

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

(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет інженерії машин, споруд та технологій

(назва факультету)

Кафедра конструювання верстатів, інструментів та машин

(повна назва кафедри)

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до дипломної роботи

магістра

(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему: Розробка конструкції спеціального свердлильно-фрезерно-розточного верстата з ЧПК горизонтальної компоновки

Виконав: студент (ка) 6 курсу, групи МВмз-61

напряму підготовки
(спеціальності)

133 «Галузеве машинобудування»

(шифр і назва напряму підготовки, спеціальності)

_____ Дмитришин П.Р.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник

_____ Лещук Р.Я.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Нормоконтроль

_____ Ярема І.Т.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Рецензент

_____ (підпис) (прізвище та ініціали)

м. Тернопіль – 2019

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

Освітньо-кваліфікаційний рівень «магістр»

Напрямок підготовки _____

(шифр і назва)

Спеціальність 133 «Галузеве машинобудування»

(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри к.т.н., доц. Кобельник В.Р.

« _____ » _____ 20__ р.

ЗАВДАННЯ

НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТУ

Дмитришину Павлу Романовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи) Розробка конструкції спеціального свердлильно-фрезерно-розточного верстата з ЧПК горизонтальної компоновки

Керівник проекту (роботи) Лещук Роман Ярославович, к.т.н., доцент
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом по університету від « 29 » 08 2019 року № 4/7-737

2. Термін подання студентом проекту (роботи) 17 грудня 2019р.

3. Вихідні дані до проекту (роботи) Технічні характеристики верстату

Матеріал – сталь, чавун, кольорові метали

Технологічний процес виготовлення деталі «корпус»

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

1. Огляд та аналіз конструкцій верстатів-аналогів.

2. Технологічний розділ.

3. Аналіз формоутворюючих рухів на проектуваному верстаті

4. Оптимізація компоновальної схеми проектуваного верстата

5. Конструкторський розділ

6. Науково-дослідний розділ.

7. Спеціальний розділ САПР

8. Обґрунтування економічної ефективності.

9. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях. 10. Екологія

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

Аналіз формоутворення поверхонь – 1ф.А2, Аналіз компоновок верстат – 1ф.А2.

Кінематична схема верстата – 1ф.А1

Привід головного руху та шпиндельний вузол верстата – 2ф.А1.

Привід подач верстат – 3ф.А1

Загальний вигляд верстата – 1ф.А1, Інструментальне забезпечення – 1ф.А1,

Тришпиндельна свердлильна головка – 1ф.А1.

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	к.т.н., доцент Окіпний І.Б.		
Безпека в надзв. ситуаціях	ст. викладач Клепчик В.М.		
Екологія	к.т.н., доцент Лясота О.М.		
Обгр. економ.ефективності.	к.т.н., професор Кривий П.Д.		
Спеціальний розділ САПР	к.т.н., асистент Сенік А.А.		
Нормоконтроль	к.т.н., доцент Ярема І.Т.		

7. Дата видачі
завдання

30 серпня 2019 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Термін виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	<i>Аналіз завдання на дипломну роботу</i>	<i>5.09.2019 р.</i>	
2	<i>Проведення огляду верстатів-аналогів</i>	<i>9.09.2019 р.</i>	
3	<i>Оптимізація схеми формоутворення на проєктованому верстаті</i>	<i>20.09.2019 р.</i>	
4	<i>Оптимізація компоновочної схеми проєктованого верстата</i>	<i>05.10.2019 р.</i>	
5	<i>Вибір та обґрунтування вихідних даних на розробку проекту верстата</i>	<i>15.10.2019 р.</i>	
6	<i>Розрахунок вузлів верстату</i>	<i>05.11.2019 р.</i>	
7	<i>Спеціальна частина</i>	<i>10.11.2019 р.</i>	
8	<i>Обґрунтування економічної ефективності</i>	<i>15.11.2019 р.</i>	
9	<i>Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях.</i>	<i>25.11.2019 р.</i>	
10	<i>Екологія</i>	<i>30.11.2019 р.</i>	
11	<i>Виконання графічної частини</i>	<i>10.12.2019 р.</i>	
12	<i>Підготовка до захисту</i>	<i>17.12.2019 р.</i>	

Студент

_____ (підпис)

Дмитришин П.Р.

_____ (прізвище та ініціали)

Керівник проекту (роботи)

_____ (підпис)

Лещук Р.Я.

_____ (прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

ВСТУП	4
РОЗДІЛ 1. ОГЛЯД ТА АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ ВЕРСТАТІВ-АНАЛОГІВ	6
2. ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ	
2.1. Службове призначення та характеристика об'єкту виробництва	15
2.2 Аналіз технічних вимог	16
2.3 Аналіз технологічності деталі	17
2.4. Визначення типу виробництва	20
2.5 Аналіз технології механічної обробки деталі-представника	21
РОЗДІЛ 3. АНАЛІЗ ФОРМОУТВОРЮЮЧИХ РУХІВ НА ПРОЕКТОВАНОМУ ВЕРСТАТІ	25
РОЗДІЛ 4. ОПТИМІЗАЦІЯ КОМПОНОВАЛЬНОЇ СХЕМИ ПРОЕКТОВАНОГО ВЕРСТАТА	
4.1 Обґрунтування модулів верстата	28
4.2 Побудова загальної матриці компоновки верстату	28
4.3 Аналіз типів базових компоновок верстатів-аналогів	29
РОЗДІЛ 5. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	
5.1. Вибір діапазону регулювання виконавчих рухів механізмів верстату	33
5.2 Кінематичний розрахунок верстату та обґрунтування його кінематичної схеми	37
5.3 Вибір потужності і типу двигунів	38
5.4 Конструювання та розрахунок шпиндельного вузла	
5.4.1 Призначення і технічні вимоги до шпиндельного вузла	40
5.4.1.1 Вибір компоновальної схеми шпиндельного вузла	44
5.4.1.2 Вибір геометричних характеристик шпиндельного вузла	44
5.4.1.3 Характеристика елементів шпиндельного вузла	45
5.4.2 Система закріплення інструменту	54

5.4.3 Загальний силовий розрахунок шпindelного вузла	55
5.4.4 Наближений розрахунок радіальної жорсткості	59
5.5. Привід подач	
5.5.1. Призначення і основні технічні вимоги	73
5.5.2. Опис конструкції та принципу роботи приводу подач	74
5.5.3. Структура приводу подач	75
5.5.4. Конструктивні параметри ГГК	75
6. НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ	81
7. СПЕЦІАЛЬНИЙ РОЗДІЛ САПР	88
8. ОБГРУНТУВАННЯ ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ	93
9. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	100
10 ЕКОЛОГІЯ	106
ВИСНОВКИ	109
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	110
ДОДАТКИ	112

ВСТУП

Актуальність теми.

Головне завдання при створенні будь-яких металорізальних верстатів і верстатних систем – підвищення продуктивності. Воно оцінюється скороченням штучного часу для конкретних виробів та операцій стосовно спеціальних і спеціалізованих верстатів. Характерною особливістю сучасного типу верстатного парку є постійне розширення номенклатури багатоопераційних верстатів і гнучких виробничих модулів. Номенклатура металорізальних верстатів постійно вдосконалюється шляхом зняття застарілих моделей і включення нових, а також розширення для технологій, які з'являються. Для нового обладнання ставляться завдання підвищення продуктивності в 1,5-2 рази.

Основним засобом скорочення штучного часу є автоматизація виробничих циклів на верстатах. А одним з найефективніших рішень, що суттєво впливають на норми часу, є концентрація операцій на одному верстаті. Вирішенням такого напрямку є забезпечення обробки деталі з п'яти боків з однієї установи і з усіх боків – при перехопленні деталі за оброблені поверхні на тому ж верстаті. До суттєвого скорочення норм часу на обробку деталі веде суміщення ряду операцій у часі. Однією із властивостей металорізальних верстатів і верстатних комплексів є переналагоджуваність, що полягає в можливості їх переналагоджування для виконання різних операцій.

Забезпечення високих показників точності та якості поверхонь при забезпеченні високої продуктивності їх обробки є актуальною задачею в машинобудуванні

Мета роботи. Підвищення продуктивності обробки шляхом концентрації свердлильно-фрезерно-розточних операцій механічної обробки на одному верстаті.

Об'єкт дослідження. Об'єктом дослідження є металорізальні верстати свердлильно-фрезерно-розточної групи.

Предмет дослідження. Конструктивні, експлуатаційні та динамічно-силові характеристики вузлів свердлильно-фрезерно-розточного верстату.

Завдання дослідження:

1. Провести аналіз верстатів-аналогів для виконання свердлильно-фрезерно-розточних операцій.
2. Провести аналіз формоутворення поверхонь на проектованому верстаті та здійснити відбір раціональної горизонтальної компоновки спеціального верстату.
3. Провести розрахунок та сконструювати привід головного руху свердлильно-фрезерно-розточного верстату.
4. Провести розрахунок приводу подач спеціального верстату та стола розробити конструкцію стола верстату.
5. Провести моделювання пружних деформацій та точності обробки деталей на основі динамічних характеристик верстату.
6. Провести обґрунтування економічної ефективності впровадження проектованого верстата.
7. Проаналізувати заходи щодо відповідності проектованого верстата вимогам охорони праці, безпеки життєдіяльності та екології.

РОЗДІЛ 1. ОГЛЯД ТА АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ ВЕРСТАТІВ-АНАЛОГІВ

Свердлиль-фрезерно-розточні верстати створені для обробки отворів з високою точністю відносно базових поверхонь в корпусних деталях, кондукторних плитах, штампах в дрібносерійному та одиничному виробництві. На них проводяться майже всі операції, що виконуються на розточувальних, фрезерних верстатах.. Для точного вимірювання координатних переміщень дані верстати мають різні механічні, оптико-механічні, індуктивні і електронні пристрої відліку.

По компонованню верстати виконуються одностійкові і двохстійкові.

Головний рух - це обертання шпинделя, а рух подачі - вертикальне переміщення шпинделя, поздовжнє і поперечне переміщення столу або стійки (поперечний).

Установчі рухи в одностійкових верстатах - поздовжнє і поперечне переміщення столу по заданих координатах і переміщення по вертикалі шпиндельної бабки в залежності від висоти деталі; в двохстійкових верстатах - переміщення столу повздовж, поперечне переміщення шпиндельної бабки по траверсі і вертикальне переміщення траверси разом зі шпиндельною бабкою.

Точність лінійних переміщень 2 - 8 мкм, та кутових - до 5 '. Верстати потрібно встановлювати на спеціальних віброізолюваних фундаментах в приміщеннях з температурою повітря $20 \pm 0,2$ ° С. Для отримання високої точності обробки до найважливіших елементів верстатів пред'являють високі вимоги, до конструкції, якості виготовлення, монтажу та збору, а також точності систем відліку координат.

Аналіз обробки корпусних деталей, найбільш трудомістких за характером виконання, виявив, що на свердління отворів і нарізання різьби витрачається 70% часу обробки, на фрезерування - 20% а на розточування - 10%. Тому найважливішим шляхом підвищення продуктивності обробки на верстатах свердлильно-розточної групи є скорочення часу установки

заготовки в робочу позицію, зміни та кріплення інструменту, запровадження комплексної обробки різними інструментами. Це може бути досягнуто використанням пристроїв попереднього набору координат, системами знакової індикації, ЧПК, попередньої розмірного налаштування інструменту поза верстатом, автоматичною заміною інструменту, розширенням можливостей верстатів через зміни конструкції верстатів з револьверними інструментальними головками або інструментальними магазинами з швидкою заміною інструменту. Ефективність багатоопераційних верстатів в 3 - 8 разів вище в порівнянні з універсальними верстатами.

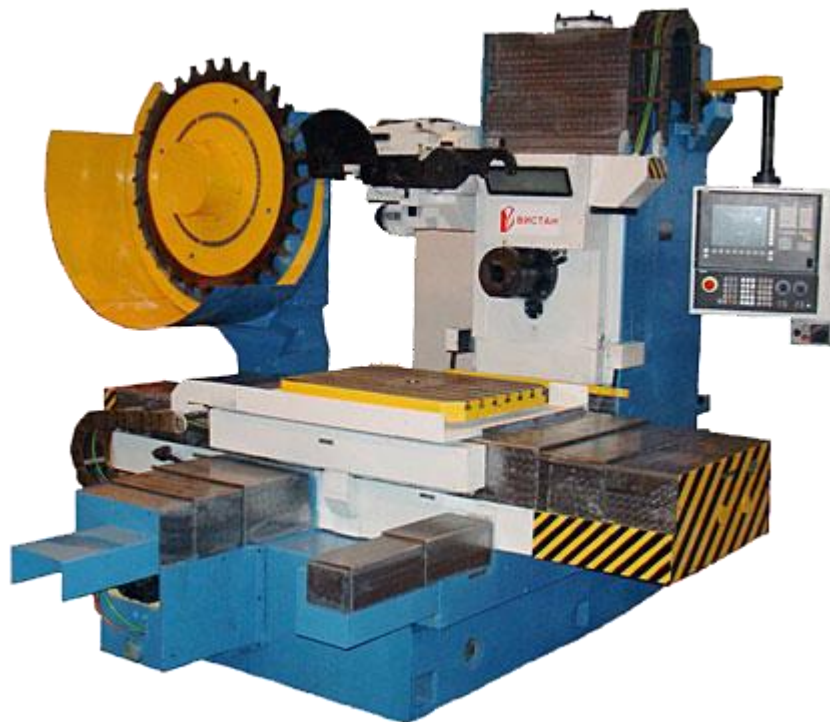


Рисунок 1.1 Типовий загальний вигляд верстатів, на яких виконують фрезерно-свердлильно-розточні операції.

Проведемо огляд верстатів подібного призначення.

Верстат моделі ТХК160 Fanuc

Горизонтально-розточний верстат моделі ТХК160 з ЧПК Fanuc (забезпечує контроль за чотирма осями). На верстатах можна проводити свердління, зенкування, розгортання отворів, розточування отворів

консольними і двохопорними оправками, фрезерування площин (в тому числі по прямокутному контуру), нарізання різьби, обточування торців і циліндричних поверхонь за допомогою радіального супорта планшайби. Збільшена площа координатного столу і горизонтальне переміщення. На осях X / Y / Z використовуються прямолінійні напрямляючі, що забезпечує високу точність позиціонування.

Основні технічні характеристики верстата

Розмір робочого столу, мм	1300 x 600
Ширина T подібного паза, мм / кількість пазів	18/5
Переміщення по осі X, мм	1050
Переміщення по осі Y, мм	800
Переміщення по осі Z, мм	500
Максимальна швидкість обертання шпинделя, об / хв	3000
Конус шпинделя BT	50
Потужність електродвигуна основного вала, кВт	5.5/7.5
Швидкість подачі X, Y, Z, мм / хв	3000
Точність позиціонування по осях X, Y,	± 0.015
Прискорення вільного переміщення X, Y, Z, мм / хв	18000
Сумарна потужність, кВт	20
Маса, кг	6000

Верстат моделі ТК611С / IV

ТК611С / IV горизонтально-розточувальний верстат з системою ЧПК. Довільний контроль осей X, Y, Z і паралельно контроль всіх трьох осей, з ЧПК Fanuc / Siemens. Верстат може бути доукомплектований четвертою віссю. Обертання столу дає можливість проводити обробку складних фігурних деталей та штампів.

Основні технічні дані верстата

Розмір робочого столу, мм	320x1010
Діаметр шпинделя, мм	110

Кількість Т-подібних пазів / ширина, мм	7/22
Максимальна вага завантаження столу, кг	5000
Відстань між двома отворами, мм	125
Відстань від кришки столу до центру шпинделя, мм	5-1205
Поперечний та поздовжній хід столу, мм	1300x1800
Поздовжній хід шпинделя, мм	550
Вертикальний хід шпиндельної бабки, мм	1200
Найбільший діаметр при розточуванні, мм	240
Внутрішній конус шпинделя ВТ	50
Найбільший діаметр розсвердлювання, мм	50
Максимальний, допустимий крутний момент на підрізній голівці, мм	1100
Радіальний хід державки підрізної головки, мм	160
Максимальний робочий діаметр державки підрізної головки, мм	630
Максимально допустима сила поздовжньої подачі на шпинделі, Н	13000
Підвищення швидкості шпинделя	Безступінчасте
Підвищення швидкості підрізної головки	Безступінчасте
Діапазон регулювання швидкостей шпинделя, об / хв	12-1100
Обсяг швидкостей підрізної головки, об / хв	4-130
Потужність основного двигуна, кВт	11/15
Загальні габарити, мм	5347x3420x3190
Вага брутто / нетто верстата, кг	14500/16000
Швидкий хід осей X, Y, W, мм / хв	5000
Швидкий хід шпинделя, мм / хв	3600
Точність покрокового позиціонування (x, y, z)	0.015 мм
Точність позиціонування (x, y, z)	X: 0.04, Y: 0.05 Z: 0.06 мм
Номинальний діапазон цифрових показників, мм	0.001

Верстат моделі 2A622Ф4

Верстат горизонтально-розточний з ЧПК застосовується для обробки великих деталей для індивідуального і серійного виробництва. Оброблювану деталь закріплюють на столі верстата або на плиті. Також можна здійснювати чорнове і чистове розточування отворів, фрезерування площин, зенкування та свердління отворів, нарізання зовнішньої і внутрішньої різьби та безліч інших технологічних операцій.

Основні технічні дані верстата

Розміри робочої поверхні столу, мм	250x1250
Найбільша маса виробу, кг	5000
Найбільше поздовжнє переміщення висувного шпинделя, мм	710
Найбільше поздовжнє переміщення поворотного столу, мм	1000
Найбільше верхнє переміщення висувного шпинделя, мм	1000
Номінальна, сумарна потужність яка споживається при повному навантаженні одночасно працюючих електродвигунів, кВт	40,6
Вага верстата, кг	20500

Верстат IP500ПМФ4

Горизонтальний свердлильно-фрезерно-розточний верстат, IP500ПМФ4 з системою ЧПК, автоматичною заміною інструменту призначений для продуктивної обробки корпусних деталей з різних матеріалів. Великі діапазони частоти обертання шпинделя і швидкостей подач, присутність поворотного столу, високий ступінь автоматизації допоміжних робіт значно розширюють технологічні можливості верстатів і дозволяють використовувати їх в складі різних продуктивних систем.

Основні технічні дані

Розміри робочої поверхні стола, мм	630x630; 500x500
Відстань між кріпильними отворами, мм	100
Діаметр отворів для кріплення, мм	M20
Кількість кріпильних отворів на поверхні столу	25

Найбільші програмовані переміщення по координатній осі X, мм	800
Найбільші програмовані переміщення по координатній осі Y, мм	500
Найбільші програмовані переміщення по координатній осі Z, мм	500
Конус для кріплення інструменту в шпинделі	50
Частота обертання шпинделя, хв ⁻¹	20-4500
Потужність головного приводу, кВт	18
Межі подач по осях X, Y, Z, мм / хв	1-3600
Обсяг інструментів в магазині;	60
Найбільший діаметр використовуваного інструменту, мм	160
Найбільший діаметр суміжних інструментів, мм	125
Кількість позицій пристрою зміни столів-супутників	2
Вага верстата, кг	12785
Габарити верстата, мм	4450x4635x3205

Верстат моделі 2254ВМФ4

Свердлильно-фрезерно-розточний верстат з числовим програмним управлінням моделі 2254ВМФ4 призначений для здійснення свердлильних, фрезерних та розточувальних операцій при обробленні плоских сторін деталей середніх розмірів. На верстаті можуть оброблятися вироби з сталі, легких сплавів, чавуну, кольорових металів, пластмас і ін. Верстат може виконувати чорнове і чистове фрезерування площин і криволінійних поверхонь, а також свердління, розточування, розсортування та зенкування точних отворів, нарізання різьби мітчиками і різцями.

Основні технічні дані верстата

Розміри робочої поверхні стола, мм	500x630
Межі частот обертання шпинделя, хв ⁻¹	2-3150
Максимальні координатні переміщення по осях X, Y, Z, мм	500
Регулювання поздовжніх, поперечних і вертикальних подач	Безступінчасте
Регулювання швидкостей шпинделя	Безступінчасте
Межі поздовжніх, поперечних і вертикальних подач, мм / хв	0,1-10000

Потужність двигуна приводу головного руху, кВт	10
Ємність інструментального магазину, шт	30
Габарити верстата, мм	4610x4510x3235
Тип системи ЧПК	CNC
Точність позиціонування (лінійного),мм	0,016
Маса верстата, кг	7000

Верстат моделі 2A620Ф1

Горизонтально-розточний верстат, моделі 2A620Ф1 використовується для виконання наступних технологічних операцій:

- свердління, розсвердлювання, зенкування та центрування отворів;
- фрезерування площин, пазів, уступів;
- розточування та розгортання отворів;
- нарізання різі мітчиками;

Верстат оснащений пристроєм цифрової ідентифікації з попереднім набором по осях X, Y, Z, і В з використанням високоточних датчиків, що забезпечують точне координатне переміщення рухомих вузлів верстата.

Основні технічні дані

Розміри робочої поверхні столу, мм	120x1 250
Вантажопідйомність, кг	4 000
Розточувальний шпиндель: діаметр, мм	90
Діаметр планшайби, мм	630
Найбільші поперечні переміщення стола, X, мм	1250
Найбільші переміщення шпиндельної бабки вертикально, Y, мм	1000
Найбільші переміщення стійки поздовжньо, Z, мм	1000
Найбільші переміщення шпинделя, W, мм	710
Швидкість обертання шпинделя, об / хв	10-1600
Поворот столу, В, град	необмежено
Швидкість обертання планшайби, об / хв	6.4-165
Межі робочих подач X, Y, Z, мм / хв	25 - 1 250

Межі робочих подач W, мм / хв	2 - 200
Межі робочих подач U, мм / хв	0,8-800
Установчі габаритні розміри: довжина, ширина, висота, мм	600x3 730x3 200
Потужність головного приводу, кВт	11

Верстат моделі 2А459АФ4

Координатний свердлильно-фрезерний верстат з ЧПК моделі 2А459АФ4 використовується для виконання різних операцій з обробки поверхонь і отворів, до розмірів, геометричної форми і положенням яких пред'являються вимоги високої точності в корпусних деталях верстатів, машин, штамсів і пристосувань: розточування, свердління, розгортання, підрізування торців, фрезерування, нарізання різьби, точна розмітка і вимір в умовах індивідуального, дрібносерійного і великосерійного виробництва.

Верстат найбільше застосовується для обробки отворів, розташованих на одній осі, паралельних, перпендикулярних або розміщених під довільними кутами з високою точністю, як по геометрії, так і по їх взаємному розташуванню. Специфічною особливістю верстата є наявність вбудованого поворотного столу, що робить можливою обробку співвісних отворів. А також, на верстаті можна робити обробку криволінійних контурів та контурну обробку фрезою круглих отворів. Клас точності верстата - А (особливо точні) по ГОСТ 8-82.

Основні технічні характеристики

Розмір робочого стола по ГОСТ 2Н62-1-78, мм

Ширина	1000h14
Довжина	1000h14
Кількість пазів Т-подібної форми	7
Відстань між пазами по ГОСТ 6569-75, мм	125±0,4
ГОСТ 6569-75 ширина пазів, мм	22Н8

Найбільша маса заготовки, яка встановлюється на столі, кг 2000

Найбільше робоче переміщення по координаті яке

можна запрограмувати:

X, мм	1250
Y, мм	1100
Z, мм	900
B, градусів	360
Найменша відстань від осі шпинделя до робочої частини столу, при координаті стійки 330мм, мм	30
Частота обертання шпинделя, об/хв	20...3150±10%
Максимальний крутний момент на шпинделі, Нм	441
Частота регулювання обертів шпинделя:	
з постійною потужністю	80...3150
з постійним моментом	20...80
Найбільший діаметр оброблюваного отвору , мм	550
Найбільший діаметр свердління в сталі, мм	55
Найбільший діаметр торцевої фрези , мм	220
Межі подач по координаті:	
X; Y; Z, мм/хв	2...2500±10%
Швидкість швидкого переміщення в автоматичному режимі/ в режимі ручного вводу даних: X; Y; Z, мм/хв	8100±10%/5000±10%
Найбільше зусилля подачі при різанні по координаті Z, Н	10000
Габаритні розміри верстата без додаткового обладнання не більше, мм	
Довжина/Ширина/Висота	4415x4275x3800
Площа яку займає верстат з прикладним обладнанням, м ²	34,4
Тип системи ЧПК	2С42 (Фанук)
Число одночасно керуючих координат:	
при лінійній інтерполяції	4
при круговій інтерполяції	2+1
Вид ЧПК	Комбінована позиційна і контурна
Код представлення інформації по ГОСТ 13052-74 7-бітний	
Спосіб задання розмірів абсолютний і по зростанню.	

2. ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ

2.1. Службове призначення та характеристика об'єкту виробництва

Деталь – корпус редуктора входить в складальний вузол – центральний редуктор приводу виконуючого пристрою бурякозбирального комбайну КС6В. Редуктор призначений для передачі великих обертових моментів від двигуна машини на трансмісію виконуючого пристрою. В корпусі розміщений ведучий вал, на якому кріпиться конічна шестерня. Вали обертаються на шарикопідшипниках. Регулювання зачеплення виконується підбором регулювальних прокладок. Мінімальний гарантований боковий зазор 0,16 мм, максимальний 0,23 мм.

Корпус редуктора виготовлений з АЛ14В ГОСТ 2685–75. Маса редуктора 11 кг. Цей матеріал має хороші ливарні властивості, оброблюваність різанням, задовільну корозійну стійкість, рівень робочої температури не більше 250⁰С.

Таблиця 2.1 – Хімічний склад матеріалу (%)

Марка	Мідь	Марганець	Магній	Кремній	Алюміній
АЛ14В	1,5-3,0	0,2-0,6	0,2-0,6	6,0-8,0	решта

Таблиця 2.2 – Механічні властивості матеріалу

Марка	Границя міцності на розтяг, кг/мм ²	Відносне видовження, %	НВ
АЛ14В	13-24	0,5	70-85

В корпусі редуктора є ряд поверхонь, до яких ставляться підвищені вимоги до точності розмірів, форми поверхонь і їх взаємного розміщення. Такими поверхнями є $\varnothing 100H7$, $\varnothing 128H8$, співвісність цих поверхонь до поверхні $\varnothing 230$. Решта вимог відображено в наступному підрозділі.

2.2 Аналіз технічних вимог

Технічні вимоги до оброблювальних поверхонь деталі представлено в таблиці 2.3

Таблиця 2.3 – Технічні вимоги та вимоги до контролю

№	Технічна вимога	Поверхні	Методи дослідження і контролю
1	Відхилення від співвісності двох циліндричних поверхонь не повинно перевищувати 0,005 мм	К,З	Забезпечення принципу постійності баз і обробка з одного установа
2	Відхилення від співвісності паралельності двох циліндричних отворів і площин не повинна перевищувати 0,08 мм	К,З	Те ж саме Контрольний пристрій
3	Відхилення від паралельності і перпендикулярності між осями циліндричних отворів не повинна перевищувати 0,05 мм	К,З,І	Те ж саме Контрольний пристрій
4	Досягнення 7-го квалітету для посадки підшипника	К,З	Чистове розточування. Калібр-пробка
5	Досягнення 8-го квалітету для посадки кришки	Б,В	Чистове розточування. Калібр-пробка
6	Шорсткість поверхні під посадку підшипника не повинна перевищувати Ra 1,25	К,З	Чистове розточування. Зразки шорсткості ГОСТ 9378-75
7	Шорсткість поверхні під посадку кришки не повинна перевищувати Ra 3,2	Б	Чистове розточування. Зразки шорсткості ГОСТ 9378-75
8	Шорсткість торцевої поверхні не повинна перевищувати Ra 6,3	Б,В,Г	Чистове фрезерування. Зразки шорсткості ГОСТ 9378-75

9	У відливці не допускаються раковини і тріщини	Усі поверхні	Перевірка якості перед механічною обробкою
10	Всі відхилення геометричних розмірів повинні відповідати проставленим на кресленні розмірам	Виконавчі поверхні	Штангенциркуль ШЦ-ІІ-160-0,05 ГОСТ 166-80

2.3 Аналіз технологічності деталі

2.3.1 Якісна оцінка

Технологічність деталі по матеріалу АЛ14В з точки зору вартості і доступності є середньою, а з точки зору виготовлення і обробки є хорошою. Матеріал є досить поширеним. Щодо геометричної форми, то деталь являє собою пустотілий виріб, який має площини, отвори і приливи.

Є багато поверхонь без наступної механічної обробки, а оброблювані поверхні є досить простими по своїй геометрії – це циліндричні отвори і площини. Тобто, щодо геометричної форми, деталь можна вважати технологічною, хоча є ряд особливостей при базуванні і закріпленні заготовки на верстатах. Щодо лінійних розмірів, то тут похибка базування є відсутньою, так як базами виступають торці, які є технологічними і вимірними базами. Але щодо діаметральних розмірів, то похибка базування тут існує, так як технологічна база – це площина, поверхня з базовими отворами, а вимірна база – це вісь.

Хоч принцип суміщення баз не дотримується, це не сильно впливає на точність готової деталі і передбачено принцип постійності технологічних баз. В першій операції виконується обробка чистової бази з базуванням відносно чорнової бази, а в послідуючих операціях обробка йде від чистової бази. Нею служить нижня опорна площина та два отвори. Забезпечення такого принципу постійності баз дозволяє звести до мінімуму похибку установки, що значно підвищує точність деталі.

Отже, щодо зручності контролю розмірів, їх дотримання і забезпечення дана деталь з точки зору технологічності є задовільною.

Технологічність заготовки характеризується можливістю її отримання найбільш раціональним для даних умов способом з максимально можливим наближенням її форми і розміщення розмірів до форми і розмірів готової деталі при умові забезпечення технологічності подальшої механічної обробки заготовок.

Найбільш раціональним способом отримання заготовок є литво в кокіль. Вихідна заготовка за формою і розмірами є досить наближеною до форми і розмірів готової деталі, що говорить про хорошу технологічність деталі корпус щодо даного критерію.

Отже, виходячи з проведеної оцінки, можна стверджувати, що деталь є технологічною.

2.3.2 Кількісна оцінка

а) Рівень технологічності конструкції по точності обробки, [6].

$$K_{y.m.ch} = \frac{K_{б.м.ч}}{K_{д.м.ч}}, \quad (2.1)$$

де $K_{б.м.ч}$ - базовий коефіцієнт точності обробки;

$$K_{б.м.ч} = 0,75;$$

$K_{д.м.ч}$ - досягнутий коефіцієнт точності обробки.

$$K_{д.м.ч} = 1 - \frac{1}{T_{cp}} = 1 - \frac{\sum n_i}{\sum Tn_i}, \quad (2.2)$$

$$\text{де } T_{cp} = \frac{\sum Tn_i}{\sum n_i} = \frac{T(n_1 + 2n_2 + 3n_3 + \dots + mn_k)}{n_1 + n_2 + n_3 + \dots + n_k},$$

де T_{cp} - середній клас точності обробки виробу;

n_i - число розмірів відповідного класу точності;

T - клас точності обробки;

Для класів точності 2а і 3а коефіцієнти при доданках чисельника

приймаються відповідно 2,5; 3,5.

IT14 – 7 клас точності – 50 розмірів; IT11 – 4 клас точності – 4 розміри;

IT7 – 2 клас точності – 2 розміри; IT8 – 3 клас точності – 2 розміри.

$$T_{cp} = \frac{7 \cdot 50 + 4 \cdot 4 + 2 \cdot 2 + 3 \cdot 2}{58} = 6,48$$

$$K_{\partial.m.ч} = 1 - \frac{1}{T_{cp}} = 1 - \frac{1}{6,48} = 0,8457$$

$$K_{ц.m.ч} = \frac{0,75}{0,8457} = 0,868$$

Отже, по точності деталь є технологічною.

б) Рівень технологічності конструкції по шорсткості поверхні, [6]

$$K_{ц.ш} = \frac{K_{б.ш}}{K_{ш}} \quad (2.3)$$

де $K_{б.ш} = 0,15$ - базовий коефіцієнт шорсткості поверхні;

$K_{ш}$ - досягнутий коефіцієнт шорсткості визначається $K_{ш} = \frac{P}{Ш_{cp}} = \frac{\sum n_{min}}{\sum Ш_{min}}$,

$$\text{де } Ш_{cp} = \frac{n_1 + 2n_2 + 3n_3 + \dots + 14n_{14}}{n_1 + n_2 + n_3 + \dots + n_{14}}.$$

n_{in} - число поверхонь відповідного класу шорсткості.

Ra 2,5 – 3 клас – 7 поверхонь, Ra 6,3 – 5 клас – 5 поверхонь

Ra 3,2 – 6 клас – 1 поверхня, Ra 1,25 – 7 клас – 1 поверхня

$$Ш_{cp} = \frac{3 \cdot 7 + 5 \cdot 5 + 6 \cdot 1 + 7 \cdot 1}{14} = 4,21$$

$$K_{ш} = \frac{1}{4,21} = 0,2375$$

$$K_{ц.ш} = \frac{0,15}{0,2375} = 0,63$$

Щодо шорсткості поверхні деталь є також технологічною.

в) Коефіцієнт використання матеріалу, [6]

$$K_{ц.в} = \frac{K_{б.в.м}}{K_{в.м}} \quad (2.4)$$

де $K_{б.в.м} = 0,75$; $K_{в.м} = 0,89$ - відповідно базовий і досягнутий коефіцієнти використання матеріалу

$$K_{ц.в} = \frac{0,75}{0,89} = 0,84$$

Отже, щодо використання матеріалу деталей є технологічною.

2.4. Визначення типу виробництва

Тип виробництва характеризується коефіцієнтом закріплення операцій, значення якого визначається за формулою [6]

$$K_{зo} = \frac{O}{P} \quad (4.1)$$

де O – число різних операцій;

P – число робочих місць з різними операціями.

Число операцій закріплених заданим робочим місцем визначається за формулою [6]

$$O_{р.м} = \frac{60 \cdot F_{м} \cdot K_{в} \cdot \eta_{н}}{T_{шт.к.} \cdot N_{м}} \quad (4.2)$$

де $F_{м} = 334,5$ год. – місячний фонд часу роботи обладнання при двозмінному режимі роботи;

$K_{в} = 1,3$ – коефіцієнт виконання норм часу;

$T_{шт.к.}$ – штучно-калькуляційний час виконання операцій на одному верстаті;

$\eta_{н} = 0,85$ – нормативний коефіцієнт завантаження;

$N_{м} = 333,3$ шт. – місячна програма випуску деталей.

Визначаємо кількість операцій для кожного робочого місця:

$$O_{р.м}^{005} = \frac{60 \cdot 334,5 \cdot 1,3 \cdot 0,85}{23,2 \cdot 333,3} = 2,87$$

$$O_{p.m}^{010} = \frac{60 \cdot 334,5 \cdot 1,3 \cdot 0,85}{7,63 \cdot 333,3} = 8,72$$

$$O_{p.m}^{015} = \frac{60 \cdot 334,5 \cdot 1,3 \cdot 0,85}{28,03 \cdot 333,3} = 2,37$$

$$O_{p.m}^{020} = \frac{60 \cdot 334,5 \cdot 1,3 \cdot 0,85}{25,18 \cdot 333,3} = 2,64$$

$$O_{p.m}^{025} = \frac{60 \cdot 334,5 \cdot 1,3 \cdot 0,85}{10,5 \cdot 333,3} = 6,63$$

$$O_{p.m}^{030} = \frac{60 \cdot 334,5 \cdot 1,3 \cdot 0,85}{29,51 \cdot 333,3} = 2,25$$

$$O_{p.m}^{035} = \frac{60 \cdot 334,5 \cdot 1,3 \cdot 0,85}{3,07 \cdot 333,3} = 21,67$$

$$O_{p.m}^{040} = \frac{60 \cdot 334,5 \cdot 1,3 \cdot 0,85}{2,2 \cdot 333,3} = 30,24$$

$$O = \sum O_{p.m} = 2,87 + 8,72 + 2,37 + 2,64 + 6,63 + 2,25 + 21,67 + 30,24 = 77,09$$

$$K_{з.о} = \frac{77,09}{8} = 9,63$$

Так як, $10 \leq K_{з.о} \leq 20$, це виробництво середньосерійне. Для середньосерійного типу виробництва характерною є потокова форма організації виробництва за технологічним принципом. Тобто, обробка деталі йде послідовно з однієї операції на іншу згідно технологічного маршруту обробки.

2.5 Аналіз технології механічної обробки деталі-представника

Технологія виготовлення деталі – це технологічний процес механічної обробки, програма випуску – 4000 шт; тип виробництва – середньосерійне; метод отримання заготовки – литво в кокіль, що є достатнім по точності і продуктивності для даного типу виробництва.

Послідовність операцій базового варіанту технологічного процесу наступна:

005 Горизонтально-фрезерна операція

Горизонтально-фрезерний верстат 6М12П

$T_0=18,4$ хв; $T_{шт}=23,2$ хв

Тут відбувається підготовка торця, як бази.

Чорною поверхнею служить бокова поверхня Ш

010 Горизонтально-свердлильна операція

Горизонтально-свердлильний верстат 2Б11Ф2

Центрування – $T_0=1,7$ хв;

Свердління – $T_0=1,5$ хв.

$T_{шт}=7,63$ хв

Тут відбувається свердління базових отворів

Бази – площини Ц і Ш

015 Горизонтально-фрезерна операція

Горизонтально-фрезерний верстат 6М12П

$T_{01}=15,4$ хв;

$T_{02}=1,9$ хв;

$T_{03}=1,9$ хв;

$T_{04}=1,9$ хв;

$T_{заг}=21,2$ хв

$T_{шт}=28,03$ хв

Тут відбувається фрезерування площин деталі

Бази – площина Ц і два отвори Ф

020 Горизонтально-розточна операція

Горизонтально-розточний верстат 2Б11Ф2

$T_0=14,4$ хв;

$T_{шт}=25,18$ хв

Тут відбувається розточування отворів під посадку підшипників і кришок.

Бази – площина Ц і два отвори Ф

025 Радіально-свердлильна операція

Радіально-свердлильний верстат 2A554

$T_o=16,83$ хв;

$T_{шт}=29,51$ хв

Тут відбувається свердління отворів, зенкування фасок, нарізання різі.

База - площина Ц і два отвори Ф

030 Радіально-свердлильна операція

Радіально-свердлильний верстат 2A554

$T_o=1,11$ хв;

$T_{шт}=3,07$ хв

Тут відбувається свердління отвору, цекування бобишки, зенкування фаски, нарізання різі.

База - площина Ц і два отвори Ф

035 Радіально-свердлильна операція

Радіально-свердлильний верстат 2A554

$T_o=0,25$ хв;

$T_{шт}=2,2$ хв

Тут відбувається цекування чотирьох отворів.

Бази – бокові площини Ш і Г, опорна площина Ц.

Аналізуючи операції технологічного маршруту можна зробити висновок, що більшість з них можна реалізовувати на верстаті свердлильно-фрезерно-розточної групи горизонтальної компоновки, а отже розробка такого верстату є доцільною та актуальною.

Вибір основних режимів різання здійснюємо за методикою та рекомендаціями [9, 16]

Параметр режиму різання	Мінімальне значення	Максимальне значення
Глибина різання (фрезерування), t, мм	0,5	5,5

Подача (фрезерування), S, мм/об	0,017	0,09
Подача (свердління), S, мм/об	0,008	0,285
Подача (розточування), S, мм/об	0,006	0,06
Швидкість різання (фрезерування), V, м/хв	147	164
Швидкість різання (свердління), V, м/хв	20	38
Швидкість різання (розточування), V, м/хв	35	306
Частота обертання ШВ (фрезерування), n, об/хв	79	1592
Частота обертання ШВ (свердління), n, об/хв	127	3076
Частота обертання ШВ (розточування), n, об/хв	13,4	1526

РОЗДІЛ 3. АНАЛІЗ ФОРМОУТВОРЮЮЧИХ РУХІВ НА ПРОЕКТОВАНОМУ ВЕРСТАТІ

Поверхні деталей машин будь-якої форми складаються з елементарних поверхонь: прямолінійних і криволінійних.

Усі оброблювальні площини можна утворити взаємними рухами двох ліній, одна з яких формоутворююча, а друга напрямна. Тіло будь-якої деталі – це замкнутий простір, що обмежений реальними геометричними лініями, які утворені в результаті обробки тим чи іншим методом (литвом, штамповкою, різанням).

Використовуємо наступні схему обробки різанням:

- обробка торцевих площин – фрезерування торцевою фрезою.

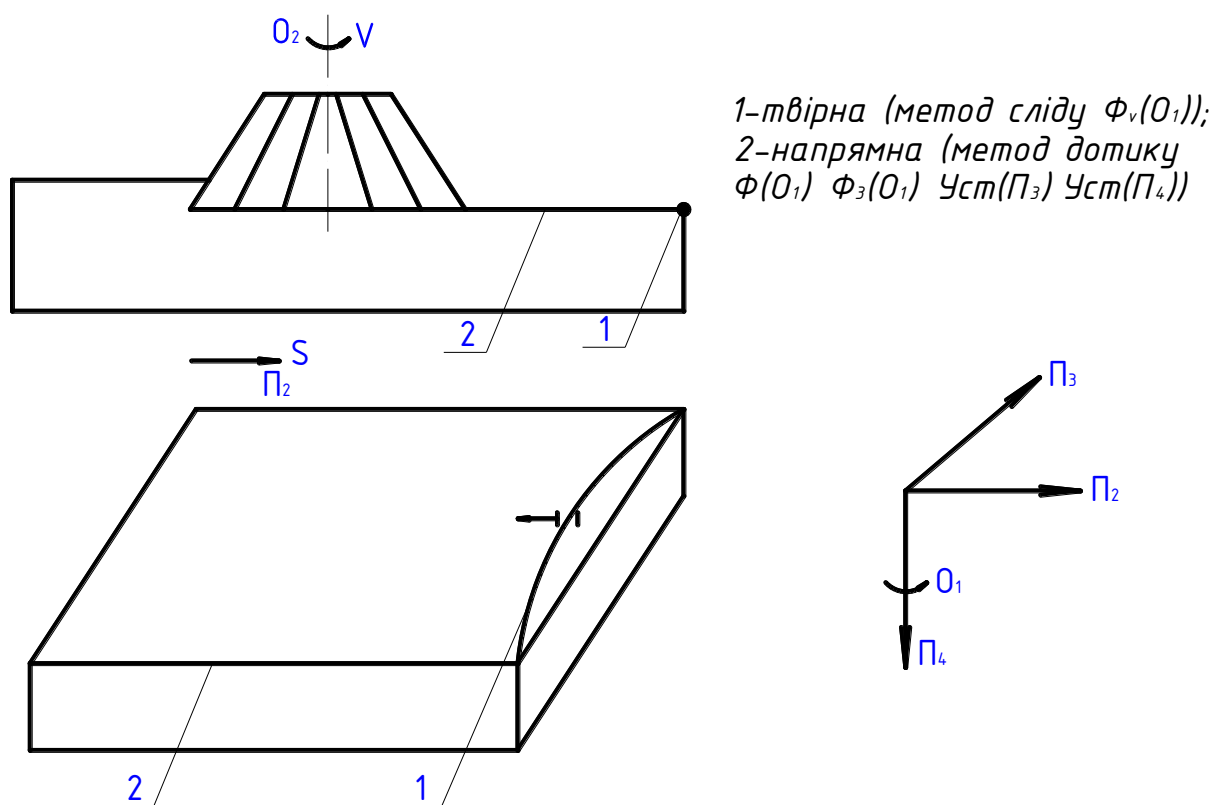


Рисунок 3.1 – Рух інструменту при фрезеруванні торцевою фрезою.

- утворення циліндричного отвору – операція свердління.

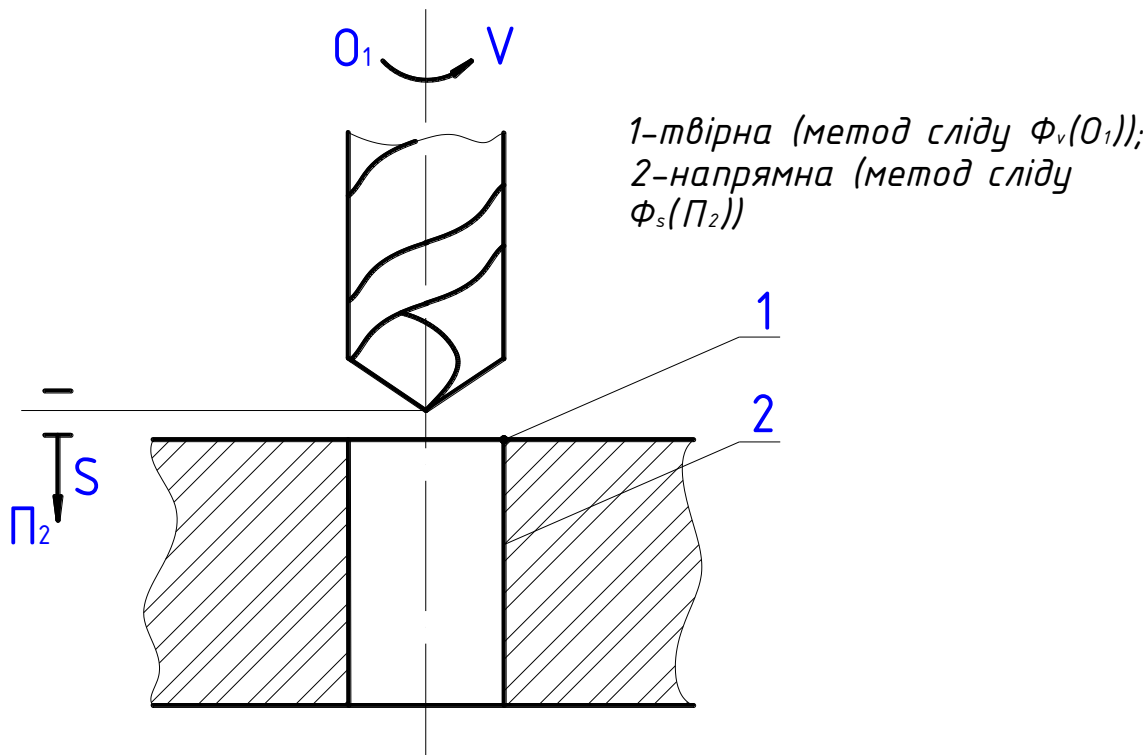


Рисунок 3.2 – Рух інструменту при свердлінні отвору.

- утворення конічного отвору (фаски) – операція зенкерування.

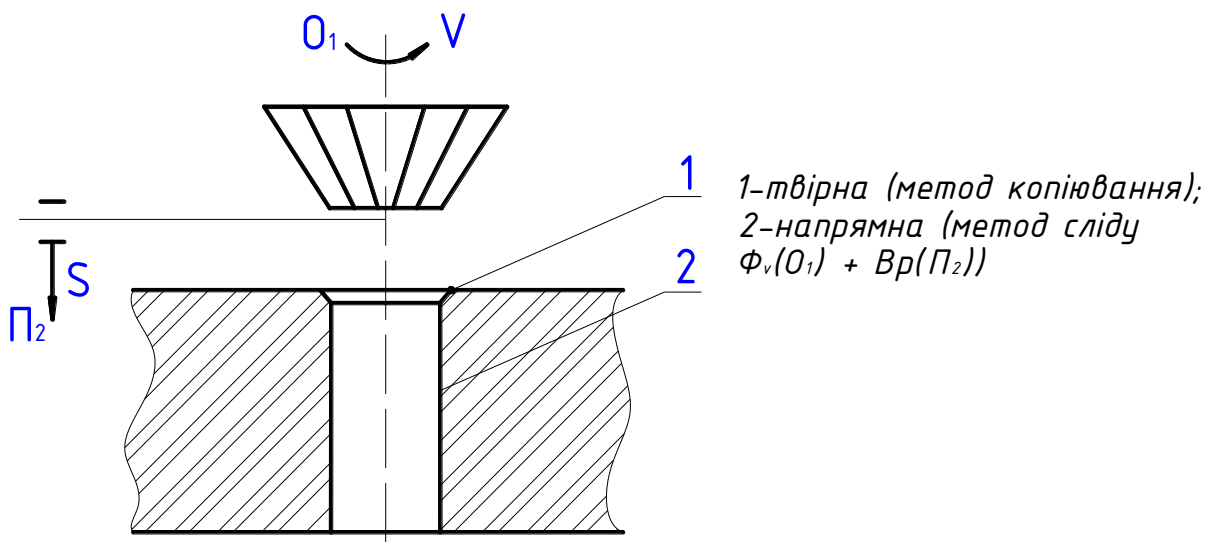


Рисунок 3.3 – Рух інструменту при утворенні конічного отвору (фаски).

- нарізання внутрішньої різі:

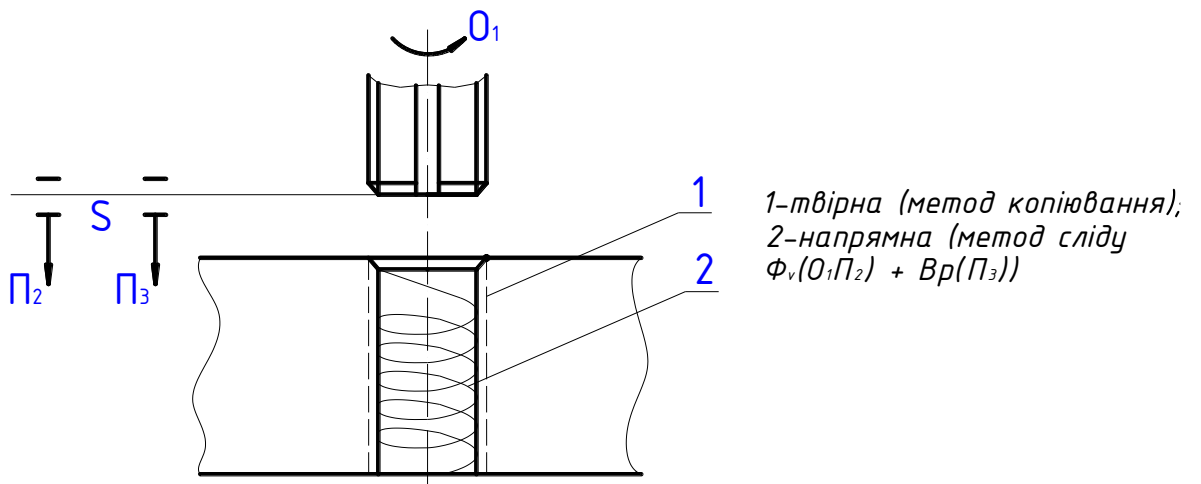


Рисунок 3.4 – Рух інструменту при нарізанні різі.

- розточування отвору:

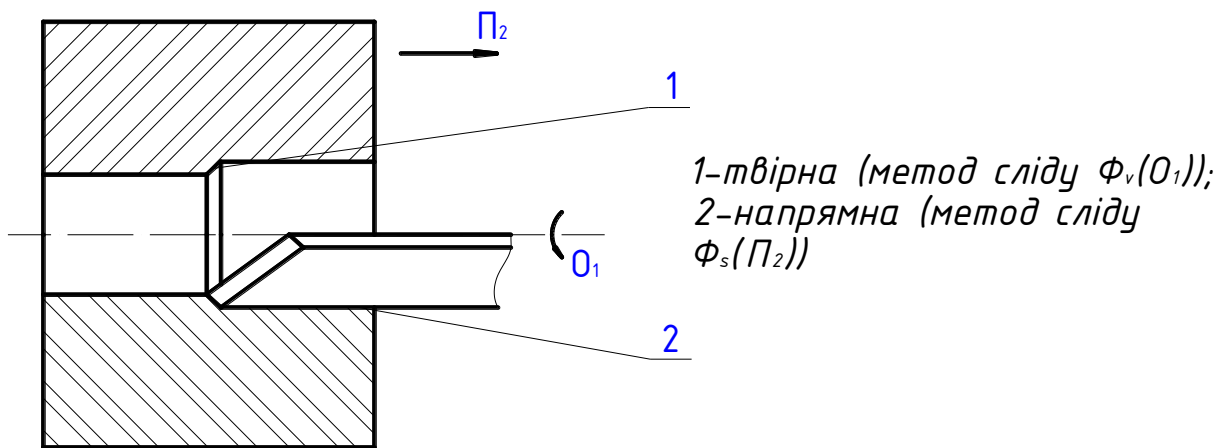


Рисунок 3.5 – Рух інструменту при розточуванні отвору.

РОЗДІЛ 4. ОПТИМІЗАЦІЯ КОМПОНОВАЛЬНОЇ СХЕМИ ПРЕКТОВАНОГО ВЕРСТАТА

4.1 Обґрунтування модулів верстата

Технологічний модуль – найменший склад блоків компоновки верстата, який необхідний для виконання операцій формоутворення, тобто стаціонарний блок і ряд рухомих блоків, в число яких входять блоки, що здійснюють формоутворюючі рухи:

$$TM = ZOY\hat{C}h.$$

Модульний комплект – це найменший склад блоків для виконання різних операцій обробки на верстаті.

$$MK = MT + \text{Установчі рухи.}$$

$$MK = XZOY\hat{C}h$$

4.2 Побудова загальної матриці компоновки верстату

Оскільки є 4 рухомих елементи то кількість варіантів компоновок [1]:

$$P = 4! = 24$$

Вертикальні компоновки $V=24$.

Горизонтальні компоновки $H=24$.

Загальна сума становить 48 варіантів компоновок верстата.

Розглянемо вертикальні і горизонтальні компоновки.

Позначимо:

1 – вертикально-рухомий блок;

$\bar{1}$ – горизонтально рухомий блок.

Для горизонтальних компоновок:

$$1 \rightarrow Y; \quad \bar{1} \rightarrow X \text{ або } Z.$$

Для горизонтальних компоновок:

$$1 \rightarrow Z; \quad \bar{1} \rightarrow X \text{ або } Y.$$

Тоді матриця А набуде вигляд:

$$A = \begin{vmatrix} 1\bar{1}\bar{1}0 & 1\bar{1}0\bar{1} & 10\bar{1}\bar{1} & 01\bar{1}\bar{1} \\ 1\bar{1}\bar{1}0 & 1\bar{1}0\bar{1} & 10\bar{1}\bar{1} & 01\bar{1}\bar{1} \\ \bar{1}1\bar{1}0 & \bar{1}10\bar{1} & \bar{1}01\bar{1} & 0\bar{1}1\bar{1} \\ \bar{1}1\bar{1}0 & \bar{1}10\bar{1} & \bar{1}01\bar{1} & 0\bar{1}1\bar{1} \\ \bar{1}\bar{1}10 & \bar{1}\bar{1}01 & \bar{1}0\bar{1}1 & 0\bar{1}\bar{1}1 \\ \bar{1}\bar{1}10 & \bar{1}\bar{1}01 & \bar{1}0\bar{1}1 & 0\bar{1}\bar{1}1 \end{vmatrix}$$

Матриця горизонтальних компонок:

$$H = \begin{vmatrix} YXZO & YXOZ & YOXZ & OYXZ \\ YZXO & YZOX & YOZX & OYZX \\ XYZO & XYOZ & XOYZ & OXYZ \\ ZYXO & ZYOX & ZOYX & OZYX \\ XZYO & XZOY & XOZY & OXZY \\ ZXYO & ZXOY & ZOXY & OZXY \end{vmatrix}$$

Матриця вертикальних компонок:

$$V = \begin{vmatrix} ZXYO & ZXOY & ZOXY & OZXY \\ ZYXO & ZYOX & ZOYX & OZYX \\ XZYO & XZOY & XOZY & OXZY \\ YZXO & YZOX & YOZX & OYZX \\ YXZO & YXOZ & YOXZ & OYXZ \\ XYZO & XYOZ & XOYZ & OXYZ \end{vmatrix}$$

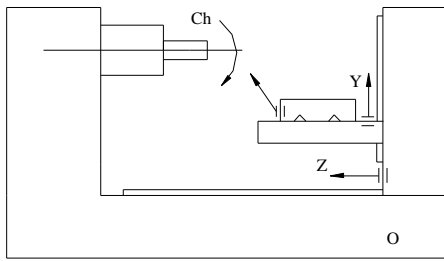
Із всіх можливих для заданих рухів варіантів компонок необхідно вибрати один, найкращий для верстата, що конструюється, і конкретних умов його використання на виробництві.

Велике числа компонок і необхідність об'єктивності при виборі роблять бажаним застосування математичних методів відбору, для чого необхідна формалізація компонок і умов відбору.

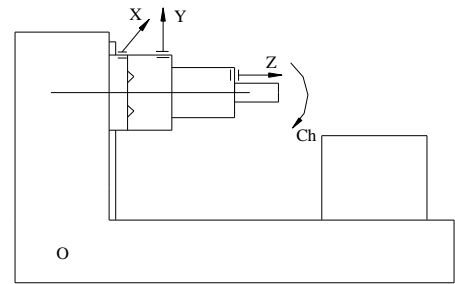
4.3 Аналіз типів базових компонок верстатів-аналогів

Розглянемо компоновки деяких металорізальних верстатів-аналогів (подібних до проектованого верстату).

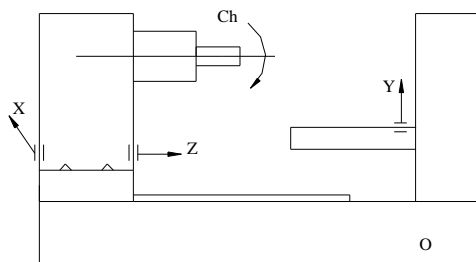
F= 0000



E=0000



Q=0001+1011



G=1101+1000

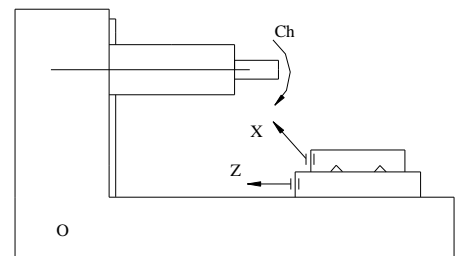


Рисунок 4.1 – Компоновки верстатів-аналогів.

На рис.4.1,а зображено компоновку верстату, у якого шпиндельна бабка є нерухомою, стіл має вертикальні та горизонтальні переміщення, горизонтально переміщується також вертикальна стійка по якій рухається стіл.

На рис. 4.1,б ми бачимо верстат, у якого стіл є нерухомим, вертикальні та горизонтальні переміщення має шпиндельна бабка, є також висувна піноль.

На рис. 4.1,в можна побачити компоновку верстата, в якому вертикальні переміщення надано столу, горизонтальні (по Z та по X) стійці, на якій міститься шпиндельна бабка.

На рис. 4.1,г показано верстат, у якого шпиндельна бабка має вертикальні переміщення, а стіл горизонтальні (по Z та по X). Ця компоновка належить до компоновок типу G.

На основі сформованих вище матриць компоновок записуємо умови

відбору компонок.

$$1) \quad M1 \quad \otimes + \bar{Y}\bar{Y}OY + \bar{Y}O\bar{O}\bar{O} + O\bar{O}\bar{O}\bar{O}$$

$$2) \quad M2 \quad \otimes + \bar{Z}ZO\bar{Z} + \bar{Z}OZZ + OZZ\bar{Z}$$

- 3) Умова відбору компоновки: підвищення жорсткості за рахунок рамних та гвинтових підтримок.

Формування структурної ознаки: Вертикально-рухомий блок прилягає до стаціонарного.

$$M3 \quad \bar{1} \bar{1} 10 + \bar{1} 0\bar{0}\bar{0} + 0\bar{0}\bar{0}1 + 01 \bar{1} \bar{1}$$

- 4) Умова відбору компоновки: Зменшення вертикального переміщення та консольних мас.

Формування структурної ознаки: Вертикально-рухомий блок є кінцевим блоком компоновки.

$$M4 \quad 1 \bar{1} \bar{1} 0 + \bar{0} \bar{1} 0\bar{0} + \bar{0} 0 \bar{1} \bar{0} + 0 \bar{1} \bar{1} 1$$

Оскільки в нас верстат горизонтальної компоновки, то розглянемо горизонтальні.

Тоді $1 \rightarrow Y$

$$M1 \quad \otimes + \bar{Y}\bar{Y}OY + \bar{Y}O\bar{O}\bar{O} + O\bar{O}\bar{O}\bar{O}$$

$$M2 \quad \otimes + \bar{Z}ZO\bar{Z} + \bar{Z}OZZ + OZZ\bar{Z}$$

$$M3 \quad \bar{1} \bar{1} 10 + \bar{1} 0\bar{0}\bar{0} + 0\bar{0}\bar{0}1 + 01 \bar{1} \bar{1}$$

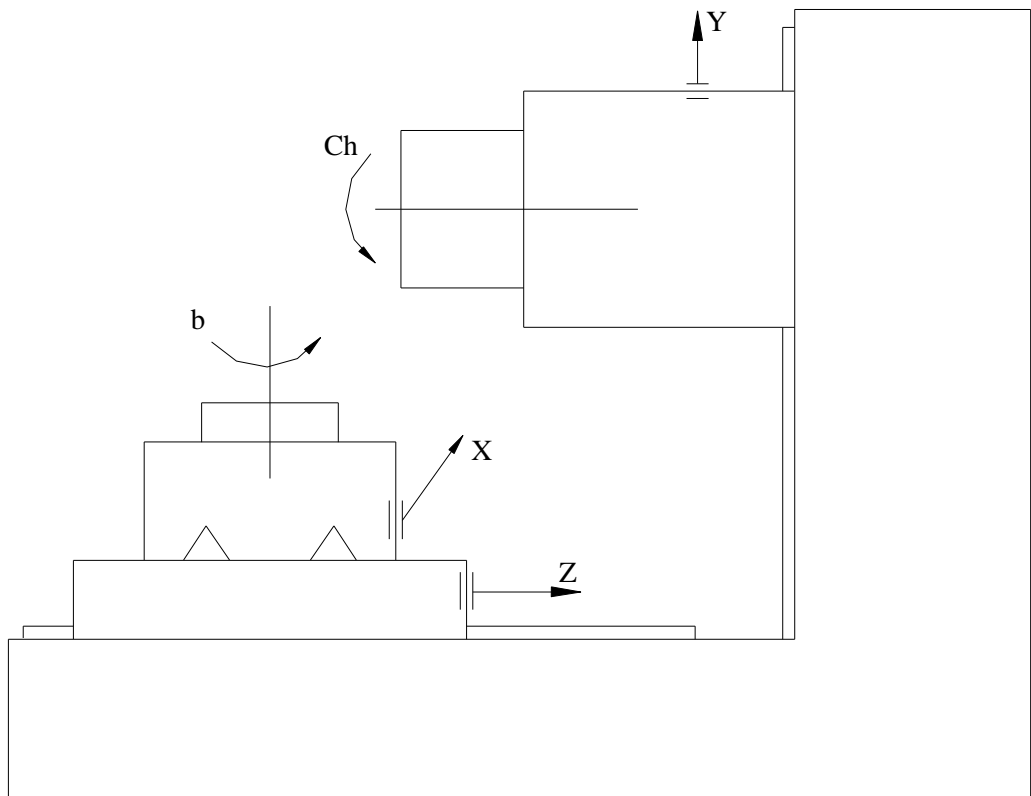
$$M4 \quad 1 \bar{1} \bar{1} 0 + \bar{0} \bar{1} 0\bar{0} + \bar{0} 0 \bar{1} \bar{0} + 0 \bar{1} \bar{1} 1$$

Провівши додавання умов відбору отримали:

$$\otimes + XZOY + \otimes + \otimes$$

Знак \otimes відповідає нуль-множині, яка виражає протиріччя умов і відсутність пересічення. В нас вийшла одна єдина компоновальна схема і формула XZOY.

По отриманій структурній формулі будуюмо компоновку (рис.4.2).



bXZOYCh

Рисунок 4.2. – Раціональна компоновка проектованого верстата

Ця компоновка є вібростійкою, тому що колона є стаціонарним блоком. Шпиндельний вузол займає горизонтальне положення і здійснює вертикальний рух. Маса шпиндельного вузла незначна, що збільшує жорсткість вузла. Із збільшенням жорсткості покращується динамічна властивість верстата, зменшуються деформації викликані впливом мас вузлів, що рухаються, як наслідок збільшується точність верстата.

РОЗДІЛ 5. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

5.1. Вибір діапазону регулювання виконавчих рухів механізмів верстату

Розробка структурно-кінематичної схеми та кінематичної схеми верстату.

Для утворення циліндричних, внутрішніх циліндричних, плоских, різьбових поверхонь в попередніх розділах були визначені необхідні формоутворюючі рухи. На основі аналізу формоутворення складемо структурно-кінематичну схему, яка забезпечить формоутворення вказаних поверхонь.

Для більшості формоутворюючих поверхонь необхідні прості рухи. Складні рухи необхідні для утворення різьбових та гвинтових поверхонь.

Структурно-кінематична схема, яка забезпечила б задані виконавчі рухи представлена на рисунку 5.1.

Головний рух O_1 забезпечується двигуном M_1 по зовнішньому кінематичному зв'язку 1 – 2, в якому є постійні передачі і механізм зміни швидкості.

Внутрішній кінематичний зв'язок – опори шпинделя. Рух подач забезпечується переміщенням заготовки вздовж осі шпинделя по руху Π_2 і забезпечується від двигуна M_3 через механізм перетворення обертового руху в поступальний.

Установчі руху Π_3 , Π_4 , Π_5 забезпечуються переміщенням стола з заготовкою і шпиндельної бабки. Приводами цих рухів є такі самі механізми, як і по руху Π_2 .

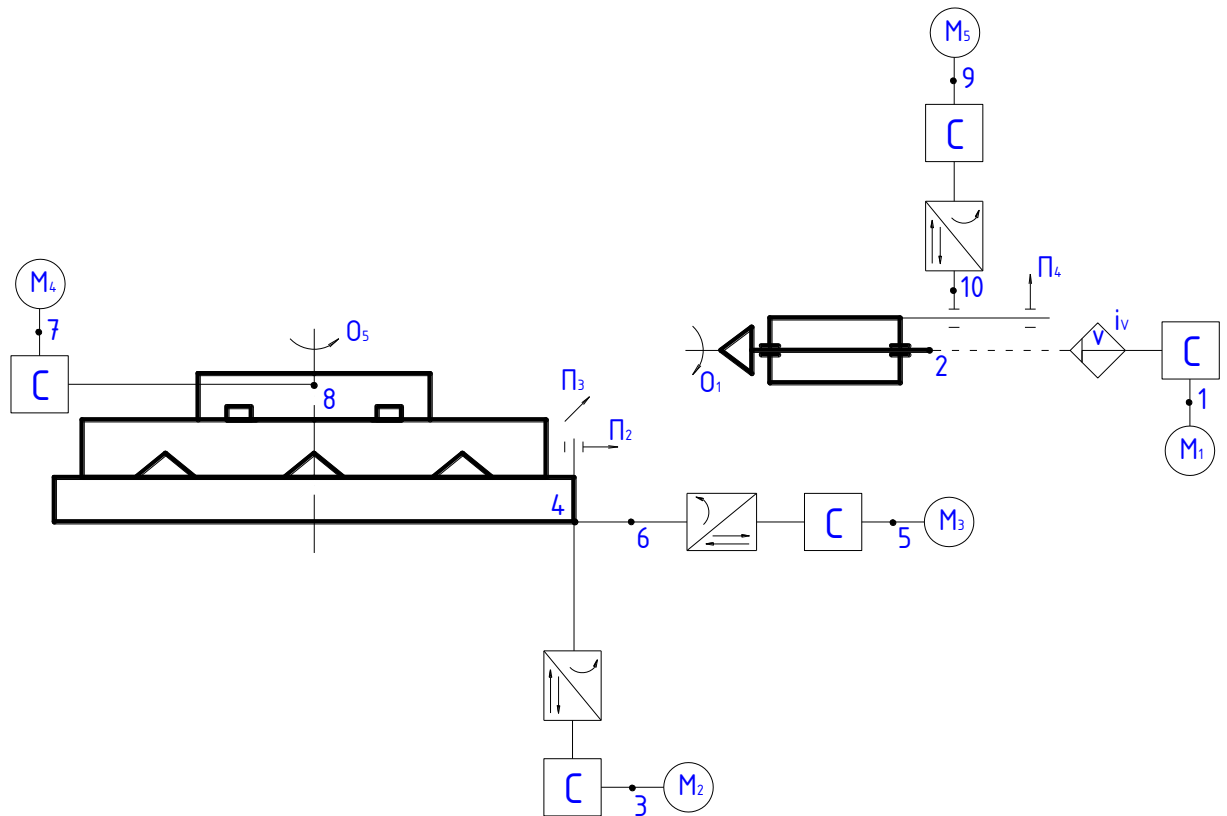


Рисунок 5.1 – Структурно-кінематична схема

Попередній вибір двигуна [4]

$$N_{ном}^{\partial} = \frac{N_e}{\eta} = \frac{9}{0,85} = 10,5 \text{ кВт} \quad (5.1)$$

З врахуванням втрат потужності при холостому ході попередньо приймаємо електродвигун 2ПН-225МГ з $N_{ном} = 15 \text{ кВт}$; $n_{ном} = 750 \text{ об/хв}$; $n_{min} = 160 \text{ об/хв}$; $n_{max} = 2500 \text{ об/хв}$;

Визначаємо діапазон регулювання приводу:

$$D_n = \frac{n_{max}}{n_{min}} = \frac{2000}{40} = 50 \quad (5.2)$$

Визначаємо діапазон регулювання двигуна з постійною потужністю:

$$D_{\partial в} \approx \frac{n_{\partial. max}}{n_{\partial. ном}} = \frac{2500}{150} = 3,3 \quad (5.3)$$

Оскільки діапазон приводу дуже великий, а діапазон регулювання з постійною потужністю незначний, то для зменшення кінематичного ланцюга

приводу з врахуванням технологічних операцій, на які використовується незначна потужність різання, приймаємо допустимим регулюванням з постійним крутним моментом. Тоді діапазон регулювання двигуна з постійним крутним моментом буде:

$$D'_{\text{дв}}(M) = \frac{n_{\text{ном}}}{n_{\text{min}}} = \frac{750}{160} = 4,7 \quad (5.4)$$

Загальний діапазон регулювання двигуна:

$$D_{\text{дв}} = D_{\text{дв}}(N) \cdot D'_{\text{дв}}(M) = \frac{n_{\text{дв. max}}}{n_{\text{дв. min}}} = 15,6 \quad (5.5)$$

Визначаємо діапазон регулювання ступінчатого приводу:

$$D_{\text{см}} = \frac{D_n}{D_{\text{дв}}} = \frac{50}{15,6} = 3,2 \quad (5.6)$$

Вказаний діапазон може бути реалізований структурою з переборною групою: $Z_{\text{см}} = 1 + 1 \cdot 2_{(1)}$

У верстатах з ЧПК при використанні двигунів постійного струму регулювання швидкостей часто ведеться не безступенево, а ступенево з малим значенням $\varphi(1,26 \dots 1,06)$. При цьому спрощується керування приводом. Приймаємо $\varphi = 1,26$.

Тоді в діапазоні двигуна з $N = \text{const}$ забезпечується фіктивним число ступеней регулювання:

$$Z_{\text{фікт}} = \frac{\lg D_{\text{дв}}(N)}{\lg \varphi} + 1 = \frac{\lg 3,3}{\lg 1,26} + 1 \approx 6 \quad (5.7)$$

Визначаємо $Z_{\text{фікт}}$ при $M = \text{const}$:

$$Z_{\text{фікт}} = \frac{\lg D'_{\text{дв}}(M)}{\lg \varphi} + 1 = \frac{\lg 4,7}{\lg 1,26} + 1 \approx 8 \quad (5.8)$$

$$Z_{\text{заг}} = \frac{\lg D_n}{\lg \varphi} + 1 = \frac{\lg 50}{\lg 1,26} + 1 \approx 18 \quad (5.9)$$

По прийнятій структурі $Z_{\text{заг}}$ запишемо нормальну структуру приводу:

$$Z = 6_{(1)} \cdot 1 + 8_{(1)} \cdot 1 \cdot 2_{(8)} = 22$$

Оскільки при нормальній структурі регулювання отримали 22 ступені регулювання, а нам потрібно 18, в останній групі змінюємо характеристику. Тоді структурна формула буде мати вигляд:

$$Z = 6_{(1)} \cdot 1 + 8_{(1)} \cdot 1 \cdot 2_{(5)} = 18$$

По цій структурній формулі будемо графік чисел обертів і структурну сітку.

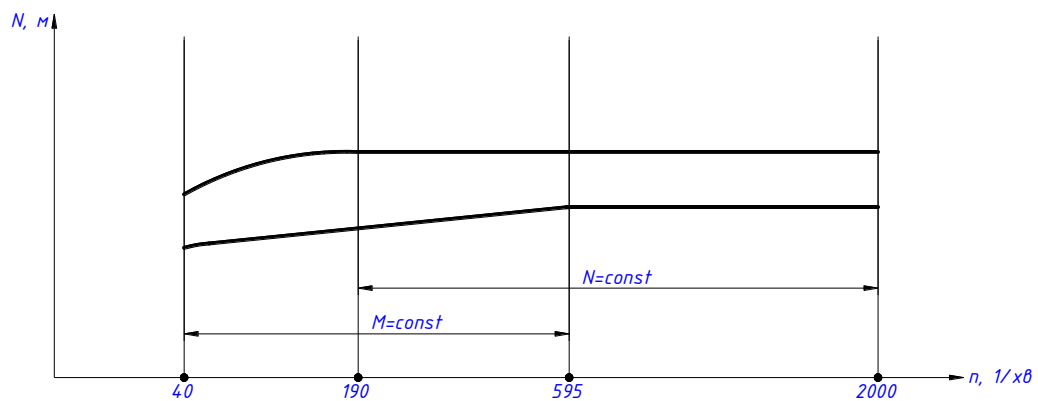


Рисунок 5.2 – Графік діапазону регулювання

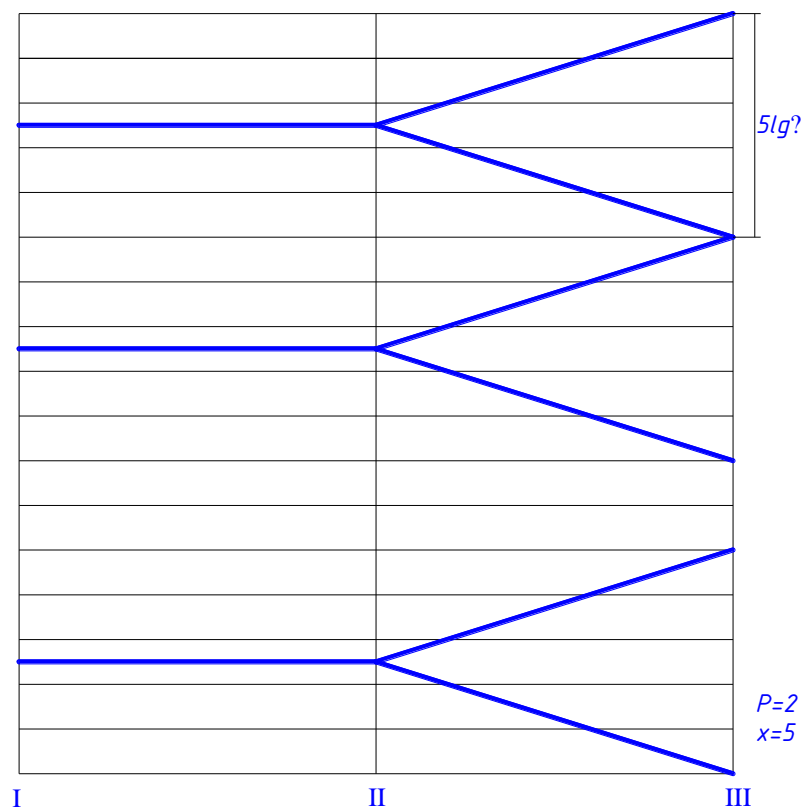


Рисунок 5.3 – Структурна сітка

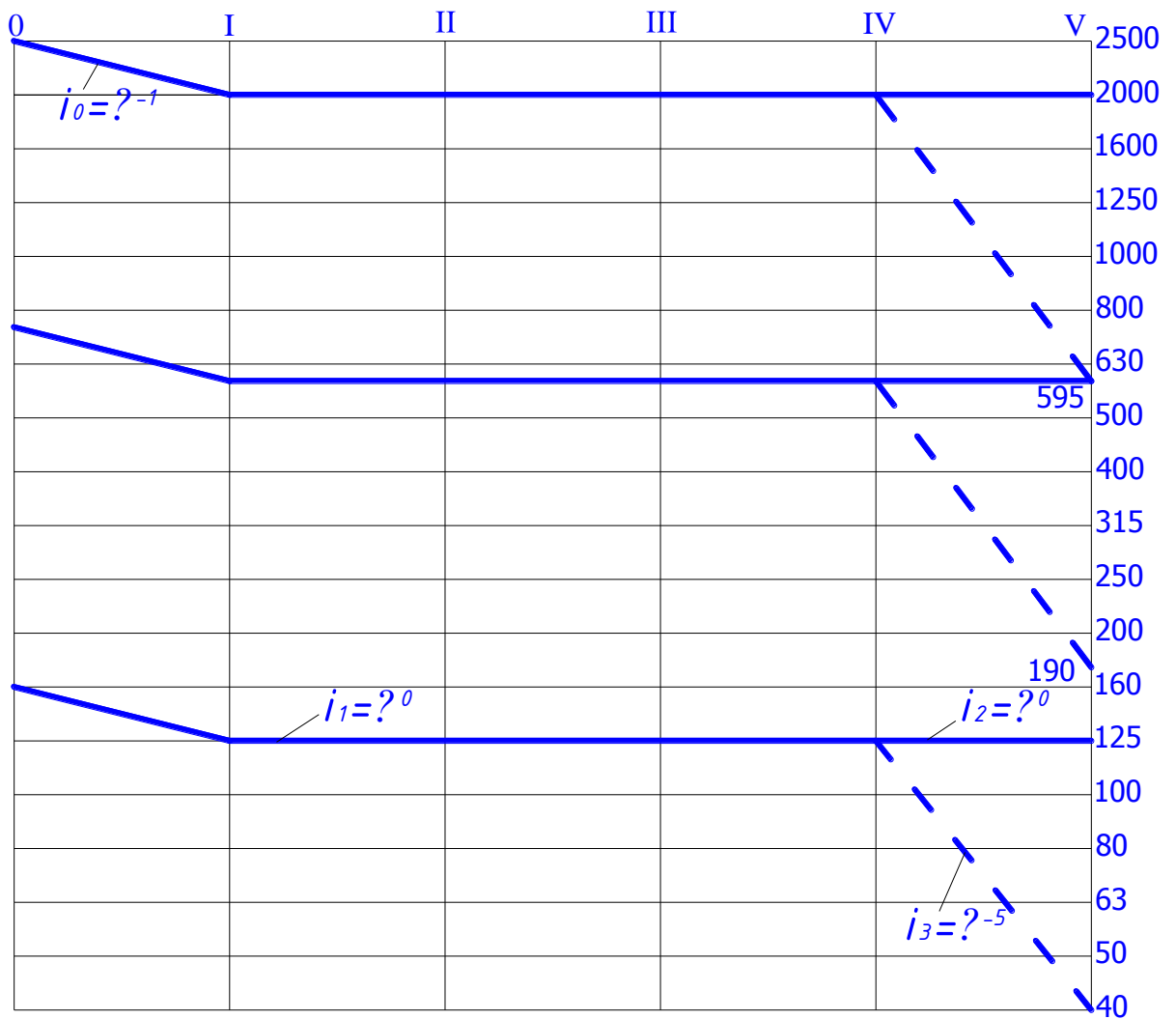


Рисунок 5.4 – Графік чисел обертів на проектованому верстаті

5.2 Кінематичний розрахунок верстату та обґрунтування його кінематичної схеми

На основі структурної сітки і графіка чисел обертів будемо кінематичну схему приводу головного руху.

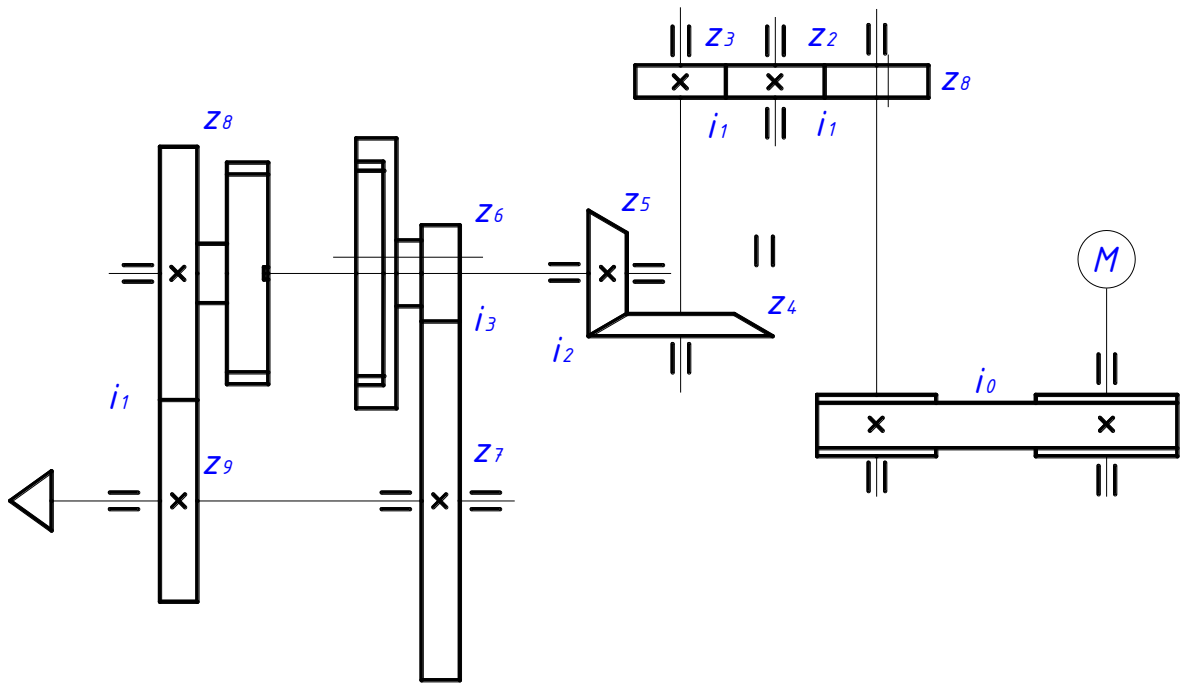


Рисунок 5.5 – Кінематична схема приводу головного руху

Визначаємо передаточне відношення:

$$i_0 = \frac{1}{1,26};$$

$$i_3 = \frac{z_6}{z_7} = \varphi^{-5} = \frac{1}{3,175};$$

$$i_3 = \frac{z_1}{z_2} = \frac{z_2}{z_3} = \varphi^0 = 1;$$

$$i_4 = \frac{z_8}{z_9} = \varphi^0 = 1;$$

$$i_2 = \frac{z_4}{z_5} = \varphi^0 = 1.$$

5.3 Вибір потужності і типу двигунів

Для розрахунку потужності приводу верстату необхідно мати найбільшу потужність різання.

Табличним методом визначаємо, що $N_{max} = 9$ кВт для фрезерування

фрезною Ø200 мм деталі із сталі.

Враховуючи по аналогах верстатів даного типу, що кінематичний ланцюг головного руху буде невеликий, прийmemo коефіцієнт корисної дії головного приводу $\eta = 0,85$

$$N_{ном}^{\partial} = \frac{N_{e.max}}{\eta} = \frac{9}{0,85} = 10,6 \text{ кВт} \quad (5.10)$$

Визначаємо розрахунковий коефіцієнт корисної дії:

$$\eta_{розр} = \eta_{підш}^{10} \cdot \eta_{з.кол}^6 = 0,9 \cdot 0,96 = 0,85 \quad (5.11)$$

Визначаємо втрати потужності по холостому ході:

$$N_{x.x} = K_M \cdot d_{cp} \cdot (n_I + n_{II} + n_{III} + n_{IV} + n_V + C_{мин}) \quad (5.12)$$

де $K_M = 4 \cdot 10^{-4}$ - коефіцієнт, що залежить від умов виготовлення, змазки, конструкції у випадку втрат на тертя в елементах приводу.

d_{cp} - середній діаметр валів в ланцюгу передач крім шпинделя.

$$C = K_{мин} \cdot \frac{d_{ун}}{d_{cp}} = 1,5 \cdot \frac{70}{50} = 2,1 \quad (5.13)$$

Визначаємо діаметр валів:

$$d_i = 115 \cdot \sqrt[4]{\frac{N_{eф}}{n_i \cdot \eta}} \quad (5.14)$$

$$d_1 = 115 \cdot \sqrt[4]{\frac{9}{500 \cdot 0,85}} = 47 \text{ мм};$$

$$d_2 = d_3 = 115 \cdot \sqrt[4]{\frac{9}{500 \cdot 0,85}} = 48 \text{ мм};$$

$$d_4 = d_5 = 115 \cdot \sqrt[4]{\frac{9}{500 \cdot 0,85}} = 48 \text{ мм};$$

$$d_{ун} = 115 \cdot \sqrt[4]{\frac{9}{125 \cdot 0,85}} = 62 \text{ мм}.$$

Приймаємо всі діаметри валів $d = 50$, а діаметр шпинделя $d_{ун} = 70$ мм.

$K_{uu} = 1,5$ - для підшипників кочення.

$$N_{x.x} = 4 \cdot 10^{-4} \cdot 5(500 + 400 + 400 + 400 + 400 + 2,1 \cdot 125) = 4,7 \text{ кВт.}$$

По знайденому значенню потужності $N_{\text{де}}$ вибираємо електродвигун найбільшої ближчої потужності постійного струму 2ПН-225МГ із характеристиками:

$N_n = 15 \text{ кВт};$	$I = 79 \text{ А};$	$N_{\text{max}} = 955 \text{ Н}\cdot\text{м};$
$n_{\text{ном}} = 750 \text{ об/хв.};$	$M_{\text{ном}} = 191 \text{ Н}\cdot\text{м};$	$I = 0,525 \text{ кг}\cdot\text{м}^2;$
$n_{\text{min}} = 160 \text{ об/хв.};$	$U = 220 \text{ В};$	$\varepsilon = 1819 \text{ рад/с}^2;$
$n_{\text{max}} = 2500 \text{ об/хв.};$	$\eta = 0,85;$	$m = 230 \text{ кг.}$

5.4 Конструювання та розрахунок шпиндельного вузла

5.4.1 Призначення і технічні вимоги до шпиндельного вузла

Шпиндельний вузол (ШВ) – це одна із найважливіших складових верстату. Від цього залежить точність та якість обробки деталі.

Конструкцію шпинделю визначають:

- необхідна жорсткість;
- міжопорна відстань;
- наявність отворів для пропускання матеріалів та інших цілей;
- конструкція привідних деталей, їх розміщення на шпинделі;
- метод кріплення патрона для деталі чи інструменту.

Шпинделі сучасних верстатів мають складну форму. До них ставляться високі вимоги щодо точності виготовлення. ШВ – це кінцева ланка приводу головного руху і призначений для закріплення інструменту або заготовки, надає значний, часто лімітуючий вплив на точність, продуктивність, надійність всього верстату. Шпиндельні вузли верстатів у відповідності до вимог, які до них ставляться, повинні забезпечувати [3,4,5]:

1. Передачу на заготовку або інструмент розрахункових режимів різання для

заданих технологічних операцій;

2. Точність обертання, що оцінюється радіальним і осьовим биттям переднього кінця шпинделя; для верстатів загального призначення в залежності від класу точності верстату повинна відповідати стандартним значенням для спеціальних верстатів, точність обертання залежить від необхідної точності обробки [3,4,5]

$$\Delta = \frac{\Delta D}{3} \quad (5.16)$$

де Δ - биття шпинделя;

ΔD - допуск на лімітуючий розмір готової деталі.

$$\Delta = \frac{0,03}{3} = 0,01 \text{ мм} = 10 \text{ мкм}$$

3. Жорсткість (радіальна і осьова) визначається по деформації ШВ під навантаженням на передньому кінці шпинделя, Н/мкм:

$$j = \frac{F}{y} \quad (5.17)$$

де F – сила, прикладена на передньому кінці шпинделя, Н;

y – прогин переднього кінця шпинделя, мкм.

Деформація ШВ в загальному балансі пружних переміщень верстатів доходить до 50%, а в деяких типах до 85%. Єдиних норм для призначення жорсткості шпиндельних вузлів не існує. Виходячи із нормальної роботи підшипників, жорсткість на проміжку між опорами обмежують величиною 250 – 500 Н/мкм (більше значення для верстатів підвищеної точності).

Так, для багатоопераційних верстатів:

$$\frac{N}{j} = 0,25 \dots 0,35 \text{ кВт} \cdot \text{мкм/дин} \quad (5.18)$$

$$N = j(0,25 \dots 0,35) = 42,24 \cdot (0,25 \dots 0,35) = (10,56 \dots 14,7) \text{ кВт}$$

$$j = \frac{F}{y} = \frac{422,4}{10} = 42,24 \text{ Н/мкм.}$$

Така розрахункова жорсткість забезпечила б точність обробки по даному класу.

Згідно рекомендацій приймемо жорсткість $J=250$ Н/мкм для двигуна $N=15$ кВт.

4. Високі динамічні властивості (вібростійкість), які визначаються амплітудою коливань переднього кінця шпинделя і частотою власних коливань. Вібрації, які виникають в шпинделі, негативно впливають на точність і чистоту обробки, стійкість інструмента і продуктивність верстату. Необхідно, щоб власна частота шпинделя була не нижча 500-600 Гц.

5. Мінімальні тепловиділення і температурні деформації ШВ впливають на точність обробки і на роботоздатність опор. Тепловиділення регламентуються допустимим нагріванням підшипників (норма на зовнішньому кільці підшипників складає 70°C) – для верстатів класу Н.

6. Довговічність ШВ залежить від довговічності опор шпинделя, яка в свою чергу залежить від ефективності системи змазки, ущільнення, частоти обертання, величини попереднього натягу в підшипниках кочення і т.д.

Довговічність шпиндельних вузлів не регламентована, її визначають по втомленості, зносу деталей підшипника або втрат мастильних властивостей масла. Діаметр шийки шпинделя вибирають по критерію жорсткості, що звичайно забезпечує довговічність підшипників $L_n = (12 \div 30) \cdot 10^3$ год., при застосуванні безконтактних опор (гідростатичних, гідродинамічних і аеростатичних).

7. Швидке і точне закріплення інструменту або оброблюваної деталі в шпинделі верстату.

8. Мінімальні затрати на виготовлення, складання і експлуатацію ШВ при забезпеченні усіх решти умов.

9. Швидкохідність. В залежності від потужності діаметр шийки шпинделя по відношенню:

$$\frac{N}{d} = 0,2 \dots 0,35 \text{ кВт/мм} \quad (5.19)$$

$$d = \frac{N}{0,35} = \frac{15}{0,35} = 49,2 \text{ мм.}$$

В зв'язку з тим, що передній кінець шпинделя має отвір для закріплення оправки, то приймаємо $d=70$ мм.

Оскільки відомо, що число обертів шпинделя $n=125$ об/хв. Параметр швидкохідності $n \cdot d$ – в залежності від цього параметру вибираємо компоновальну схему шпиндельного вузла:

$$n \cdot d = 125 \cdot 70 = 8750 \text{ мм} \cdot \text{хв}^{-1} = 145,9 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1}.$$

Шпинделі служать для кріплення і обертання заготовок чи різальних інструментів, забезпечуючи їх положення по відношенню до других деталей верстату в процесі обробки. Конструктивні форми шпиндельних вузлів визначаються типом і призначенням верстата, вимогам точності, умові роботи шпинделя, методом кріплення інструменту і заготовки, розміщенням і типом елементів приводу, типом підшипників і їх конструкцією.

По конструкції ШВ повинен бути по можливості простим з мінімальною кількістю переходів, шпонок, різьб в міжпорній відстані. Радіальна жорсткість шпинделя у всіх напрямках повинна бути однаковою, що дуже важливо для точних верстатів.

Для закріплення інструменту або деталі на передньому кінці шпинделя виконано спеціальні фланці, зовнішній і внутрішній конус, розміри якого стандартні. Виконання спеціальних конструкцій та розмірів робочих кінців допускається лише у виключних випадках.

Важливим питанням являється вибір типу привідної подачі ШВ (зубчастої чи пасової), яка визначається точністю верстата, частотою обертання і величиною передавального зусилля. Для високоточних верстатів обертання шпинделю найкраще забезпечувати пасовою передачею на шків,

посаджений безпосередньо на задній кінець шпинделя.

Для високошвидкісних шпинделів ($n > 6000 \text{ хв}^{-1}$) привід може здійснюватися пневматичною турбіною до ($n = 10000 \text{ хв}^{-1}$) або електрошпинделем ($n > 150000 \text{ хв}^{-1}$).

5.4.1.1 Вибір компоувальної схеми шпиндельного вузла

В шпинделях верстатів для забезпечення високої вантажопідйомності, точності обертання, підвищеної жорсткості і мінімальної кількості виділення теплоти, як правило, застосовують підшипники кочення спеціальних конструкцій.

В нашому випадку для дії осьових сил застосовують радіально-упорні підшипники нормального виконання 36000, 46000.

Компоувальна схема буде мати вигляд:

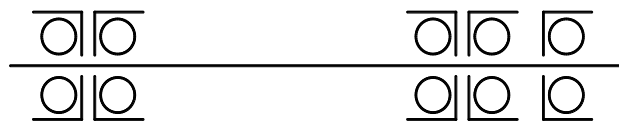


Рисунок 5.6 – Компоувальна схема шпинделя

5.4.1.2 Вибір геометричних характеристик шпиндельного вузла

Діаметр шпинделя попередньо може бути визначено з наступної залежності:

$$d \leq \sqrt[4]{0,05 \div 0,1l^3} \quad (5.20)$$

де l – відстань між опорами шпинделя.

Так як міжопорна відстань невідома, то діаметр шпинделя в передній опорі будемо шукати за формулою:

$$d = \frac{d_{n.табл}}{n_{max}} \quad (5.21)$$

де n_{max} - максимальна частота обертання шпинделя, об/хв.

$$d = \frac{35100}{500} = 70,2 \text{ мм.}$$

Прийmemo діаметр шпинделя в передній опорі $d=70$ мм.

Діаметр в задній опорі:

$$d_z = (0,8...1)d = 0,86 \cdot 70 = 60 \text{ мм} \quad (5.22)$$

Приймаємо $d_z = 60$ мм.

Діаметр в міжопорній частині:

$$d_m = (0,9...1)d = 0,9 \cdot 70 = 63 \text{ мм} \quad (5.23)$$

Виліт шпинделя:

$$c = (1,2...2,1)d = 1,2 \cdot 70 = 84 \text{ мм} \quad (5.24)$$

Міжопорна відстань:

$$l = 3 \cdot d = 3 \cdot 70 = 210 \text{ мм} \quad (5.25)$$

Діаметр переднього кінця шпинделя:

$$d_k = (1,2...1,4)d = 1,3 \cdot 70 = 94 \text{ мм} \quad (5.26)$$

5.4.1.3 Характеристика елементів шпиндельного вузла

Для передньої опорі шпинделя використовуємо підшипники радіально-упорні типу 36214 з такою характеристикою:

$d=70$ мм;	$r=2,5$ мм;	$n_{zran} = 6300$ об/хв;
$D=110$ мм;	$c=63000$ Н;	$m=1,04$ кг;
$B=24$ мм;	$co=55900$ Н;	$\alpha = 12^\circ$.

Для задньої опорі шпинделя використовуємо підшипники радіально-упорні типу 46000 з такою характеристикою:

$d=60$ мм;	$r=2,5$ мм;	$n_{zran} = 5000$ об/хв;
$D=92$ мм;	$c=45400$ Н;	$m=0,77$ кг;
$B=22$ мм;	$co=36800$ Н;	$\alpha = 26^\circ$.

Для крайньої опорі шпинделя використовуємо підшипники радіально-

упорні типу 36209 з такою характеристикою:

$d=45\text{мм};$	$r=2\text{мм};$	$n_{\text{гран}} = 6300 \text{ об/хв};$
$D=85\text{мм};$	$c=32300\text{Н};$	$m=0,42\text{кг};$
$B=19\text{мм};$	$c_0=25600\text{Н};$	$\alpha = 12^\circ .$

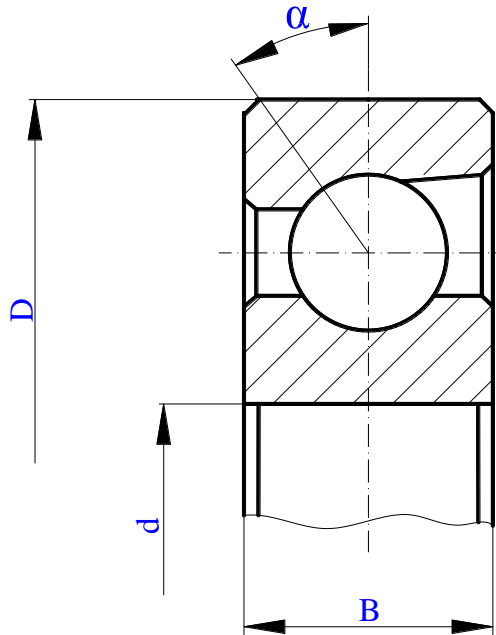


Рисунок 5.7 – Підшипник шпинделя

Радіально-упорні підшипники призначені для сприймання радіальних і осьових навантажень. Їх властивість сприймати осьове навантаження визначається величиною кута контакту α , що представляє собою кут між площиною центрів шариків і прямою, що проходить через центр шарика, і точку дотику шарика з дорожкою кочення. Із збільшенням кута контакту осьова вантажопідйомність збільшується і зменшується радіально.

Системи ущільнень. За умовами роботи ущільнюючі пристрої поділяються на пристрої статичного і динамічного режиму обробки. При статичному режимі роботи між ущільненнями і спряженими з ними поверхнями деталей не повинно бути відносного руху. При динамічному

режимі роботи ущільнення повинні обмежувати або запобігати витіканню змащувального матеріалу з робочої поверхні. Використовуємо для проєктованого шпindelного вузла ущільнення лабіринтового типу. Лабіринтові ущільнення характеризуються складною формою зазору між обертовою і нерухомою частиною вузла. Для підвищення щільності цей зазор набивають пластичною змазкою незалежно від того, чи підшипник працює на пластичній чи в'язкій змазці. Деталі, що обертаються і утворюють в ущільненні лабіринтні щілини використовують одночасно як фланці, які затримують вологу, бруд, масло.

Границя допустимої колової швидкості в лабіринтових ущільненнях необмежена.

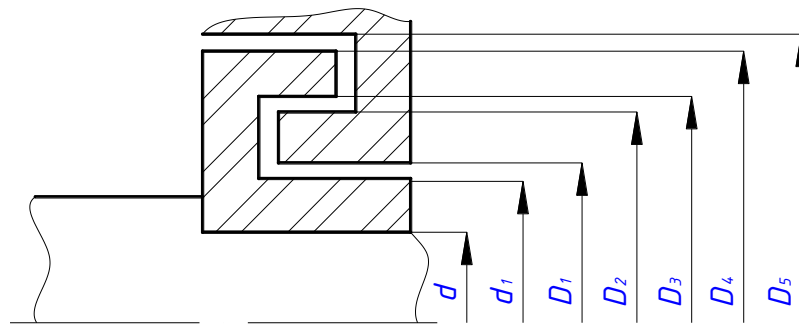


Рисунок 5.8 – Система ущільнення

$d=70\text{мм}; \quad D1=82,8\text{мм}; \quad D3=95\text{мм}; \quad D5=107\text{мм};$

$d1=82\text{мм}; \quad D2=94,2\text{мм}; \quad D4=106,2\text{мм};$

Система попереднього осьового натягу підшипників опор. Для підвищення жорсткості підшипників, а також усунення зазорів, що підвищує точність обертання, в них застосовують попередній натяг, тобто прикладають потрібну поперечну силу. В радіально-упорних підшипниках для створення попереднього натягу застосовують зовнішні кільця відносно внутрішніх в осьовому напрямку, для чого зшліфовують торці кілець, або використовують втулки різної довжини з зовнішніми та внутрішніми

кільцями, або встановлюють розпирні пружини.

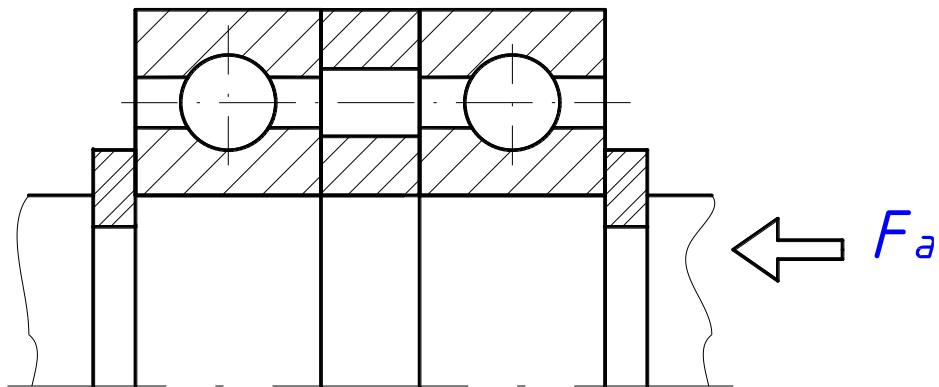


Рисунок 5.9 – Система попереднього натягу підшипників

Визначення геометричних параметрів передач:

а) Пасова передача

Пасову передачу визначаємо табличним методом по [12,13] маючи обертовий момент, який передає двигун $M_{кр} = 955 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Приймаємо два клинових паси типу Г ГОСТ 1284.1-80

Ширина $b=32\text{мм}$; $b_p=27\text{мм}$; $h=19\text{мм}$; $y=6,9$; $A_1=476\text{мм}^2$;
 $L=3150\dots150000\text{мм}$.

Визначаємо діаметр шківів [12,13]

$$d = c\sqrt[3]{M} \quad (5.27)$$

де $c=40$ – коефіцієнт, що залежить від січення паса;

$M=955 \text{ Н}\cdot\text{м}$ – обертовий момент двигуна

$$d_1 = 40 \cdot \sqrt[3]{955} = 394 \text{ мм.}$$

Приймаємо по R20 – ряду стандартних чисел $d=395\text{мм}$.

Визначаємо діаметр меншого шківа:

$$d_2 = d_1 \cdot U = 395 \cdot \frac{1}{1,26} = 313 \text{ мм.}$$

Приймаємо по R20 - $d_2 = 315 \text{ мм}$.

Визначаємо колову силу [12,13]

$$F_t = \frac{2M_1 \cdot 100}{d_M} \quad (5.28)$$

$$F_t = \frac{2 \cdot 955 \cdot 100}{315} = 606 \text{ Н.}$$

Визначаємо оптимальну міжосьову відстань:

$$a = 1,5 \cdot \frac{d_1}{\sqrt[3]{U}} \quad (5.29)$$

$$a = 1,5 \cdot \frac{395}{\sqrt[3]{\frac{1}{1,26}}} = 658 \text{ мм}$$

Визначаємо довжину паса:

$$L = 2a + \Delta_1 + \frac{\Delta_2}{a} \quad (5.30)$$

$$\Delta_1 = \pi \cdot \frac{d_1 + d_2}{2} \quad (5.31)$$

$$\Delta_2 = \left(\frac{d_1 - d_2}{2} \right)^2 \quad (5.32)$$

$$\Delta_1 = 3,14 \cdot \frac{395 + 315}{2} = 1114,7 \text{ мм}$$

$$\Delta_2 = \left(\frac{395 - 315}{2} \right)^2 = 1600 \text{ мм}$$

$$L = 2 \cdot 658 + 1114,7 + \frac{1600}{2} = 3230,7 \text{ мм}$$

Приймаємо $L = 3240$ мм.

Уточнюємо міжосьову відстань:

$$a = 0,25 \cdot \left[L - \Delta_1 \right] + \sqrt{\left(L - \Delta_1 \right)^2 - 8 \cdot \Delta_2} \quad (5.33)$$

$$a = 0,25 \cdot \left[3240 - 1114,7 \right] + \sqrt{\left(3240 - 1114,7 \right)^2 - 8 \cdot 1600} = 1062 \text{ мм}$$

Визначаємо кут обхвату

$$\alpha = 180^\circ - 60^\circ \cdot \frac{d_1 - d_2}{a} \quad (5.34)$$

$$\alpha = 180^{\circ} - 60^{\circ} \cdot \frac{395 - 315}{1062} = 175,5^{\circ}$$

Визначаємо напруги на пасі:

$$K_0 = \frac{5,55}{\Pi^{0,09}} - 6 \cdot \frac{b_p^{1,57}}{d_2 \cdot k_u} - 10^{-3} \cdot V^2 \quad (5.35)$$

де $K_U = 1,14$ - поправочний коефіцієнт;

$$\Pi = \frac{1000 \cdot V}{L} \quad (5.36)$$

$$V = \frac{\omega_1 \cdot d_M}{2 \cdot 1000} \quad (5.37)$$

$$V = \frac{150 \cdot 315}{2 \cdot 1000} = 23,6 \text{ м/с} - \text{швидкість паса};$$

$$K_0 = \frac{5,55}{22^{0,09}} - 6 \cdot \frac{19^{1,57}}{315 \cdot 1,14} - 10^{-3} \cdot 23,6^2 = 1,2 \text{ МПа}$$

Визначаємо необхідну кількість пасів:

$$z = \frac{F_t}{K_0 \cdot A} \quad (5.38)$$

$$z = \frac{606}{1,2 \cdot 476} = 1,1$$

Приймаємо число пасів $z=2$

б). Визначення геометричних параметрів зубчастих коліс.

Приймаємо матеріал: для шестерні – сталь 40 ХН з термообробкою покращення до НВ 300; для колеса – сталь 40Х, термічна обробка – покращення до твердості НВ 275.

Подальший розрахунок будемо вести згідно [15].

Розрахунок ведемо за контактними напруженнями:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \lim b} \cdot K_{HL}}{[S_H]} \quad (5.39)$$

Покращення контактної витривалості при базовому числі циклів. Для

вибраного матеріалу:

$$\sigma_{H \lim b} = 2 \cdot HB + 70;$$

$[S_H] = 1,2$ – коефіцієнт безпеки при об'ємній закалці;

$K_{HL} = 1$ – коефіцієнт довговічно сті при тривалій експлуатації редуктора.

Для шестерні:

$$[\sigma_{H1}] = \frac{610 \cdot 1}{1,2} = 558 \text{ МПа.}$$

Для колеса:

$$[\sigma_{H1}] = \frac{620 \cdot 1}{1,2} = 517 \text{ МПа.}$$

Для косозубих коліс розрахункова допустима контактна напруга:

$$[\sigma_H] = 0,45 \cdot ([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]);$$

$$[\sigma_H] = 0,45 \cdot (558 + 517) = 484 \text{ МПа.} \quad (5.40)$$

Коефіцієнт навантаження для несиметричного розташування зубчастих коліс відносно опор приймаємо $K_{H\beta} = 1,35$.

Коефіцієнт ширини вінця по міжосьовій відстані $\psi_{ba} = \frac{b}{a_w} = 0,2$.

Передаточне відношення $u = \frac{22}{70} = 0,31$.

Визначаємо міжосьову відстань. З умови контактної витривалості активних поверхонь:

$$a_w = K_0 (u + 1) \sqrt[3]{\frac{M_1 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot u^2 \cdot \psi_{ba}}}; \quad (5.41)$$

$$a_w = 43 \cdot (0,31 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{936 \cdot 10^3 \cdot 1,35}{484^2 \cdot 0,31^2 \cdot 0,2}} = 300 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 2185 приймаємо $a_w = 200$ мм.

Визначаємо нормальний модуль:

$$m_H = K_M \cdot \sqrt[3]{\frac{K_{YF}' \cdot F_{F\beta} \cdot M}{z_1^2 \cdot \psi_{ba} \cdot \sigma_{FP}}}; \quad (5.42)$$

$$m_H = 1,12 \cdot \sqrt[3]{\frac{1 \cdot 3,96 \cdot 1,1 \cdot 936}{22^2 \cdot 1,19 \cdot 160 \cdot 10^6}} = 4,2 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Згідно ГОСТ 16350-70 приймаємо $m_H=4$ мм.

Приймаємо кут нахилу зубів $\beta=10^0$.

Уточнюємо значення кута нахилу зубів:

$$\cos \beta = \frac{(22 + 70) \cdot 4}{2 \cdot 220} = 0,92; \quad \beta = \arccos 0,92 = 23^0.$$

Визначаємо основні діаметри шестерні і колеса:

$$d_1 = \frac{m_H}{\cos \beta} \cdot z_1; \quad (5.43)$$

$$d = \frac{4}{0,92} \cdot 22 = 95,6 \text{ мм} - \text{приймаємо } d_1 = 96 \text{ мм};$$

$$d_2 = \frac{4}{0,92} \cdot 70 = 304 \text{ мм.}$$

Перевіряємо міжосьову відстань:

$$a_w = \frac{96 + 304}{2} = 200.$$

Визначаємо ширину коліс:

$$b = \psi_{ba} \cdot a_w; \quad (5.44)$$

$$b_1 = b_2 = 0,2 \cdot 200 = 40 \text{ мм.}$$

Визначаємо коефіцієнт навантаження для перевірки контактних напружень:

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\delta}, \quad (5.45)$$

$$\text{де } K_{H\beta} = 1,08; \quad K_{H\alpha} = 1,07; \quad K_{H\delta} = 1;$$

$$K_H = 1,08 \cdot 1,07 \cdot 1 = 1,16.$$

Перевірка контактних напруг:

$$\sigma_H = \frac{270}{a_w} \cdot \sqrt{\frac{M_K \cdot K_H \cdot (u+1)^3}{b \cdot u^2}}; \quad (5.46)$$

$$\sigma_H = \frac{270}{200} \cdot \sqrt{\frac{936 \cdot 10^3 \cdot 1,16 \cdot (0,31+1)^3}{40 \cdot 0,31^2}} = 591 \text{ МПа};$$

$$\sigma_H \leq [\sigma_H];$$

$$591 \leq 755 \text{ МПа}.$$

Визначаємо колову силу:

$$F_t = \frac{2M}{d^2} = \frac{2 \cdot 936 \cdot 10^3}{96} = 197 \text{ Н}.$$

Перевірка зубів на витривалість по напруженнях згину:

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_F \cdot Y_b \cdot K_{p\alpha}}{b \cdot m_H} \leq [\sigma_F], \quad (5.47)$$

де $K_F = K_{F\beta} \cdot K_{F\sigma} = 1,15 \cdot 1,1 = 1,265$ – коефіцієнт навантаження.

Коефіцієнт, що враховує форму зуба, K_F вибираємо в залежності від еквівалентного числа зубів $Y_{F1}=3,9$; $Y_{F2}=3,6$.

Допустиме напруження:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_F^0 \cdot \lim b}{[S_F]}; \quad (5.48)$$

$$[\sigma_F] = \frac{500}{1,8} = 278 \text{ МПа}.$$

Для сталі 40Х при об'ємному гартуванні границя витривалості при нульовому циклі згину $\sigma_F^0 \lim b = 500$ МПа.

Коефіцієнт безпеки $[S_F] = [S_F'] \odot [S_F''] = 1,8$.

Знаходимо відношення:

$$\frac{[\sigma_F]}{Y_{F1}} = \frac{278}{3,9} = 71,3 \text{ МПа}; \quad \frac{[\sigma_F]}{Y_{F2}} = \frac{278}{3,6} = 77,2 \text{ МПа}.$$

Подальший розрахунок ведемо по шестерні, так як для неї знайдене відношення менше.

$$K_{F\alpha} = \frac{4 \cdot (\varepsilon_{\alpha} - 1) \cdot (n - 5)}{4 \cdot \varepsilon_{\alpha}}, \quad (5.49)$$

де ε_{α} – коефіцієнт торцевого перекриття ;
 $n = 8$ – степінь точності зубчастих коліс ;

$$K_{F\alpha} = \frac{4 \cdot (1,5 - 1) \cdot (8 - 5)}{4 \cdot 1,5} = 0,92.$$

Перевіряємо зуб шестерні:

$$\sigma_F = \frac{197 \cdot 1,256 \cdot 3,9 \cdot 0,91 \cdot 0,91}{40 \cdot 4} = 68 \leq [\sigma_F] = 278 \text{ МПа}.$$

Умову міцності виконано.

Подальший розрахунок решти зубчастих передач проводимо таким самим чином.

5.4.2 Система закріплення інструменту

Система закріплення інструменту характеризується конфігурацією переднього кінця шпинделя. Передній кінець шпиндельного вузла горизонтального багатоопераційного верстату виконаний з конусом 7:24 з наступними параметрами: $D=57,15$ мм; $d=32,3$ мм; $L=121,2$ мм; $D_1=93,882$ мм; $D_2=74 \pm 0,15$ мм; $d_1 \leq 12$ мм; $d_2=146$ мм.

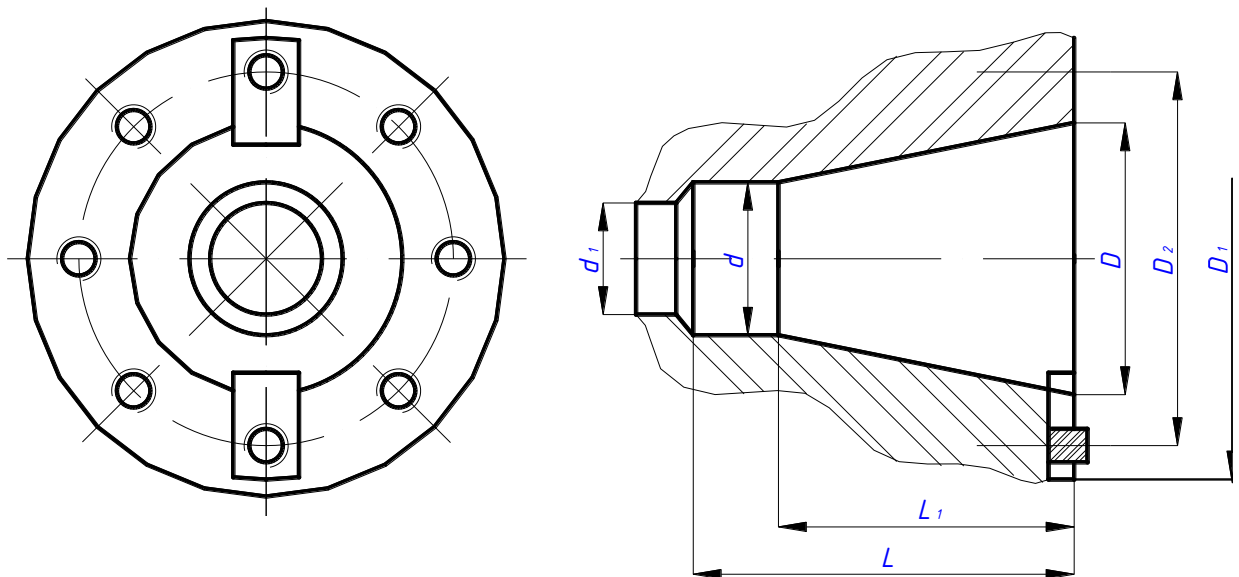


Рисунок 5.10 – Схема закріплення інструменту.

використовуються канонічні рівняння методу сил. Статично невизначена система приводиться до статично визначеної шляхом відкидання надмірних опор, прикладаються реакції та прогин в місці відкинutoї опори, рівні нулю. Для і-тої точки $S_i=0$.

Якщо врахувати, що на систему діють реакції відкинutoї опори x_j та зовнішні зусилля P , то по принципу незалежності дії сил:

$$\delta_i = \sum_{j=1}^n \delta_{ij} \cdot x_j \cdot \delta_{ip}, \quad (5.50)$$

де δ_{ij} – коефіцієнт впливу податливості, тобто деформація в і – й точці від зусилля протилежного, в j – й точці;

δ_p – сумарна деформація в j – й точці від дії зовнішніх сил.

Для шпindelного вузла враховується як жорсткість шпindelя, так і жорсткість опор.

1. Пружна балка на жорстких опорах.

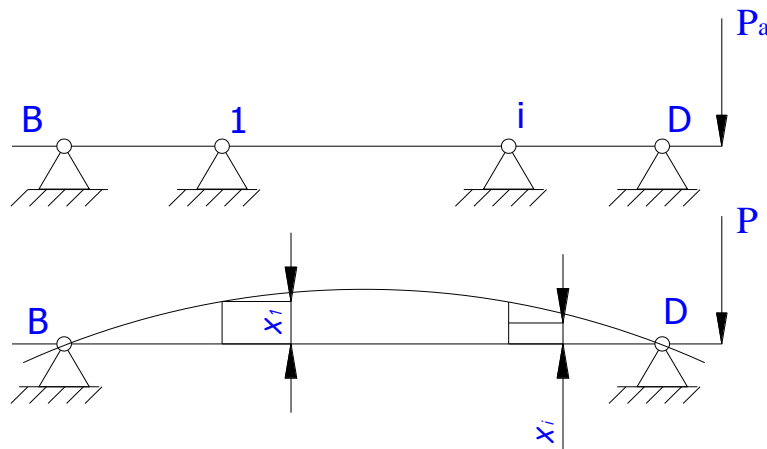


Рисунок 5.12 – Пружна балка на жорстких опорах.

$$\delta'_i = \sum_{j=1}^n \delta'_{ij} \cdot x_j \cdot \delta'_{ip}, \quad (5.51)$$

де δ'_{ip} – коефіцієнт впливу податливості балки.

2. Жорстка балка на пружних опорах.

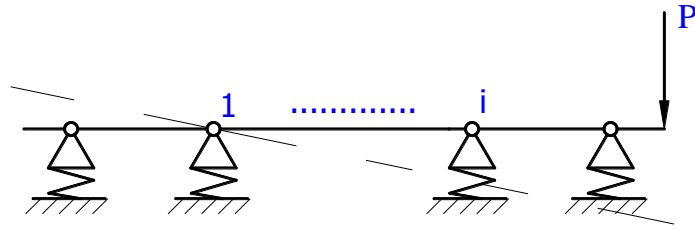


Рисунок 5.13 – Жорстка балка на пружних опорах.

В загальному випадку $\delta_i = \delta_i' + \delta_i'' = 0$. $\delta_i'' = c_i \cdot x_i$.

$$\sum_{j=1}^n \delta_{ij}' \cdot x_j \cdot \delta_{ip}' = -c_i \cdot x_i, \quad (5.52)$$

де δ_{ij} – узагальнений коефіцієнт впливу основної статично визначеної системи;
 x_j – узагальнені реакції відкинутих опор;
 δ_{ip} – деформація в i -ій точці від впливу зовнішніх сил;
 n – ступінь статичної невизначеності системи.

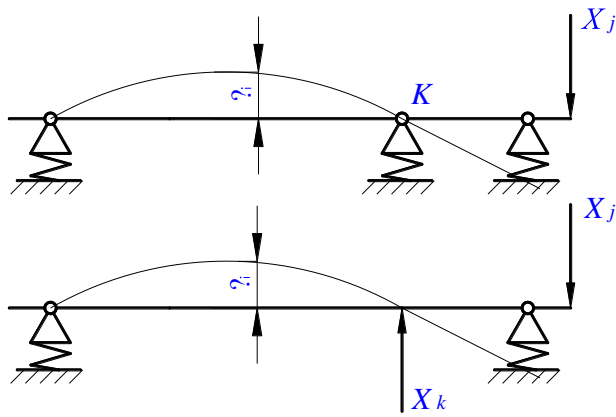
Коефіцієнти впливу статичної невизначеності системи δ_{ij} поділяються:

- 1 - α_{ij} - зміщення в точці i під дією одиничної сили, прикладеної в точці j .
- 2 - β_{ij} - кут повороту в точці i під дією сили, прикладеної в точці j .
- 3 - j_{ij} - зміщення в точці i під дією одиничного моменту, прикладеної в точці j .
- 4 - φ_{ij} - кут повороту в точці i під дією одиничного моменту, прикладеної в точці j .

Кожен з цих коефіцієнтів складається з двох частин: α_{ij}' , β_{ij}' , j_{ij}' , φ_{ij}' -
 коефіцієнти впливу пружної балки на жорстких опорах; α_{ij}'' , β_{ij}'' ,

j_{ij}'' , φ_{ij}'' - коефіцієнти впливу жорсткої балки на пружних опорах.

Отже, для розрахунку жорсткості будемо використовувати залежності:



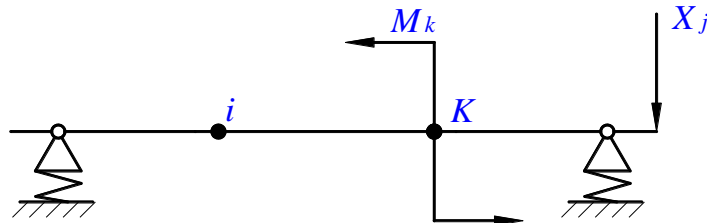
$$\delta_{ij}^k = \alpha_{ij} - \frac{\alpha_{ik} \cdot \alpha_{kj}}{\alpha_{kk} + c_k};$$

$$\delta_{ij}^{k+1} = \delta_{ij}^k - \frac{\alpha_{i,k+1} \cdot \alpha_{k+1,j}}{\alpha_{k+1;k+1} + c_{k+1}}.$$

Податливість шпindelного вузла в точці А на кінці:

$$\delta_{AA} = \alpha_{AA} - \frac{\alpha_{Ak}^2}{\alpha_{ck} + c_k}.$$

Якщо узагальнюючим зусиллям є зацімлюючий момент, розрахункова схема матиме вигляд:



$$\delta_{ij}^k = \alpha_{ij} - \frac{j_{ik} \cdot \beta_{kj}}{\varphi_{kk} + c_{nk}},$$

де c_{nk} – поворотна (кутова) податливість к – ої відкинутої опори.

В нашому випадку, коли система статично невизначена в 2 рази, то приєднання надмірних зв'язків здійснюється по чергово.

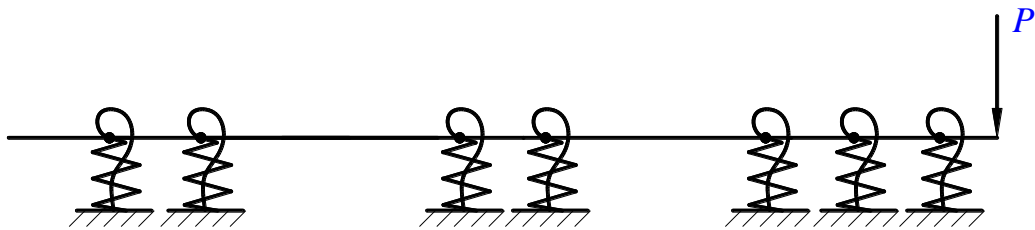
Приєднання наступного зв'язку (k+1) здійснюється по чергово за залежністю:

$$\delta_{ij}^{k+1} = \delta_{ij}^k - \frac{\delta_{i,k+1} - \delta_{k+1,j}}{\delta_{k+1;k+1} + c_{k+1}}.$$

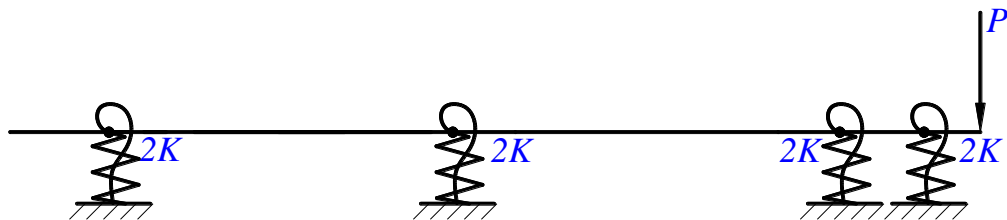
Оскільки податливість шпинделя розраховується на кінці консолі при прикладанні сили, то податливість шпинделя:

$$\delta_{un} = \delta_A = \alpha_{AD} - \frac{\alpha_{nk}^2}{\alpha_{kk} + c_k}.$$

В нашому випадку розрахункова схема буде мати вигляд:



Оскільки є спарені підшипники і найбільше навантаження буде мати передній кінець, то схема буде мати вигляд:



5.4.4 Наближений розрахунок радіальної жорсткості

Розрахунок моментів інерції:

$$I_{np} = I = \frac{\sum I_i \cdot l_i}{\sum l_i}, \quad (5.53)$$

де i – i – та ланка шпинделя;

I_i, l_i – момент інерції і довжина окремих ділянок вала.

$$I = \frac{\pi(d_1^4 - d_2^4)}{64}, \quad (5.54)$$

де d_1 – зовнішній діаметр вала;

d_2 – внутрішній діаметр вала (в даному випадку, діаметр отвору).

$$I_{//} = \frac{\pi(d^4 - d_{//}^4)}{64},$$

де $d = 94 \text{ мм}; d_{//} = 52 \text{ мм}; l_{//} = 12 \text{ мм}.$

$$I_{11} = I = \frac{3,14 \cdot (94^4 - 52^4)}{64} = 3473584 = 34,7 \text{ см}^4.$$

Шукаємо I_2 :

$d=70 \text{ мм}; d_{21}=40 \text{ мм}; l_{21}=70 \text{ мм}; l_{22}=30 \text{ мм}; d_{22}=22 \text{ мм};$

$$I_{21} = \frac{3,14 \cdot (70^4 - 40^4)}{64} = 1052391 = 10,5 \text{ см}^4;$$

$$I_{22} = \frac{3,14 \cdot (70^4 - 22^4)}{64} = 1166497 = 11,6 \text{ см}^4;$$

$$I_2 = \frac{(10,5 \cdot 70) + (11,6 \cdot 30)}{100} = 10,83 \text{ см}^4.$$

Шукаємо I_3 :

$d=64 \text{ мм}; d_3=30 \text{ мм}; l=202 \text{ мм};$

$$I_3 = \frac{3,14 \cdot (64^4 - 30^4)}{64} = 7,8 \text{ см}^4.$$

Шукаємо I_4 :

$d=60 \text{ мм}; d_3=30 \text{ мм}; l=80 \text{ мм};$

$$I_4 = \frac{3,14 \cdot (60^4 - 30^4)}{64} = 7,8 \text{ см}^4.$$

Шукаємо I_5 :

$d=50 \text{ мм}; d_3=30 \text{ мм}; l=214 \text{ мм};$

$$I_5 = \frac{3,14 \cdot (50^4 - 30^4)}{64} = 2,7 \text{ см}^4.$$

Шукаємо I_6 :

$d=45 \text{ мм}; d_3=30 \text{ мм}; l=58 \text{ мм};$

$$I_6 = \frac{3,14 \cdot (45^4 - 30^4)}{64} = 1,6 \text{ см}^4.$$

Математична модель розрахунку жорсткості шпindelного вузла:

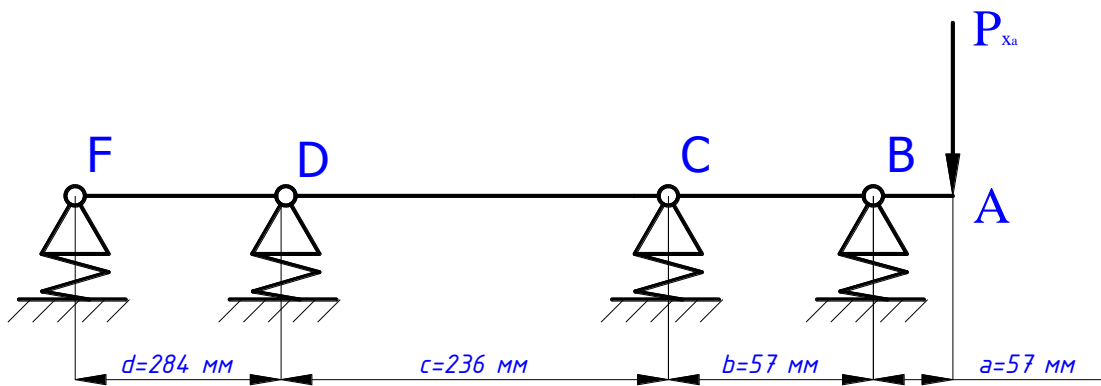


Рисунок 5.14 – Приведена розрахункова схема.

Система двічі статично невизначена. Відкидаємо опору D, щоб розкрити спочатку одну статичну невизначеність в точці C, потім приєднання іншого зв'язку (опори в точці D) здійснюватимемо по чергово за залежністю:

$$\delta_{ij}^D = \delta_{cA}^k - \frac{\delta_{AD} - \delta_{DA}}{\delta_{DD} + c_D}.$$

Отже, спочатку розкриваємо статичну невизначеність в точці C:

$$\delta_A = \delta_{AA}^C \cdot x_A, \quad (5.55)$$

де δ_{AA}^C – коефіцієнт впливу податливості для статично визначеної системи.

Тоді для статично визначеної системи:

$$\delta_A = \alpha_{AA} \cdot x_A + \alpha_{AC} \cdot x_C, \quad (5.56)$$

де α_{AA}, α_{AC} – коефіцієнти впливу податливості для статично визначеної системи.

Після перетворень, одержимо:

$$\delta_{AA}^c = \alpha_{AA} - \frac{\alpha_{AC} \cdot x_C}{x_A}. \quad (5.57)$$

З іншого боку, канонічне рівняння методу сил для точки C має вигляд:

$$\sum_{i=1}^n \delta_{ij} \cdot x_j + \sum_{P=P}^{P_K} \delta_{ip} = -c_i \cdot x_i. \quad (5.58)$$

Записуємо рівняння з врахуванням двох сил X_A і X_C :

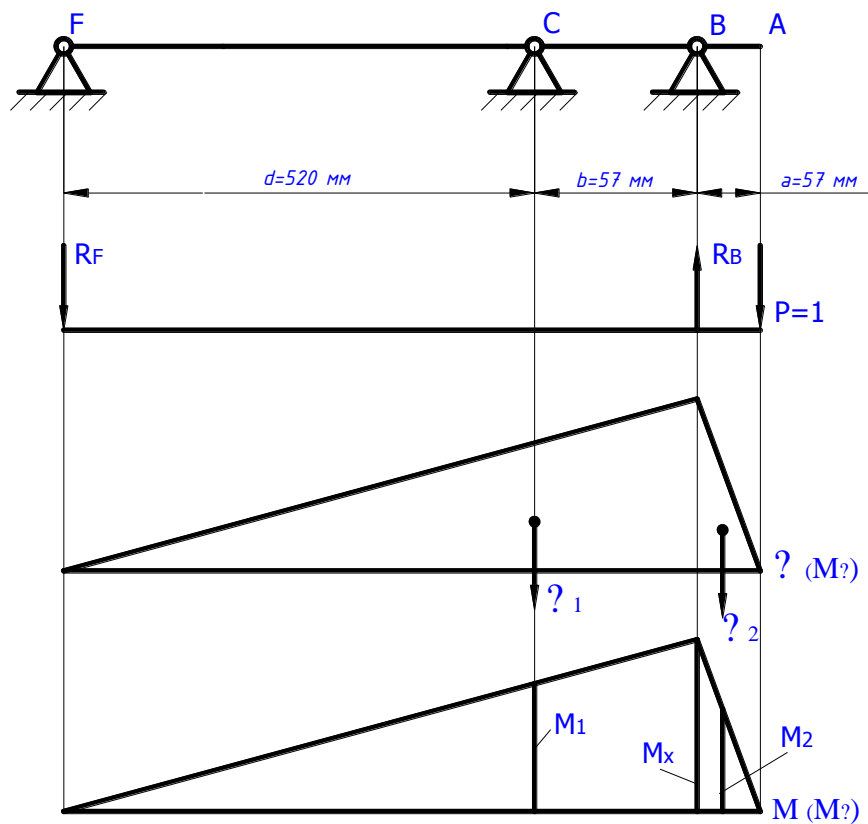
$$\alpha_{CA} \cdot x_A + \alpha_{CC} \cdot x_C = -c_C \cdot x_C.$$

Знайдемо відношення:

$$\frac{x_C}{x_A} = -\frac{\alpha_{CA}}{c_C + \alpha_{CC}};$$

$$\delta_{AA}^C = \alpha_{AA} - \frac{\alpha_{AC} \cdot \alpha_{CA}}{c_C + \alpha_{CC}}.$$

Визначаємо α'_{AA} :



Визначаємо реакції опор і моментів в точці прикладання сили P_j :

$$\sum M_F = R_b \cdot 577 - P \cdot 634 = 0 \Rightarrow R_b = \frac{P \cdot 634}{577} = 1,1;$$

$$\sum M_B = R_F \cdot 577 - P \cdot 57 = 0 \Rightarrow R_F = \frac{P \cdot 57}{577} = 0,1.$$

Шукаємо площі:

$$\omega_1 = \frac{1}{2} \cdot M_\xi \cdot 577 = 16646;$$

$$\omega_2 = \frac{1}{2} \cdot M_\xi \cdot 57 = 1644.$$

Моменти під координатами центра ваги:

$$M_1 = \frac{2}{3} \cdot M_x = \frac{2}{3} \cdot 57,7 = 38,5;$$

$$M_2 = \frac{2}{3} \cdot M_x = \frac{2}{3} \cdot 57,7 = 38,5.$$

Прийmemo ділянку АВ з моментом інерції I_1 , а ділянку FB – з моментом інерції I_2 :

$$I_{1np} = \frac{34,7 + 10,83}{2} = 22,8 \text{ см}^4; \quad I_{2np} = \frac{19,9}{4} = 4,98 \text{ см}^4;$$

$$\alpha'_{AA} = \frac{1}{EI_1} \cdot \omega_1 \cdot M_1 + \frac{\omega_2 \cdot M_2}{EI_2} = \frac{16646 \cdot 38,5}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 22,8 \cdot 10^4} + \frac{1644 \cdot 38,5}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 4,98 \cdot 10^4} = 19,1 \cdot 10^{-6}.$$

Визначаємо α'_{AC} :

Визначаємо реакції опор і моментів в точці прикладання сили P_j для M_ξ :

$$\sum M_F = P_j \cdot 520 - R_b \cdot 577 = 0 \Rightarrow R_b = \frac{520}{577} = 0,9;$$

$$\sum M_B = P_j \cdot 57 - R_F \cdot 577 = 0 \Rightarrow R_F = \frac{57}{577} = 0,1;$$

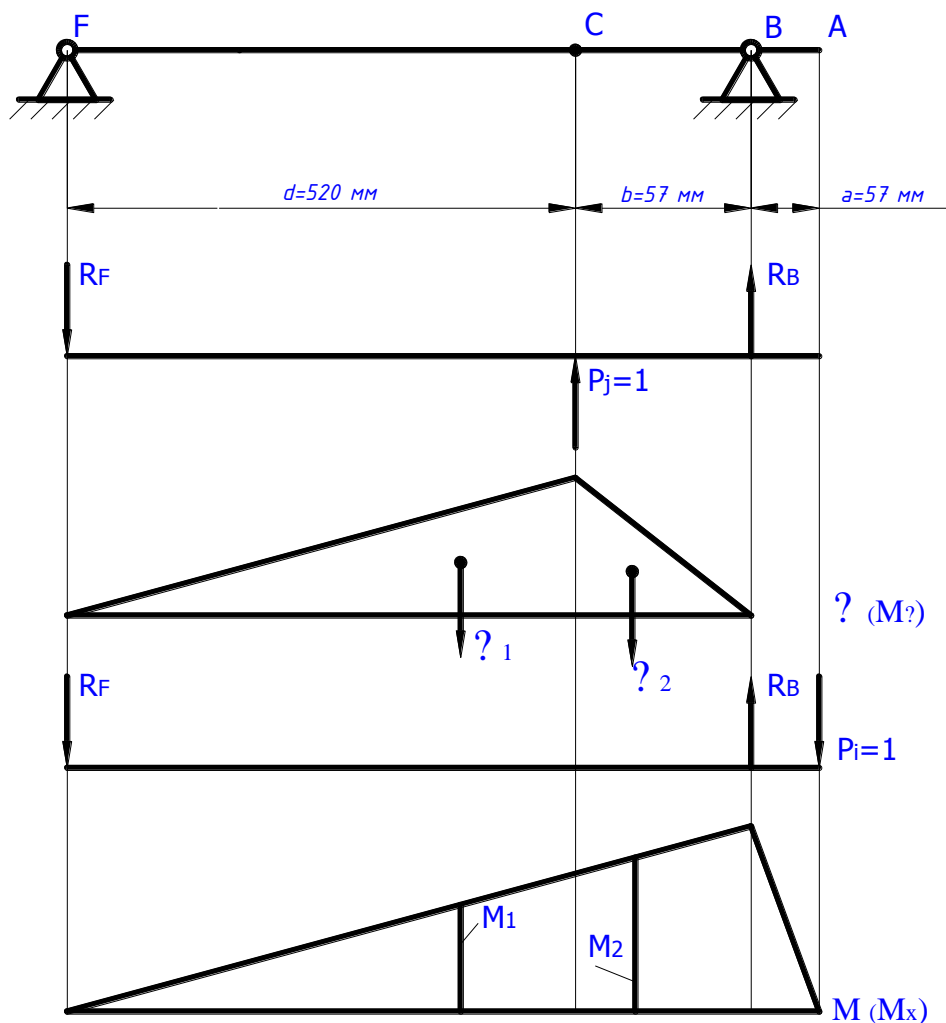
$$M_\xi = R_F \cdot 577 = 52.$$

Визначаємо реакції опор і моментів в точці прикладання сили P_j для M_x :

$$\sum M_F = R_b \cdot 577 - P \cdot 634 = 0 \Rightarrow R_b = \frac{634}{577} = 1,1;$$

$$\sum M_B = R_F \cdot 577 - P \cdot 57 = 0 \Rightarrow R_F = \frac{P \cdot 57}{577} = 0,1.$$

$$M_x = R_F \cdot 577 = 57,7.$$



Визначаємо площі:

$$\omega_1 = \frac{1}{2} \cdot M_{\xi} \cdot 520 = 13520;$$

$$\omega_2 = \frac{1}{2} \cdot M_{\xi} \cdot 57 = 1482.$$

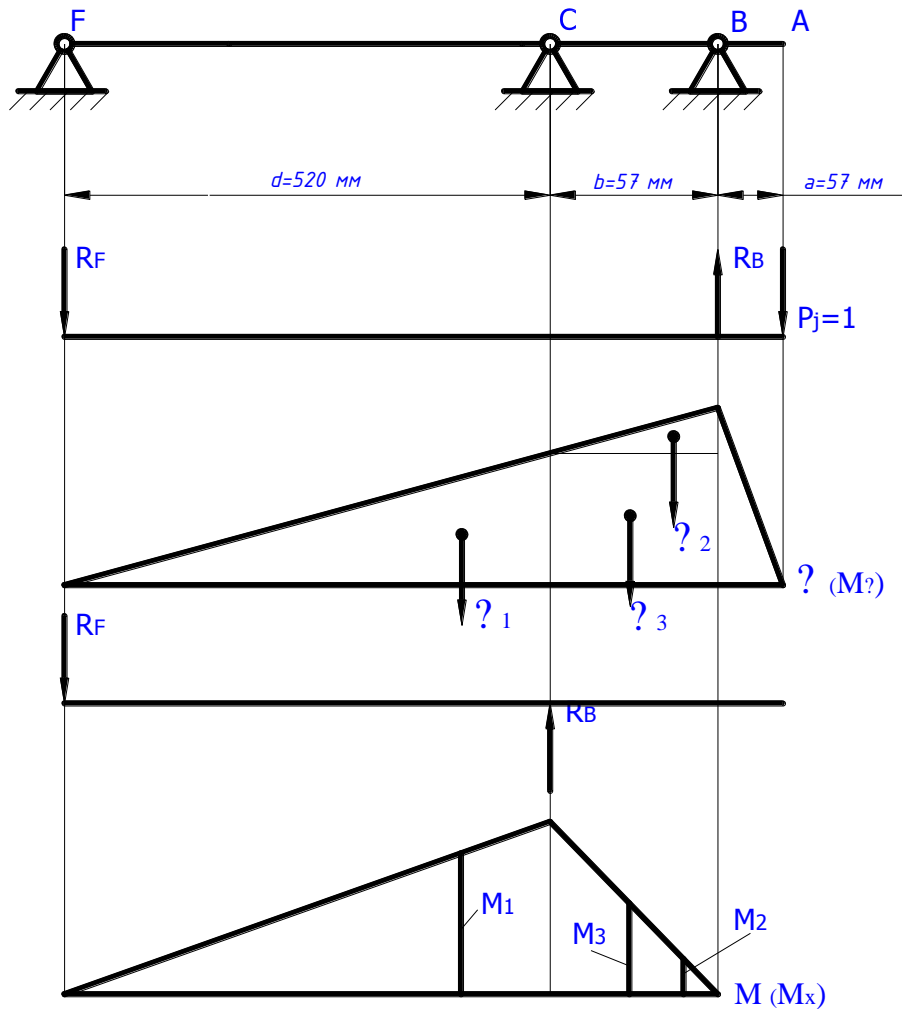
Моменти під координатами центра ваги:

$$M_1 = \frac{2}{3} \cdot R_F \cdot 520 = 34,7;$$

$$M_2 = R_F \cdot \left(520 + \frac{57}{2}\right) = 0,1 \cdot 539 = 53,9.$$

$$\alpha'_{AC} = \frac{1}{EI_1} \cdot \omega_1 \cdot M_1 + \frac{\omega_2 \cdot M_2}{EI_2} = \frac{135 \cdot 34,7}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 22,8 \cdot 10^4} + \frac{1482 \cdot 53,9}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 4,98 \cdot 10^4} = 15,5 \cdot 10^{-6}.$$

Визначаємо коефіцієнт α'_{CA} :



Визначаємо реакції опор і моментів в точці прикладання сили P_j для M_ξ :

$$\sum M_F = P_j \cdot (520 + 57 + 57) - R_b \cdot (520 + 57) = 0 \Rightarrow R_b = \frac{520 + 57 + 57}{520 + 57} = 1,1;$$

$$\sum M_B = P_j \cdot 57 - R_F \cdot (520 + 57) = 0 \Rightarrow R_F = \frac{57}{520 + 57} = 0,1;$$

$$M_\xi = R_F \cdot (520 + 57) = 57,7.$$

Визначаємо реакції опор і моментів в точці прикладання сили P_i для M_x :

$$\sum M_F = P_i \cdot 520 - R_b \cdot (520 + 57) = 0 \Rightarrow R_b = \frac{520}{520 + 57} = 0,9;$$

$$\sum M_B = P_i \cdot 57 - R_F \cdot (520 + 57) = 0 \Rightarrow R_F = \frac{57}{577} = 0,1;$$

$$M_x = R_F \cdot 520 = 52.$$

Визначаємо площі:

$$\omega_1 = \frac{1}{2} \cdot R_F \cdot 520 = 13520; \quad \omega_2 = \frac{1}{2} \cdot M_\xi \cdot 57, \text{ де } M_\xi = 57 \cdot R_F \cdot 520 = 5;$$

$$\omega_2 = \frac{1}{2} \cdot 5 \cdot 57 = 142,5;$$

$$\omega_1 = R_F \cdot 520 \cdot 57 = 2964.$$

Моменти під координатами центра ваги:

$$M_1 = \frac{2}{3} \cdot R_F \cdot 520 = 34,7;$$

$$M_2 = \frac{1}{3} \cdot R_b \cdot 57 = \frac{2}{3} \cdot 0,9 \cdot 57 = 34,2.$$

$$\begin{aligned} \alpha'_{CA} &= \frac{1}{EI_1} \cdot 0 + \frac{1}{EI_2} \cdot (\omega_1 \cdot M_1 + \omega_2 \cdot M_2 + \omega_3 \cdot M_3) = \\ &= \frac{1}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 22,8 \cdot 10^4} \cdot (13520 \cdot 34,7 + 5 \cdot 17,1 + 142,5 \cdot 34,5) = 38 \cdot 10^{-6}. \end{aligned}$$

Визначаємо коефіцієнт α'_{CC} :

Визначаємо реакції опор і моменти в точці прикладання сили $P=1$:

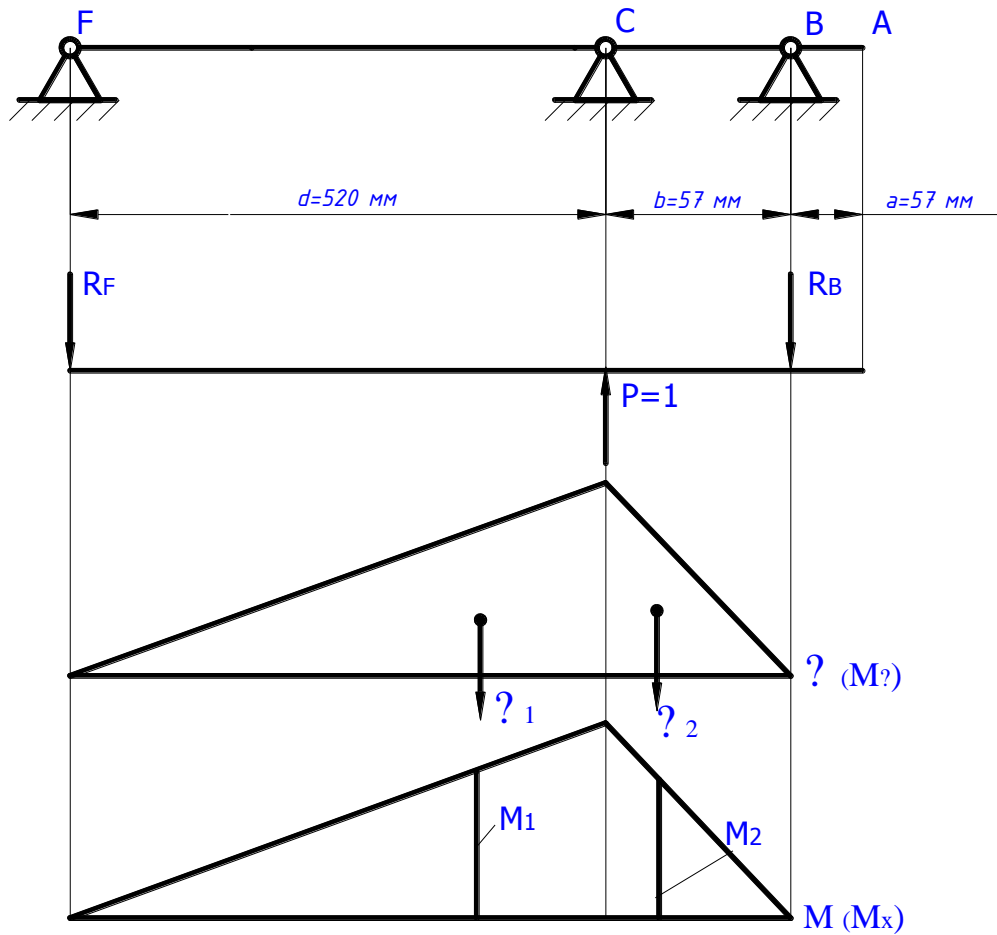
$$R_F = \frac{57}{520 + 57} = 0,1; \quad R_b = \frac{520}{577} = 0,9;$$

$$M_x = M_\xi = R_F \cdot 520 = 52.$$

Визначаємо площі:

$$\omega_1 = \frac{1}{2} \cdot M_\xi \cdot 520 = \frac{1}{2} \cdot 52 \cdot 520 = 13520;$$

$$\omega_2 = \frac{1}{2} \cdot M_\xi \cdot 57 = 1482.$$



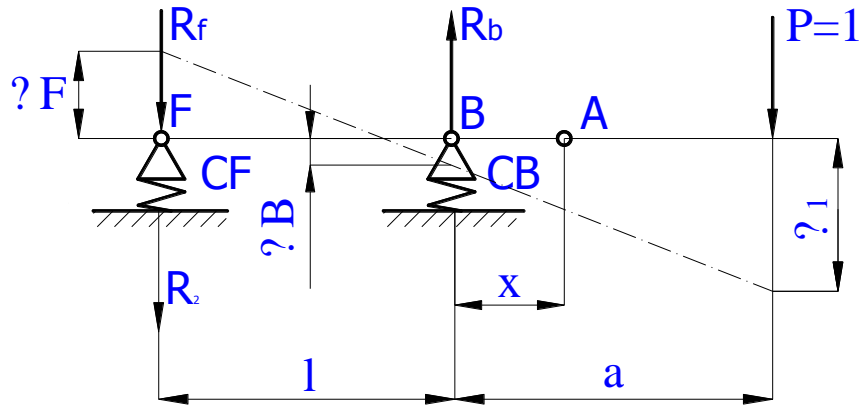
Моменти під координатами центра ваги:

$$M_1 = \frac{2}{3} \cdot M_x = \frac{2}{3} \cdot 52 = 34,7;$$

$$M_1 = \frac{2}{3} \cdot M_x = \frac{2}{3} \cdot 52 = 34,7;$$

$$\alpha'_{CC} = \frac{1}{EI_2} \cdot (\omega_1 \cdot M_1 + \omega_2 \cdot M_2) = \frac{1}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 4,98 \cdot 10^4} \cdot (13520 \cdot 34,7 + 1482 \cdot 34,7) = 45,9 \cdot 10^{-6}.$$

Визначаємо коефіцієнт α'_{AA} :



Визначаємо реакції опор від прикладання одиничної сили:

$$\sum M_F = R_b \cdot l - P \cdot (l + \xi) = 0 \Rightarrow R_b = \frac{P \cdot (l + \xi)}{l} = \frac{l + \xi}{l};$$

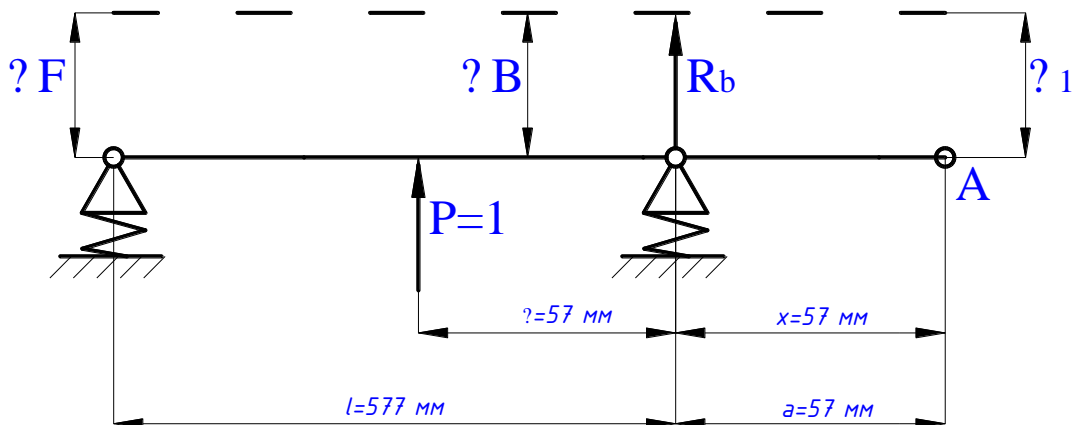
$$\sum M_B = -R_F \cdot l + P \cdot \xi = 0 \Rightarrow R_F = \frac{\xi}{l}.$$

$$\Delta B = \frac{l + \xi}{l} \cdot C_B; \quad \Delta F = \frac{\xi}{l} \cdot C_F;$$

$$\frac{\Delta_1 + \Delta F}{\Delta F + \Delta B} = \frac{l - x}{l};$$

$$\begin{aligned} \Delta_1 &= \frac{l - x}{l} \cdot (\Delta F + \Delta B) - \Delta F = \frac{(l - x) \cdot (l + \xi)}{l^2} \cdot C_B + \frac{(l - x) \cdot \xi}{l^2} \cdot C_F = \\ &= \frac{(l - x) \cdot (l + \xi)}{l^2} \cdot C_B + \frac{x \cdot \xi}{l^2} \cdot C_F = 132,7 \cdot 10^{-6}. \end{aligned}$$

Визначаємо коефіцієнт α''_{AC} :



Визначаємо реакції опор від дії одиничної сили:

$$\sum M_F = -R_b \cdot l - P \cdot (l - \xi) = 0 \Rightarrow R_b = \frac{l - x}{l};$$

$$\sum M_B = -R_F \cdot l + P \cdot \xi = 0 \Rightarrow R_F = \frac{\xi}{l}.$$

Звідси:

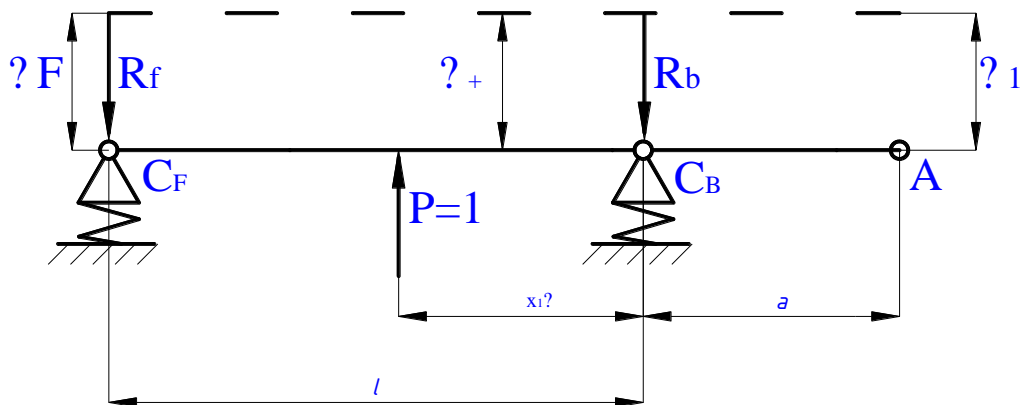
$$\Delta B = \frac{l - \xi}{l} \cdot C_B; \quad \Delta F = \frac{\xi}{l} \cdot C_F;$$

$$\frac{\Delta_1 + \Delta F}{\Delta B - \Delta F} = \frac{l + x}{l};$$

$$\begin{aligned} \Delta_1 &= \frac{l + x}{l} \cdot (\Delta B - \Delta F) + \Delta F = \frac{l + x}{l} \cdot \left(\frac{l - \xi}{l} \cdot C_B - \frac{\xi}{l} \cdot C_F \right) + \frac{\xi}{l} \cdot C_F = \\ &= \frac{(l + x) \cdot (l - \xi)}{l^2} \cdot C_B - \frac{x \cdot \xi}{l^2} \cdot C_F. \end{aligned}$$

$$\alpha''_{AC} = \frac{(577 + 57) \cdot (577 - 57)}{577^2} \cdot 135 \cdot 10^{-6} - \frac{57 \cdot 57 \cdot 100 \cdot 10^{-6}}{577^2} = 132,7 \cdot 10^{-6} \frac{H}{mm}.$$

Визначаємо коефіцієнт α''_{CC} :



Визначаємо реакції опор від дії одиничної сили:

$$\sum M_F = -R_b \cdot l - P \cdot (l - \xi) = 0 \Rightarrow R_b = \frac{l - \xi}{l};$$

$$\sum M_B = -R_F \cdot l + P \cdot \xi = 0 \Rightarrow R_F = \frac{\xi}{l}.$$

Звідси:

$$\Delta B = \frac{l - \xi}{l} \cdot C_B; \quad \Delta F = \frac{\xi}{l} \cdot C_F;$$

$$\frac{\Delta_1 - \Delta F}{\Delta B - \Delta F} = \frac{l - x}{l};$$

$$\begin{aligned} \Delta_1 = \alpha''_{CC} &= \frac{l - x}{l} \cdot (\Delta B - \Delta F) + \Delta F = \frac{(l - x) \cdot (l - \xi)}{l} \cdot C_B - \frac{\xi(l - x)}{l} \cdot C_F + \frac{\xi}{l} \cdot C_F = \\ &= \frac{(l - x) \cdot (l - \xi)}{l^2} \cdot C_B + \frac{-l + x \cdot \xi + \xi \cdot l}{l^2} \cdot C_F = \frac{(l - x) \cdot (l - \xi)}{l^2} \cdot C_B + \frac{x\xi}{l^2} \cdot C_F. \end{aligned}$$

$$\alpha''_{CC} = \frac{(577 - 57) \cdot (577 + 57)}{577^2} \cdot 135 \cdot 10^{-6} + \frac{57 \cdot 57 \cdot 100 \cdot 10^{-6}}{577^2} = 110,6 \cdot 10^{-6} \frac{H}{MM}.$$

$$\alpha_{AA} = \alpha'_{AA} + \alpha''_{AA} = 19,1 \cdot 10^{-6} + 16,3 \cdot 10^{-6} = 182,1 \cdot 10^{-6};$$

$$\alpha_{CA} = \alpha'_{CA} + \alpha''_{CA} = 38 \cdot 10^{-6} + 132,7 \cdot 10^{-6} = 170,7 \cdot 10^{-6};$$

$$\alpha_{AC} = \alpha'_{AC} + \alpha''_{AC} = 15,5 \cdot 10^{-6} + 132,7 \cdot 10^{-6} = 148,2 \cdot 10^{-6};$$

$$\alpha_{CC} = \alpha'_{CC} + \alpha''_{CC} = 45,9 \cdot 10^{-6} + 110,6 \cdot 10^{-6} = 156,5 \cdot 10^{-6}.$$

$$\delta_{CA} = \alpha_{AA} - \frac{\alpha_{CA} \cdot \alpha_{AC}}{C_C + \alpha_{CC}} = 182,1 \cdot 10^{-6} - \frac{148,2 \cdot 10^{-6} \cdot 170,7 \cdot 10^{-6}}{0,89 \cdot 10^{-6} + 156,5 \cdot 10^{-6}} = 2,1 \cdot 10^{-5} \frac{MM}{H}.$$

Шукаємо δ_{AD} , тобто переміщення в точці А при дії одиничної сили в точці D.

Визначаємо реакції опор:

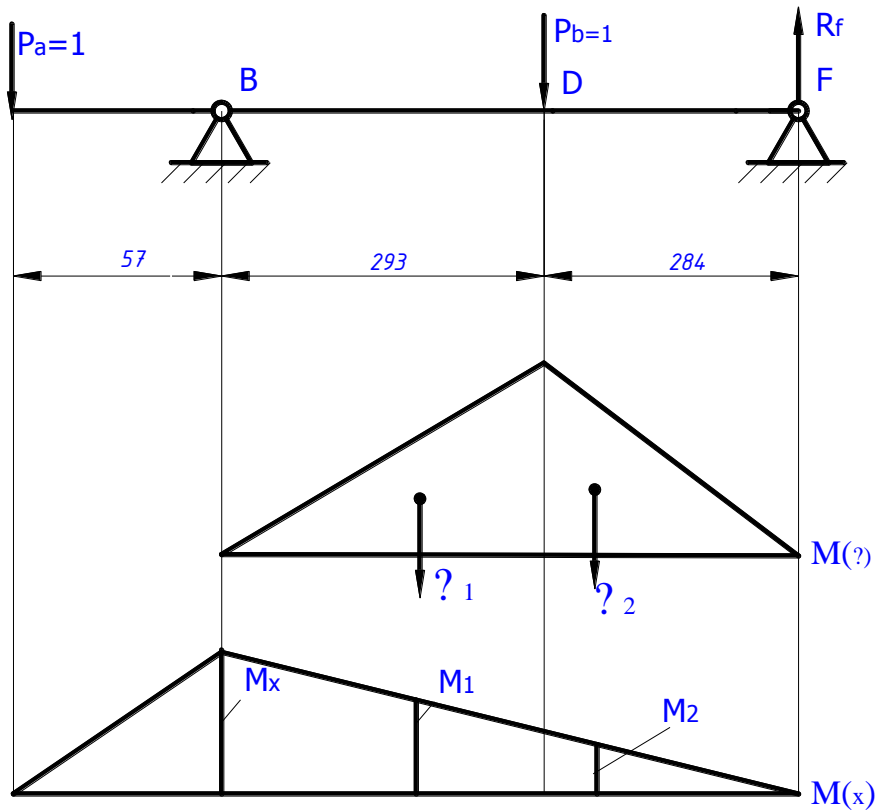
$$\text{а). } \sum M_F = 0 \Rightarrow R_b \cdot 577 \cdot 284 \Rightarrow R_b = \frac{284}{277} = 0,5;$$

$$\sum M_B = 0 \Rightarrow R_b \cdot 577 \cdot 293 \Rightarrow R_b = 0,5.$$

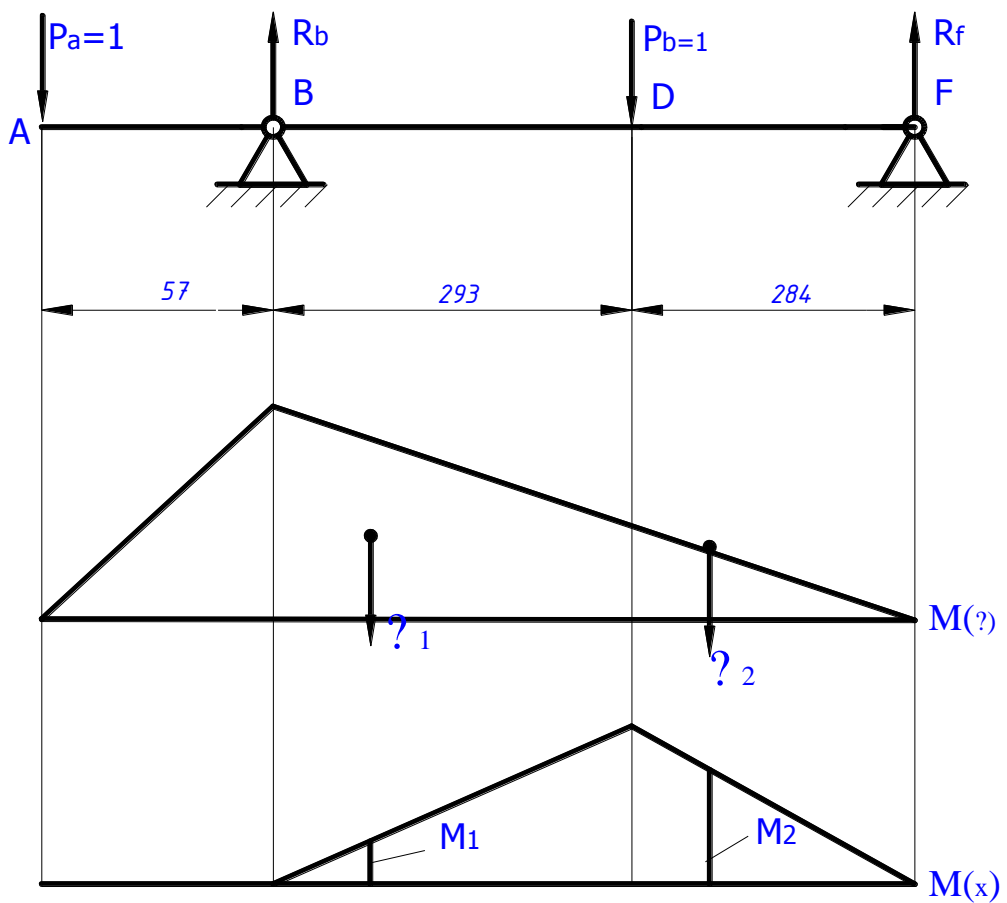
$$\text{б). } \sum M_B = 0 \Rightarrow R_b \cdot 577 + 57 \Rightarrow R_b = -0,1;$$

$$\sum M_F = 0 \Rightarrow -R_b \cdot 577 + 634 \Rightarrow R_b = 1,1.$$

$$\begin{aligned} \delta_{AD} &= \frac{1}{EI_2} \cdot (\omega_1 \cdot M_1 + \omega_2 \cdot M_2) = \frac{1}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 4,98 \cdot 10^4} \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot 2 \cdot 93 \cdot 144 + \frac{8}{2} \cdot 144 \cdot 284 \cdot 18,9 \right) = \\ &= 75 \cdot 10^{-6}. \end{aligned}$$



Визначаємо δ_{DA} :



Визначаємо реакції опор:

$$\text{a). } \sum M_B = 0 \Rightarrow R_F \cdot 577 + 57 \Rightarrow R_F = -0,1;$$

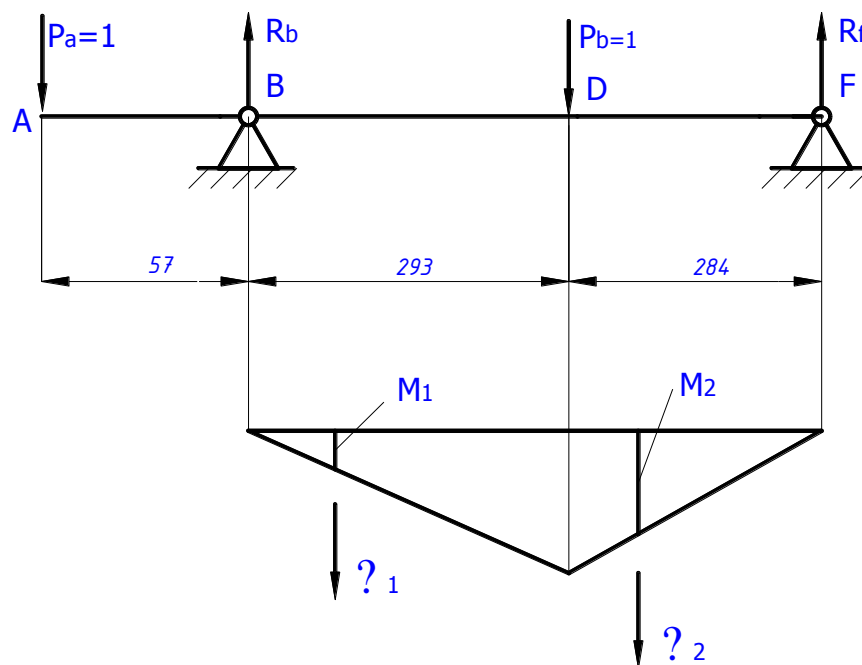
$$\sum M_F = 0 \Rightarrow R_b \cdot 577 - 634 \Rightarrow R_b = 1,1.$$

$$\text{б). } \sum M_B = 0 \Rightarrow R_F \cdot 577 - 293 \Rightarrow R_F = 0,5;$$

$$\sum M_F = 0 \Rightarrow -R_b \cdot 577 + P \cdot 284 \Rightarrow R_b = 0,5.$$

$$\delta_{DA} = \frac{1}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 4,98 \cdot 10^4} \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot 284 - 28,4 \cdot 96 \right) = 123 \cdot 10^{-6}.$$

Визначаємо δ_{DD} :



Визначаємо реакції опор:

$$\text{a). } \sum M_B = 0 \Rightarrow R_F \cdot 577 - 293 \Rightarrow R_F = 0,5;$$

$$\sum M_F = 0 \Rightarrow R_b \cdot 577 - 284 \Rightarrow R_b = 0,5.$$

$$M(x) = M(\xi) = 144.$$

$$\delta_{DD} = \frac{1}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 4,98 \cdot 10^4} \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot 293 \cdot 144 \cdot \frac{2}{3} \cdot 144 + 284 \cdot 144 \cdot \frac{144}{3} \right) = 381 \cdot 10^{-6}.$$

Визначаємо δ_A :

$$\delta_A = 2,1 \cdot 10^{-5} - \frac{75 \cdot 10^{-6} \cdot 123 \cdot 10^{-6}}{381 \cdot 10^{-6} + 0,89 \cdot 10^{-6}} = 3,5 \cdot 10^{-6} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}.$$

Тоді

$$j = \frac{1}{\delta_A} - 285714,28 \frac{\text{Н}}{\text{мм}} = 28,6 \frac{\text{дин}}{\text{мкм}}.$$

5.5. Привід подач

5.5.1. Призначення і основні технічні вимоги

Привід подач призначений для забезпечення рівномірності руху стола.

В залежності від призначення верстату, до коробки подач і до всього механізму подач ставляться різні вимоги у відношенні:

- кількості ступеней подач;
- діапазону подач;
- закономірності їх ряду;
- характеру руху подачі (неперервний чи періодичний);
- виду приводу (від шпинделя чи від окремого електродвигуна);
- необхідної точності настройки подачі та ін..

Жорсткість кінематичного зв'язку шпинделя з тяговим валом, норми точності на деталі коробки і всього механізму подач встановлюються в залежності від призначення верстату з врахуванням похибок виготовлення деталей і складання механізму на точність виготовлення верстату.

До приводу подач багатоопераційного верстату ставляться наступні вимоги:

- не допускається попадання масла в місця з'єднань і засмоктування повітря;
- мідні труби відпалити і промити керосином;
- за допомогою компенсатора забезпечити виборку зазору в

черв'ячній передачі проводу круглого стола. При цьому стіл повинен обертатися легко і плавно;

- биття дзеркала стола не більше 0,01 мм та інші технічні вимоги

5.5.2. Опис конструкції та принципу роботи приводу подач

Стіл верстату представляє собою загальноприйняту конструкцію хрестових столів з направляючими кочення і приводами гвинт-гайки кочення. Крім переміщення по двох координатах, даний стіл ще має кутове переміщення, яке відбувається від окремого приводу. Поздовжні і поперечні солазки стола представляють собою П-подібну конструкцію, в якій у відповідних місцях виготовлено отвори для кріплення гвинтових передач і також направляючих. На верхніх салазках у вертикальному отворі закріплена цапфа для кріплення вала поворотного стола, в нішах коробчатої форми закріплені механізми фіксації і повороту стола, а також давач положення.

Механізм затиску салазок складається з двох гідро циліндрів, по штоках яких нарізані рейки, в зачеплення з якими входять зубчасті колеса 44.

Механізм затиску складається з двох взаєморухомих, в осьовому напрямку, затискних втулок 48, які переміщуються поздовж вала 45 за рахунок повороту гайок із зубчастими вінцями 44 затискні втулки 48 через пружні елементи 49 фіксують верхні солазки до пластини 51. механізм затиску працює таким чином: при переміщенні гідро циліндрів через рейкові зачеплення повертається гайка-шестерня і за рахунок гвинтового з'єднання стягує прижимні стакани, які через підпружинені елементи затискають стіл. Розфіксування проходить за рахунок зворотного переміщення гідроциліндрів. Розсування розтискних стаканів проводиться за допомогою пружини 47.

5.5.3. Структура приводу подач

Привід подач має систему керування замкнутого типу, високомоментний привідний двигун серії ПВ, який зв'язаний з ходовим ГВИНТОМ.

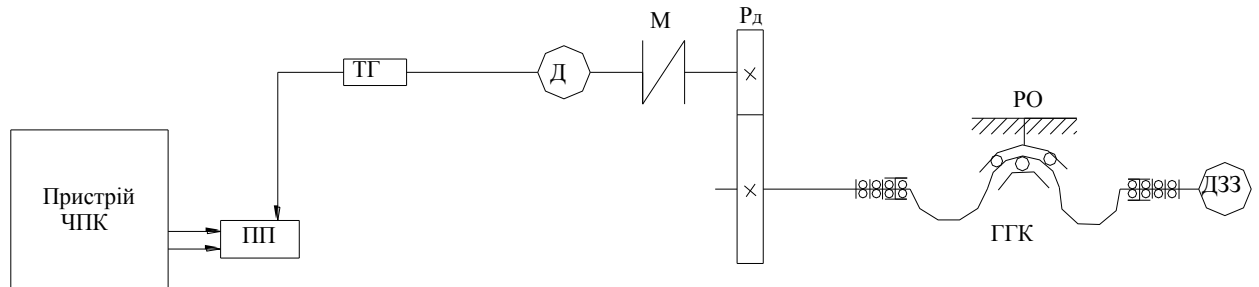


Рисунок 5.15 – Структура приводу подач

На рисунку 5. 15 показано схему приводу подач з замкнутою системою керування, що складається з редуктора Рд і передачі гвинт-гайка кочення (ГГК).

Зворотній зв'язок в цій схемі за допомогою встановленого на ходовому гвинту давача зворотнього зв'язку ДЗЗ, на прикладі обертового трансформатора; зворотній зв'язок по швидкості забезпечується тахогенератором ТГ. Опорами гвинта служать упорні і радіальні підшипники.

Живлення високомоментного привідного двигуна ВПД здійснюється від підсилювача потужності ПП, наприклад, від регульованого тиристорного перетворювача.

5.5.4. Конструктивні параметри ГГК

Вихідними даними для розрахунку будуть:

- довжина гвинта $L=1345$ мм;
- найбільша робоча довжина гвинта $L=1045$ мм;
- крок $t=12$ мм;

- найбільше осьове навантаження $Q=1200$ кг;
- найбільше число обертів за хвилину $n_{\max}=32$ об/хв;
- найменше число обертів за хвилину $n_{\min}=2$ об/хв.

Проводимо попередній вибір розмірів передачі враховуючи, щоб відношення довжини гвинта до його діаметра не перевищувало 30, приймаємо:

$$d_0 = \frac{L}{30} = \frac{1345}{30} = 45 \text{ мм};$$

Приймаємо $d=30$;

У відповідності з нормою верстатобудування Н23-7 приймаємо:

$$\alpha = 45^\circ; \quad d_1 = 0.6; \quad t = 7 \text{ мм};$$

$$\frac{r_1}{r_2} = 0.96$$

Число робочих шариків у кожному витку (якщо повернення шариків здійснюється по вкладишу встановленому у вікно гайки):

$$z_i = \pi \cdot \frac{d_0}{d_1} - 5;$$

$$z_i = 3.14 \cdot \frac{60}{7} - 5 = 21.9 \approx 22;$$

Число робочих шариків у гайці, що має три робочих витки:

$$z = 22 \cdot 3 = 66 \text{ мм.}$$

Розраховуємо передачу приймаючи твердість робочих поверхонь різьби HRC 60.

Визначаємо допустимі статичні навантаження на оди шарик [P]:

$$P_{\text{ст}} = 2 \cdot d_1^2;$$

$$P_{\text{ст}} = 2 \cdot 7^2 = 98 \text{ кг};$$

На гвинт — [Q]ст при відсутності натягу:

$$P_{\text{ст}} = z_{\text{розр}} \cdot P_{\text{ст}} \cdot \sin \alpha \cdot \cos \lambda;$$

$$z_{розр} = 0.7 \cdot z;$$

$$z_{розр} = 0.7 \cdot 66 = 46.2; \quad \lambda = 4^{\circ}22'' \quad \alpha = 45^{\circ}$$

$$P_{cm} = 46.2 \cdot 98 \cdot \sin 45 \cdot \cos 4^{\circ}22'' = 3179 \text{ кг.}$$

Коефіцієнт довговічності К:

$$K = Ka \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot T \cdot n \cdot C_i}{10^7}};$$

де Ka — коефіцієнт перемінності навантаження.

Можна прийняти, що передача працює однаковий час з кожним значенням навантаження: $Ka = 0.6 + 0.4 \cdot \frac{Q_{\min}}{Q_{\max}}$,

де Q_{\max} , Q_{\min} – максимальне і мінімальне осьове навантаження на гвинт;

Приймаємо, що $Ka=0.9$.

T – розрахунковий термін служби передачі. Приймаємо $T=5000$ год;

n – розрахункове число обертів за хвилину гвинта (або гайки).

$$n = \frac{n_{\max} + n_{\min}}{2};$$

$$n = \frac{32 + 2}{2} = 17 \text{ об/хв};$$

Тоді

$$C_i = 0.5 \cdot z_i \cdot \left(1 + \frac{r_1}{r_2} \cdot \cos \alpha\right),$$

де C_i – число циклів навантаження за годину роботи гвинта або гайки;

z – число робочих шариків у одному витку;

$$C = 0.5 \cdot 22 \cdot (1 + 0.96 \cdot \cos 45^{\circ}) = 18.7$$

$$K = 0.7 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 5000 \cdot 18.7}{10^7}} = 0.88; \quad K \leq 1;$$

Отже, $Q=[Q]_{ст}$, $P=[P]_{ст}$.

Визначаємо допустиме навантаження на один шарик $[P]$:

$$P = P_{cm} = 98 \text{ кг.}$$

Визначаємо допустиме навантаження на гвинт при відсутності натягу:

$$Q = P_{cm} = 3179 \text{ кг.}$$

Визначаємо допустиме навантаження на гвинт $[Q]_H$ при наявності натягу:

$$P_H = P_{cm} \cdot \frac{P_{cm} - P_H}{0.55 \cdot P_{cm}};$$

$$P_H \text{ max} = P_{cm} \cdot \left(1 - 0.5 \cdot \frac{Q}{P_{cm}}\right)$$

$$P_H \text{ max} = 98 \cdot (1 - 0.5 \cdot 1) = 44.1 \text{ кг};$$

$$P_H = 3179 \cdot \frac{98 - 44.1}{0.55 \cdot 98} = 3179 \text{ кг.}$$

Визначаємо ККД передачі при відсутності натягу:

$$\eta = \frac{G \cdot t}{2 \cdot \pi \cdot M} = \frac{t}{\pi \cdot d} \cdot \frac{\cos(\lambda_b + \rho)}{\sin(\lambda_b + \rho)} = \frac{\text{tg} \lambda_b}{\text{tg}(\lambda_b + \rho)};$$

де λ_b – кут підйому гвинтової різьби;

ρ – приведений кут тертя.

$$\rho = \arctg(0.001 / (r_1 \cdot \sin \lambda)), \quad \lambda = 4^\circ 22'';$$

$$\rho = \arctg(0.001 / (3.49 \cdot \sin 4^\circ 22'')) = 0.22;$$

$$\frac{r_1}{r_2} = 0.96; \quad r_2 = 3.64; \quad r_1 = 3.49$$

$$\eta = \frac{\text{tg} 4.22}{\text{tg}(4.22 + 0.22)} \cdot 0.96.$$

Допустима сила натягу:

$$P_H \text{ max} = P_{cm} \cdot \left(1 - 0.5 \cdot \frac{Q}{P_{cm}}\right);$$

$$P_H \text{ max} = 98 \cdot (1 - 0.5 \cdot 1) = 44.1 \text{ кг};$$

$$P_H \text{ min} = 0.5 \cdot \frac{Q}{z_{розр}} \cdot \sin \alpha \cdot \cos \lambda;$$

$$P_n \max = 0.5 \cdot \frac{3179}{46.2} \cdot 0.7 \cdot 0.99 = 19.6 \text{ кг};$$

Подальший розрахунок проводимо для сил натягу: $P_n \max = 44,1$ кг;
 $P_n \min = 19,6$ кг.

Відносне осьове переміщення δ_n двох гайок необхідне для створення натягу:

$$\delta_n = 6 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_n^2}{d_1}};$$

$$\delta_n = 6 \cdot \sqrt[3]{\frac{44.1^2}{7}} = 6 \cdot \sqrt[3]{277.2} = 39 \text{ мкм};$$

$$\delta_n = 6 \cdot \sqrt[3]{\frac{19.6^2}{7}} = 22.8 \text{ мкм}.$$

Необхідне збільшення діаметру Δd_1 шариків профілю номінального для утворення натягу (у випадку профілю різі — срілчата арка):

$$\Delta d_1 = 2.1 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_n^2}{d_1}};$$

$$\Delta d_1 = 2.1 \cdot \sqrt[3]{\frac{44.1^2}{7}} = 13.65 \text{ мм};$$

$$\Delta d_1 = 2.1 \cdot \sqrt[3]{\frac{19.6^2}{7}} = 7,98 \text{ мм};$$

Осьове переміщення δ гайки відносно гвинта в результаті контактної деформації при навантаженні $Q=3179$ кг.

$$\delta = \frac{1.4}{\sqrt[3]{d_1 \cdot P_n}} \cdot \frac{Q}{t_{розр}};$$

$$\delta = \frac{1.4}{\sqrt[3]{7 \cdot 44.1}} \cdot \frac{3179}{46,2} = 14.2;$$

$$\delta = \frac{1.4}{\sqrt[3]{7 \cdot 19.6}} \cdot \frac{3179}{46,2} = 18.7;$$

Деформація розтягу (або стиску) δ_6 :

$$\delta_6 = \frac{10^4 \cdot l \cdot Q}{E \cdot F};$$

$$F = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{3.14 \cdot 60^2}{4} = 2826 \text{ мм}^2; \quad \delta_6 = \frac{10^4 \cdot 1345 \cdot 3179}{2.1 \cdot 10^5 \cdot 2826} = 72.$$

ККД передачі η_n при наявності натягу:

Навантаження: $Q=3179$ кг:

$$\eta_n = K_{m\eta} - K_\eta \cdot \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\operatorname{tg}(\lambda + \rho)};$$

$$K_\eta = \frac{\frac{P_1}{P_H} \cdot \cos(\lambda + \rho) - \frac{P_2}{P_H} \cdot \cos(\lambda - \rho)}{\frac{P_1}{P_H} \cdot \sin(\lambda + \rho) - \frac{P_2}{P_H} \cdot \sin(\lambda - \rho)}$$

По графіку визначаємо $\eta_n = 0,72$, $\eta_n = 0,94$.

Найменше навантаження $Q_{\text{торм}}$ при якому передача перестає бути самотормозною.

$$Q_{\text{торм}} = \left(\frac{Q_1}{P_H} \right)_{\text{торм}} \cdot z_{\text{розр}} \cdot P_H \cdot \sin \alpha \cdot \cos \lambda;$$

$$Q_{\text{торм}} = 0.5 \cdot 46.2 \cdot 44.1 \cdot \sin 45^\circ \cdot \cos 4^\circ 22'' = 711 \text{ кг};$$

$$Q_{\text{торм}} = 0.5 \cdot 46.2 \cdot 19.6 \cdot \sin 45^\circ \cdot \cos 4^\circ 22'' = 316 \text{ кг}.$$

Момент холостого ходу M_x :

$$d_{\text{кв}} = d_o - 1.41 \cdot r_1;$$

$$M_x = z_{\text{розр}} \cdot P_H \cdot \sin \alpha \left[\sin(\lambda + \rho) - \sin(\lambda - \rho) \right] \frac{d_{\text{кв}}}{2};$$

$$d_{\text{кв}} = 60 - 1.41 \cdot 3.49 = 55,08;$$

$$M_x = 46,2 \cdot 44,1 \cdot \sin 45^\circ \left[\sin(4,22 + 0,22) - \sin(4,22 - 0,22) \right] \frac{55,08}{2} = 27,5 \text{ Нм};$$

$$M_x = 46,2 \cdot 19,6 \cdot \sin 45^\circ \left[\sin(4,22 + 0,22) - \sin(4,22 - 0,22) \right] \frac{55,08}{2} = 12,2 \text{ Нм}.$$

6. НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ

6.1. Математичне моделювання пружних деформацій в металообробному обладнанні

При обробці деталей на металорізальних верстатах сам верстат, пристосування, інструмент з елементами його кріплення, оброблювана заготовка є пружною системою, яка називається технологічної оброблювальною системою.

При обробці сила різання змінюється під дією змінних умов обробки, а саме нерівномірності глибини різання, коливання твердості оброблюваного матеріалу тощо. Коливання сили різання призводять до пружних деформацій деталей обробляючої системи зсуву цих деталей по відношенню один до одного за рахунок наявності зазорів в з'єднаннях. Окрім цього пружна система володіє не нескінченною жорсткістю, причому ця жорсткість також є випадковою величиною, тобто може змінювати своє значення від найменшого до найбільшого. Все це разом узятє надає вплив на формування точності обробки.

Жорсткість пружної системи - це відношення сили різання, що направлена по нормалі до оброблюваної поверхні, до зсуву леза інструменту, встановленого на розмір в даному напрямі.

Таким чином, жорсткість системи j_c рівна:

$$j_c = \frac{P_y}{y}, \text{ Н/мм}$$

де P_y - радіальна складова сили різання; y - зсув різальної кромки інструменту (деформація пружної системи).

Аналогічно виражається жорсткість окремих елементів технологічної системи: для супорта - $j_{\text{суп}}$, для передньої бабки - $j_{\text{пб}}$ тощо.

Жорсткість може бути виражена також відношенням приросту сили різання ΔP_y до приросту переміщення Δy .

$$jc = \frac{\Delta P_y}{\Delta y}, \text{ Н/мм}$$

У практичних розрахунках іноді використовують величину, зворотну жорсткості, - податливість ω .

$$\omega = \frac{1}{jc} = \frac{y}{P_y}, \text{ мм/Н}$$

Величина деформації пружної системи рівна: $y = \frac{P_y}{jc}$, мм.

Для визначення статичної жорсткості вузла верстата проводять ряд навантажень, що зростають від нуля до деякого граничного значення, яке визначається розмірами верстата. Для кожного значення навантаження вимірюють зсув вузла у напрямі дії сили. Потім проводять розвантаження цього вузла, поступово зменшуючи навантаження і фіксуючи залишкові відтиски.

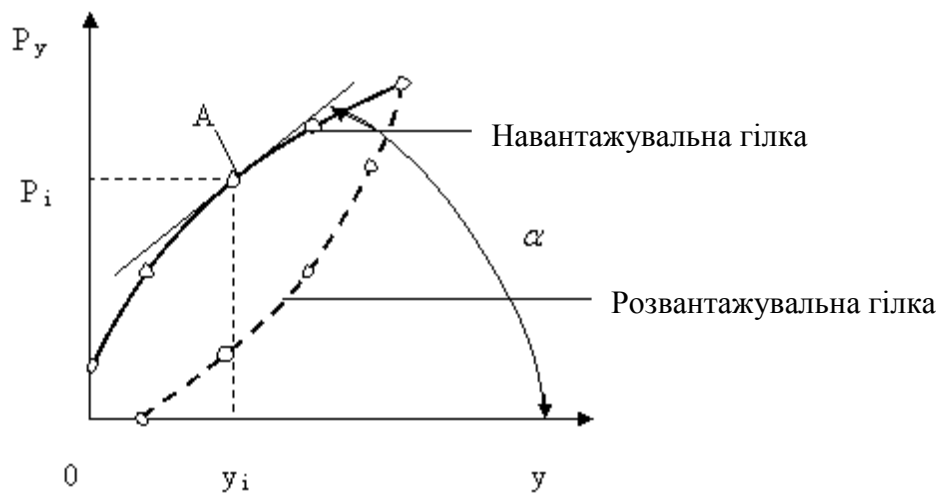


Рисунок 6.1. – Залежності $y = f(P_y)$ при визначенні статичної жорсткості вузла верстата

При цьому навантажувальна і розвантажувальна гілки характеристики жорсткості зазвичай не співпадають, тобто має місце гістерезис. Площа петлі гістерезису - робота, витрачена на подолання сил тертя, контактних деформацій і т.д. При повторних циклах навантаження площа петлі гістерезису зменшується унаслідок вибірки зазорів в стиках деталей при

першому навантаженні і зменшення пластичної деформації.

Для оцінки жорсткості в будь-якій точці (наприклад, в точці А) кривої $P_y = f(y)$ необхідно знайти похідну в даній точці

$$y' = j_A = \frac{dP_y}{dy} = \operatorname{tg} \alpha.$$

Жорсткість верстата залежить від його конструкції і від якості складання. Для багатьох верстатів жорсткість і податливість регламентовані стандартами.

Як показує практика, статична жорсткість верстатів в 1,2 - 1,4 рази вища, ніж жорсткість працюючих верстатів. Тому об'єктивнішою величиною є динамічна жорсткість верстатів, яка визначається за допомогою довільного методу, який заснований на обробці заготовок із змінним припуском і подальших розрахунках.

Враховуючи, що жорсткість технологічної системи змінна, і її значення залежить від багатьох чинників, прояв яких неможливо передбачити наперед, її характеристику слід віднести до розряду випадкових величин.

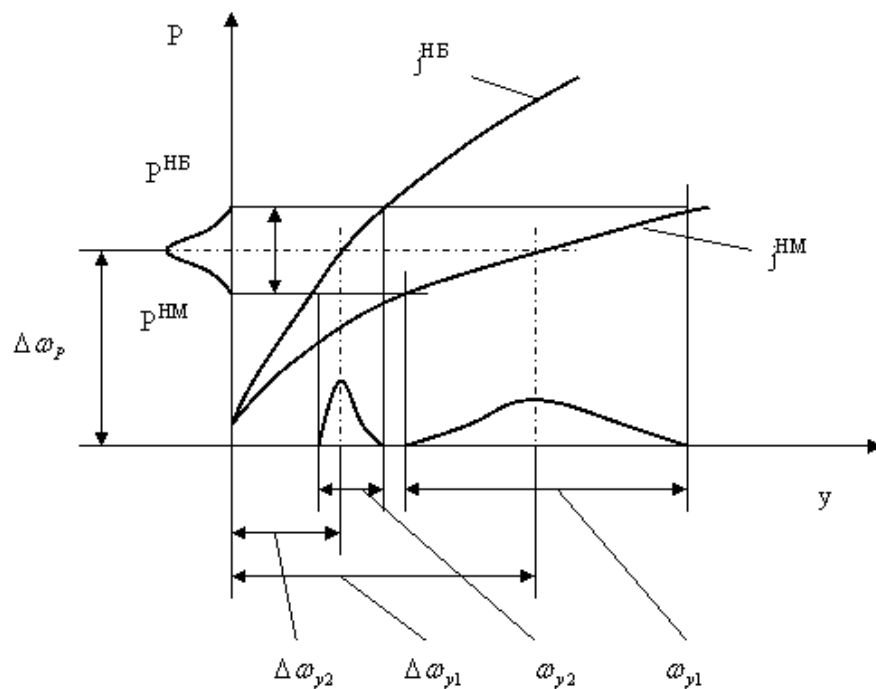


Рисунок 6.2. – Ілюстрація формування полів розсіювання пружних переміщень в технологічній системі

Внаслідок розсіювання значень припусків і характеристик властивостей матеріалів заготовок, наприклад, твердості, значення сили різання також розсіватимуться j^{HM} до j^{HB} . Якщо при цьому врахувати, що значення жорсткості технологічної системи випадкові і підлягають розсіюванню j^{HM} до j^{HB} , то навіть при стабільному розсіюванні значень сили різання, значення поля розсіювання y і координати його середини $\Delta\omega_y$ не залишатимуться постійними. Ділянка діаграми між кривими j^{HM} і j^{HB} на цьому малюнку є полем розсіювання значень жорсткості технологічної системи.

6.3. Моделювання точності обробки деталей на основі динамічних характеристик верстатів

Розглянемо цей метод на прикладі дослідження точності верстата.

Спочатку розробляється розрахункова схема пружної системи верстата, що являє собою багатомасову модель. Верстат розбивається на ряд вузлів, кожний з яких являє собою окрему масу. Крім цього один із вузлів верстата приймається як деталь умовно нескінченної маси, до якої «прив'язуються» всі інші маси. Розрахункова схема пружної системи верстата являє собою чотиримасову модель. Як деталь умовно нескінченної маси прийнята станина, до якої «прив'язані» всі інші маси.

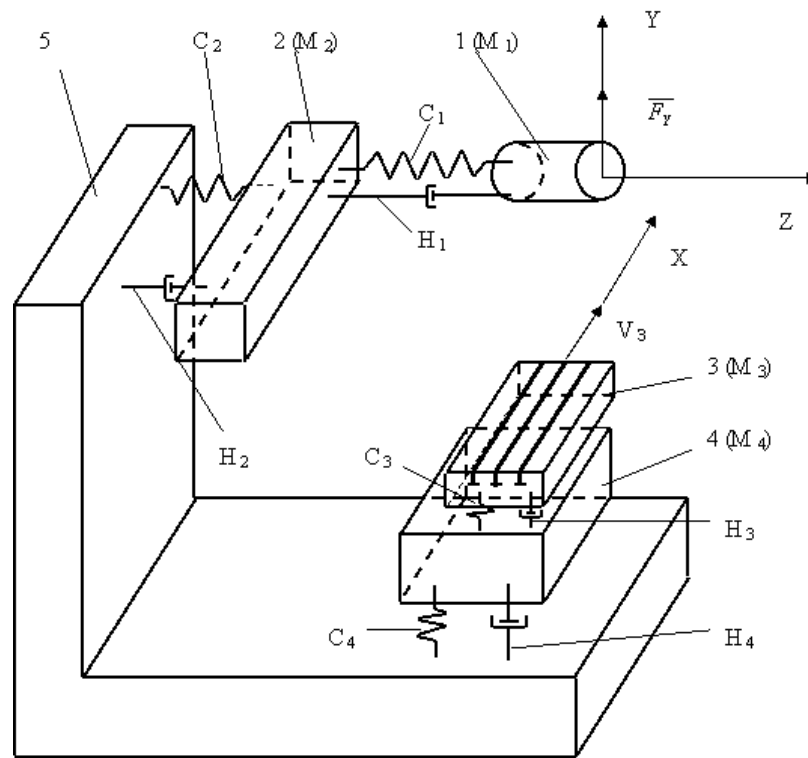


Рисунок 6.3. – Розрахункова схема пружної системи верстата, 1- шпиндель; 2- шпindelна бабка; 3- подовжній стіл; 4- поперечний стіл; 5- станина;

M_1, M_2, M_3, M_4 – приведені маси шпинделя, шпindelної бабки, подовжнього столу, поперечного столу;

C_1, C_2, C_3, C_4 – жорсткості;

H_1, H_2, H_3, H_4 – коефіцієнти демпфування;

\vec{F}_y - вектор радіальної складової сили різання;

V_3 – швидкість подовжнього переміщення заготовки.

Взаємодія між окремими масами описується, як правило, двома видами зв'язків:

1. Пружними зв'язками, що характеризуються жорсткістю;
2. Демпфуючими зв'язками, що характеризуються коефіцієнтами демпфування

Враховуючи, що тут досліджується механізм утворення непрямолінійності, тому вважається, що дана чотиримасова пружна система має свободу переміщення уздовж осі Y. Відповідно в якості збуджуючої сили

буде розглядатися тільки радіальна складова сила різання. Так як зміщення пружної системи необхідно розглядати тільки уздовж осі Y, приведену вище розрахункову схему потрібно замінити еквівалентною.

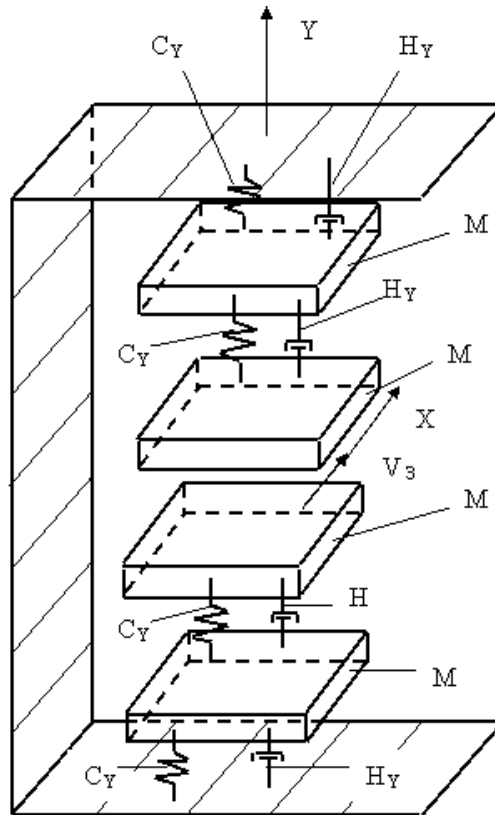
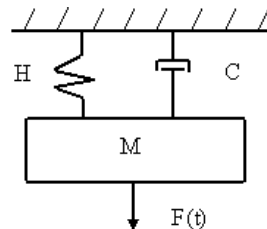


Рисунок 6.4. – Динамічна модель еквівалентної пружної системи верстата
 $C_{Y1}, C_{Y2}, C_{Y3}, C_{Y4}$ – жорсткості в напрямку осі Y;
 $H_{Y1}, H_{Y2}, H_{Y3}, H_{Y4}$ – коефіцієнти демпфування в напрямку осі Y.

Основою побудови математичної динамічної моделі є рівняння коливань одномасової пружної системи



Це рівняння представляє собою диференціальне рівняння другого порядку:

$$M\ddot{x} + H\dot{x} + Cx = F(t) - U(t),$$

де M – маса, H – коефіцієнт демпфування, C – жорсткість, $F(t)$ – збуджуюча сила, що діє в даному напрямку, t – час, x - переміщення, x' - швидкість, x'' - прискорення, $U(t)$ - «зворотна сила».

Під дією сили $F(t)$ виникає зсув x пружної системи верстата і, як наслідок, зменшення глибини різання, звідси сила $F(t)$ зменшується на величину $U(t)$.

Отже, необхідно визначити геометричну суму зсувів еквівалентної пружної системи уздовж осі Y , що визначає сумарний зсув осі обертання шпинделя від прямолінійного руху

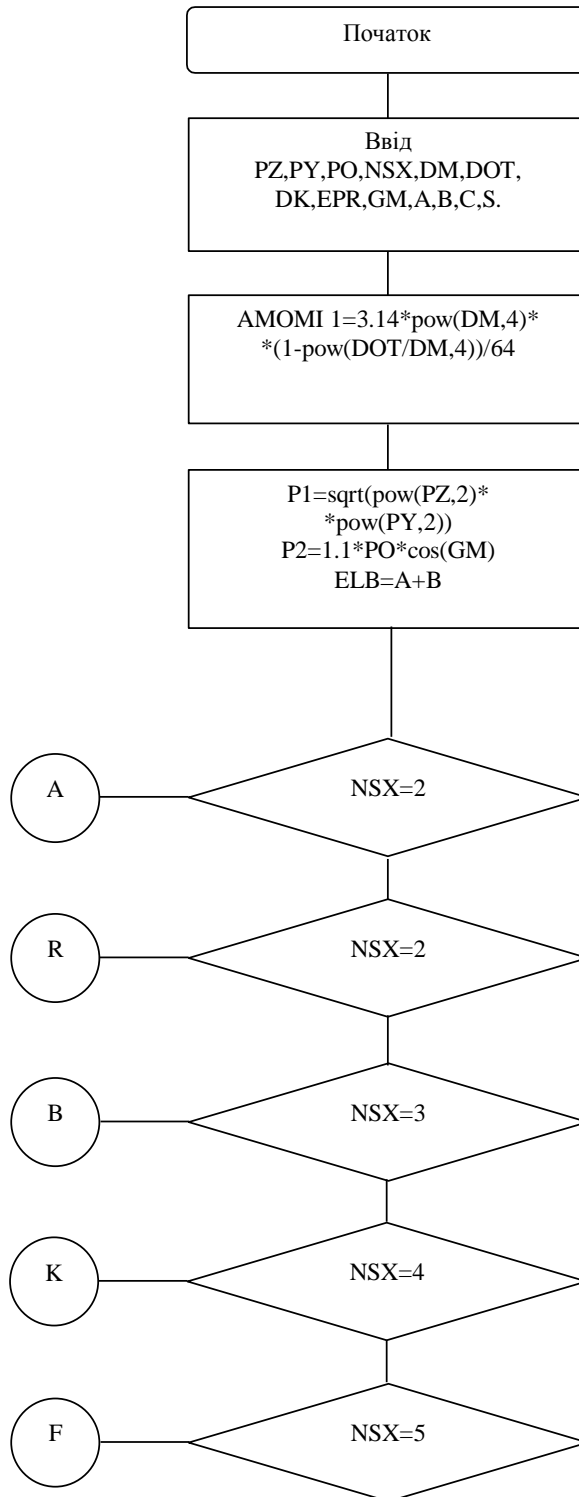
$$\Delta_Y = \Delta_{Y \max} - \Delta_{Y \min} .$$

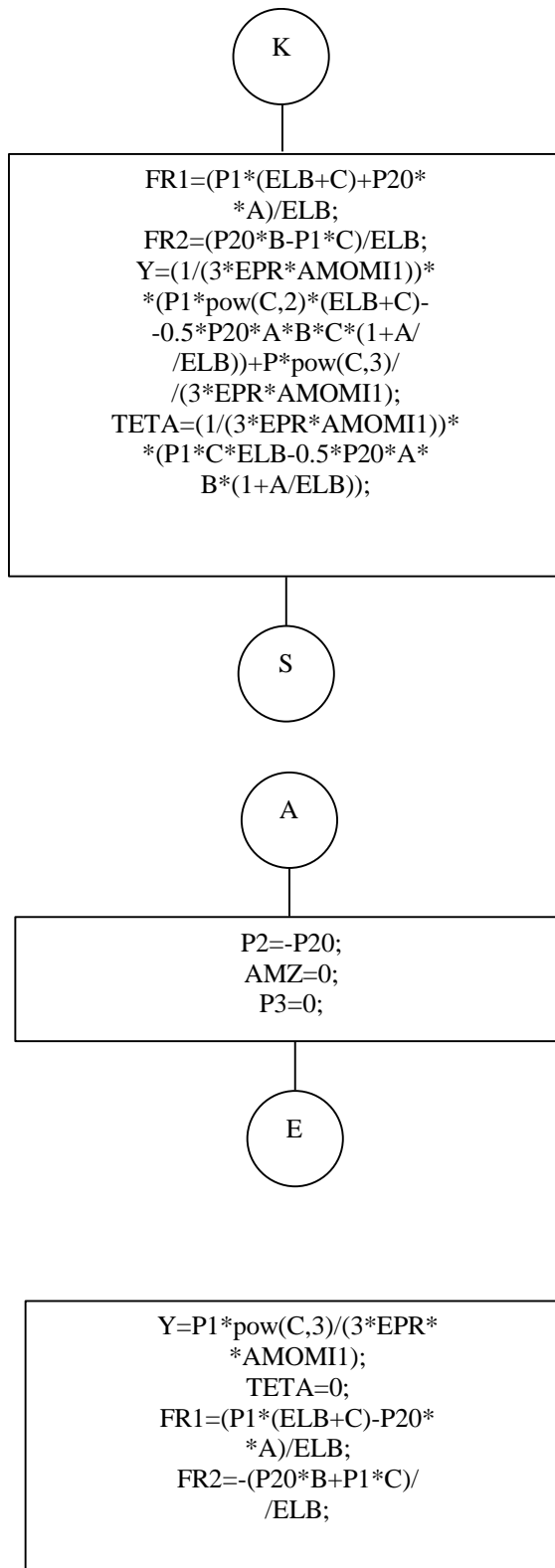
Маючи дані про пружні переміщення системи (шпинделя відносно деталі) за n кількість обертів шпинделя можна визначити величину непрямолінійності поверхні деталі, отриману після обробки.

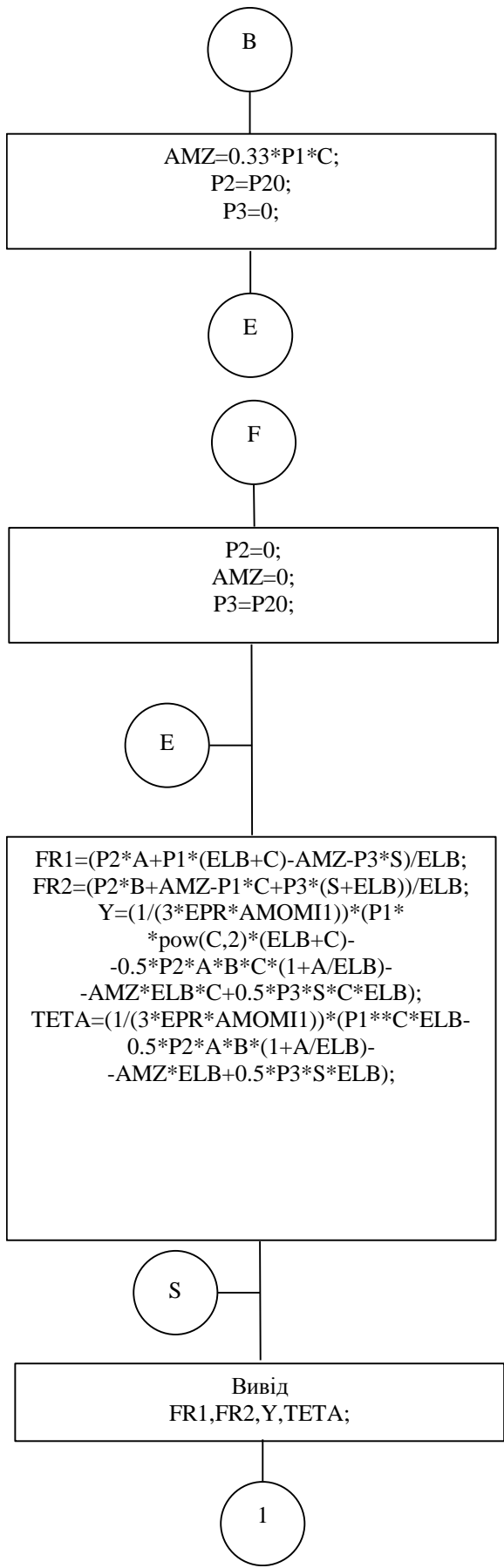
7. СПЕЦІАЛЬНИЙ РОЗДІЛ САПР

7.1. Автоматизований розрахунок шпindelного вузла

Ускладнення розрахунків конструктивних та силових параметрів шпindelних вузлів з урахуванням розподілу та режимів зміни напружень і розмірів вимагає застосування розвинених систем автоматизованого проектування, таких як CAD / CAM / CAE.







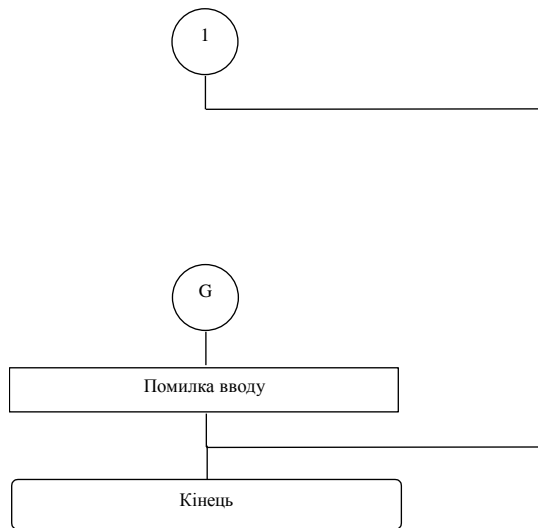


Рисунок 7.1. Блок-схема автоматизованого розрахунку шпиндельного вузла верстата

Пакет прикладних програм “*Shpindle*”

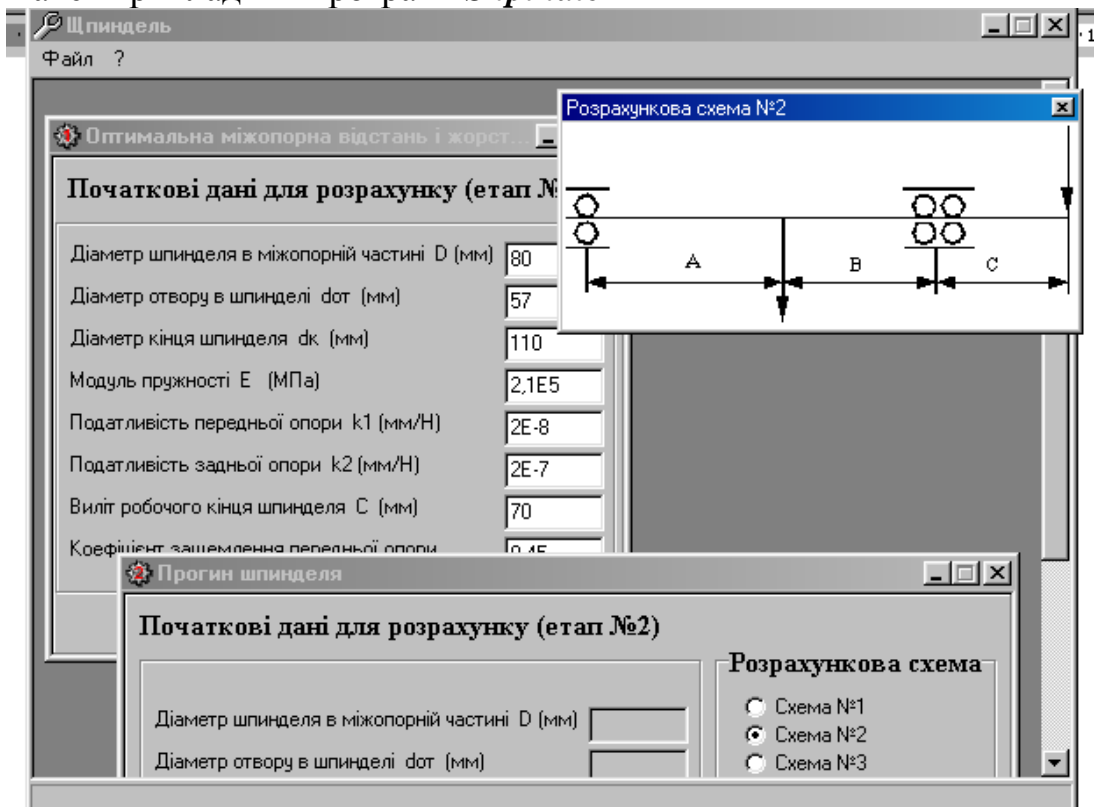


Рисунок 7.2. – Фрагмент ділового вікна програми для розрахунку ШВ проєктованого верстата

7.2. Автоматизований перевірочний розрахунок ГГК

Для автоматизованого розрахунку конструктивних і силових параметрів передачі гвинт-гайка кочення використовуємо ППП "Гвинт-гайка".

Програма і результати розрахунку представлені на рис.7.3.

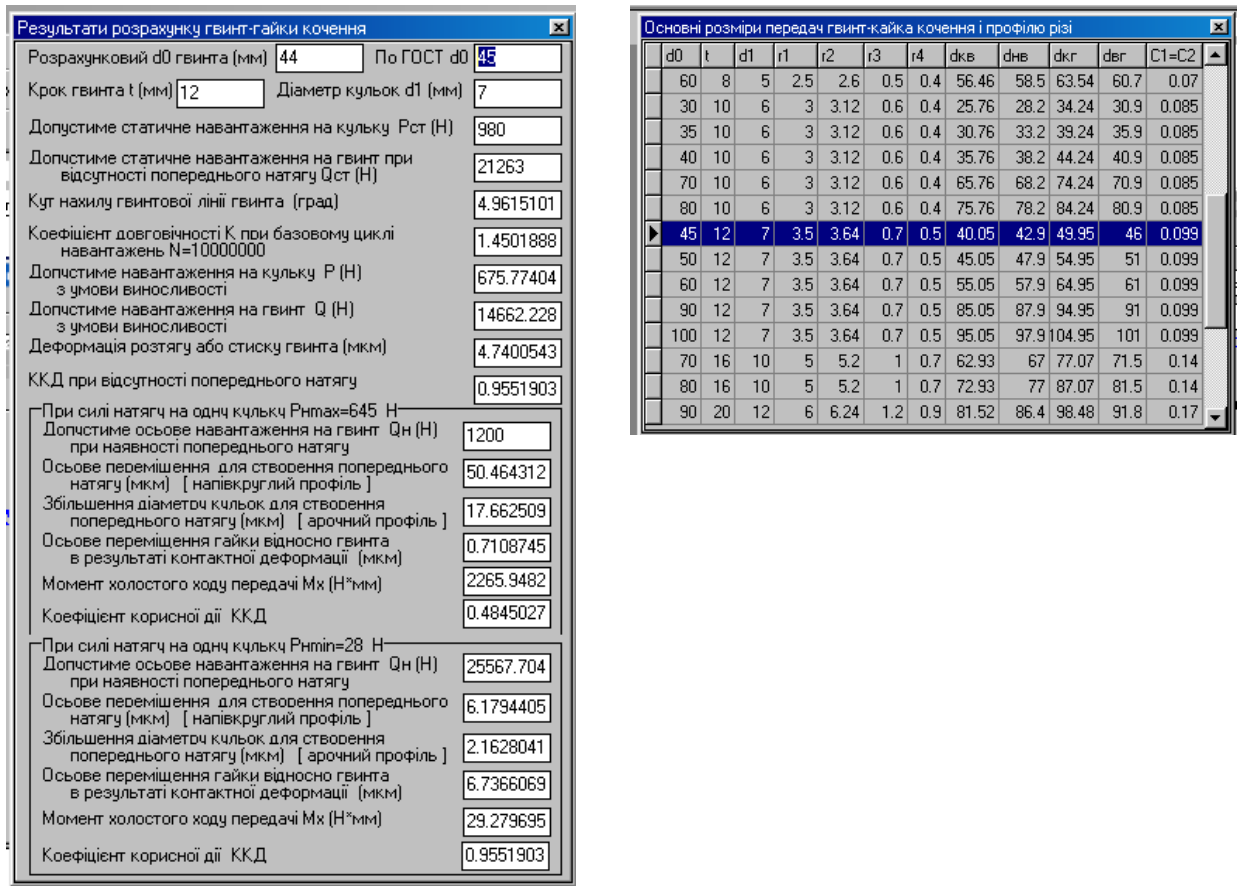


Рисунок 7.3. – Результати розрахунку ППП «Гвинт-гайка».

8. ОБГРУНТУВАННЯ ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ

8.1 Характеристика технічного рівня проектного верстата

Сверлильно-фрезерно-розточний верстат з ЧПК призначений для обробки деталей типу “корпус” . Клас точності верстата „П”.

За кількістю характеризованих властивостей продукції показники якості підрозділяються на одиничні і комплексні. Серед показників якості, що характеризують вибір як об’єкт експлуатації, можна виділити такі основні групи експлуатаційних показників: показники призначення, надійності, ергономіки, екологічні, естетики і патентно – правові.

Показники призначення характеризують ступінь відповідності машини її цільовому призначенню, конструктивне виконання і основні розміри, стійкість до зовнішніх, наприклад, механічних, теплових, кліматичних та інших впливів:

$$k_1^{\bar{o}} = 0.79$$

$$k_1^{np} = 1.0$$

До показників надійності відносяться безвідмовність, довговічність, ремонтпридатність і збережуваність.

Безвідмовність – це властивість машини виконувати задані функції, зберігаючи свої експлуатаційні показники в заданих межах протягом потрібного проміжку часу. Показниками безвідмовності є вірогідність безвідмовної роботи, середнє напрацювання до першої відмови, інтенсивність відмов, гарантійне обслуговування.

$$k_2^{\bar{o}} = 1.1$$

$$k_2^{np} = 1.2$$

Довговічність машини характеризує терміни її служби із врахуванням фізичного і морального зношування до першого капітального ремонту, модернізації або списання. Показники довговічності – це ресурси, середній термін служби, до першого капітального ремонту, міжремонтний термін служби, термін служби до списання, ресурс до першого капітального ремонту.

$$k_3^{\sigma} = 1.0$$

$$k_3^{np} = 1.0$$

Ремонтопридатність – властивість машини, що полягає в її пристосуванні до передбачення, виявлення та усунення відмов і несправностей при технічному обслуговуванні та ремонті. До показників ремонтпридатності відносяться: вірогідність відновлення в заданий час, середній час відновлення, середню питому трудомісткість технічного обслуговування, середню трудомісткість ремонтів.

$$k_4^{\sigma} = 0.9$$

$$k_4^{np} = 1.0$$

Ергономічні показники характеризують машину в системі людина – машина і враховують її пристосованість до антропометричних, біохімічних, фізіологічних та інженерно – психологічних особливостей людини, що проявляються у виробничих процесах.

$$k_5^{\sigma} = 1.1$$

$$k_5^{np} = 1.3$$

Екологічні показники характеризують машину з точки зору вірогідного забруднення навколишнього середовища шкідливими відходами при зберіганні, транспортуванні та експлуатації.

$$k_6^{\sigma} = 0.93$$

$$k_6^{np} = 1.22$$

Результати диференційованої оцінки технічного рівня і якості проектного верстата порівняно з кращими світовими досягненнями позначаються таким чином:

«П» – перевищує;

«В» – відповідає;

«Н» – не відповідає.

Комплексний показник якості проектного верстата розраховується за формулою:

$$P_k = \prod_{i=1} K_i \cdot D_i \quad (8.1)$$

де P_k – комплексний показник якості проектного верстата;

K_i – відносні показники якості, визначені співставленням числових значень одиничних показників якості проектного і замінюваного приладу;

D_i – коефіцієнти вагомості i -го одиничного показника якості, який визначає його відносну значимість.

$$\left(\prod_{i=1} D_i = 1 \right)$$

$$P_k = 1.0 \cdot 0.4 + 1.1 \cdot 0.1 + 1.2 \cdot 0.1 + 1.0 \cdot 1.1 + 1.0 \cdot 0.1 + 1.3 \cdot 0.1 + 1.22 \cdot 0.1 = 108$$

При оцінці рівня якості машини можливі три варіанти:

за всіма показниками $P_{ki} > 1.0$;

за одними показниками $P_{ki} > 1.0$, за іншими - $P_{ki} = 1.0$ і за третіми - $P_{ki} < 1.0$

Так як в даному випадку за виконаними розрахунками $P_{ki} > 1.0$,

проекування і впровадження модернізованого верстата є доцільним.

Таблиця 8.1 - Показники технічного рівня і якості

Показники	Одиниця вимірюв.	Значення показника				Результати диференційованої оцінки технічного рівня проєкт. верстата
		проєкт. Верстата	базового верстата	кращих аналогів		
				вітчизняного	зарубіжного	
Призначення:						
■ продуктивність		1.0	0.79	0.9	1.0	0.4
■ точність обробки зразків деталей		1.1	1.0	1.0	1.0	0.11
Надійності:		1.2	1.1	1.1	1.2	0.12
■ безвідмовність		1.0	1.0	1.0	1.1	0.1
■ довговічність		1.0	0.9	0.9	1.0	0.1
■ ремонтпридатність		1.3	1.0	1.0	1.2	0.13
Ергономічні		1.22	0.93	1.0	1.1	0.12
Екологічні						

8.2 Розрахунок економічного ефекту від впровадження нового верстата

Таблиця 8.2 – Вихідні дані для розрахунку

Назва даних	Од. вимір.	Поз.	Базовий варіант	Новий варіант
Штучний час обробки однієї деталі – представника	хв	$t_{шт}$	18.87	12.58
Прийнятий коефіцієнт завантаженості	–	δ	0.8	0.8

Коефіцієнт приведених затрат базового варіанта до річного об'єму виробництва деталей	–	β	$\frac{t_{um}^B \cdot \delta^B}{t_{um}^H \cdot \delta^H} = \frac{18.87 \cdot 0.8}{12.58 \cdot 0.8} = 1.5$	
Річна кількість оброблюваних деталей	шт	A	$A_1 = \frac{F_o \cdot \delta^B \cdot 60}{t_{um}^B} = \frac{4015 \cdot 0.8 \cdot 60}{18.87} = 10213$	$A_2 = \frac{F_o \cdot \delta^H \cdot 60}{t_{um}^H} = \frac{4015 \cdot 0.8 \cdot 60}{12.57} = 15320$
Площа верстата по габаритам	м ²	S	10	10
Встановлена потужність ел. Двигунів	кВт	N	20	15
Категорія ремонтної складності а) механічної	–	R _M	24	31
б) електричної	–	R _C	12	16
Розряд роботи	–		5	5
Кількість верстатів що обслуговуються в одну зміну верстатником	шт	f	2	1
Термін служби	рік	T	8	12
Оптова ціна верстата	грн.		179340	273437

Економічний ефект на один верстат визначається за формулою [3]

$$E = \left[K_1 \cdot \beta \cdot \frac{P_1 + E_H}{P_2 + E_H} + \frac{(H_1 - H_2) - E_H \cdot (K'_2 - K'_1)}{P_2 + E_H} \right] - K_2,$$

де K_1 і K_2 – капіталовкладення споживача відповідно базового і нового верстата, грн ;

$\beta = \frac{\beta_2}{\beta_1}$ – коефіцієнт приведення;

β_1, β_2 – продуктивність базового і нового верстата;

P_1 і P_2 – долі амортизаційних відчислень від балансової вартості на повне

Відновлення верстата; $P_1 = \frac{1}{T_1}$; $P_2 = \frac{1}{T_2}$

T_1, T_2 – термін служби базового і нового верстата

E_H – нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень рівний

$E_H = 0.15$;

H_1, H_2 – річні експлуатаційні розходи споживача при використанні ним базового і нового верстату з розрахунку на річний об'єм продукції, що виготовляється при допомозі нового верстата, *грн*;

K'_1, K'_2 – течучі капітальні вкладення споживача (без вартості верстата) при використуванні базового і нового верстатів з розрахунку на річний об'єм продукції, що випускається при допомозі нового верстата, *грн*;

$\frac{P_1 + E_H}{P_2 + E_H}$ – коефіцієнт врахування зміни терміну служби нового верстату при

порівнянні з базовим.

Базовий варіант

Новий варіант

а) балансова вартість обладнання розраховуємо за формулою:

$$K_{об} = \alpha \cdot C_{оп} \quad (8.2)$$

$$K_{об}^B = 1.1 \cdot 179340 = 197274 \text{ грн} \quad K_{об}^H = 1.1 \cdot 273437 = 300781 \text{ грн}$$

б) вартість приміщень, що займає обладнання за формулою:

$$K_{пр} = C_{пр} \cdot S \cdot \gamma \quad (8.3)$$

де $C_{пр}$ – середня вартість $1m^2$ загальної площі приміщень механічного цеху, грн.

S – габарити верстата, m^2 (площа)

γ – коеф., що враховує додаткову площу.

$$K_{пр}^B = 600 \cdot 10 \cdot 2.5 \cdot 12 = 180000 \text{ грн} \quad K_{пр}^H = 600 \cdot 10 \cdot 2.5 \cdot 12 = 180000 \text{ грн}$$

Капітальні вкладення споживача:

$$\begin{aligned} K^B &= K_{об}^B + K_{пр}^B = & K^B &= K_{об}^B + K_{пр}^B = \\ &= 180000 + 197274 = 377274 \text{ грн} & &= 180000 + 300781 = 480781 \text{ грн} \end{aligned}$$

в) силова електроенергія:

$$C_e = \frac{W_e}{100} \cdot N \cdot \delta \cdot F_d \quad (8.4)$$

W_e – норматив затрат з розрахунку на 1 кВт .

N – загальна потужність двигунів, *кВт*

δ – коефіцієнт завантаження обладнання

F_d – дійсний робочий фонд часу роботи обладнання

$$C_e^B = \frac{35}{100} \cdot 20 \cdot 0.8 \cdot 4015 = 22484 \text{ грн} \quad C_e^H = \frac{35}{100} \cdot 15 \cdot 0.8 \cdot 4015 = 16863 \text{ грн}$$

г) ремонт і технічне обслуговування визначаємо за формулою:

$$C_{\text{рем}} = (W_{\text{рем}}^M \cdot R_M + W_{\text{рем}}^e \cdot R_e) \cdot \mu_T \quad (8.5)$$

$W_{\text{рем}}^M$ і $W_{\text{рем}}^e$ – нормативи річних затрат на ремонт і технічне обслуговування для верстатів підвищеної точності на одиницю ремонтної складності відповідно механічної і електричної частини верстата

μ_T – коеф., що враховує клас точності обладнання $\mu_T = 1.2$.

$$C_{\text{рем}}^B = (24 \cdot 30.8 + 12 \cdot 7.3) \cdot 1.2 = 991 \text{ грн} \quad C_{\text{рем}}^H = (31 \cdot 2.51 + 16 \cdot 6) \cdot 1.2 = 1049 \text{ грн}$$

д) амортизаційні відчислення на реновацію верстата визначаємо за формулою:

$$C_{\text{ам}} = \frac{K_{\text{об}}}{T} \quad (8.6)$$

де $K_{\text{об}}$ – балансова вартість верстата, *грн.*

T – термін служби, *років*

$$C_{\text{ам}}^B = \frac{197274}{8} = 24659 \text{ грн.} \quad C_{\text{ам}}^H = \frac{300781}{12} = 25065 \text{ грн}$$

е) річні затрати на збереження і амортизацію приміщення визначаємо за формулою

$$C_{\text{пр}} = W_{\text{пр}} \cdot \delta \cdot \gamma \quad (8.7)$$

де W – затрати на збереження і амортизацію приміщення в розрахунку на 1 м^2 , площі, *грн.*

$$C_{\text{пр}}^B = 60 \cdot 10 \cdot 2.5 \cdot 12 = 18078 \text{ грн} \quad C_{\text{пр}}^H = 60 \cdot 10 \cdot 2.5 \cdot 12 = 18078 \text{ грн.}$$

Річні експлуатаційні витрати споживача:

$$\begin{aligned} H_{1B} &= C_e^B + C_{\text{рем}}^B + C_{\text{ам}}^B + C_{\text{пр}}^B = 22484 + 991 + 24659 + 18078 = 66212 \text{ грн} \\ H_{1H} &= C_e^H + C_{\text{рем}}^H + C_{\text{ам}}^H + C_{\text{пр}}^H = 16863 + 1049 + 25065 + 18078 = 61055 \text{ грн} \end{aligned}$$

Текучі капітальні затрати – це затрати без врахування вартості, як базового так і нового верстата.

$$\begin{aligned}
K^{1B}_1 &= K^B - K^B_{об} = & K^{1H}_1 &= K^H - K^H_{об} = \\
&= 377274 - 197274 = 180000 \text{ грн} & &= 480781 - 300781 = 180000 \text{ грн}
\end{aligned}$$

Річний економічний ефект від впровадження верстата становить (тис.грн):

$$E = \left[337274 \cdot 1.5 \cdot \frac{0.125 + 0.15}{0.08 + 0.15} + \frac{(66212 - 61055) - 0.15(180000 - 180000)}{0.08 + 0.15} \right] - 480781 \approx 149$$

9. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

9.1 Характеристика ділянки з точки зору охорони праці та техніки безпеки

Обладнання, що знаходиться на ділянці механічної обробки повинно відповідати вимогам ГОСТ 12.3.025-80 “Обработка металлов резанием. Требования безопасности”.

Виробниче приміщення, в якому проходить процес обробки різанням, повинно відповідати вимогам СНиП 11-2-80, СНиП 11-89-80 і санітарним вимогам проектування виробничих приміщень СН 245-71. Ділянка повинна бути обладнана засобами пожежегасіння згідно ГОСТ 12.4.009-83. При обробці заготовок, які виходять за межі обладнання, встановлюються переносні огорожі.

При механічній обробці металів в повітря можуть поступати різноманітні шкідливі речовини. Найбільш поширеними шкідливими факторами повітряного середовища на ділянці є пил і різноманітні аерозолі, що випаровуються від мастильно-охолоджуючих рідин.

Пил, потрапляючи в механізми що труться, прискорює їх спрацювання, а потрапляючи на обмотки електродвигунів, погіршує відвід теплоти, може спричинити коротке замикання. Дія пилу на людину залежить від його токсичності, дисперсності і концентрації в повітряному середовищі. Вміст шкідливих речовин у повітрі не повинен перевищувати граничнодопустимих концентрацій (ГДК), які оцінюються в міліграмах на метр кубічний і норм, які вказані в ГОСТ 12.1.005-76 і СН 245-71.

Параметри мікроклімату ділянки повинні відповідати вимогам ГОСТ 12.1.005-76. Під мікрокліматом приміщення розуміють клімат внутрішнього середовища даного приміщення, який визначається діючим на організм людини поєднанням температури, вологості і швидкості руху повітря, а

також температури довколишніх поверхонь. Оптимальна вологість 30..60 % при температурі повітря 18..20 °С.

Швидкість руху повітря один з факторів що характеризує мікроклімат приміщення. Швидкість руху повітря повинна бути в межах 0.1..0.5 м/с при загальній вентиляції і 0.7..2 м/с при місцевій вентиляції.

Для підтримки норм мікроклімату діляниці, видалення забрудненого повітря і подачі замість нього свіжого повітря застосовують вентиляцію приміщення.

Небезпеку також являє контакт з рухомими елементами обладнання, ріжучим інструментом, рухомими частинами різного роду передач, рухомих машин.

Безпека праці забезпечується застосуванням опорних, запобіжних пристроїв, блокуючих пристроїв, а також світлової сигналізації.

9.2 Розрахунок кондиціювання повітря

Проектування вентиляції починається з визначення повітрообміну для даного приміщення (робочого місця). При цьому враховується кліматична зона, наявність в повітряному середовищі шкідливостей: надлишкового тепла, вологи, газів, пилу.

Механічна вентиляція широко застосовується на машинобудівних підприємствах і особливо, коли потрібно вентилувати повітря на окремих робочих місцях, як в нашому випадку.

Отже, для виробничого цеху встановлюємо загальну припливну механічну вентиляцію (рис. 9.2), а для вентиляції повітря на робочому місці встановлюємо витяжку.

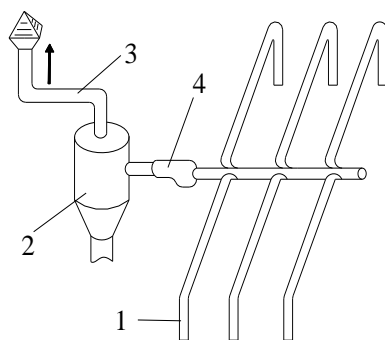


Рисунок 9.2 – Принципова схема витяжної вентиляції.

- 1 – витяжні повітропроводи з робочого місця;
- 2 – очисний пристрій (фільтр);
- 3 – повітропровід для видалення очищеного повітря;
- 4 – вентилятор.

Для робочого місця з нормальним мікрокліматом і при присутності шкідливих речовин, повітрообмін визначається за формулою:

$$W = \eta_n \cdot W_e$$

де η_n – кількість працівників, чол;

W_e – нормативна величина втрат повітря на одного працюючого, м³/год .

Якщо на одного працюючого припадає менше ніж 20 м³ об'єму приміщення, то $W_0=30$ м³/год, а якщо на одного працюючого припадає 20 м³ і більше, то $W_0=20$ м³/год .

Оскільки загальний об'єм робочого місця становить: 84.43 м³, а працівник 1, тоді на даного працівника припадає 84.43 м³ приміщення. Отже, $W_0=20$ м³/год.

Тоді повітрообмін буде:

$$W = 1 \cdot 20 = 20 \text{ м}^3/\text{год};$$

Визначаємо продуктивність вентилятора м³/год за формулою (9.2):

$$W_B = K_3 \cdot W \quad (9.2)$$

де K_3 – коефіцієнт запасу, $K_3=1.3\dots2.0$, приймаємо $K_3=1,7$;

$$W_B = 1.7 \cdot 20 = 34 \text{ м}^3/\text{год}$$

Розрахунок втрат тиску на прямих ділянках труб за формулою:

$$H_{en} = \frac{\varphi_m \cdot l_m \cdot \rho_v \cdot V_{cp}^2}{2 \cdot d} \quad (9.3)$$

де φ_m - коефіцієнт, що враховує опір труб, приймаємо $\varphi_m = 0.02$ – для сталевих труб;

V_{cp} – середня швидкість повітря на ділянці повітряної сітки, приймаємо

$$V_{cp} = 10 \text{ м/с};$$

l_m – довжина ділянки труби, $l_m=10$ м;

ρ_B – густина всмоктуючого повітря $\rho_B=1.2$ кг/м².

Розрахунок втрат тиску для товстих труб:

$$H_{вп.тов.} = \frac{0.02 \cdot 10 \cdot 1.2 \cdot 10^2}{2 \cdot 0.3} = 40 \text{ Па}$$

Розрахунок втрат тиску для тонких труб:

$$V_{cp} = 4 \text{ м/с}, l_m = 7 \text{ м}, \rho_B = 1.2 \text{ кг/м}^2, d_T = 0.15 \text{ м.}$$

$$H_{вп.тон.} = \frac{0.02 \cdot 7 \cdot 1.2 \cdot 4^2}{2 \cdot 0.15} = 8.96 \text{ Па}$$

Сума втрат тиску на прямих ділянках труб:

$$H_{вп} = H_{вп.тов.} + H_{вп.тон.} = 40 + 8.96 = 48.96 \text{ Па}$$

Розрахуємо місцеві втрати тиску в проходах, на лініях розраховуємо за формулою (7.4):

$$H_m = 0.5 \cdot \varphi_m \cdot V_{cp}^2 \cdot \rho_B \quad (9.4)$$

Приймаємо: $\varphi_{т.кол.} = 1.1$, $\varphi_{розт.зв.} = 0.3$.

$$H_{т.кол.} = 0.5 \cdot 1.1 \cdot 10^2 \cdot 1.2 = 66 \text{ Па}$$

$$H_{т.розт.зв.} = 0.5 \cdot 0.3 \cdot 10^2 \cdot 1.2 = 18 \text{ Па}$$

Визначаємо сумарну втрату тиску на ділянці та в цілому по лінії за формулою:

$$H = H_{вп} + H_m \quad (9.5)$$

$$H = (40 + 8.96) + (66 + 18) = 132.96 \text{ Па}$$

Загальний ККД вентилятора визначається за формулою (7.6):

$$\eta = \eta_n \cdot \eta_b \quad (9.6)$$

де η_n – к.к.д. приводу

η_b – к.к.д. вентилятора, $\eta_b = 0.65$

Вибираємо клинопасову передачу для якої $\eta_n = 0.95$;

$$\eta = 0.95 \cdot 0.65 = 0.62$$

Визначаємо потужність вентилятора за формулою (7.7):

$$N = \frac{V \cdot H}{12} \quad (9.7)$$

Приймаємо $V=0.54$ м/хв.

$$N = \frac{0.54 \cdot 132.96}{12} = 1.05 \text{ кВт}$$

Вибираємо центробіжний вентилятор ЦУ – 57 №3 з параметрами:
 $\eta_{\text{в}} = 0.62$, $A=3000$.

Розрахунок потужності електродвигуна за формулою (8.8):

$$P_{\text{об}} = \frac{H_B \cdot W_B}{3600 \cdot 1000 \cdot \eta_{\text{в}} \cdot \eta_{\text{п}}} \quad (9.8)$$

де $\eta_{\text{п}}$ – ККД приводу, $\eta_{\text{п}} = 0.9$.

$$P_{\text{об}} = \frac{132.96 \cdot 34}{3600 \cdot 1000 \cdot 0.62 \cdot 0.9} = 0.23 \text{ кВт}$$

Вибираємо двигун типу 4ААМ56В2У3 з параметрами: $N=0.25$ кВт,
 $n=2760$ об/хв.

9.3 Оцінка стійкості роботи об'єкта до впливу ударної хвилі

Критерієм для визначення стійкості промислового підприємства до впливу ударної хвилі вибуху є розмір надлишкового тиску, при якому будинки і спорудження об'єкта збережуться або одержать слабкі і середні руйнування.

При оцінці стійкості об'єкта необхідно виявити найбільш уразливі елементи і ділянки, від яких залежить робота всього підприємства. Після оцінки окремих споруджень оцінюється об'єкт у цілому. При цьому стійкість об'єкта визначається по тій будівлі або спорудженню, що руйнується при найменшому надлишковому тиску. Після оцінки стійкості об'єкта намічаються заходи, що необхідно провести для підвищення стійкості об'єкта до впливу ударної хвилі вибуху. Для цього визначають доцільні межі підвищення стійкості кожного спорудження.

10 ЕКОЛОГІЯ

10.1 Забруднення довкілля, що виникає внаслідок виробництва та експлуатації технічних засобів

В процесі роботи свердлильно-фрезерно-розточного верстата очікується забруднення навколишнього середовища та атмосферного повітря промисловими відходами, пилом і твердими частинками.

До промислових відходів відносяться залишки сировини, матеріалів та напівфабрикат, що виникають у результаті виготовлення деталі і повністю або частково втратили свої властивості, наприклад, сталева стружка, браковані деталі, а також продукти механічної обробки заготовок, одержання яких не є метою виробничого процесу і які в подальшому можуть бути використані як готова продукція після відповідної переробки.

До промислових відходів також належать різного роду вироби, комплектуючі деталі й матеріали, які з тих чи інших причин не придатні для подальшого використання.

Механічний цех містить у своєму складі заготівельні та обробні виробництва, більшість з яких є в процесі виконання операцій технологічного процесу джерелом забруднення атмосферного повітря. Так, при заточуванні різального інструменту у повітря виділятиметься пил абразивний та абразивно-металевий.

Також при механічній обробці деталі використовуються змащувально-охолоджувальні рідини, які після втрати своїх властивостей, збираються у тару й вивозяться.

Усі види відходів можна поділити на ті, що переробляються або переробка яких планується, та ті, які на даному етапі розвитку економіки переробляти недоцільно.

Відходи, що утилізуються, переробляються на місці їх утворення або на інших підприємствах, що мають відповідну технологію. Відходи, які не

піддаються утилізації, захоронюють, якщо вони не несуть небезпеку для навколишнього середовища.

10.2 Заходи по зменшенню забруднений довкілля

Для зменшення забруднення довкілля, яке виникає в результаті виробництва та експлуатації технічних засобів, необхідний цілий комплекс заходів, направлених як на розв'язування конкретних задач – очищення шкідливих викидів і усунення причин забруднення. Наприклад, очищення повітря, води, ґрунту, так і на вирішення всієї проблеми в цілому.

Очищення забрудненого повітря від газів, які утворюються при технологічних процесах і викидаються в атмосферу, від отруйних речовин, які в них містяться, рідких і газоподібних домішок є основним способом охорони повітряного басейну від забруднення, що виникає в усіх випадках коли використання активних методів поки неможливе або економічно не вигідне. Задача промислового газоочищення полягає у вилученні або нейтралізації шкідливих речовин з організованих газових викидів від стаціонарних джерел.

Способи очищення викидів в атмосферу від шкідливих речовин при реалізації проекту можна об'єднати в такі групи:

- Очищення викидів від пилу та аерозолів шкідливих речовин;
- Очищення викидів від газоподібних шкідливих речовин;

Для очищення викидів від шкідливих речовин використовують механічні, фізичні, хімічні, фізико-хімічні, біологічні та комбіновані методи.

Механічні методи базуються на основі сил ваги (гравітації), сил інерції, відцентрових сил, принципів сепарації, дифузії, захоплення тощо.

Гравітаційні пилоочисні камери працюють за принципом зниження швидкості руху газів до рівня, коли пил та частинки рідини осідають під впливом сил ваги.

Інерційні сепаратори працюють по принципу різкої зміни напрямку потоку газів. У місцях зміни напрямку відбувається осідання твердих частинок забруднюючих речовин.

Апарати мокрого очищення газів від пилу працюють за принципом промивання газів. Такі пристрої дозволяють очищати гази від дрібних механічних забруднень.

Фізичні методи базуються на використанні електричних та електростатичних полів, охолодження, конденсації, кристалізації, поглинання.

При роботі електростатичних установок очищувальні гази пропускаються через електростатичне поле високої напруги (до 50 кВ), створюване спеціальними електродами. При проходженні через електричне поле частинки набувають негативного заряду і притягуються до електродів, котрі з'єднані із землею, тому мають позитивний заряд відносно частинок.

У пористих фільтрах забруднені гази пропускають через тканину, сукно, повсть, синтетичні матеріали, металеві сітки, гравій тощо. Ці фільтри забезпечують високу якість очищення. Основний їхній недолік – зниження тиску газу після фільтрації.

Метод абсорбції базується на розділенні газоповітряної суміші на складові частини шляхом поглинання шкідливих компонентів абсорбентом.

У хімічних методах використовуються реакції окислення, нейтралізації, відновлення, каталізації, термоокислення.

Каталітичний метод базується на перетворюванні токсичних компонентів у менш токсичні або нешкідливі за рахунок використання каталізаторів.

Термічний метод базується на допалюванні та термічній нейтралізації шкідливих речовин у викидах.

Фізико-хімічні методи базуються на принципах сорбції, коагуляції, флотації.

ВИСНОВКИ

1. В дипломній роботі проведено огляд існуючих моделей верстатів свердлильно-фрезерно-розточної групи, розглянуто переваги та недоліки вказаних верстатів та визначено завдання на проектування.

2. В роботі проведено технологічний розрахунок механічної обробки деталі-представника та запропоновано технологічний процес та раціональні режими обробки.

3. В роботі проведено аналіз необхідних формоутворюючих рухів для здійснення механічної обробки для операцій, які виконуються на свердлильно-фрезерно-розточному верстаті, а також проведено аналіз компонок проектного верстата та запропонована раціональна, що забезпечує покращені характеристики верстата.

4. Проведено повний кінематичний розрахунок вузлів проектного верстата, а також кінематичний та силовий розрахунок запропонованої конструкції шпиндельного вузла.

5. В роботі розглянуті питання відповідності розробки верстата щодо вимог охорони праці, безпеки життєдіяльності, екології, а також економічне обґрунтування доцільності впровадження даного верстата.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Врагов Ю.Д. Анализ компоновок металлорежущих станков /Ю.Д. Врагов. – М.: Машиностроение, 1978. – 208с.
2. Грановский, Г.И. Резание металлов / Г.И. Грановский, В.Г. Грановский. – М.: Высшая школа, 1985. – 304с.
3. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: Справочник-учебник. В 3-х т./Под ред. А.С. Проникова. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана: Машиностроение, 1994.
4. Металлорежущие станки: Учебник /В.Э.Пуш и др. – М.: Машиностроение, 1985. – 575с.
5. Пуш А.В. Шпиндельные узлы – качество и надёжность. – М.: Машиностроение, 1992. – 288 с.
6. Горбацевич, А.Ф. Курсовое проектирование по технологии машиностроения /А.Ф. Горбацевич. – Минск: Высшейшая школа, 1975. – 288с.
7. Егоров М.Е. Технология машиностроения /М.Е. Егоров, В.И. Дементьев, В.Л. Дмитриев. – М.: Высшая школа, 1976. – 535с.
8. Проников А.С. Параметрическая надёжность машин.– М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 560 с.
9. Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. Т.1/Под ред. А.М. Дальского, А.Г. Косиловой, Р.К. Мещерякова, А.Г. Сулова. -5-е изд., перераб. и доп. –М.: Машиностроение, 2001. - 912 с.
10. Режимы резания металлов. Справочник. /Под ред. Ю.В. Барановского - 3-е изд., перераб. и доп. - М.:Машиностроение, 1972. – 363с.
11. Ануриев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т. - Т. 1. – 8-е изд., перераб. и доп. /Под ред. И.Н. Жестковой. –М.: Машиностроение, 2001. -920 с.

12. Металлорежущие станки. Курсовое и дипломное проектирование/ М.Л. Орликов, И.Г. Федоренко, В.Н. Шишкин. – К.: Вища школа, 1987. – 152 с.
13. Кочергин А.И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов. Курсовое проектирование: учеб. пособие для вузов.– Мн.: Выш. шк., 1991. – 382 с.
14. Решетов Д.Н., Портман В.Т. Точность металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1986. – 336 с
15. Чернавський С.А. и др. Курсовое проектирование деталей машин, 2-е изд., М.: «Машиностроение», 1987. – 416 с.
16. Ю. Паливода. Інструментальні матеріали, режими різання, технічне нормування механічної обробки: навчально-методичний посібник / Ю. Паливода, А. Дячун, Р. Лещук. – Тернопіль, Тернопільський національний технічний університет ім.І.Пулюя, 2019. – 240с.
17. Основы формообразования поверхностей резаньем. Родин П.Р.- Киев: Вища школа, 1977.- 192 с.
18. Безпека життєдіяльності: навчальний посібник для студентів вищих закладів освіти України I-IV рівнів акредитації / За ред. Є.П. Желібо і В.М. Пічі. – Львів: Новий Світ-2000, 2002. – 328 с.
19. Основы экологии / Г.О. Білявський, Р.С. Фурдуй, І.Ю. Костіков. – К.: Либідь, 2004. – 408 с.