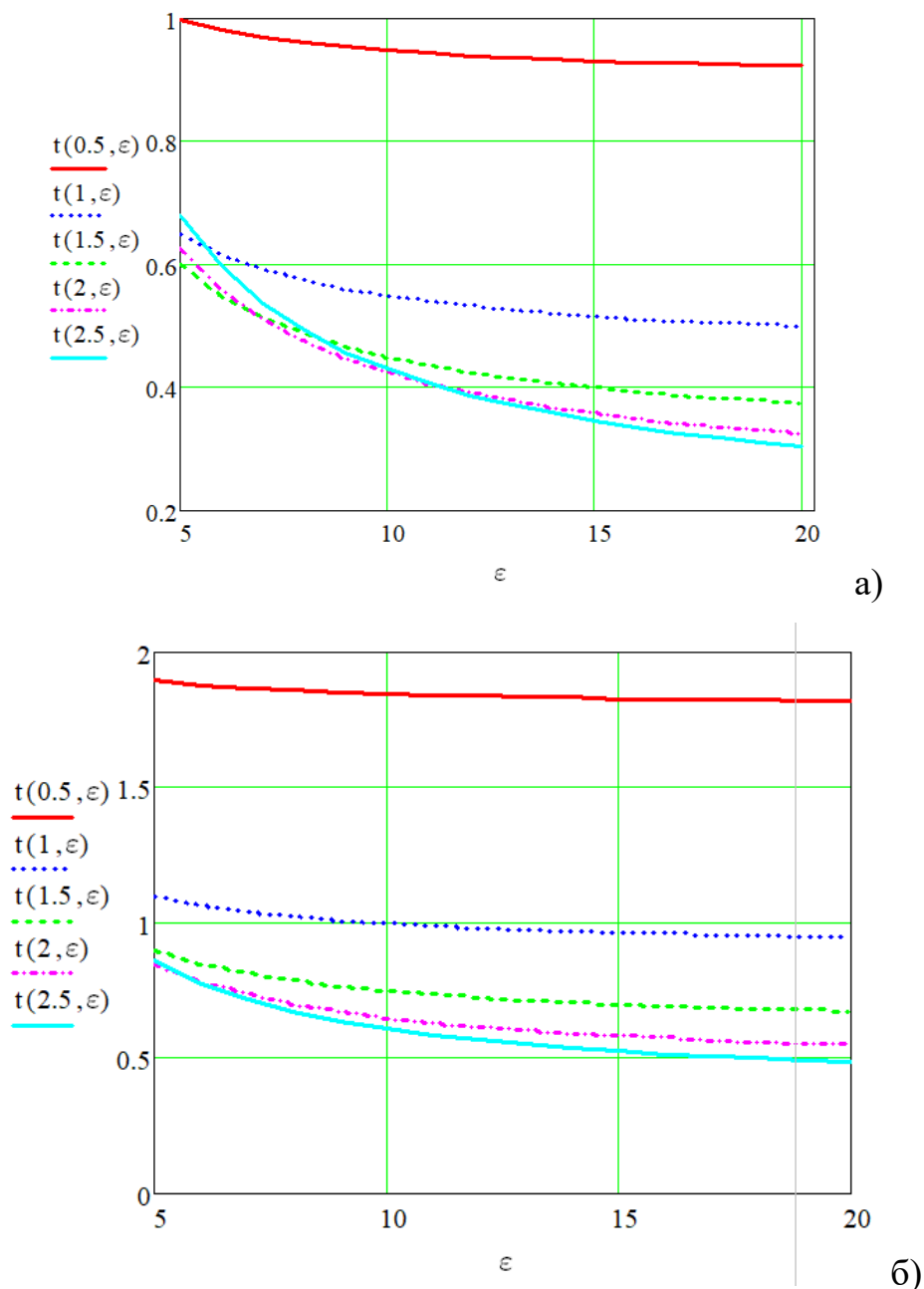


Рисунок 2.4 - Вплив кутового прискорення на час обертання інструментального магазину при різних значеннях ω та кутах повороту $\varphi_1 = 0,449$ рад (а) та $\varphi_1 = 0,898$ рад (б)

Аналіз графіку показує, що із збільшенням прискорення загальний час обертання магазину зменшується. Тобто для зменшення часу обертання магазину ми повинні збільшити кутове прискорення. Збільшуючи ϵ , ми збільшимо також інерційні характеристики елементів приводу, що є не бажаним. Ми бачимо, що залежності нелінійні і має місце перетин графіків при різних кутових швидкостях

обертання. Це може вказувати на те, що, можливо, існують такі оптимальні значення ω та ε , при яких можна досягнути функції мети: зменшення часу обертання магазину при незмінних параметрах навантаження на привод, або незначному (не більше 5%) їх збільшенні.

2.3. Оптимізація кінематичних параметрів обертання інструментального магазину

Інструментальний магазин здійснює обертальний рух із швидкістю, яка змінюється ступінчасто (рис.2.5). Час повороту на i позицій складається із часу розгону $t_{роз}$, часу рівномірного обертання $t_{уст}$ із кутовою швидкістю ω_0 , часу гальмування $t_{г1} + t_{г2}$ і часу позиціонування $t_{п}$ з кутовою швидкістю ω_n .

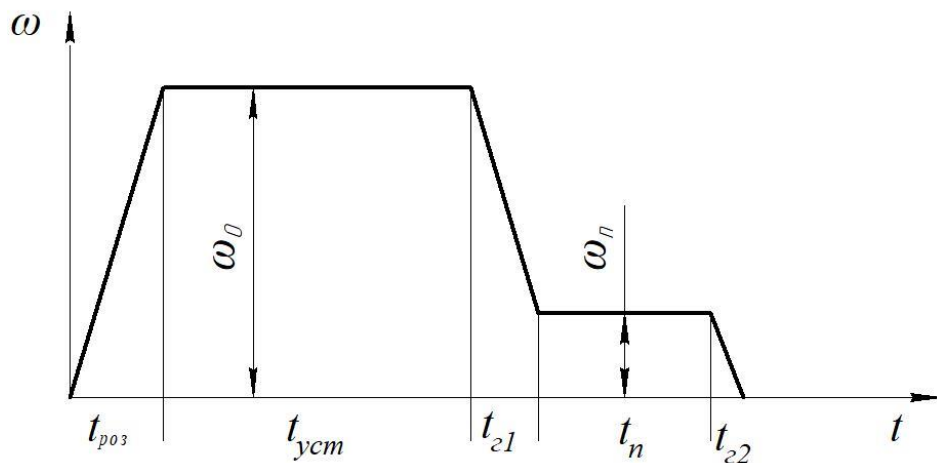


Рисунок 2.5 – Закон руху роботи магазину

Щодо визначення швидкості ω_n , то скористаємось рекомендаціями [6,9]. Вузол підходить в позицію рівномірно без ударів, коли його кутова швидкість становить 0,05..0,1 рад/сек. Приймаємо $\omega_n=0,9$ рад/сек. З урахуванням того, що рекомендований час підводу становить 1 сек, то це приблизно відповідатиме куту повороту барабану 5° .

Для руху з однаковим прискоренням ε при розгоні й гальмуванні раціональним є відношення:

$$\frac{\omega_0}{\sqrt{\varepsilon}} = 0,3 \dots 0,35. \quad (2.3)$$

Підставивши рівняння (2.3) у (2.2), отримаємо:

$$t = \sqrt{\frac{\varphi}{\varepsilon}} \cdot \frac{1 + (0,35/\sqrt{\varphi})^2}{0,35/\sqrt{\varphi}} \quad (2.4)$$

Побудуємо графік функції (2.4) для всіх кутів повороту барабана(рис.2.6).

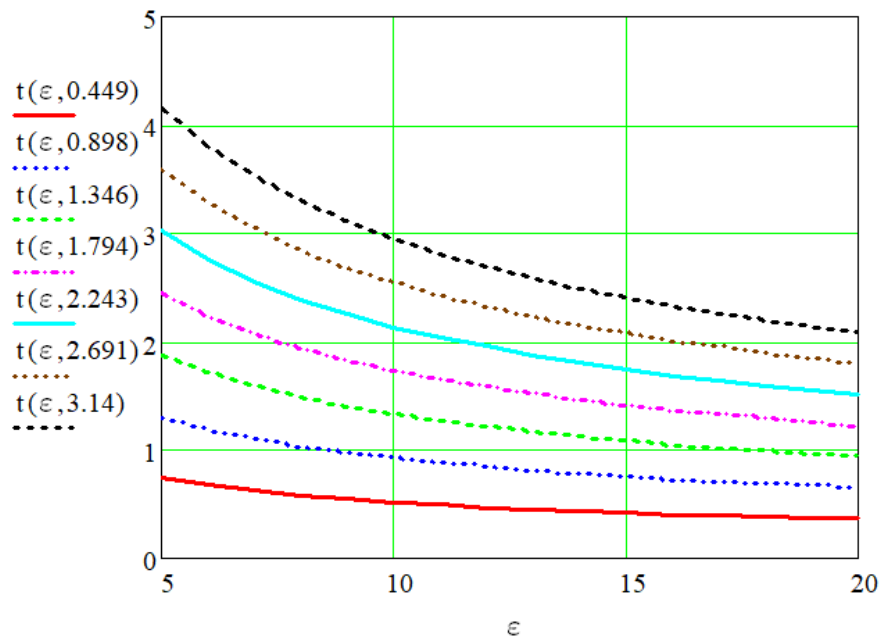


Рисунок 2.6 - Графік залежності часу повороту барабана від кутового прискорення при оптимальній кутовій швидкості та різних значеннях кута повороту

Для визначення оптимальних параметрів процесу методами різноманітного моделювання можемо використати методики описані в [21-27].

Скористаємось класичним методом визначення точок перетину функції, знайшовши другу похідну функції. Для цього приймемо $\varphi = const$. Перша похідна набуде вигляду:

$$\frac{dt}{d\varepsilon} = -\frac{1}{2} \varepsilon^{-\frac{3}{2}} \cdot \sqrt{\varphi} \frac{1 + (0,35/\sqrt{\varphi})^2}{0,35/\sqrt{\varphi}} \quad (2.5)$$

Друга похідна буде мати такий вигляд:

$$\frac{d^2t}{d\varepsilon^2} = \frac{3}{4} \varepsilon^{-\frac{5}{2}} \cdot \sqrt{\varphi} \frac{1 + (0,35/\sqrt{\varphi})^2}{0,35/\sqrt{\varphi}} \quad (2.6)$$

Побудуємо графік функції другої похідної, щоб наочно побачити чи є точки, у яких вона набуває значення 0 (див.рис.2.7).

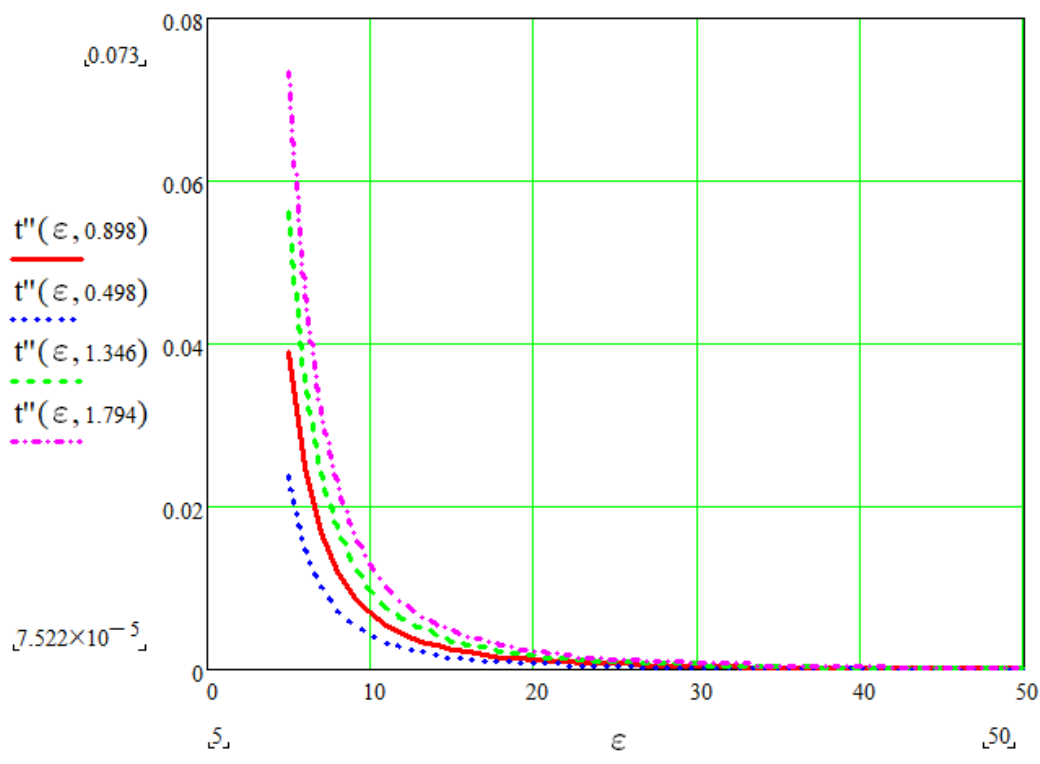


Рисунок 2.7 - Графіки другої похідної функції часу обертання магазину при різних значеннях кута повороту (відповідно до (2.6))

Із графіків видно, що всі криві асимптотично наближаються до 0. Тому математичного розв'язання визначення оптимального значення прискорення немає.

Рациональні прискорення, які зазвичай застосовуються [6,9], становлять $\varepsilon=10\dots15$ рад/с². З урахуванням особливостей роботи верстату, а також того, що в базовій моделі $\varepsilon=8$ рад/с², приймемо $\varepsilon_{opt}=10$ рад/с². Визначимо оптимальну кутову швидкість, виходячи із залежності (2.3), за формулою:

$$\omega_{opt} = 0,35\sqrt{\varepsilon} = 0,35 \cdot \sqrt{10} = 1,107 \text{ рад/с.}$$

2.4. Визначення часу обертання інструментального магазину

Для визначення середнього часу обертання інструментального магазину скористаємось методикою [9], яка враховує також і швидкість позиціонування.

З урахуванням того, що інструментальний магазин повертається на різне число позицій, приведений час руху при розгоні й гальмуванні з однаковим

прискоренням [9]:

$$T = \sum_{i=1}^n p_i T_i \approx \frac{1}{\sqrt{\varepsilon}} \left[f(p, n) \frac{1}{\alpha} + (\alpha - \alpha_{\Pi}) \frac{2\pi\gamma}{n\alpha_{\Pi}} \right] \quad (2.7)$$

де n – максимальне число позицій у магазині, на яке здійснюється поворот; $n=8$;

p_i – імовірність повороту на i позицій;

T_i – час повороту на i позицій;

ε – прискорення при розгоні та гальмуванні;

$f(p, n)$ – функція, яка характеризує закон розподілу ходів при повороті на різне число позицій (для симетричних розподілів),

$$f(p, n) \approx \pi \left(\frac{n+1}{n} \right);$$

$$\alpha = \omega_0 / \sqrt{\varepsilon},$$

ω_0 – кутова швидкість рівномірного обертання при повороті;

$$\alpha_{\Pi} = \omega_{\Pi} \cdot \sqrt{\varepsilon};$$

ω_{Π} – кутова швидкість при позиціюванні;

$$\gamma = \varphi_{\Pi} / \varphi_1,$$

φ_{Π} – кут повороту при русі зі швидкістю ω_{Π} , $\varphi_{\Pi} = 5^{\circ} = 0,088$ рад;

φ_1 – кут повороту на одну позицію. $\varphi_1 = 0.449$ рад.

Підставивши отримане значення у формулу 2.7, отримаємо середній час обертання магазину $T=2,32$ с.

Знайдемо час обертання магазину за формулою

$$t = \sqrt{\frac{\varphi}{\varepsilon}} \cdot \frac{1 + \left(\frac{\omega}{\sqrt{\varepsilon\varphi}} \right)^2}{\frac{\omega}{\sqrt{\varepsilon\varphi}}} + \frac{\varphi_{\Pi}}{\omega_{\Pi}} \quad (2.8)$$

Отримані дані розрахунків часу повертання інструментального магазину зведемо у таблицю 2.1.

Таблиця 2.1 – Час повертання інструментального магазину

Кількість позицій	1	2	3	4	5	6	7
Кут повороту. рад	0,449	0,898	1,346	1,794	2,243	2,691	3,14
Час повертання, сек.	1,485	1,891	2,296	2,7	3,109	3,511	3,917

Побудуємо графік залежності часу від кута повороту

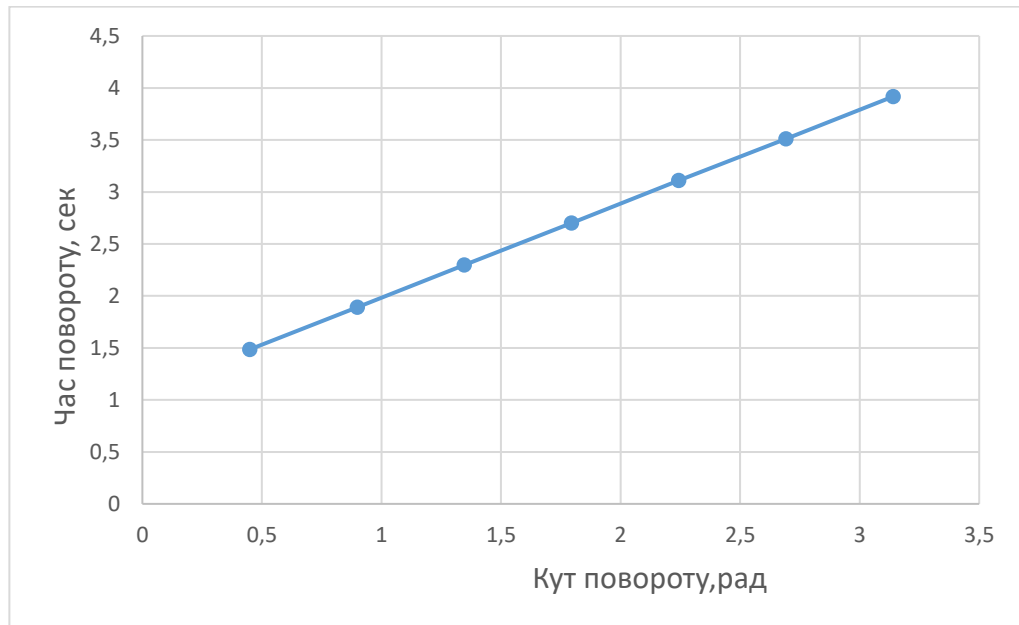


Рисунок 2.8 - Залежність часу від кута повороту інструментального магазину

2.5. Висновки по розділу

1. Встановлено закономірності впливу кутового прискорення під час розгону та гальмування, а також кутової швидкості та кута повороту на час обертання магазину та показано це на графіках.

2. Для проектування приводу обертання інструментального магазину кутове прискорення $\varepsilon_{\text{опт}} = 10 \text{ рад/с}^2$, кутова швидкість $\omega_{\text{опт}} = 1,107 \text{ рад/с}$.

3. Визначено час обертання інструментального магазину в залежності від кута повороту при оптимальних значеннях кутової швидкості та прискорення. Мінімальний час – 1,485 с, максимальний – 3,917 с.

3. ДОСЛІДНО-ПРОЕКТНИЙ РОЗДІЛ

3.1. Кінематичний розрахунок приводу інструментального магазину

Кінематичний розрахунок проведемо згідно із методиками, описаними в [9, 28, 29].

3.1.1. Розробка кінематичної схеми приводу інструментального магазину

У приводі інструментального магазину (рис. 3.1) використовується серводвигун із вбудованим датчиком розміщення та сервоперетворювачем.

Двигун з'єднаний з черв'ячним редуктором через пружну кулачкову муфту. Черв'ячний редуктор складається з однозахідного черв'яка зі змінним кроком і черв'ячного колеса. На вихідному валу редуктора закріплена циліндрична шестерня, яка з'єднана із зубчастим колесом. Колесо встановлене на осі барабана з гніздами під інструменти.

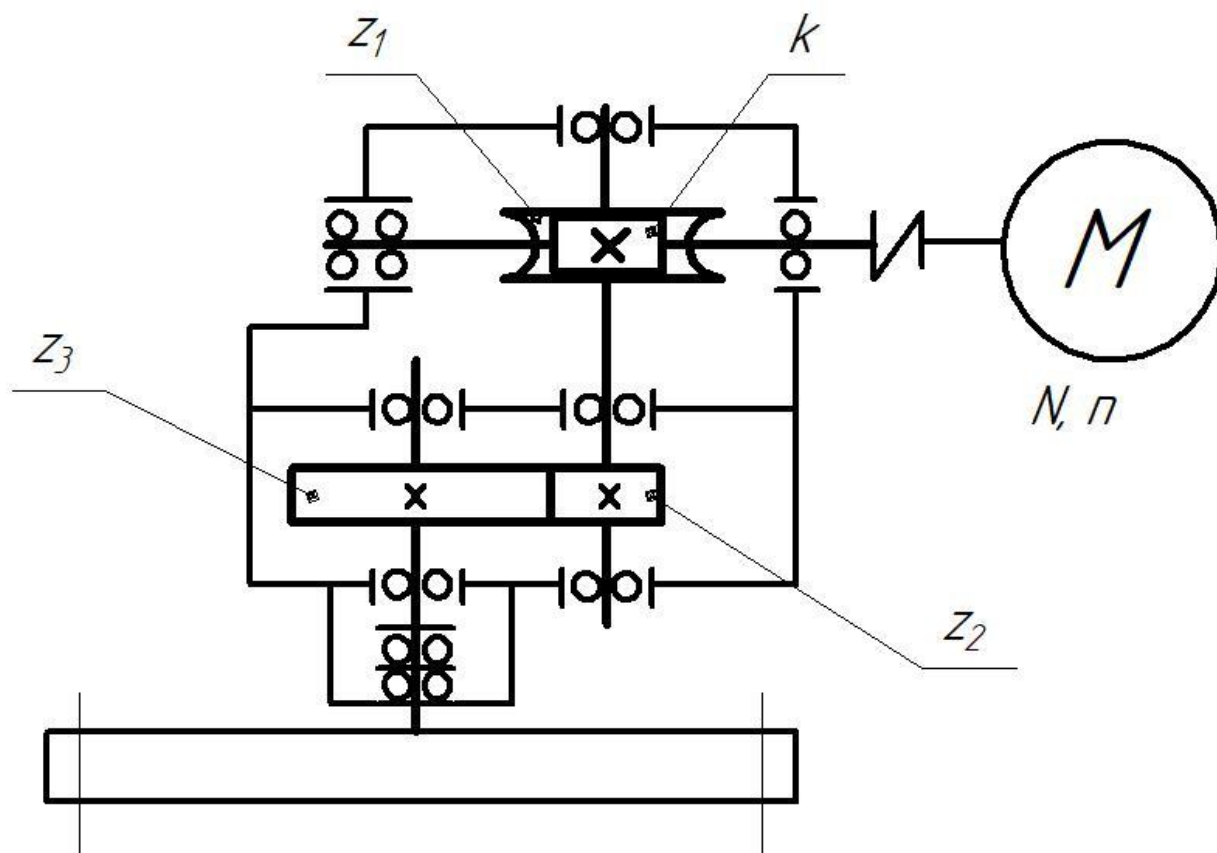


Рисунок 3.1 – Кінематична схема приводу інструментального магазину

3.1.2. Вибір двигуна та підбір передаточних відношень

Згідно із попередніми розрахунками необхідно забезпечити кутову швидкість обертання магазину $\omega=1,107$ рад/с. Визначимо частоту обертання магазину [9]:

$$n_m = \frac{\omega \cdot 60}{2\pi} = \frac{1,107 \cdot 60}{2 \cdot 3,14} = 10,58 \text{ об/хв}$$

Серед наявних серводвигунів є двигуни з номінальними частотами обертання $n_{\text{НОМ1}} = 2000$ об/хв, $n_{\text{НОМ2}} = 2500$ об/хв та $n_{\text{НОМ3}} = 3000$ об/хв.

Визначаємо загальне передаточне відношення приводу за формулами [9,28]

$$U_1 = \frac{n_{\text{НОМ1}}}{n_{\text{рм}}}; U_2 = \frac{n_{\text{НОМ2}}}{n_{\text{рм}}}; U_3 = \frac{n_{\text{НОМ3}}}{n_{\text{рм}}} \quad (3.1)$$

Отримаємо

$$U_1 = \frac{2000}{10,58} = 189,03; U_2 = \frac{2500}{10,58} = 236,29; U_3 = \frac{3000}{10,58} = 283,55.$$

Враховуючи стандартні ряди передаточних відношень черв'ячної та зубчастої передач, прийmemo номінальну частоту обертання двигуна $n_{\text{НОМ}} = 2000$ об/хв.

Передаточне відношення для стандартної черв'ячної передачі $U_{\text{чер}} 1:31,5$ (перший ряд рекомендований):

$$U = \frac{189,03}{31,5} = 6.$$

Для прямозубої передачі прийmemo (за рекомендацією ГОСТ 2185-66) $U_{\text{зуб}}=6,3$.

Отримане загальне передаточне відношення:

$$U = 31,5 \cdot 6,3 = 198,45.$$

Виходячи із швидкості обертання магазину, знаходимо необхідну кількість обертів електродвигуна:

$$n_{\text{дв}} = 10,58 \cdot 198,45 = 2099,6 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$$

З урахуванням того, що нас цікавить регулювання двигуна з постійним крутним моментом, яке можливе на частотах, нижчих від номінальної, то прийmemo

частоту обертання двигуна 2500 об/хв. з регулюванням її до 2100 об/хв (з постійним моментом):

$$n_{\text{дв}} = n_{\text{ном}} = 2100 \text{ об/хв.}$$

Визначаємо загальний крутний момент інструментального магазину з інструментами за формулою [9]:

$$T_3 = J \cdot \varepsilon, \quad (3.2)$$

де загальний момент інерції приводу визначиться із залежності:

$$J = J_{\text{бар}} + J_{\text{сум}}. \quad (3.3)$$

Момент інерції барабану визначимо із залежності [30]:

$$J_{\text{бар}} = \frac{1}{2} m_{\text{бар}} \cdot r^2 \quad (3.4)$$

Тоді

$$J_{\text{бар}} = \frac{1}{2} \cdot 130 \cdot 0.28^2 = 5.1 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Сумарний момент мас інструментального блоку з інструментами:

$$J_{\text{сум}} = (m_{\text{сум}} \cdot r_1^2) \cdot 14 = (10,3 \cdot 0.2^2) \cdot 14 = 5,768 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Підставивши числові значення у формулу (3.3), отримаємо:

$$J = 5,1 + 5,77 = 10,87 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Визначаємо загальний крутний момент згідно з (3.2):

$$T_3 = 10,87 \cdot 10 = 108,7 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Визначаємо коефіцієнт корисної дії приводу за формулою:

$$\eta = \eta_{\text{чер}} \cdot \eta_{\text{зуб}} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{ПК}} = 0,75 \cdot 0,97 \cdot 0,98 \cdot 0,99 \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 0,692 \quad (3.5)$$

де $\eta_{\text{чер}}; \eta_{\text{зуб}}; \eta_{\text{м}}; \eta_{\text{ПК}}$ – коефіцієнти корисної дії черв'ячного редуктора, прямозубої передачі, муфти, підшипників кочення (за кінематичною схемою в редукторі три пари підшипників) відповідно.

Підставивши значення ККД передач з [30] в (3.5), будемо мати

$$\eta = 0,75 \cdot 0,97 \cdot 0,98 \cdot 0,99 \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 0,692.$$

Кутові швидкості на валах визначаємо згідно з методиками [9, 30], скоректувавши частоту обертання:

$$\omega_1 = \omega_{\text{ном}} = \frac{2100 \cdot 2\pi}{60} = 219,8 \text{ рад/с}$$

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{U_{\text{чер}}} = \frac{219,8}{31,5} = 6,98 \text{ 1/с}$$

$$\omega_3 = \frac{\omega_2}{U_{\text{зуб}}} = \frac{6,98}{6,3} = 1,108 \dots \text{1/с}$$

Визначаємо необхідний момент на валі двигуна

$$T_{\text{д}} = \frac{T_3}{U} = \frac{108,7}{198,45} = 0,548 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Виходячи із отриманих даних, підбираємо двигун LXM 32pD30M2 з такими характеристиками [31]:

Потужність $N=0,55$ Квт.

Момент номінальний $M_{\text{н}}=2,07$ Н·м.

Номінальна частота обертання $n_{\text{дв}} = n_{\text{ном}} = 2500$ об/хв.

Момент інерції ротора без тормоза $J = 3,12 \cdot 10^{-4} \dots$ кг · м².

Момент при загальмованому двигуні M_0/M_{max} 2,2/6,1 Нм.

Вибираємо двигун з номінальним крутним моментом, що значно перевищує необхідний крутний момент, оскільки тут не враховані моменти інерції елементів приводу, які теж будуть суттєвими.



а)



б)

Рисунок 3.1 - Загальний вигляд двигуна з перетворювачем

3.2. Силовий розрахунок приводу

3.2.1. Визначення потужності та крутних моментів на валах

Силовий розрахунок проводимо, використавши інженерні методики розрахунку механічних передач, описані в [30, 32-34]. Визначаємо потужності на валах:

$$P_{\text{ДВ}} = 0,55 \dots \text{кВт}$$

$$P_1 = P_{\text{ДВ}} \cdot \eta_{\text{муф}} \cdot \eta_{\text{пк}} = 0,55 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 0,534 \dots \text{кВт}$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{\text{чер}} \cdot \eta_{\text{пк}} = 0,534 \cdot 0,75 \cdot 0,99 = 0,396 \dots \text{кВт}$$

$$P_{\text{м1}} = P_2 \cdot \eta_{\text{зуб}} \cdot \eta_{\text{пк}} = 0,396 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 0,381 \dots \text{кВт}$$

Крутні моменти на валах, що може забезпечити двигун [32]:

$$T_{\text{ДВ}} = \frac{P_{\text{ДВ}}}{\omega_{\text{ном}}} = \frac{0,55}{219,8} = 2,88 \dots \text{Н} \cdot \text{м}$$

$$T_1 = T_{\text{ДВ}} \cdot \eta_{\text{муф}} \cdot \eta_{\text{пк}} = 2,88 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 2,79 \dots \text{Н} \cdot \text{м}$$

$$T_2 = T_1 \cdot \eta_{\text{чер}} \cdot \eta_{\text{пк}} \cdot U_{\text{чер}} = 2,79 \cdot 0,75 \cdot 0,99 \cdot 31,5 = 65,25 \dots \text{Н} \cdot \text{м}$$

$$T_3 = T_2 \cdot \eta_{\text{зуб}} \cdot \eta_{\text{пк}} \cdot U_{\text{зуб}} = 65,25 \cdot 0,97 \cdot 0,99 \cdot 6,3 = 394,75 \dots \text{Н} \cdot \text{м}$$

Порівняємо моменти від сил інерції з моментом двигуна.

Крутні моменти на валах від сил інерції:

$$T_2 = \frac{T_3}{U_{\text{зуб}} \cdot \eta_{\text{зуб}} \cdot \eta_{\text{пк}}} = \frac{108,7}{6,3 \cdot 0,97 \cdot 0,99} = 17,96 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_1 = \frac{T_2}{U_{\text{чер}} \cdot \eta_{\text{чер}} \cdot \eta_{\text{пк}}} = \frac{17,96}{31,5 \cdot 0,75 \cdot 0,99} = 0,768 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

3.2.2. Розрахунок черв'ячної передачі

Вибір матеріалу черв'яка і черв'ячного колеса

Черв'яки виготовляють з тих же марок сталей, що і шестерні зубчастих передач. Вибір матеріалу черв'яка і визначення його механічних характеристик здійснюють за таблицею [33].

Матеріали для виготовлення зубчастих вінців черв'ячних коліс умовно ділять на три групи: група I - олов'яні бронзи; група II - безолов'яні бронзи і латуні; група

III - сірі чавуни.

Вибір марки матеріалу черв'ячного колеса залежить від швидкості ковзання і виконується за таблицями. Швидкість ковзання V_s , м/с визначається за емпіричною формулою [34]:

$$V_s = \frac{4.3 \cdot \omega_2 \cdot U_{\text{чerp}}}{10^3} \cdot \sqrt[3]{T_2} \quad (3.6)$$

де T_2 – крутний момент на валу черв'ячного колеса, Нм; ω_2 - кутова швидкість тихохідного валу, 1 / с; $U_{\text{чerp}}$ - передаточне число редуктора.

Дотримуючись рекомендацій [], вибираємо II групу: Безолов'яні бронзи і латуні, що застосовуються при швидкості ковзання $V_s = 2...5$ м/с.

Матеріал для черв'ячного колеса БР010Ф1. Спосіб заливки – кокіль. Механічні характеристики:

$$\delta_B^K = 275 \dots \text{Н/мм}^2$$

$$\delta_T^K = 200 \dots \text{Н/мм}^2$$

де δ_B^K ; δ_T^K - границі текучості та міцності при розтягу та на згин, Н/мм².

Матеріал для черв'яка - Сталь 45 ГОСТ 1050-88.

Термообробка - покращення. Твердість 269–302 НВ, механічні характеристики: $\delta_B^H = 790 \dots \text{Н/мм}^2$; $\delta_T^H = 640 \dots \text{Н/мм}^2$.

Отримаємо згідно з (3.6):

$$V_s = \frac{4,3 \cdot 6,98 \cdot 31,5}{10^3} \cdot \sqrt[3]{65,25} = 3,75 \text{ м/с}$$

Проектний розрахунок

Визначаємо міжосьову відстань a_w , мм за формулою [34] :

$$a_w = 61 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3}{[\delta]_H}} \quad (3.7)$$

де $[\delta]_H$ – допустиме контактне напруження;

Для групи 2 (для черв'яків при НВ ≤ 350) рекомендоване допустиме контактне напруження $[\delta]_{H0} = 250 \text{Н/мм}^2$.

Допустиме контактне напруження визначиться за формулою

$$[\delta]_H = [\delta]_{H0} - 25V_s = 250 - 25 \cdot 3.75 = 156,25 \text{Н/мм}^2$$

Підставивши дані в (3.7), будемо мати

$$a_W = 61 \cdot \sqrt[3]{\frac{0,768 \cdot 10^3}{156,25}} = 103,7 \text{ мм.}$$

Отримане значення міжосьової відстані a_W округляємо до найближчого значення з ряду нормальних лінійних розмірів.

Прийmemo $a_W = 100$ мм.

Вибираємо число витків черв'яка $Z_1 = 1$.

Число зубів черв'ячного колеса: $Z_2 = Z_1 \cdot U$.

$$Z_2 = 1 \cdot 31,5 = 31,5.$$

Приймаємо число зубів черв'ячного колеса $Z_2 = 32$.

Визначаємо модуль зачеплення за формулою [34]:

$$m = (1.5 \dots 1.7) \cdot \frac{a_W}{Z_2} = (1.5 \dots 1.7) \cdot \frac{100}{32} = 4.68 \dots 5.31$$

Приймаємо стандартний модуль з першого ряду $m=5$.

Коефіцієнт діаметра черв'яка визначаємо із таблиці [34]. Приймаємо $q=8$.

Визначаємо коефіцієнт зміщення інструмента [34]:

$$X = \left(\frac{a_W}{m}\right) - 0.5 \cdot (q + z) \quad (3.8)$$

Підставивши значення, отримаємо:

$$X = \left(\frac{a_W}{m}\right) - 0.5 \cdot (q + z) = \left(\frac{100}{5}\right) - 0.5 \cdot (8 + 32) = 0$$

Задовольняє умову $-1 \leq X \leq 1$.

Визначаємо основні параметри черв'яка [34]:

- ділительний діаметр $d_1 = q \cdot m = 8 \cdot 5 = 40$ мм;

- початковий діаметр $d_{W1} = m \cdot (q + 2X) = 5 \cdot (8 + 2 \cdot 0) = 40$ мм;

- діаметр вершин витків $d_{a1} = d_1 + 2m = 40 + 2 \cdot 5 = 50$ мм;

- діаметр впадин витків $d_{f1} = d_1 - 2.4m = 40 - 2.4 \cdot 5 = 28 \dots$ мм;

- ділительний кут підйому лінії витків $\gamma = \arctg\left(\frac{z_1}{q}\right) = \arctg\left(\frac{1}{8}\right) = 7,125$;

- довжина нарізуваної частини черв'яка

$$b_1 \geq (10 + 5.5(X) + z_1) \cdot m + C = (10 + 5.5 \cdot 0 + 1) \cdot 5 + 0 = 55 \text{ мм.}$$

Основні розміри вінця черв'ячного колеса [34]:

- ділительний діаметр $d_2 = d_{W2} = m \cdot z_2 = 5 \cdot 32 = 160$ мм,

- діаметр вершин зубів:

$$d_{a2} = d_2 + 2m \cdot (1 + X) = 160 + 2 \cdot 5 \cdot (1 + 0) = 170 \text{ мм};$$

- найбільший діаметр колеса $d_{am2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1+2} = 170 + \frac{6 \cdot 5}{1+2} = 180 \dots$ мм;

- діаметр впадин зубів:

$$d_2 = d_2 - 2m \cdot (1.2 - X) = 160 - 2 \cdot 5 \cdot (1.2 - 0) = 148 \text{ мм};$$

- ширина вінця: при $z_1 = 1$; $b_2 \geq 0.355a_W = 0.355 \cdot 100 = 35,5$ мм.

Прийmemo $b_2 = 36$ мм.

- Радіуси заокруглень зубів:

$$R_a = 0.5 \cdot d_1 - m = 0.5 \cdot 40 - 5 = 15 \dots \text{ мм}$$

$$R_f = 0.5 \cdot d_1 + 1.2m = 0.5 \cdot 40 + 1.2 \cdot 5 = 26 \dots \text{ мм}.$$

- Умовний кут обхвату черв'яка вінцем колеса 2δ :

$$\sin \delta = \frac{b_2}{d_{a1} - 0.5m} = \frac{36}{50 - 0.5 \cdot 5} = 0.737.$$

Звідси $2\delta = 94,92^\circ$

Визначення допустимих контактних і згинних напружень [34].

Перевіряємо контактне напруження зубів за формулою [34]:

$$\delta_H = 340 \sqrt{\frac{F_{t2}}{d_1 \cdot d_2}} \cdot K \leq [\delta]_H \quad (3.9)$$

де:

$F_{t2} = 2T_2 \cdot 10^3 / d$ – окружна сила на черв'ячному колесі.

Отримаємо $F_{t2} \frac{2 \cdot 65,25 \cdot 10^3}{160} = 815,6 \text{ Н};$

$[\delta]_H$ – допустиме контактне напруження зубів колеса в Н/мм² уточнюється за фактичною швидкістю ковзання.

Визначаємо допустиме напруження для черв'ячного колеса за формулою [34]:

$$[\delta]_H = K_{HL} \cdot C_v \cdot 0.9 \sigma_B,$$

де $K_{HL} = 1,2$ для наших умов;

$C_v=0,95$ – коефіцієнт, що враховує зношування матеріалу та залежить від швидкості ковзання.

Отримаємо

$$[\delta]_H = 1,2 \cdot 1,01 \cdot 0,9 \cdot 215 = 220,5 \text{ Н/мм}^2.$$

Визначаємо контактне напруження зубів:

$$\delta_H = 340 \sqrt{\frac{815,6}{40 \cdot 160}} \cdot 1,0 = 121,3 \text{ Н/мм}^2$$

Умова виконується:

Для всіх черв'ячних передач (незалежно від матеріалу вінця колеса) при розміщенні черв'яка поза масляною ванною значення $[\delta]_H$ потрібно зменшити на 15%. Тоді отримаємо:

$$[\delta]_H = 220,5 - 0,15 \cdot 220,5 = 187,4 \text{ Н/мм}^2$$

$$121,3 \text{ Н/мм}^2 < 187,4 \text{ Н/мм}^2$$

Визначаємо коефіцієнт корисної дії передачі за формулою [34]:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \phi)} = \frac{\operatorname{tg} 7,125}{\operatorname{tg}(7,125 + 2)} = 0,694 \approx 70\% \quad (3.10)$$

де ϕ – кут тертя, що визначається в залежності від фактичної швидкості ковзання за формулою [34]:

$$V_s = \frac{U_\phi \cdot \omega_2 \cdot d_1}{2 \cos \gamma \cdot 10^3} \quad (3.11)$$

Отримаємо

$$V_s = \frac{32 \cdot 6,98 \cdot 40}{2 \cos 7,125 \cdot 10^3} = \frac{8934,4}{1984,55} = 4,5$$

Виберемо із таблиці для $V_s = 4,5$ $\phi = 1^\circ 18'$.

Підставимо у залежність (3.11) й отримаємо:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}7.125}{\operatorname{tg}(7.125 + 1,3)} = \frac{0,125}{0,148} = 0.845 = 84,5\%$$

3.2.3. Розрахунок циліндричної зубчастієї передачі

Згідно з рекомендаціями [34] приймаємо матеріал коліс передачі: матеріал колеса - сталь 45 ГОСТ 1050-88, вид термообробки – нормалізація, твердість 178-207 НВ; матеріал шестерні – сталь 40Х, вид термообробки – покращення, твердість 269-302 НВ

Для визначення допустимих контактних напружень $[\delta]_H$ Н/мм² скористаємось методикою [34]. Допустимі контактні напруження при розрахунках на міцність визначимо окремо для шестерні $[\delta]_{H1}$ і окремо для колеса $[\delta]_{H2}$.

Визначаємо коефіцієнт довговічності K_{HL} за формулою[34]:

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N}} = \sqrt[6]{\frac{10 \cdot 10^6}{14491239}} = 0.958 \approx 1 \quad (3.12)$$

де N_{H0} – число циклів зміни напружень, що відповідає границі витривалості;
 N -число циклів зміни напружень за весь термін служби визначимо за формулою:

$$N = 573 \cdot \omega \cdot L_h = 573 \cdot 19656 \cdot 1.26 = 14191239 \quad (3.13)$$

де ω – кутова швидкість відповідного вала, 1/с;

L_h – термін служби приводу (ресурс), год.

Підставивши значення, отримаємо:

$$N = 573 \cdot 19656 \cdot 1.26 = 14191239.$$

Коефіцієнт довговічності:

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{10 \cdot 10^6}{14491239}} = 0.958 \approx 1$$

Термін служби приводу визначаємо за формулою [34]:

$$L_h = 365 \cdot L_p \cdot t_c \cdot L_c \quad (3.14)$$

де $t_c = 8$ год – тривалість зміни;

$L_c = 2$ – кількість змін.

$L_p = 10$ - кількість років служби.

Підставивши значення, отримаємо:

$$L_h = 365 \cdot 10 \cdot 8 \cdot 2 = 58400 \text{ год.}$$

З урахуванням часу простою та ремонту 10% часу, а також того, що магазин з інструментами працює 40% часу, отримаємо:

$$L_h = 58400 \cdot 0,90 \cdot 0,4 = 21024 \text{ год.}$$

Тоді

$$N = 573 \cdot 21024 \cdot 1,107 = 13335754.$$

Коефіцієнт довговічності

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{10 \cdot 10^6}{13335754}} = 0.953 \approx 1$$

Приймаємо $K_{HL} = 1$.

Визначаємо допустиме контактне напруження $[\delta]_{H0}$, що відповідає границі контактної витривалості при числі циклів зміни напружень N_{H0} .

$$[\delta]_{H0}^k = 1.8 \cdot H_{Bcp} + 67 = 1.8 \cdot 193 + 67 = 414.4 \approx 415 \text{ Н/мм}^2$$

$$[\delta]_{H0}^{\text{ш}} = 1.8 \cdot H_{Bcp} + 67 = 1.8 \cdot 285 + 67 = 580 \dots \text{Н/мм}^2$$

Визначаємо допустимі контактні напруження для зубів шестерні $[\delta]_{H1}^{\text{ш}}$ і колеса $[\delta]_{H2}^k$:

$$[\delta]_{H1}^{\text{ш}} = K_{HL1} \cdot [\delta]_{H01} = 1 \cdot 580 = 580 \dots \text{Н/мм}^2$$

$$[\delta]_{H2}^k = K_{HL2} \cdot [\delta]_{H02} = 1 \cdot 415 = 415 \dots \text{Н/мм}^2$$

Розрахунок в подальшому будемо проводити за меншим із отриманих значень.

Визначення допустимих напружень згину

Допустимі напруження згину для шестерні $[\delta]_{F1}$ і колеса $[\delta]_{F2}$ визначаємо згідно з методикою [34].

Коефіцієнт довговічності визначаємо за формулою:

$$K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{F0}}{N}} = 1.03 \quad (3.15)$$

де $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$ – число циклів зміни напружень для всіх сталей, що відповідають границі витривалості;

N – число циклів зміни напружень за весь термін служби.

Отримаємо

$$K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{13335754}} = 0,818$$

З урахуванням того що $N \geq N_{F0}$, приймаємо $K_{FL} = 1$ [34].

Допустимі напруження згину для зубів шестерні $[\delta]_{F1}$ і колеса $[\delta]_{F2}$:

$$[\delta]_{F1} = K_{FL1} \cdot [\delta]_{F01} = 1 \cdot 193 = 193 \text{ Н/мм}^2$$

$$[\delta]_{F2} = K_{FL2} \cdot [\delta]_{F02} = 1 \cdot 285 = 285 \text{ Н/мм}^2$$

З урахуванням того, що передача реверсивна, згідно з рекомендаціями [34] зменшимо допустимі напруження на 25%. Отримаємо:

$$[\delta]_{F1} = 0,75 \cdot [\delta]_{F1} = 0,75 \cdot 193 = 145 \text{ Н/мм}^2$$

$$[\delta]_{F2} = 0,75 \cdot [\delta]_{F2} = 0,75 \cdot 285 = 214 \text{ Н/мм}^2$$

Подальші розрахунки виконуємо за найменшими допустимими напруженнями, а саме: $[\delta]_H = 415 \dots \text{ Н/мм}^2$; $[\delta]_{F0} = 145 \dots \text{ Н/мм}^2$.

Проектний розрахунок передачі

Приймаємо для шестерні мінімально можливу кількість зубів $z_1 = 18$. Тоді кількість зубів колеса $z_2 = z_1 \cdot U = 18 \cdot 6.3 = 113.4$. Приймаємо $z_2 = 114$ зубів.

При розрахунку зубчастих передач верстатів модулі визначаються не тільки виходячи з міцності зубів на вигин $m_{зз}$, але і з втоми поверхневих шарів (за контактними напруженнями) $m_{пов}$.

Для сталевих прямозубих коліс модулі визначаються за формулами [34]:

$$m_{пов} = \frac{100}{z} \times \sqrt[3]{\left(\left(\frac{68}{[\delta]_H}\right)^2 \times \frac{i+1}{i \times \psi_0} \times \frac{k \times N}{n}\right)}, \text{ мм} \quad (3.16)$$

$$m_{зг} = 100 \times \sqrt{\left(\frac{19,5}{z \times \psi \times y \times [\delta]_{F0}} \times \frac{k \times N}{n}\right)}, \text{ мм}, \quad (3.17)$$

де z - число зубів лімітуючого колеса;

N - номінальна потужність, що передається, кВт;

η_i - ККД від електродвигуна до передачі, яка розраховується;

n - розрахункова частота обертання меншого колеса, об/хв;

y - коефіцієнт форми зуба, при $z=20..60$, $y=0,243...0,268$;

i - передаточне відношення, завжди приймаємо $i \geq 1$. Для уповільнюючих передач беремо величину, зворотну до передаточного відношення зубчастої передачі;

$$\psi = \frac{b}{m} = 6...10, \quad (3.18)$$

де b - ширина шестерні зуба;

$d_{ш}$ - діаметр шестерні;

$\psi_0=0,7...1,6$ - при симетричному розміщенні і жорстких валах;

k - коефіцієнт навантаження;

$$k = k_d \times k_k \times k_p,$$

де k_d - коефіцієнт динамічного навантаження; $k_d=1,1...1,2$;

k_k - коефіцієнт концентрації навантаження; $k_k=1,2...1,4$;

k_p - коефіцієнт режиму; $k_p=1,1...1,3$ (відповідно до [31]).

Тоді для передачі прийmemo:

$$k_d=1,15, k_k=1,3, k_p=1,2$$

$$k=1,15 \times 1,3 \times 1,2=1,794$$

При розрахунку $m_{нов}$ $k=1,794$

$$k_p=1$$

$$k=1,15 \times 1,3 \times 1=1,495$$

При розрахунку $m_{зе}$ $k=1,495$

$$1. \quad i=33/53, \quad y=0,243, \quad \psi=6, \quad \psi_0=0,6;$$

$$m_{\text{пов}} = \frac{100}{18} \times \sqrt[3]{\left(\left(\frac{68}{415}\right)^2 \times \frac{6,3+1}{6,3 \times 0,6} \times \frac{1,794 \cdot 0,396}{10,58}\right)} = 0,841(\text{мм})$$

$$m_{\text{зг}} = 100 \times \sqrt[3]{\left(\frac{19,5}{18 \times 6 \times 0,243 \times 145 \cdot 10^6} \times \frac{1,794 \cdot 0,396}{10,58}\right)} = 1,7(\text{мм})$$

Приймаємо $m=2$ мм.

Визначення діаметра зубчатих коліс

Визначимо ділильні діаметри зубчатих коліс:

$$d_1 = m \times z_1 = 2 \times 18 = 36(\text{мм})$$

$$d_2 = m \times z_2 = 2 \times 114 = 228(\text{мм})$$

Визначимо діаметри кіл вершин зубів:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \times m = 36 + 2 \times 2 = 40(\text{мм})$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \times m = 228 + 2 \times 2 = 232(\text{мм})$$

Визначимо діаметри кіл впадин зубів:

$$d_{f1} = d_1 - 2,25 \times m = 36 - 2,25 \times 2 = 31,5(\text{мм})$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,25 \times m = 228 - 2,25 \times 2 = 223,5(\text{мм})$$

Визначимо міжосьову відстань між валами:

$$a_{\omega 1} = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{36 + 228}{2} = 132(\text{мм})$$

Визначимо ширину зубчатих вінців:

$$b_1 = b_2 = \psi \times m = 6 \times 2 = 12(\text{мм})$$

Визначаємо фактичне передаточне число U_{Φ} і перевіряємо його відхилення ΔU від заданого U :

$$U_{\Phi} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{114}{18} = 6,333.$$

$$\Delta U = \frac{|U_{\Phi} - U|}{U} \cdot 100\% = \frac{|6,333 - 6,3|}{6,3} \cdot 100\% = 0,52 \leq 4\%.$$

3.2.4. Розрахунок навантаження на вали

Розрахунок виконуємо згідно з методикою [34].

Визначення сил зачеплення передач

Черв'ячна передача.

Приймаємо кут зачеплення черв'ячної передачі $\alpha = 20^\circ$.

Колову силу визначимо із залежностей:

$$F_{t1} = \frac{2T_1 \cdot 10^3}{d_1} = \frac{2 \cdot 0.768 \cdot 10^3}{40} = 38,4H$$

$$F_{t2} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_2} = \frac{2 \cdot 17,96 \cdot 10^3}{160} = 224,5 H$$

Радіальна сила:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot tg\alpha = 224,5 \cdot tg20 = 81,7H.$$

Осьова сила:

$$F_{a1} = F_{t2} = F_{a2} = F_{t1} = 38,4 H.$$

Сила на муфті $F_M = 50\sqrt{T_1} \dots 125\sqrt{T_1} = 33 \dots 109,54H$ на швидкохідному валу.

Прямозуба зубчаста передача.

Колова сила на шестерні-колесі:

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_2} = \frac{2 \cdot 17,96 \cdot 10^3}{228} = 157,5H$$

Радіальна сила на шестерні-колесі:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot tg\alpha = 157,5 \cdot tg20 = 57,32H$$

Загальна колова сила на механізмі обертання інструментального магазину (на барабані):

$$F_{r\text{мех}} = F_{t\text{мех}} = \frac{2T_{\text{мех}} \cdot 10^3}{d_{\text{мех}}} = \frac{2 \cdot 17,96 \cdot 10^3}{550} = 63,3H$$

Для визначення навантаження на вали скористаємось рис. 3.2 [30,34].

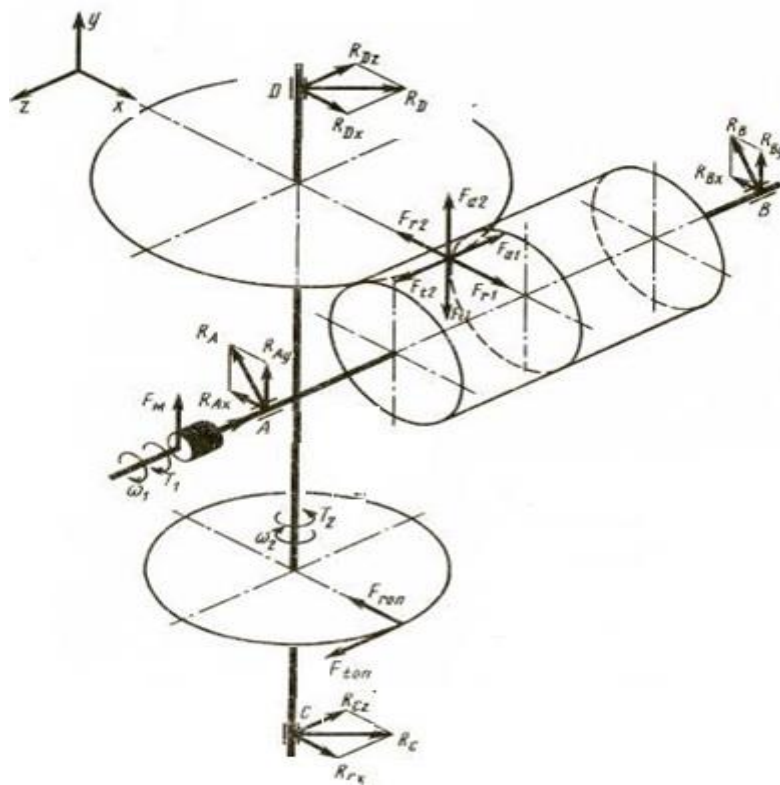


Рисунок 3.2 - Схема навантаження валів

Вибір матеріалів валів.

Для валів рекомендують [34] приймати термічно оброблені середньовуглецеві та леговані сталі 45, 40Х.

Виберемо для всіх валів Сталь 45 ГОСТ 1050-88.

Вибір допустимих напружень кручення

Проектний розрахунок валів виконується за напруженням кручення (як при чистому крученні), тобто при цьому не враховують напруження згину, концентрації напружень і змінність напружень у часі (цикли напружень). Тому для компенсації наближеності цього методу розрахунку допустимі напруження на кручення застосовують заниженими: $= 10 \dots 20 \text{ Н/мм}^2$. При цьому менші значення $[\tau]_K$ для швидкохідних валів, $[t]_K$ - для тихохідних. Приймаємо [30]:

$$[\tau_K] = 10 \dots \frac{H}{\text{мм}^2} - \text{для швидкохідних валів (перший та другий);}$$

$$[\tau_K] = 20 \dots \frac{H}{\text{мм}^2} - \text{для тихохідного вала (третій).}$$

Визначення геометричних параметрів ступеней валів.

Мінімальний діаметр вала черв'яка з умови міцності на кручення визначаємо

за формулою[34]:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{T_k \cdot 10^3}{0.2 \cdot [\tau]_k}} = \sqrt[3]{\frac{2,79 \cdot 10^3}{0.2 \cdot 10}} = 11,17 \dots \text{мм}$$

Діаметр d_1 вихідного кінця вала, з'єднаного з двигуном через муфту, визначаємо із співвідношення:

$$d_1 = (0.8 \dots 1.2)d_{1(\text{ДВ})} = 1 \cdot 19 = 19 \dots \text{мм}$$

де $d_{1(\text{ДВ})}$ – діаметр вихідного кінця вала ротора двигуна.

$$l_1 = (1.0 \dots 1.5)d_1 = 1.5 \cdot 19 = 28.5 \approx 28 \dots \text{мм}$$

Діаметр вала під ущільнення кришки та підшипник.

$$d_2 = d_1 + 2t = 19 + 2 \cdot 0.5 = 20 \dots \text{мм.}$$

Під шестерню колеса:

$$d_3 = d_2 + 3,2r = 20 + 3.2 \cdot 1.6 = 25.12 \dots \text{мм.}$$

Діаметр під другий підшипник:

$$d_4 = d_2 = 20 \dots \text{мм.}$$

Діаметр вала черв'ячного колеса.

Під півмуфту:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{T_k \cdot 10^3}{0.2 \cdot [\tau]_k}} = \sqrt[3]{\frac{2,79 \cdot 10^3}{0.2 \cdot 20}} = 18,86 \text{ мм}$$

Прийmemo $d_1=20$ мм.

Діаметр під підшипники.

$$d_2 = d_4 = d_1 + 2t = 20 + 2 \cdot 2.5 = 25 \text{ мм}$$

Діаметр під шестерню колесо.

$$d_3 = d_2 + 3,2r = 25 + 3.2 \cdot 1.6 = 28,2 \dots \text{мм}$$

Для зубчастої передачі розміри підбираються в залежності від конструкторських рішень.

3.3 Визначення центра мас магазину

Розглянемо зміщення центру мас у інструментальному магазині при різних масах використовуваного інструменту (при максимальних перекосах).

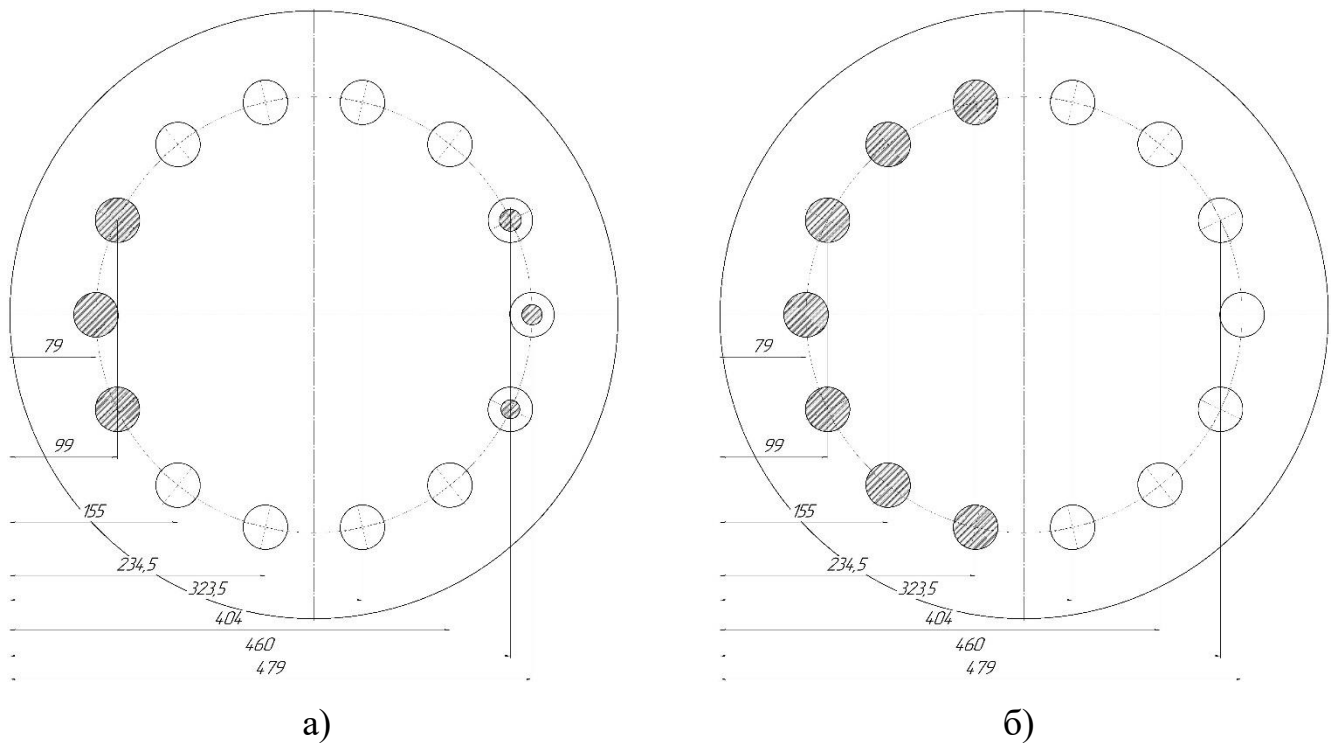


Рисунок 3.3 - Схема центра мас магазину

1 Варіант:

3 інструменти по 3,5 кг, 3 інструменти 0,1 кг, що розміщені діаметрально протилежно один до одного

Загальна маса (оправка + установочний стакан) + інструмент:

$$m_1 = m_{\text{опр}} + m_{\text{інст}} = 7,84 + 3,5 = 11,34 \text{ кг}$$

$$m_2 = m_{\text{опр}} + m_{\text{інст}} = 7,84 + 0,1 = 7,94 \text{ кг}$$

де $m_{\text{опр}}$ - маса оправка + установочний стакан

Визначаємо координати центра мас, скориставшись рис. 3.3а

$$X_c = \frac{m_1 \cdot 0,079 + 2m_1 \cdot 0,099 + 2m_2 \cdot 0,460 + m_2 \cdot 0,479}{m_1 \cdot 3 + m_2 \cdot 3} = 0,38$$

Підставивши значення мас отримаємо

$$X_c = \frac{11,34 \cdot 0.079 + 2 \cdot 11,34 \cdot 0.099 + 2 \cdot 7,94 \cdot 0.460 + 7,94 \cdot 0.479}{11,34 \cdot 3 + 7,94 \cdot 3} = 0.246$$

$$\Delta X = 279 - 246 = 33 \text{ мм}$$

2 Варіант (рис. 3.3б):

7 інструментів по 3,5кг, що розміщені в суміжних комірках

Визначаємо координати центра мас, скориставшись рис. 3.3б

$$X_c = \frac{m_1 \cdot 0.079 + 2m_1 \cdot 0.099 + 2m_1 \cdot 0.155 + 2m_1 \cdot 0.2345}{m_1 \cdot 7} = 0.38$$

Підставивши значення маси m_1 отримаємо

$$X_c = \frac{11,34 \cdot 0.079 + 2 \cdot 11,34 \cdot 0.099 + 2 \cdot 11,34 \cdot 0.155 + 2 \cdot 11,34 \cdot 0.2345}{11,34 \cdot 7}$$

$$X_c = 0,151$$

$$\Delta X = |279 - 151| = 128 \text{ мм}$$

Щоб усунути зміщення центра мас по всіх осях збільшуємо діаметр вала інструментального магазину вдвічі

$$d = 48 \cdot 2 = 96 \dots \text{мм}$$

Із стандартного ряду виберемо $d_1=100$ мм.

Діаметр під підшипник $d=96$ мм.

3.4.Опис конструкцій

3.4.1.Опис роботи механізму автоматичної зміни інструменту

Зміна інструменту від шпинделя до інструментального магазину здійснюється за допомогою руки автооператора ЗП. Поворот механічної руки із середнього положення в точку зміни і до магазину здійснюється від трипозиційного гідроциліндра.

Схема роботи магазину з механізмом перевантаження показана на рис. 3.4.

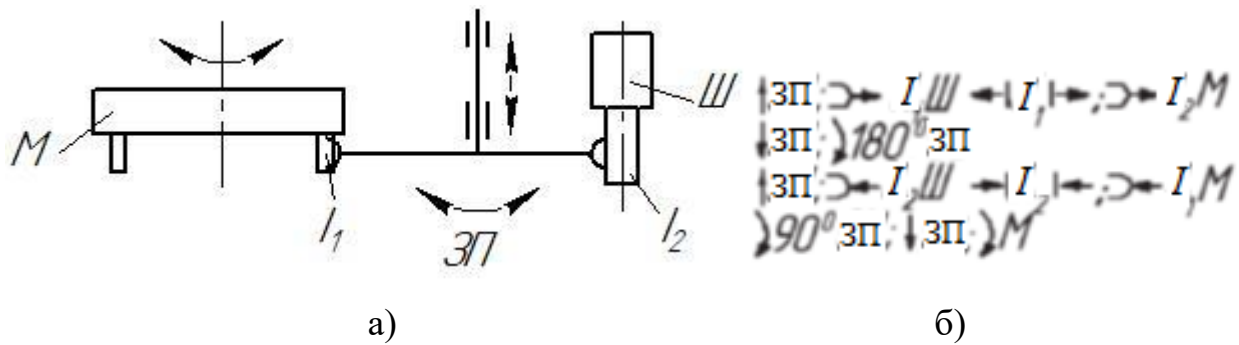


Рисунок 3.4 - Схема роботи механізму АЗМ (а) та циклограма його роботи (б)

При потребі зміни інструменту рука автооператора здійснює захват інструментів: того що в магазині I₁ та того, що в шпинделі I₂. Далі здійснюється осьова подача руки за допомогою гідروприводу, поворот її на 180° та встановлення інструментів відповідно у шпиндель та вільне гніздо магазину.

3.4.2.Опис конструкції інструментального магазину

Конструкція інструментального магазину подана у графічній частині роботи. Магазин складається із диска, що розміщений на вертикальному валу. В диску прорізані пази для кріплення гнізд з інструментами. Кількість інструментів інструментального магазину – 14. Обертання магазину забезпечене приводом, що складається із сервоприводного двигуна з частотним регулятором, черв'ячної та зубчастої передач. Контроль обертання магазину забезпечується електродвигуном. В магазині передбачена система упору та фіксації для утримання його в певному положення.

3.4.3.Конструкція гнізда фіксації інструменту

В якості базової конструкції гнізда інструментального магазину фіксації інструментальних оправок використаємо гніздо магазину верстата ИР320ПМФ4.

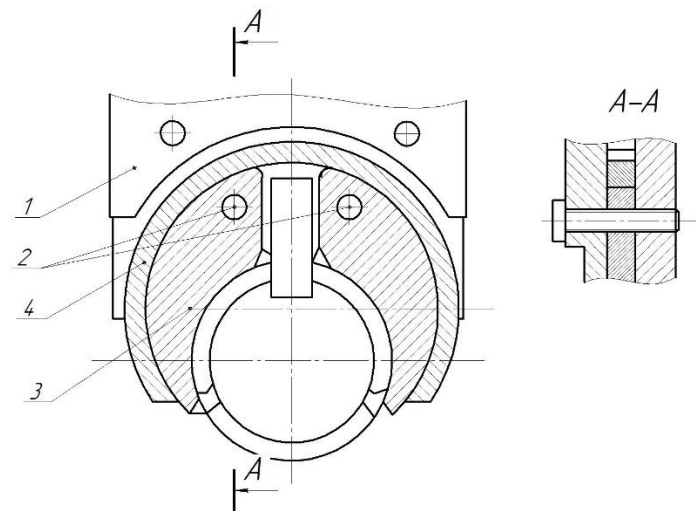


Рисунок 3.5 - Гніздо інструментального магазину

Гніздо магазину (рис. 3.5) складається із корпусу 1, який встановлюють в пази барабанного диска магазину, і губок 3. Губки 3 змонтовані осях 2 в корпусі 1. Інструмент, що розміщений в гнізді, затискається кільцевою плоскою пружиною 4, встановленою по зовнішньому діаметру губок і зафіксованою від провертання штифтами.

Як датчики зворотного зв'язку у верстаті використовуються оптичні відлікові пристрої, що встановлюються по координатних осях X, Y і Z.

Цим досягається надійніше положення інструменту в усіх 14 гніздах магазину. Разом з тим анульовано громіздкий блок систем кодування по кодових кільцях у хвостовику оправки, які мали місце у старій конструкції.

3.5. Висновки по розділу

1. Проведено кінематичний розрахунок приводу інструментального магазину, на основі якого розроблено кінематичну схему та визначено передаточні відношення та числа зубів передач.

2. Проведено силовий розрахунок передач, на основі якого визначено основні параметри: модуль, напруження, діаметри, а також силові характеристики.

3. Визначено центр мас магазину при максимальних перекосах.

4. Розроблено конструкцію інструментального магазину з механізмом фіксації інструментальних оправок.

4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1. Охорона праці

4.1.1. Розрахунок штучного і природного освітлення виробничого приміщення

4.1.1.1. Розрахунок штучного освітлення

Організація раціонального освітлення робочих місць одне із головних питань охорони праці. При негативному освітленні різко знижується продуктивність праці, можливі нещасні випадки, швидка втомлюваність.

В залежності від джерела світла виробниче освітлення може бути двох типів: природне, яке створюється безпосередньо сонцем і дифузійним світ-лом небесного випромінення і штучне, яке здійснюється електричними лампочками.

Робота на верстаті, що проектується відноситься до зорової роботи типу - з ахроматичними об'єктами (механічна обробка металів, встановлення інструментів і т. п.)

Рекомендованим типом джерела штучного світла для виробничого приміщення за умови, що освітленість при системі загального освітлення повинна бути 300Лк (згідно із завданням) є лампи: газорозрядні люмінесцентні низького тиску: лампи білого світла (ЛБ) і холодного білого світла (ЛХБ), а також лампи розжарювання типу ДРЛ і ДРИ.

Штучне освітлення може бути двох систем: загальне та комбіноване. При комбінованому освітленні до загального додається місцеве освітлення, яке концентрує світловий потік безпосередньо на робочому місці. Загальне освітлення поділяється на загальне рівномірне і загальне локалізоване.

Для розрахунку загального рівномірного освітлення при горизонтальній робочій поверхні основним методом розрахунку штучного освітлення є метод використання світлового потоку.

Для даного методу формула визначення світлового потоку лампи у

світильнику має вигляд:

$$\Phi_0 = \frac{E_n \times K_3 \times S \times z}{N \times n \times h} \quad (4.1)$$

де Φ_0 - світловий потік лампи, Лк;

z – коефіцієнт, який характеризує нерівномірність освітлення, $z = 1.5$;

E_n – нормативна освітленість, $E_n = 300$ Лк,

K_3 – коефіцієнт запасу, $K_3 = 1.5$;

S – освітлювальна площа, $S = 21,15$ м²;

N – кількість світильників;

n – кількість ламп в світильнику;

h – коефіцієнт використання потоку.

Для визначення коефіцієнта використання світлового потоку h потрібно врахувати індекс приміщення i , який враховує значення коефіцієнтів відбивання світла від стелі p_{CT} і стін p_c та підлоги p_{IT}

$$i = \frac{A \cdot B}{H_p \cdot (A + B)} \quad (4.2)$$

де A і B – відповідно довжина і ширина приміщення: $A = 5,34$ м, $B = 4,26$ м (згідно завдання);

H_p - розрахункова величина (див. рисунок 4.1).

Приймаємо: $P_{CT} = 70\%$; $P_c = 50\%$; $P_{IT} = 30\%$. Тоді

$$i = \frac{5.34 \cdot 4.26}{4 \cdot (5.34 + 4.26)} = 0.6$$

За одержаною величиною $i = 0,6$, яка є стандартною визначаємо коефіцієнт використання лампи, враховуючи, що лампа буде люмінесцентною $h = 22\%$.

Підставивши усі значення у формулу (4.1), одержимо:

$$\Phi_0 = \frac{300 \times 1,5 \times 21,15 \times 1,5}{1 \times 2 \times 22} = 285,53 \text{ Лк}$$

$$N = \frac{S}{L \cdot L} = \frac{21,15}{4 \cdot 4} = 1,32 \approx 1$$

де N - кількість світильників.

По отриманому (розрахунковому) значенні світлового потоку вибираємо найбільшу стандартну лампу (відхилення світлового потоку лампи: -10%; +20%)-люмінесцентна ртутна лампа низького тиску типу ЛДЦ із номінальним світловим потоком 500 Лк і номінальною потужністю 15 Вт.

Отож з розрахунку, що на площу приміщення $S = 21,15 \text{ м}^2$ припадає 1 світильник, а для місцевого освітлення лампи розжарювання типу МО36-60 потужністю 60 кВт.

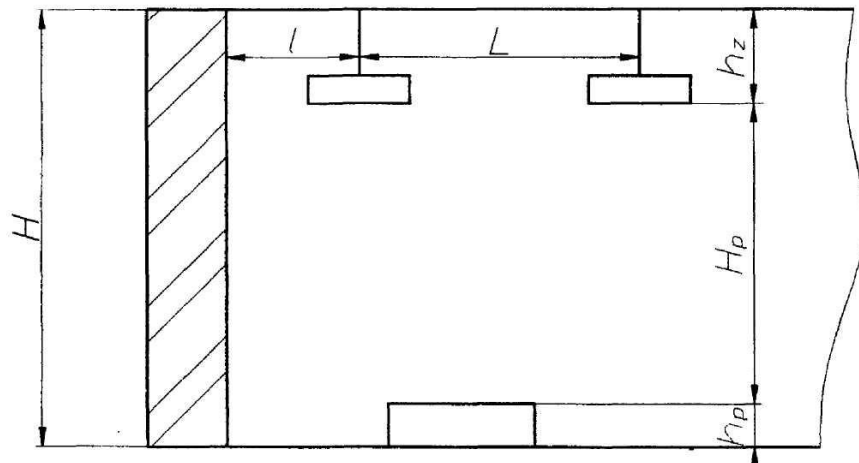


Рисунок 4.1 - Схема розрахунку штучного освітлення

H – висота приміщення, м;

h_z – відстань від стелі до краю світильника, м;

h_o – висота на якій знаходиться розрахункова поверхня над підлогою, м;

l – відстань від краю світильника до стіни, м.

4.1.1.2. Розрахунок природного освітлення

Природне освітлення за спектральним складом є найбільш сприятливим. За конструктивними особливостями природне освітлення поділяється на бічне, яке здійснюється через світлові вікна у зовнішніх стінах, верхнє, яке здійснюється через світлові вікна у покритті через ліхтарі, а також через світлові вікна у місцях перепаду висот сумісних будівель, і комбіноване - сукупність верхнього і бічного природного освітлення.

Природне освітлення характеризується коефіцієнтом природного освітлення (КПО).

Спроектоване робоче місце знаходиться у виробничому приміщенні без перепадів висот та верстат розташований безпосередньо біля капітальної стіни, тому природне освітлення буде здійснюватись тільки через світлові вікна у перекритті.

При верхньому освітленні площа світлових вікон дорівнює:

$$100 \times \frac{S_{\phi}}{S_M} = \frac{I_H \times k_3 \times n_{\phi}}{\tau_0 \times r_2 \times k_{\phi}}, \text{ м}^2 \quad (4.3)$$

де I_H – нормативне значення КПО, $I_H = 0.8$;

k_3 – коефіцієнт запасу, $k_3 = 1.3$;

S_{ϕ} – площа світлових вікон (по світлу) при верхньому освітленні (ліхтаря);

n_{ϕ} – світлова характеристика ліхтаря у площині перекриття, $n_{\phi} = 3,4$;

r_2 – коефіцієнт, який враховує підвищений КПО при верхньому освітленні, від світла, яке відбивається від поверхонь приміщення, $r_2 = 1.25$;

k_{ϕ} – коефіцієнт, який враховує тип ліхтаря, $k_{\phi} = 1.2$;

τ_0 – загальний коефіцієнт світлового пропускання, що визначається за формулою:

$$\tau_0 = \tau_1 \cdot \tau_2 \cdot \tau_3 \cdot \tau_4 \cdot \tau_5 \quad (4.4)$$

де τ_1 – коефіцієнт світло пропускання матеріалу, $\tau_1 = 0,8$;

τ_2 – коефіцієнт, який враховує втрати світла у перепадах світлових вікон $\tau_2 = 1$ (перепади відсутні);

τ_3 – коефіцієнт, що враховує втрати світла в несучих конструкціях, $\tau_3 = 0,8$;

τ_4 – коефіцієнт, що враховує втрати світла в сонцезахисних пристроях, $\tau_4 = 0,8$;

τ_5 – коефіцієнт, що враховує втрати світла в захисній сітці, яка встановлюється під ліхтарями, $\tau_5 = 0,9$.

Тоді, підставивши значення у формулу (5.4), отримаємо:

$$\tau_0 = 0,8 \cdot 1 \cdot 0,8 \cdot 0,8 \cdot 0,9 = 0,46.$$

Індекс приміщення визначаємо за формулою:

$$i = \frac{I_H \cdot b}{H \cdot (l + H)}, \quad (4.5)$$

де I_n – довжина приміщення вздовж осі вікон;

b – ширина приміщення;

H – ширина перекриття під умовною робочою поверхнею.

Підставивши їх значення у формулу (4.5) одержимо:

$$i = \frac{5.34 \cdot 4.26}{8 \cdot (5.34 + 4.26)} = 0,30$$

Приймаємо $i = 0,3$. Отже, площа світлових вікон після підстановки відповідних значень у формулу 4.3 буде:

$$S = \frac{0,8 \times 1,3 \times 3,4}{0,46 \times 1,25 \times 1,2} = 5,12 \text{ м}^2$$

4.2. Безпека у надзвичайних ситуаціях

Оцінка стійкості роботи промислового підприємства до впливу уражаючих факторів ядерної зброї

Стійкість роботи об'єкта представляє собою спроможність в умовах військового часу виготовляти продукцію в запланованому об'ємі і номенклатурі, а при одержанні слабких і частково середніх руйнувань відновлювати своє виробництво в мінімальні терміни. Ціль оцінки стійкості об'єкта полягає у виявленні слабких його елементів, щоб у подальшому провести інженерно-технічні заходи, спрямовані на підвищення стійкості об'єкта в цілому.

Оцінка стійкості роботи об'єкта - це всебічне вивчення підприємства з погляду спроможності його протистояти впливу вражаючих факторів ядерного вибуху, продовжувати роботу і відновлювати виробництво при одержанні слабких руйнувань.

Промислові підприємства відрізняються одне від одного як по конструктивному рішенню, так і по технологічному процесі. Розходження об'єктів полягає в будинках і спорудженнях, устаткуванні і технології виробництва, комунально-енергетичних мережах і території, на якій розташований об'єкт. Тому в усіх випадках оцінка стійкості кожного об'єкта має свої особливості і вимагає

конкретного підходу до рішення цього питання. У даному випадку можливо розглянути тільки загальні для всіх об'єктів питання оцінки їхньої стійкості до впливу вражаючих факторів зброї масового знищення.

Оцінка стійкості роботи об'єкта починається з вивчення району розташування. Об'єкт може знаходитися в місті, за межею його проектної забудови і на деякій віддалі від міста. Досліджується територія району, його структура, щільність і тип забудови, сусідні об'єкти і можливість виникнення на них вторинних чинників поразки. На об'єкті визначаються щільність забудови, розміщення основних будинків і споруджень, що впливають на характер руйнування, можливе утворення завалів і виникнення пожеж. Особлива увага приділяється ділянкам, де можливе виникнення небезпечних вторинних чинників ушкоджень. Беруться на облік усі будинки і спорудження, робиться оцінка їхньої статичної стійкості. Вивчаються кожний цех і його окремі елементи як по конструктивному рішенню, так і за матеріалами, що були використані в будівництві. Розглядаються умови розміщення внутрішнього технологічного устаткування і визначаються види руйнувань і ушкоджень, що можуть мати місце при ядерному вибуху і заваленні огорожуваних конструкцій цехів. Особливо важливо визначити захист цінного й унікального устаткування, насиченість виробництва автоматикою і можливість продовження виробництва у випадку виходу з ладу контрольно-вимірювальної апаратури. Обстежуються комунально-енергетичні системи об'єкта і робиться оцінка стійкості спорудження і ліній, тобто визначаються параметри вражаючих факторів, при яких комунально-енергетичні мережі одержать ті або інші руйнування. Визначається забезпеченість працюючих захисними спорудженнями: встановлюється кількість сховищ, укриттів і оцінюються їхні захисні властивості. Вивчається система керування, зв'язку й оповіщення на основі вивчення стану захищених пунктів керування, вузлів і ліній зв'язку. Аналізується система матеріально-технічного постачання і виробничих зв'язків. Встановлюється об'єм запасів і можливих термінів продовження роботи без постачань; визначається відповідність їхньої кількості і номенклатури вимогам, запропонованим до виробництва у військовий час. Оцінюється стійкість складів

сировини, комплектуючих виробів, готової продукції й інших матеріалів, а також сховища паливних матеріалів. Досліджується підготовка об'єкту до відновлення виробництва у випадку одержання слабких або середніх руйнувань. Аналіз виробничої діяльності об'єкта дозволяє виявити слабкі елементи, ділянки і підготувати план підвищення стійкості їхньої роботи і план відновлювальних робіт, а також забезпечити їх будівельно-монтажною і проектною документацією.

Оцінка стійкості роботи об'єкта організовується начальником ЦО (директором підприємства), його штабом і головними фахівцями: головним інженером, головним механіком, головним технологом, головним енергетиком. До оцінки стійкості залучаються начальники служб і інші фахівці.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. На основі проведених досліджень основних кінематичних характеристик обертання інструментального магазину встановлено закон руху при, оптимальну кутову швидкість та кутове прискорення. Визначено час обертання для кожної із позицій.

2. Поведено кінематичний розрахунок приводу інструментального магазину, на основі якого розроблено кінематичну схему та визначено передаточні відношення та числа зубів передач

3. На основі здійсненого силового розрахунку приводу здійснено конструювання механічних передач та визначено розмірні характеристики всіх їх елементів.

4. Запропоновано конструкцію фіксації інструментальних оправок інструментального магазину, що забезпечить їх надійне кріплення, та підвищить безпеку його роботи

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Фрезерные станки ЛФ260МФ3, ЛФ260МФ3-01: руководство по эксплуатации, Львов : 1980. – 58 с.
2. URL: <http://www.gig-ant.com/shema/index.php?name=Vertikal%27nye+beskonsol%27nye+frezernye+stanki&stanok=LF260MF3-01>
3. Станки с ЧПУ: устройство, программирование, инструментальное обеспечение и оснастка [Электронный ресурс]: учеб. пособие / А.А. Жолобов, Ж.А. Мрочек, А.В. Аверченков, М.В. Терехов, В.А. Шкаберин. – 2-е изд., стер. – М. : ФЛИНТА, 2014. – 355 с.
4. URL: <https://www.axissteel.ru/smeny-instrumenta-stanka/>
5. URL: <https://www.axissteel.ru/instrumentalnyj-magazin/>
6. Металлорежущие станки: учебник. В 2 т. Т. 2 / В.В. Бушуев, А.В. Еремин, А.А. Какойло и др.; под ред. В.В. Бушуева. Т. 1. — М.: Машиностроение, 2011. — 608 с.; ил.
7. URL: <http://sev-torg.com/articles-ip-avtomat-zamena-instrumenta.html>
8. Бурдаков С.Ф. Проектирование манипуляторов промышленных роботов и роботизированных комплексов / С.Ф. Бурдаков, В.А. Дьяченко, А.Н. Тимофеев. – М. : Высшая школа, 1986. – 264 с.
9. Кочергин А.И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов. Курсовое проектирование: учеб. пособие. М.: Высшая школа, 1991. 382 с.
10. Колка И. А., Кувшинский В. В. Многооперационные станки. М.: Машиностроение, 1983. 135 с.
11. URL: <https://industry-pilot.com/ru/vertikalnyj-obrabatyvajushhij-centr-hedelius-bc40-s/p31708>
12. Оборудование для металлообработки Litz Hitech: каталог продукции. Litz, 2015 – 186 с.
13. URL: https://uss-stanko.com/mach/cnc_frez/f150.htm
14. URL: <https://www.haascnc.com/ru/productivity/tool-changer/tc-10.html>
15. URL: http://stanki-katalog.ru/sprav_gf2171.htm

16. URL:<http://sovtehnmet.ru/catalog/frezernoe-oborudovanie/vertikalno-frezernie-obrabativayuschie-tsentri/feeler-mod-hv-40a/>
17. Станки с числовым программным управлением / Лещенко В.А., Богданов Н.А., Вайнштейн И.В. и др. / под ред. В. А. Лещенко. М.: Машиностроение, 1988. 568 с.
18. Коломієць І.А. Покращення технологічних характеристик фрезерного верстата з програмним керуванням: кваліфікаційна робота магістра за спеціальністю „133 - галузеве машинобудування“ / І.А. Коломієць. — Київ: НТУУ КПІ, 2018. — 86 с.
19. Белова Ю.В. Разработка механизма автоматической смены инструмента фрезерного станка: квалификационная работа бакалавра по специальности 15.03.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств / Ю.В.Белова. — Томск, 2018. — 104 с.
20. Шанайда В. В. Пакет MathCAD в инженерних розрахунках : Навч. посіб. для студ. вищ. навч. закл. / В. В. Шанайда; Терноп. держ. техн. ун-т ім. І.Пулюя. - Т., 2001. - 163 с.
21. Кроль О.С. К 83 Методы и процедуры 3D-моделирования металлорежущих станков и инструментов: монография. - Северодонецк: изд-во ВНУ им. В.Даля, 2015. – 120 с
22. Крупа В. В. Металорізальні інструменти з асиметричним розміщенням лез для оброблення глибоких циліндричних отворів: дис. канд. техн. наук, спец. 05.03.01 / Крупа Володимир Васильович – Тернопіль, 2015. – 185 с.
23. Глибеков А.Х., Досько С.И. Моделирование и оптимизация механических систем приводов технологических машин: учеб. пособие. М.: Изд-во «Станкин», 2004. 268 с.
24. Technological heredity and accuracy of the cross section shapes of the hydro-cylinder cylindrical surfaces / [Petro D. Kryvyi, Volodymyr O. Dzyra, Nadiia M. Tymoshenko, Volodymyr V. Krupa] // ASME 2014 International Manufacturing Science and Engineering Conference. – 2014. – p V002T02A037-V002T02A037.
25. Кривий П.Д. Підвищення продуктивності процесу і якості плоскої поверхні сформованої комбінаційним торцевим фрезеруванням / Кривий П.Д.,

Кобельник В.Р., Крупа В.В., Мимрик Н.П.// Вісник Донбаської державної машинобудівної академії : збірник наукових праць. – Краматорськ : ДДМА, 2019. – № 3 (47). – С.199-206.

26. Колодницький М.М. Основи теорії математичного моделювання систем : навч.-довідн. посібник / М.М. Колодницький. – Житомир : ЖІТІ, 2001. – 718 с.

27. Пуховский Е.С. Технологические основы гибкого автоматизированного производства / Е.С. Пуховский. – К. : Вища школа, Головне вид-во, 1989. – 240 с.

28. Трифонов О.Н. и др. Приводы автоматизированного оборудования. М.: Машиностроение, 1991. 336 с.

29. Федосов, Н. М. Конструирование и расчет технологического оборудования [Текст] : курс лекций для студентов инженер. специальностей / Н. М. Федосов. — Барановичи : РИО БарГУ, 2010. —144 с

30. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунків деталей машин:- Київ «Вища школа» 1993. – 560с.

31. Сервопривод Lexium 32: каталог. Schneider Electric, 2011. – 120р

32. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие для учащихся машиностроительных специальностей техникумов / С. А. Чернавский, К. Н. Боков, И. М. Чернин и др. - 3-е изд., - М.: Машиностроение, 2005. - 416 с.

33. Орлов П.И. Основы конструирования: Справочнометодическое пособие / Под ред. П.Н. Дунаева. – М.: Машиностроение, 1988. - Т. I. - 560 с.; Т 2. – 544 с.

34. Решетов Д.Н. Детали машин: Учебное пособие для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов. - М.: Машиностроение, 1989. - 496 с.

35. Хоменчук М.В. Удосконалення конструкції інструментального магазину вертикально-фрезерного верстата з ЧПК/ Хоменчук М.В., Крупа В.В. // Актуальні задачі сучасних технологій : зб. тез доповідей міжнар. наук.-техн. конф. молодих учених та студентів, (Тернопіль, 25–26 листоп. 2020.). – Тернопіль : ТНТУ, 2020. – С. 140.

ДОДАТКИ