

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 елементів конструкції приводу головного руху з  
безступеневим регулюванням спеціального вертикально-свердлильного  
верстата

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

напряму підготовки (спеціальності) \_\_\_\_\_

133 «Галузеве машинобудування»

(шифр і назва напряму підготовки, спеціальності)

Коновалов Д.О.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Керівник \_\_\_\_\_

Кобельник В.Р.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Нормоконтроль \_\_\_\_\_

Ярема І.Т.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Рецензент \_\_\_\_\_

(підпис)

(прізвище та ініціали)

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

**Коновалову Дмитру Олександровичу**

(ПРИЗВИЩЕ, ІМ'Я, ПО БАТЬКОВІ)

1. Тема проекту (роботи) Розробка елементів конструкції приводу головного руху з безступеневим регулюванням спеціального вертикально-свердлильного верстата

Керівник проекту (роботи) Кобельник Володимир Романович, к.т.н.

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

Затверджені наказом по університету від «27» \_\_\_\_\_ 09 2019 року № 4/7-850

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-представника

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

1. Загальний розділ.

2. Технологічний розділ.

3. Аналіз формоутворюючих рухів на проектованому верстаті

4. Оптимізація компоновальної схеми проектованого 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.А1, Аналіз компоновок верстат – 1ф.А1.

Кінематична схема верстата – 1ф.А1

Коробка швидкостей верстата – 2ф.А1.

Шпindelний вузол верстата – 1ф.А1.

Варіатор верстата – 2ф.А1

Загальний вигляд верстата – 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 Зварич Н.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 вересня 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>5.10.2019 р.</i>	
2	<i>Проведення огляду верстатів-аналогів</i>	<i>9.10.2019 р.</i>	
3	<i>Оптимізація схеми формоутворення на проєктованому верстаті</i>	<i>20.10.2019 р.</i>	
4	<i>Оптимізація компоновочної схеми проєктованого верстата</i>	<i>01.11.2019 р.</i>	
5	<i>Вибір та обґрунтування вихідних даних на розробку проекту верстата</i>	<i>10.11.2019 р.</i>	
6	<i>Розрахунок вузлів верстату</i>	<i>12.11.2019 р.</i>	
7	<i>Спеціальна частина</i>	<i>14.11.2019 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)

Коновалов Д.О.

(прізвище та ініціали)

Керівник проекту (роботи) \_\_\_\_\_

(підпис)

Кобельник В.Р.

(прізвище та ініціали)

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
1.ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ.....	9
1.1 Аналіз завдання на проект і обґрунтування напрямків роботи.....	9
1.2 Огляд спеціальної літератури.....	10
2. ОПТИМІЗАЦІЯ СХЕМ ФОРМОУТВОРЕННЯ НА ПРОЕКТОВАНОМУ ВЕРСТАТІ.....	13
2.1 Аналіз формоутворення .....	13
2.1.1 Аналіз оброблюваних поверхонь деталей.....	13
2.1.2 Призначення деталей – представників .....	13
2.1.3 Технічні та технологічні вимоги.....	13
2.1.4 Вибір способу обробки .....	14
2.1.5 Визначення комплексу виконавчих рухів верстата.....	14
2.1.6. Вибір та обґрунтування структурно-кінематичної схеми верстата.....	16
3. ОПТИМІЗАЦІЯ КОМПОЗИЦІЙНОЇ СХЕМИ ПРОЕКТОВАНОГО ВЕРСТАТА.....	18
3.1 Обґрунтування модуля верстата.....	18
3.2 Аналіз, вибір та обґрунтування компоновки верстата.....	18
3.2.1 Аналіз сукупності множин координатних компоновок.....	18
3.2.2 Типи базових компоновок .....	19
3.2.3 Вибір компоновки проектного верстата .....	20
3.3 Конструкційно – структурний аналіз компоновки .....	22
3.3.1 Модульне представлення компоновки .....	22
3.3.2 Режим рухомих блоків.....	22
3.4 Конструктивне виконання верстату.....	23
3.4.1Характерні особливості конструктивного виконання базових компоновок.....	23
4. ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ.....	25
4.1 Складання технологічного процесу деталей-представників.....	25
4.2 Визначення режимів різання і машинного часу.....	26
4.3 Визначення допоміжного часу.....	28
5. ПРОЕКТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЇ ВЕРСТАТНОГО ОБЛАДНАННЯ.....	29

51 Вибір структури приводів верстата.....	29
51.1 Привід головного руху.....	29
5.1.2 Привід подач.....	30
5.2 Вибір двигунів приводів.....	32
5.2.1 Визначення втрат в кожному переході .....	32
5.2.2 Перевірка двигуна .....	33
5.2.3 Остаточний кінематичний розрахунок приводів .....	34
5.2.3.1 Привід головного руху.....	34
5.2.3.2 Привід подач .....	35
5.3 Конструкція та розрахунок коробки швидкостей.....	38
5.3.1 Опис конструкції та принципу роботи коробки швидкостей .....	38
5.3.2 Розрахунок конструкторських параметрів зубчастих коліс.....	38
5.3.3 Розрахунок валів.....	43
5.3.4 Розрахунок опор на довговічність .....	44
5.4 Конструкція та розрахунок коробки подач.....	45
5.4.1 Опис конструкції та принцип роботи.....	45
5.4.2 Привід подач.....	46
5.4.3 Коробка подач.....	49
5.4.4 Розрахунок зубчастих коліс на міцність .....	50
5.4.5 Розрахунок валів.....	52
5.4.6 Розрахунок опор.....	61
5.4.7 Розрахунок запобіжної пружинно-кулькової муфти.....	62
5.5 Конструкція та розрахунок шпиндельного вузла .....	63
5.5.1 Опис конструкції та принцип роботи.....	63
5.5.2 Вимоги до шпиндельного вузла .....	64
5.5.3 Вибір компоновальної схеми та геометричних характеристик шпиндельного вузла .....	65
5.5.4 Розрахунок статичної радіальної жорсткості шпиндельного вузла .....	67
5.5.4.1 Розрахункова схема .....	67
5.5.4.2 Розрахунок моментів інерції ділянок вала.....	68
5.5.4.3 Математична модель розрахунку жорсткості шпиндельного вузла..	68
5.5.4.4 Визначення коефіцієнтів податливості.....	71
5.5.4.5 Визначення жорсткості шпинделя .....	77
5.5.4.6 Визначення реакцій опор.....	79
5.5.5 Розрахунок статичної осьової жорсткості шпиндельного вузла.....	81

5.5.5.1 Розрахункова схема.....	81
5.5.5.2 Розрахунок податливості стиків.....	82
5.5.5.3 Розрахунок статичної осьової жорсткості.....	84
6. НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ.....	86
6 Динамічний розрахунок шпиндельного вузла.....	86
6.1 Розрахункова схема .....	86
6.2 Розрахунок моментів інерції і маси ділянку валу .....	86
6.3 Розрахунок коефіцієнту впливу податливості і приведення системи до двохмасової .....	87
Визначення зосередження приведеної маси на міжопорній частині шпинделя.....	89
6.3.2Визначення зосередженої приведеної маси на консолі шпинделя.....	93
6.4. Визначення частот і форм власних коливань.....	95
Розрахункова схема.....	95
6.4.1. Визначення коефіцієнтів податливості .....	95
7 ОРГАНІЗАЦІЙНО-ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА.....	99
8 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....	106
9. ЕКОЛОГІЯ.....	118
10.СПЕЦІАЛЬНИЙ РОЗДІЛ САПР.....	123
ВИСНОВКИ.....	130
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....	131
ДОДАТКИ.....	135

## ВСТУП

Верстатобудування - базова галузь машинобудування. Парк металооброблюваного обладнання визначає виробниче - технічний та економічний потенціал машинобудівного комплексу. Верстат, машини і оснащення, які виготовляються верстатобудуванням, складає приблизно 60% активної частини виробничо - промислових фондів машинобудування.

Недооцінка необхідності випереджаючого розвитку верстатобудування веде до низького рівня продуктивності праці, незадовільної якості продукції, дефіциту кваліфікованої робочої сили, повільних темпів оновлення продукції та високої якості. Генеральною тенденцією розвитку машинобудування є його автоматизація на базі верстатів з ЧПК, верстатів - автоматів та напівавтоматів, роботизованих технологічних комплексів (РТК), гнучких виробничих модулів (ГВМ), автоматичних ліній (АЛ).

Область раціонального використання металооброблюваного обладнання залежить від номенклатури та програми випуску продукції. Для масового виробництва характерне використання високопродуктивного металопереналагоджувального обладнання (АЛ і РТК). Серійне виробництво, в якому виготовляється до 75% всієї продукції машинобудування, повинно забезпечуватись обладнанням, яке поєднує високу продуктивність з необхідною універсальністю та гнучкістю, що дає можливість інтенсивно оновити продукцію без суттєвих змін основних фондів. Поєднання групової технології з гнучкістю обладнання дозволяє в серійному виробництві досягти інтенсивних темпів оновлення продукції при збереженні високої продуктивності.

Головне завдання при створенні любых металорізальних верстатів і верстатних систем - підвищення продуктивності. Воно оцінюється скороченням штучного часу для конкретного виробу та операцій на спеціальних та спеціалізованих верстатах. Головним із засобів скорочення штучного часу є автоматизація виробничих циклів на верстатах.

Одним із самих ефективних рішень суттєво, впливаючих на норми часу, є концентрація операцій на одному верстаті. До суттєвого скорочення норм часу на обробку деталі веде суміщення ряду операцій в часі. Суттєвий процес прогресу в техніці і в технології машинобудування в поєднанні з високими досягненнями в області систем керування дозволяє перейти від створення окремих гнучких виробничих систем до створення комплексно автоматизованих і комп'ютеризованих виробництв.

**Мета дипломної роботи:** розробка конструкції спеціального вертикально-свердлильного верстату.

Для досягнення поставленої мети необхідно розглянути наступні питання:

- провести оптимізацію схем формоутворення на проектованому верстаті;
- провести оптимізацію компоновочної схеми;
- розробити технологічний процес обробки на проектованому верстаті;
- провести кінематичний розрахунок верстата;
- провести розрахунок вузлів;
- розробити міроприємства по охороні праці, екології та провести організаційно-економічне обґрунтування проектованого верстату.



# 1 ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

## 1.1 Аналіз завдання на проект і обґрунтування напрямків роботи

В проекті належить розробити спеціальний вертикально - свердлильний верстат для обробки деталей типу тіл обертання, які мають отвори. Даний верстат повинен містити верстатну систему по забезпеченню безпосередньо процесу формоутворення поверхонь деталей.

Вихідними даними на проект є технічні вимоги стосовно обробки, орієнтовна програма випуску деталей. Кожна з відмічених вихідних даних має свій вплив на конструктивно - технологічні особливості проєктованого верстата.

Клас деталей, їх габарити мають першочерговий вплив на компоновочні особливості верстата. Номенклатура і типорозмір оброблюваних деталей та їх параметрів мають вплив на об'єм інструментального забезпечення, яке є невід'ємною частиною всього верстатного комплексу і має свої конструктивні та компоновочні особливості, які тісно пов'язані із верстатним комплексом в цілому.

Робочі креслення деталей - представників містять інформацію стосовно матеріалу, з якого виготовлені, і який впливає на конструктивні особливості різального інструменту та якісні характеристики основних виконавчих механізмів формоутворюючих рухів. Якісні характеристики основних виконавчих механізмів можуть бути визначенні статичними або аналітичними методами і є основними вихідними даними - параметрами для проєктування приводів верстатів на основі кінематичного та силового розрахунків.

Згідно завдання проєктований вертикально - свердлильний верстат повинен бути високої точності. Всі прийняті конструктивні рішення повинні отримати в пояснювальній записці до проєкту належні обґрунтування, підтвердженні необхідними точнішими розрахунками.

Проектні розробки повинні бути підтверджені розрахунками організаційно - економічного характеру, які передбачаємо виконати по методиці, прийнятої для верстатобудівної промисловості, і яка на думку спеціалістів, є найбільш оптимальною.

Проектні рішення і верстат в цілому повинні отримати належне обґрунтування відповідності їх правилам безпеки роботи та охорони праці, економічним вимогам та безпеці життєдіяльності людини.

## **1.2 Огляд спеціальної літератури**

Починаючи з 50 - их років у світі створено та виготовлено певну кількість та досить широку різноманітність свердлильних верстатів, які знайшли використання в різних галузях машинобудування. Вони різняться компоновочними рішеннями металообробної частини верстата та окремо інструментального забезпечення.

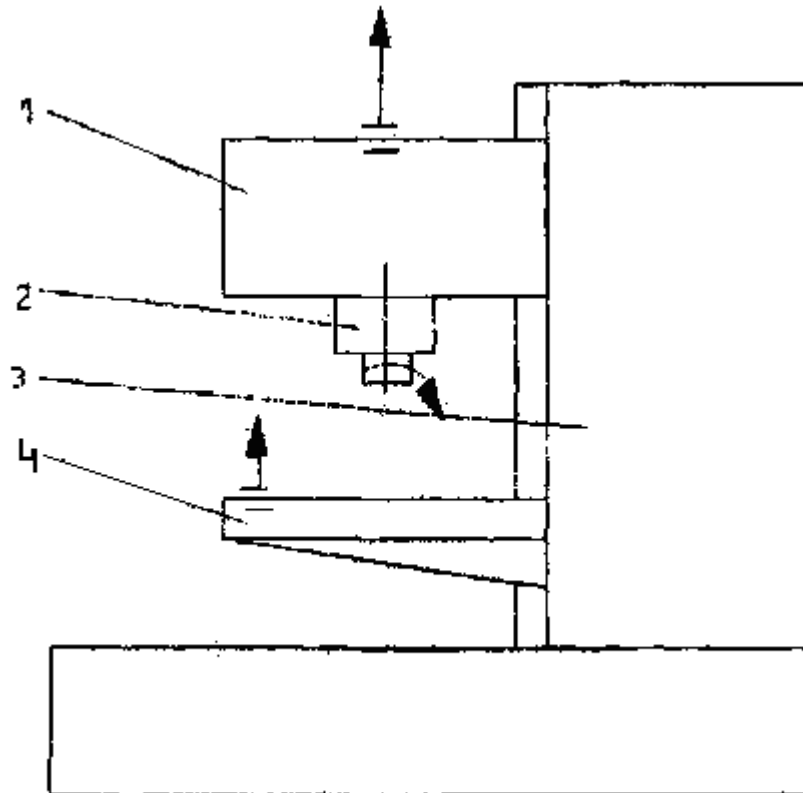
Металообробні свердлильні верстати, як і інші верстати, розробляються стосовно забезпечення певного комплексу формоутворюючих рухів по утворенню поверхонь деталей машин. Ці рухи розподіляються між головними виконавчими механізмами, шпиндельним блоком, який несе різальний інструмент. Шпинделю надається головний рух формоутворення — обертання різального інструменту.

Приводи головного руху виконуються на основі регульованого двигуна. Частота обертання шпинделя досягає 1000 - 2000 об/хв.

Приводи подачі компонують на основі асинхронного двигуна, який з'єднаний з ходовим гвинтом безпосередньо, з допомогою одноступінчастого редуктора. Переміщення свердлильної головки в вертикальному напрямку досягає до 3000 - 5000 мм/хв.

Вітчизняні та світові фірми у верстатобудуванні створили безліч різноманітностей компоновок, сформованих за різними принципами та міркуваннями.

Розглянемо конструкції верстатів, які знайшли широке застосування на підприємствах.

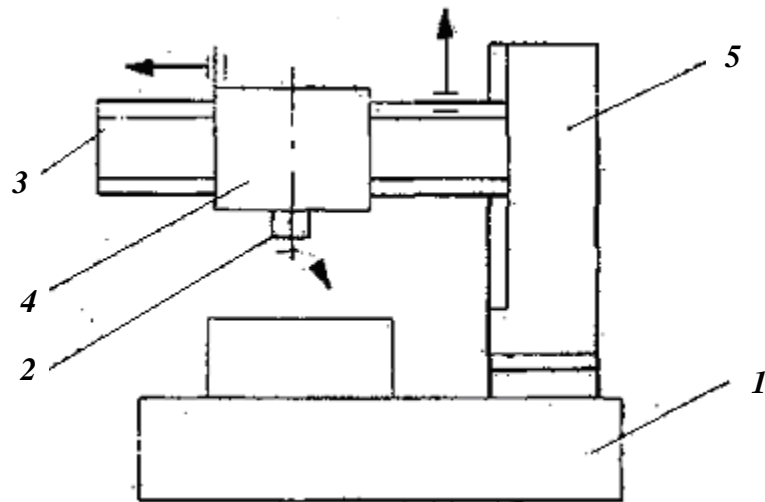


*Рис. 1.1 - Вертикально - свердлильний верстат моделі 2Н135*

Верстат призначений для свердління, розсвердлювання, зенкерування, розвертання отворів, зенкування, цикування, різьбонарізання мітчиком в умовах одиничного і мало серійного виробництва.

Принцип роботи - інструменту, закріпленому в шпинделі 4 свердлильної головки 1, надають обертового руху і вертикального руху подачі.

Заготовка, встановлена на столі 2, в процесі різання нерухома. Несуча колона 3 прикріплена до плити і має вертикальні направляючі типу "ластівчиного хвоста" для установочного переміщення стола і свердлильної головки. В свердлильній головці розміщена коробка подач, зверху до неї примикає коробка швидкостей.



*Рис.1.2 - Радіально - свердлильний верстат моделі 2554.*

Верстат призначений для свердління, зенкерування, розвертання отворів, нарізання різі мітчиком в великих корпусних деталях в умовах одиничного і крупно серійного виробництва. Використання спеціального оснащення дозволяє вирізати круглі клапани із листа або внутрішні круглі канавки, виконати операції, характерні для розточних верстатів.

Принцип роботи - заготовку закріплюють на фундаментній плиті 1. Всі рухи здійснює шпиндель 2 свердлильної головки 4. Він обертається (головний рух), переміщається вздовж осі (рух подачі), переміщується при переході від отвору до отвору разом з свердлильною головкою 4 по рукаву 3 і разом з рукавом навколо колони 5. Рукав можна також переміщати вертикально по прямокутних направляючих колони, Наверху свердлильної головки розташовані коробка швидкостей і подач, а також гідравлічні механізми переключення.

## **2. ОПТИМІЗАЦІЯ СХЕМ ФОРМОУТВОРЕННЯ НА ПРОЕКТОВАНОМУ ВЕРСТАТІ**

### **2.1 Аналіз формоутворення**

#### **2.1.1 Аналіз оброблюваних поверхонь деталей**

Процес формоутворення на вертикально – свердлильних верстатах здійснюється тільки за рахунок обертового і однокоординатного поступального руху інструменту при нерухомій деталі.

На проектованому верстаті повинні оброблятися такі поверхні :

- утворення циліндричних отворів;
- подальша чистова обробка отворів;
- утворення і чистова обробка конічних отворів;
- утворення фасок в отворах;
- нарізання різі в отворах;

А також проектований верстат повинен забезпечити обробку різних деталей типу : кришки, зубчасті колеса, та великогабаритні корпуси.

#### **2.1.2 Призначення деталей – представників.**

Для розгляду ми приймаємо три деталі – представники. Призначення їх полягає в тому, що вони включають всю обробку, яку можна здійснити на даному верстаті. Дані деталі – представники розроблені в порядку їх складності. Вони являють собою плиту, з різними габаритними розмірами та механічними властивостями. Розглядаємо обробку тільки ту, яка стосується свердлильного верстату.

#### **2.1.3 Технічні та технологічні вимоги**

Технічні вимоги для даних деталей – представників включають точність обробки отворів діаметрів 10, 15, 32мм, а також різь М10×1,5 по сьомому квалітету точності Н7; інші отвори підлягають обробці з меншою точністю.

Шорсткість точних отворів потрібно забезпечити по Ra 6,3 та Ra 2,5 і інші по Rz40, Rz 80.

З умов технологічності, наші деталі не мають складних поверхонь, що дозволяє вільний доступ інструменту і основною вимогою є те, що обробка повинна бути зроблена за один установ.

#### **2.1.4 Вибір способу обробки**

Для обробки наскрізних циліндричних отворів використовуємо спіральні свердла різних діаметрів. Для подальшої обробки, з метою отримання більшої точності, використовуємо розвертки. Для утворення ступінчастих отворів після свердління використовуємо зенкери, циліндричні цековки. При утворенні невеликих внутрішніх конусних поверхонь, фасок, використовують конічні цековки, конічні зенкери та конічні розвертки. Внутрішню різь виконуємо мітчиками.

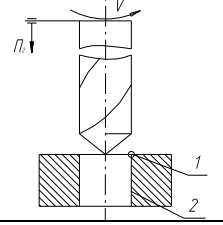
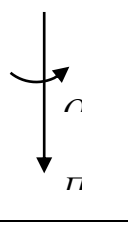
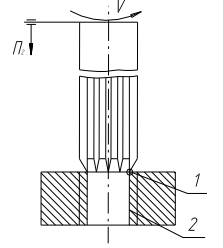
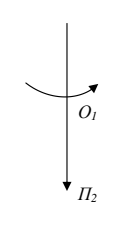
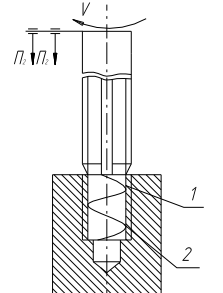
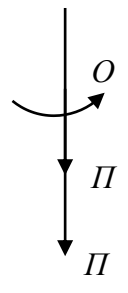
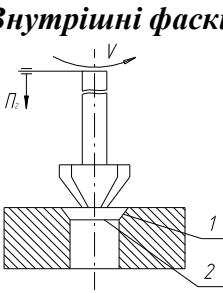
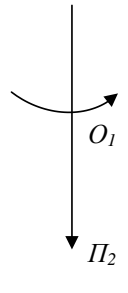
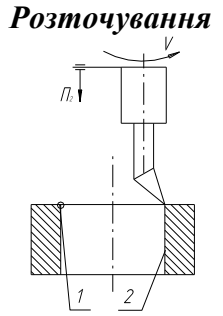
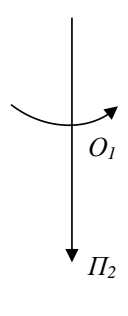
#### **2.1.5 Визначення комплексу виконавчих рухів верстата**

Визначення необхідних виконавчих рухів представлено в табличному вигляді, відтворюючи лінії оброблюваних поверхонь, схеми обробки, методи формоутворення та необхідні виконавчі рухи.

Виходячи з аналізу необхідних механізованих виконавчих рухів визначаємо що:

- 1) Рух різання –обертання інструменту  $\Phi_v(O_1)$ .
- 2) Рух подачі  $\Phi_s(\Pi_2)$  кінематично співпадає з рухами врізання  $V_p(\Pi_2)$  і  $V_p(\Pi_3)$ , тому для реалізації даних рухів використовується один кінематичний ланцюг.
- 3) При нарізанні різі рух  $\Pi_2$  (подача на крок) забезпечується самозагвинчуванням інструменту за рахунок його закріплення в патроні.

Таблиця 2.1 – Комплекс необхідних виконавчих рухів верстата

Схема обробки і оброблювана поверхня	Методи формоутворення	Формоутворюючі рухи	Інші виконавчі рухи	Схема рухів
1	2	3	4	5
<b>Свердління</b> 	1 слід	$\Phi_v(O_1)$	-	
	2 слід	$\Phi_3(O_2)$		
<b>Зенкування</b> 	1 копіювання	$O$	$B_p(\Pi_2)$	
	2 слід	$\Phi_v(O_1)$		
<b>різь мітчиком</b> 	1 копіювання	$O$	$B_p(\Pi_3)$	
	2 слід	$\Phi_v(O_1)$		
<b>Внутрішні фаски</b> 	1 копіювання	$O$	$B_p(\Pi_2)$	
	2 слід	$\Phi_v(O_1)$		
<b>Розточування</b> 	1 слід	$\Phi_v(O_1)$	-	
	2 слід	$\Phi_s(\Pi_2)$		

**Примітка:**

1. Відтворюючі лінії оброблюваної поверхні:

$I$  - твірна відтворююча лінія;

$2$  - направляюча відтворююча лінія;

2. Позначення рухів на схемах обробки;

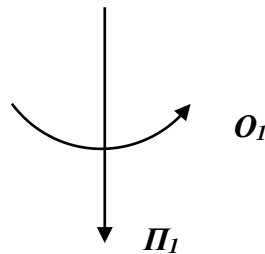
$V$  - головний рух різання;

$\Pi$  – рух подачі вузлів.

Провівши аналіз схеми формоутворення і методів, наведених в таблиці 1. робимо висновки, що для забезпечення виробничого циклу на верстаті необхідно передбачити такі рухи:

1. головний обертовий рух шпинделя інструменту ( $O_1$ );

2. рух подачі свердлильної головки ( $\Pi_2$ ).



**Рис. 2.1. Схема рухів на проектованому верстаті**

### **2.1.6. Обґрунтування структурно-кінематичної схеми верстата**

Проведемо аналіз окремих кінематичних груп.

**1.** Кінематична група руху різання  $\Phi_v(O_1)$ . Джерело руху – електродвигун асинхронний  $M_1$ . Виконавчий орган – шпиндель інструменту.

$BKЗ$  – Кінематичне з'єднання шпиндель підшипники

$ЗКЗ$  – ланцюг головного руху, ланцюг між двигуном  $M_1$  і шпинделем.

Для визначення числа органу настройки необхідно врахувати наступне:

- рух  $\Phi_v(O_1)$  простий, тобто орган настройки на траєкторію відсутній;
- шпиндель здійснює обертовий рух (замкнута колова подача), тобто орган настройки на шлях і вихідну точку відсутні;
- для нарізання різі мітчиком шпиндель повинен забезпечити як пряме,



так і зворотне обертання. Виходячи з цього, у ЗКЗ групи можуть бути розміщені лише органи настройки на швидкість і напрям (електродвигун  $M_1$ ).

2. Кінематична група руху подачі  $\Phi_s(\Pi_2)$ . Джерело руху – електродвигун асинхронний  $M_1$ .

Виконавчий орган – свердлильна головка.

$BKB$  – кінематичне з'єднання свердлильної головки з направляючими.

$ЗКЗ$  – ланцюг подачі, кінематичний ланцюг між двигуном  $M_1$  і свердлильною головкою.

Для визначення числа органів настройки необхідно врахувати:

- рух  $\Phi_s(\Pi_2)$  простий, отже орган настройки на траєкторію відсутній;
- настройка на початкову точку і напрям, шлях здійснюється електродвигуном.

### 3. ОПТИМІЗАЦІЯ КОМПОНОВОЧНОЇ СХЕМИ ПРОЕКТОВАНОГО ВЕРСТАТА

#### 3.1 Обґрунтування модуля верстата

Технологічний модуль – це найменший склад блоків компоновки і необхідний для виконання операцій формоутворення, тобто стаціонарний блок і ряд рухомих блоків, в число яких входять блоки, що виконують формоутворюючі рухи.

$$TM = \{C, Z, O\}$$

#### 3.2 Аналіз, вибір та обґрунтування компоновки верстата

##### 3.2.1 Аналіз сукупності множин координатних компоновок

Свердлильний верстат повинен мати блок поступального руху вздовж осі Z та блок обертового руху навколо осі Z. З врахуванням стаціонарного блоку можлива кількість компоновок складає  $P_3 = 3! = 6$  компоновок. Враховуючи вісь шпинделя : вертикального положення – 6 і горизонтального – 6, в сумі – 12. Всі можливі компоновки записуємо у вигляді матриці.

Загальна матриця

$$A = \begin{array}{c} \text{ZOZ} \\ \left| \begin{array}{cc|c} \text{ZCO} & \text{ZOC} & \text{OZC} \\ \text{CZO} & \text{COZ} & \text{OCZ} \end{array} \right| \\ \text{ZOZ} \end{array}$$

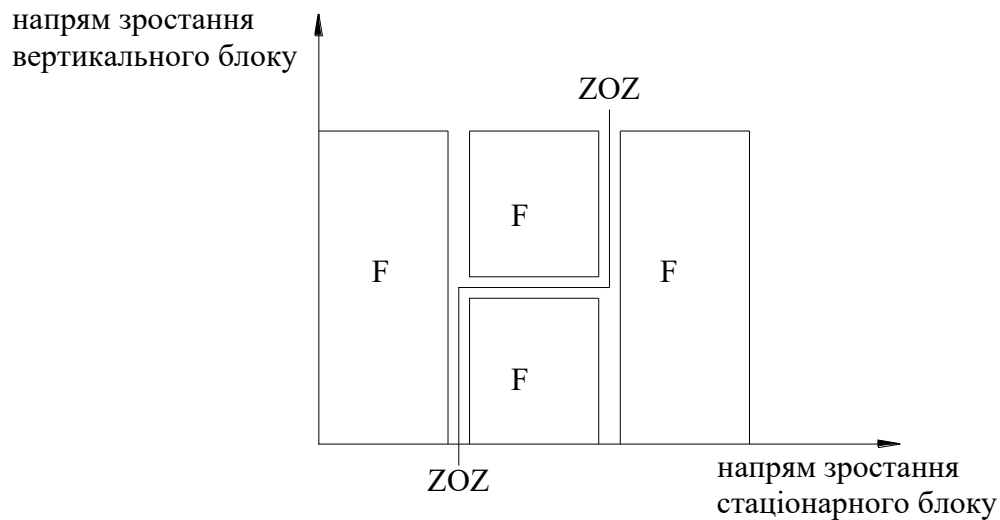
Лінія ZOZ розбиває матрицю на дві частини :

- права частина – вертикальне переміщення має заготовка ;
- ліва частина – вертикальне переміщення має інструмент ;

Різниця вертикального чи горизонтального розміщення шпинделя визначається індексами h і v біля символу C, в загальних матрицях.

### 3.2.2 Типи базових компоновок

Визначення типів базових компоновок



*Рисунок 3.1 – Типи базових компоновок*

Характеристика типів компоновок.

- 1) F – компоновки з нерухомим інструментом. Загальна формула :  $F = \overline{000}$ .
- 2) E – компоновки з нерухомим столом. Загальна формула :  $E = 000$
- 3) Q – компоновки з обертанням заготовки. Загальна формула :  $Q = \overline{000}$ .
- 4) G – компоновки з обертанням заготовки. Загальна формула :  $G = \overline{000}$ .

Технічна характеристика проєктованого свердлильного верстату приведена в графічній частині.

#### *Структурні ознаки та формули базових компоновок.*

Вибір компоновок проводиться по структурних ознаках виходячи з технологічних та конструктивних міркувань :

$M_1$  - ознака, що виключає вплив маси заготовки та вузлів верстату (обмеження кількості рухів для великих мас).

$M_2$  - ознака підвищення точності верстата.

$M_3$  - ознака, що характеризує динамічні властивості верстата.

Здійснимо розробку ознак для даного верстату:

$M_1$  – виключити вплив маси заготовки при підніманні та опусканні.

Структурна ознака – заготовка має тільки горизонтальні рухи (не вертикальні)

$$M_1 = \bar{1}10 + \bar{1}0\bar{0} + 0\bar{0}\bar{0}$$

$M_2$  – умова : неосьові отвори деталей обробляються завдяки обертанню інструменту (ніяк не заготовки).

Структурна ознака – виходячи з типажу деталей обертовий рух має інструмент.

$$M_2 = \Phi + ZOC + 0\bar{0}\bar{0}$$

$M_3$  – умова : підвищення стійкості мас по їх розміщенні в компоновці.

Структурна ознака – чим більший хід має блок, тим ближче він повинен розміщуватись до стаціонарного блоку.

$$M_3 = \bar{Z}Z\bar{O} + \bar{O}\bar{O}\bar{O} + OZ\bar{Z}.$$

### 3.2.3 Вибір компоновки проектованого верстата .

Після вибору умов необхідно визначити компоновки, які відповідають цим умовам. При цьому використовуємо операцію логічного множення або перетину множин:

$$M_1 = \bar{1}10 + \bar{1}0\bar{0} + 0\bar{0}\bar{0}$$

$$M_2 = \Phi + ZOC + 0\bar{0}\bar{0}$$

$$M_3 = \bar{Z}Z\bar{O} + \bar{O}\bar{O}\bar{O} + OZ\bar{Z}$$

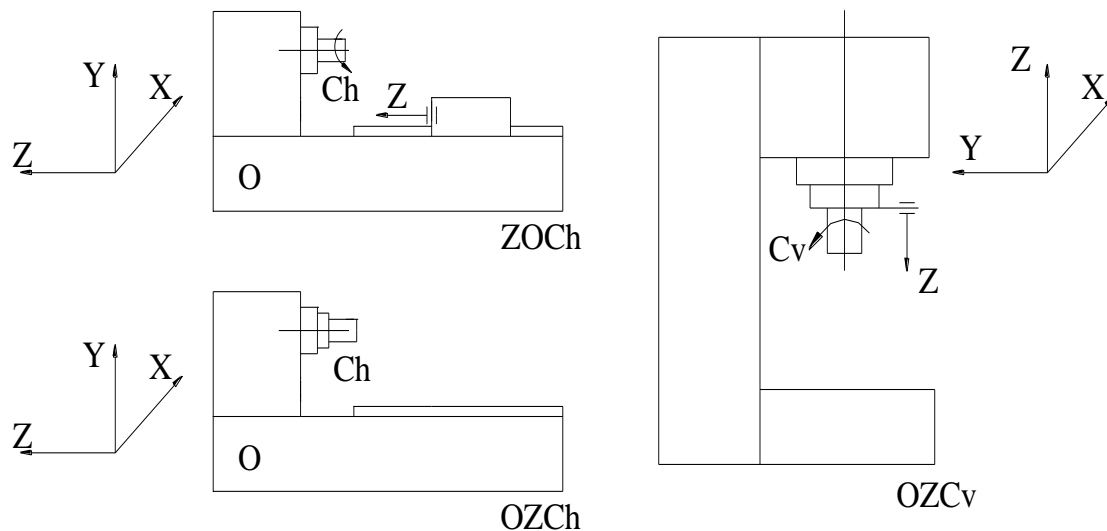
$\Phi + \Phi + OZC$  – вертикальні

$\Phi + ZOC + OZC$  – горизонтальні

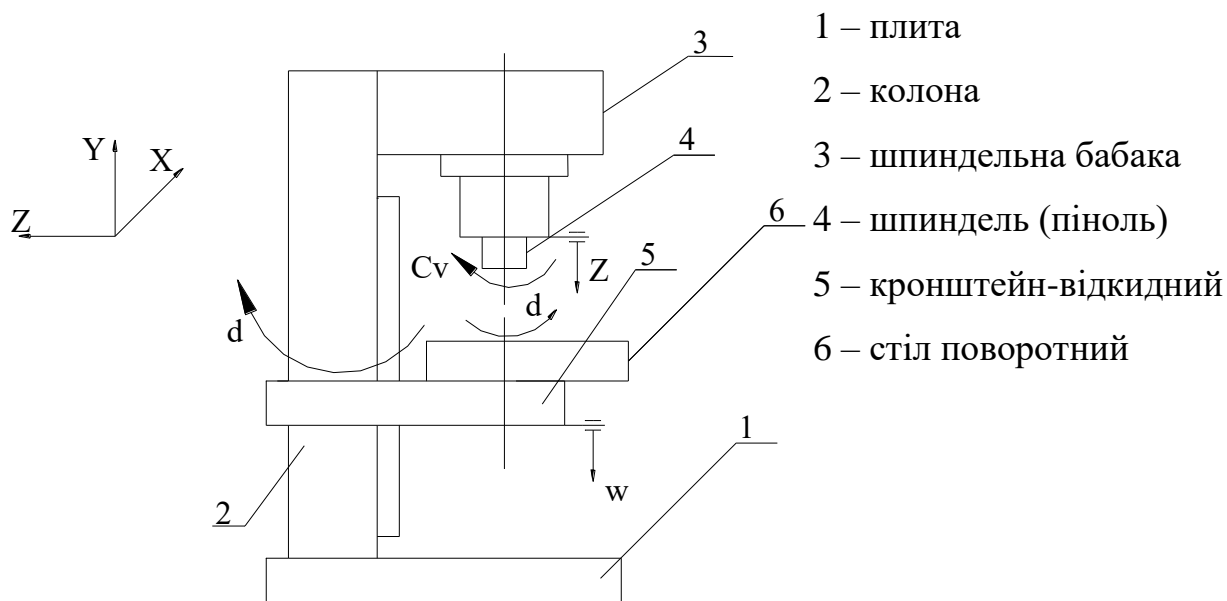
Умова вибору : для обробки несиметричних деталей на верстатах з горизонтальною компоновкою необхідно використовувати планшайби або

інші спеціальні пристрої, тому в якості ТМ для верстату беремо вертикальну компоновку OZC.

Можливі компоновки, по яких проводимо умову вибору, зображені на рис.1



**Рисунок 3.2 – Можливі компоновки верстату.**



**Рисунок 3.3. –компоновка проєктованого верстату**

Загальна формула компоновки  $ddwOZ/C_v$

Для обробки великого типуажу деталей столу надаємо вертикальних переміщень ( $w$ ). Встановлення крупно габаритних деталей можна здійснити на плиті завдяки відкидному (обертання навколо колони  $d$ ) кронштейну зі столом.

Вихід інструменту у будь – яку точку стола забезпечується обертанням його в кронштейні ( $d$ ) і обертанням кронштейна зі столом навколо колони ( $d$ ).

### **3.3 Конструкційно – структурний аналіз компоновки**

#### **3.3.1 Модульне представлення компоновки**

Структурний аналіз має за мету розкриття властивостей та технологічних можливостей компоновок, а конструкційний – розкриття варіантів блоків та розміщення направляючих .

Технологічний модуль (ТМ) – найменший склад блоків компоновки необхідних для виконання операцій формоутворення. В нашому випадку :  
 $TM=OZC$ .

Модульний комплекс (МК) – це найменший склад блоків для виконання операцій обробки на верстаті.

Для свердління  $МК=ddwOZC$ .

Конструкційний модуль (КМ) – це агрегатний або уніфікований вузол, що складається з одного або декількох блоків компоновки.

Шпиндельна бабака –  $КМ=[OZC]$ .

Рухомий стіл –  $КМ=[ddw]$ .

#### **3.3.2 Режим рухомих блоків**

Під режимом руху блока розуміють особливість його руху в часі та просторі. Позначення режимів рухомих блоків в структурних формулах дає можливість розкриття технологічних можливостей верстата та характеру кінематичних зв'язків між блоками формоутворюючих елементарних рухів.

Здійснимо позначення режимів рухомих блоків в структурній формулі проєктованого верстату:

$$d^1 d^1 w^0 O Z^2 / C_v^0.$$

Порядкове положення блоків в структурній формулі позначається розрядом та позначається знаком n.

Число елементарних рухів:

$$d_i = |n(0) - n(i)|,$$

де  $n(0)$  – знак стаціонарного блоку

$n(i)$  – знак шуканого  $i$ -того блоку

Розряди  $d^6 d^5 w^4 O^3 Z^2 / C_v^1$

$$n(0)=3; \quad d_{cv}=|3-1|=2$$

$$n(C_v)=1.$$

Число блоків  $u_1$ :

$$u_i = |n_i - n_k|,$$

де  $n_i$  - розряд кінцевого блоку.

$$n_{C_v}=1; \quad n_Z=2$$

або

$$u_{C_v}=|1-1|=0 \quad u_Z=|2-1|=1$$

Таким чином в структурних формулах міститься інформація про абсолютну та відносну рухомість будь-якого блока компоновки. Чим більшу рухомість має кінцевий блок, тим більші технологічні можливості верстата.

$$n(0)=3;$$

$$u(0)=|3-1|=2$$

### 3.4 Конструктивне виконання верстату

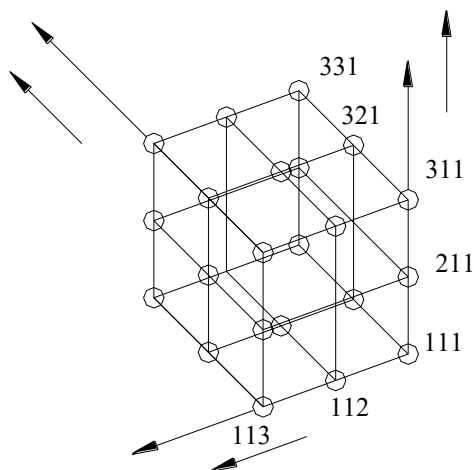
#### 3.4.1 Характерні особливості конструктивного виконання базових компонок

Позначення конструктивного виконання у формулі компоновки полягає в записі за допомогою індексів розміщення направляючих блоків, відносно робочого простору верстата.

Робочий простір верстата – це простір, що займає оброблювана заготовка найбільших розмірів в її середньому положенні на місці встановлення.

Основною формою робочого простору для свердлильного верстату є – паралелепіпед .

Початок координат робочого простору вибираємо так, щоб зростання номерів точок відповідало додатньому напрямку осей координат.



**Рисунок 3.4 – Форма робочого простору**

Матриця має вигляд  $m \times n \times p = 3 \times 3 \times 3$ .

Розміщення направляючих в компоновці характеризується наступними параметрами :

1) напрямком руху  $dwOZ/C_v$

( $w$  – рух кронштейна-стола по круглій колоні і  $Z$  – рух пінолі шпинделя інструменту).

2) положення фронтальної площини:

$Z_{xy}$  – направляюча круглого січення втулки;

$w_{xy}$  – направляюча круглого січення колони;



## 4. ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ

### 4.1 Складання технологічного процесу деталей-представників

**Таблиця 4.1 – Технологічний маршрут механічної обробки**

Назва операції (переходу)	Ріжучий інструмент	Ескіз обробки
<b>Деталь – представник №1</b>		
005 Свердлити 4 отвори $\varnothing 10$ послідовно	Свердло $\varnothing 10$ Спеціальне P6M5	
010 Свердлити 4 отвори $\varnothing 32H7$ до $\varnothing 31,96$ послідовно	Свердло $\varnothing 31,96$ Спеціальне P6M5	
015 Розвернути 4 отвори $\varnothing 32H7$ начисто	Розвертка $\varnothing 32 H7$	
<b>Деталь-представник №2</b>		
005 Свердлити 6 отворів $\varnothing 13$ послідовно	Свердло $\varnothing 13$ P6M5	
010 Цековати 6 отворів $\varnothing 13$ до $\varnothing 22$ на глибину 5мм	Цековка $\varnothing 22$ P6M5	
015 Свердлити отвір $\varnothing 30$	Свердло $\varnothing 30$ спеціальне P6M5	
020 Свердлити 2 отвори $\varnothing 15H7$ до $\varnothing 14,96$	Свердло $\varnothing 14,96$ спеціальне P6M5	
025 Розвернути 2 отвори $\varnothing 15H7$ начисто послідовно	Розвертка $\varnothing 15 H7$	
Назва операції (переходу)	Ріжучий інструмент	Ескіз обробки
<b>Деталь-представник №3</b>		
005 Свердлити 4 отвори $\varnothing 10H7$ до $\varnothing 9,96$ послідовно	Свердло $\varnothing 9,96$ спеціальне BK8	
10 Розвернути 4 отвори $\varnothing 10H7$ начисто послідовно	Розвертка $\varnothing 10 H7$	
015 Свердлити 4 отвори $\varnothing 30$ послідовно	Свердло $\varnothing 30$ спеціальне BK8	
020 Свердлити 4 отвори $\varnothing 8,3$ під різь послідовно	Свердло $\varnothing 8,3$ BK8	
025 Зенкувати фаску $1,5 \times 45^\circ$ в 4-ох отворах	Зенківка $\varnothing 15$ спеціальна BK8	
030 Нарізати різь M10 в 4-ох отворах	Мітчик M10	

## 4.2 Визначення режимів різання і машинного часу

Проведемо розрахунок режимів різання, наприклад, для деталі-представника №1 на операцію 005 Свердлити 4 отвори  $\varnothing 10$  послідовно.

Визначаємо глибини різання:

$$t = 0.5D = .05 \cdot 10 = 5 \text{ мм}$$

Вибираємо максимально допустиму по міцності свердла подачу] :

$$S = 0,25 \text{ мм/об.}$$

Швидкість різання при свердлінні:

$$V = \frac{C_V \cdot D^g}{T^m \cdot S^y} \cdot K_v,$$

де  $K_v = K_{mv} K_{uv} \cdot K_{ev}$  – поправочний коефіцієнт на швидкість різання;

$$K_{MV} = K_r \left( \frac{750}{\sigma_B} \right)^{n_V} \text{ - коефіцієнт на оброблюваний матеріал}$$

$$K_r = 1,0; \quad n_v = 0,9$$

$$K_{MV} = K_r \left( \frac{750}{610} \right)^{0,9} = 1,2;$$

$K_{uv} = 1,0$  – коефіцієнт на інструментальний матеріал;

$K_{ev} = 0,85$  - коефіцієнт, який враховує глибину свердління

$$K_v = 1,2 \cdot 1,0 \cdot 0,85 = 1,02$$

Значення коефіцієнтів  $C_v$  і показників степеня приведені в:

$$C_v = 9,8; \quad g = 0,4; \quad y = 0,5; \quad m = 0,2;$$

$T = 25$  хв. – період стійкості свердла [39, с.279, табл.30].

Тоді

$$V = \frac{9,8 \cdot 10^{0,4}}{25^{0,2} \cdot 0,25^{0,5}} \cdot 1,02 = 26,38 \text{ м/хв}$$

Приймаємо  $V = 26,4$  м/хв.

Визначаємо частоту обертання інструмента по формулі:

$$n = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot D} = \frac{1000 \cdot 26,4}{3,14 \cdot 10} = 840 \text{ об/хв}$$

Основний час на обробку:

$$t_o = \frac{L_{p.x}}{n \cdot S} = \frac{25}{840 \cdot 0,25} = 0,12 \text{ хв}$$

де  $L_{p.x}$  – довжина робочого ходу інструменту.

На інші операції деталі-представника режими різання вибираємо по нормативах], результати зводимо в таблицю 4.2

**Таблиця 4.2 - Режими різання деталі №1**

Назва операції	Глибина різання t, мм	Подача S, мм/об	Швидкість різання, V, м/хв	Кількість обертів, n, об/хв	Потужність N, кВт	Основний час, t <sub>o</sub> , хв
Свердлити 4 отвори Ø10	0,5	0,25	26,4	840	0,79	0,12
Свердлити 4 отвори Ø31,96	15,98	0,5	20	200	2,14	0,32
Розвернути 4 отвори Ø32H7	0,02	1,3	6	60	0,36	0,4

Для решти деталей-представників режими різання вибираємо по довіднику і результати зводимо в таблиці 4.3 і 4.4.

**Таблиця 4.3 – Режими різання деталі №2**

Назва операції	Глибина різання t, мм	Подача S, мм/об	Швидкість різання, V, м/хв	Кількість обертів, n, об/хв	Потужність N, кВт	Основний час, t <sub>o</sub> , хв.
Свердлити 4 отвори Ø10	6,5	0,6	43	1050	1,3	0,04
Цекувати 6 отворів Ø13 до Ø22	11,5	0,8	70	1013	1,1	0,012
Свердлити отвір Ø30	15	0,9	47,3	502	1,4	0,07
Свердлити 2 отвори Ø14,96	7,48	0,6	48,4	1030	1,28	0,044
Розвернути 2 отвори Ø15H7	0,02	0,5	20	425	0,18	0,14

**Таблиця 4.4 - Режими різання деталі №3**

Назва операції	Глибина різання t, мм	Подача S, мм/об	Швид-кість різання, V, м/хв	Кіль-кість обертів, n, об/хв	Потуж-ність N, кВт	Основ-ний час, t <sub>o</sub> , хв
Свердлити 4 отвори Ø9,96	4,98	0,3	58,3	1865	1,19	0,045
Розвернути 4 отвори Ø10H7	0,02	1,1	16,6	528	0,23	0,05
Свердлити 4 отвори Ø30	15	0,6	38,5	408	1,96	0,09
Свердлити 4 отвори Ø8,3	4,15	0,3	51,7	1984	0,99	0,04
Зенкувати фаску 1,5×45° в 4-ох отворах	1,5	0,07	40,5	1520	0,32	0,0197
Нарізати різь М10 в 4-х отворах	1	1	10	318	0,8	0,07

### 4.3 Визначення допоміжного часу

Проведемо розрахунок допоміжного часу, на прикладі для деталі – представника №1.

Загальний основний час на операціях становить  $T_o=3,36$  хв

Час на встановлення і зняття деталі на верстаті  $T_{вст}=0,65$  хв.

Вибираємо допоміжний час в залежності від обробки на даному верстаті для кожної операції і знаходимо їх суму:

$$T_{1\partial}=0,18 \text{ хв.}; T_{2\partial}=0,26 \text{ хв.}; T_{3\partial}=0,26 \text{ хв.};$$

$$T_{\partial} = T_{1\partial} + T_{2\partial} + T_{3\partial} + T_{вст} = 0,18 + 0,26 + 0,26 + 0,65 = 1,35 \text{ хв.};$$

Тоді оперативний час:  $T_{\partial} = T_o + T_{\partial} = 3,36 + 1,35 = 4,71$  хв.

Час на організаційне обслуговування і відпочинок, а також особисті потреби

приймаємо 8% від оперативного часу:  $T_{орз.} = \frac{4,71 \cdot 8}{100} = 0,377 \text{ хв}$

Штучний час на обробку рівний :  $T_{шт} = T_{оп} + T_{орз.} = 4,71 + 0,377 = 5,08$  хв.

## 5. ПРОЕКТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЙ ВЕРСТАТНОГО ОБЛАДНАННЯ

### 5.1 Вибір структури приводів верстата

#### 5.1.1 Привід головного руху

1) Визначаємо повний діапазон регулювання приводу:

$$R_n = \frac{n_{\max}}{n_{\min}} = \frac{1985}{60} = 33$$

2) Вибираємо асинхронний нерегульований двигун:

$$R_n = R_{\text{мех}} \cdot R_{\text{ел}} = R_{\text{мех}}$$

3) Для одержання великого діапазону швидкостей вибираємо безступеневе регулювання з діапазоном (варіатор):

$$R_n = \frac{n_{\max}}{n_{\min}} = 6 - \text{приймаємо.}$$

$$R_n = \gamma \cdot R_{\text{в}} \cdot R_{\text{ст}}$$

Звідси визначаємо :

$$R_{\text{ст}} = \frac{R_n}{R_{\text{в}} \cdot \gamma} = \frac{33}{6 \cdot 0,985} = 5,58$$

Для проектуваного верстату приймаємо  $\varphi_{\text{ф}}=1,26$ .

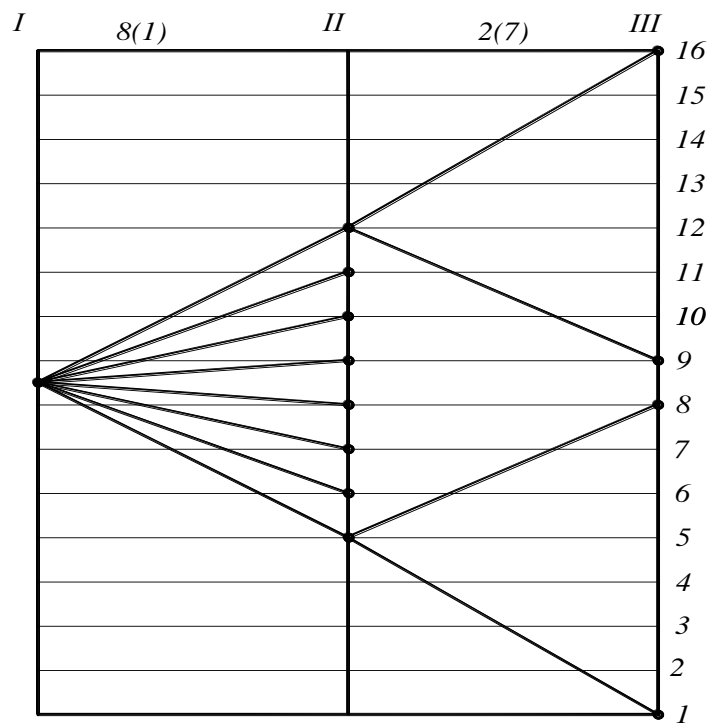
Фіктивне значення передач варіатора :

$$P_{\text{Ф.В.}} = \frac{\lg \gamma \cdot R_{\text{в}}}{\lg \varphi_{\text{ф}}} + 1 = \frac{\lg 0,95 \cdot 6}{\lg 1,26} + 1 = 8$$

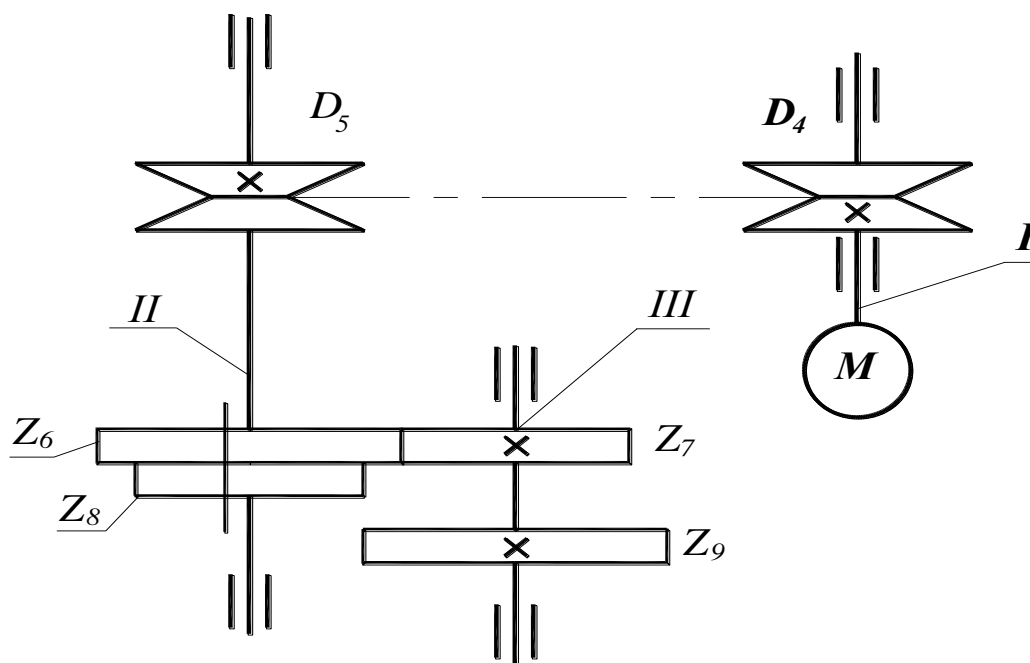
$$Z_{\text{ст}} = \frac{\lg R_n}{\lg \gamma \cdot R_{\text{в}}} = \frac{\lg 33}{\lg 0,95 \cdot 6} = 2$$

$$Z_{\text{ум}} = \frac{\lg R_n}{\lg \varphi_{\text{ум}}} + 1 = \frac{\lg 33}{\lg 1,26} + 1 = 16$$

Звідси:  $Z_{\text{ум}} = 8_{(1)} \cdot 2_{(7)}$



**Рисунок 5.1 – Структурна сітка**



**Рисунок 5.2 – кінематична схема приводу**

### 5.1.2 Привід подач

Визначаємо повний діапазон регулювання. Оскільки на свердлильних верстатах використовуємо як механічну подачу, так і ручну, то для проєктованого верстата вибираємо межі регулювання механічної подачі

$S_{\max} = 0,4$  і  $S_{\min} = 0,07$ . Це зумовлено тим, що малі подачі потребують великого зусилля, тому що вони призначаються для найбільших глибин різання.

$$R = \frac{S_{\max}}{S_{\min}} = \frac{0,4}{0,07} = 6.$$

Приймаємо  $\gamma = 1,41$  і визначаємо число ступіней регулювання :

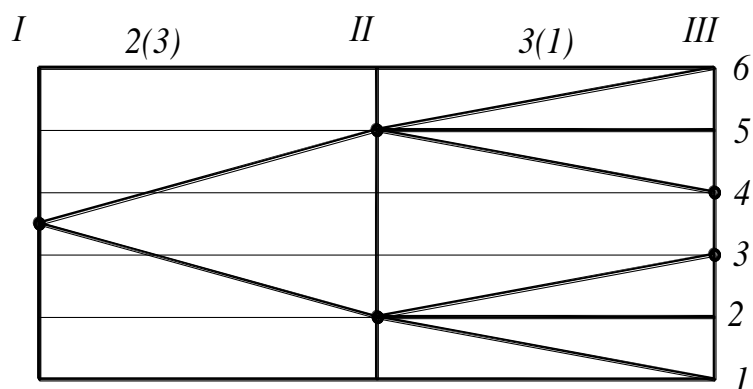
$$Z = \frac{\lg R}{\lg \gamma} + 1 = \frac{\lg 6}{\lg 1,41} = 6,2$$

Приймаємо  $Z=6$ , тоді  $Z=3_{(1)} \cdot 2_{(3)}$ .

Робимо заміну :

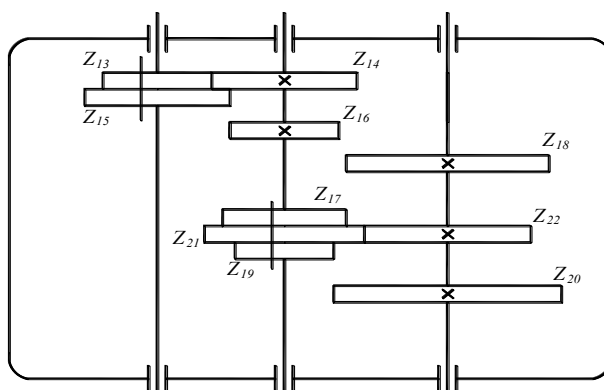
$$Z=2_{(3)} \cdot 3_{(1)}.$$

Будуємо структурну сітку для коробки подач :



**Рисунок 5.3 – Структурна сітка коробки подач**

На основі даної структурної сітки орієнтовано прикидаємо розміщення валів і шестерень в коробці подач.



**Рисунок 5.4 – Кінематична схема приводу подач**

## 5.2 Вибір двигунів приводів

### 5.2.1 Визначення втрат в кожному переході

Для забезпечення процесів різання з врахуванням втрат в приводі потужності у верстаті потрібно визначити за формулою [43]:

$$N_d = N_e + N_m = N_e + N_1 + N_2$$

де  $N_e$  - ефективна потужність різання ;

$N_1$  - постійні втрати холостого ходу, що не залежать від навантаження ;

$N_2$  - додаткові втрати, що не виникають при передачі корисної потужності;

$$N_m = N_1 = 0,14 \text{ кВт.}$$

Ефективна потужність різання визначається у відповідності з режимами обробки :

$$N_e = \frac{P_{oc} \cdot V_c}{60 \cdot 10^3},$$

де  $P_{oc} = 10 C_p D^\delta S^\gamma K_p$  - середнє значення осьової сили, Н;

$V_c = 17,47 \text{ м/хв.}$  – середня швидкість;

$C_p = 68$ ;  $\delta = 1,0$ ;  $\gamma = 0,7$  [39, с.281, табл.32];

$K_{mp} = K_p = 0,81$  [39, с.264, табл. 9].

Тоді для окремих операцій осьова сила рівна :

$$P_{o1} = 10 \cdot 68 \cdot 10^1 \cdot 0,25^{0,7} \cdot 0,81 = 2087,14 \text{ Н};$$

$$P_{o2} = 10 \cdot 68 \cdot 32^1 \cdot 0,5^{0,7} \cdot 0,81 = 7850 \text{ Н};$$

При розвертуванні на місці D у формулі осьової сили ставиться t (глибина різання ):  $P_{o3} = 10 \cdot 68 \cdot 0,02^1 \cdot 1,3^{0,7} \cdot 0,81 = 661,8 \text{ Н.}$

Середнє значення осьової сили деталі №1:  $P_{oc} = 4532,98 \text{ Н.}$

Тоді :  $N_c = \frac{P_{oc} \cdot V_c}{60 \cdot 10^3} = 1,32 \text{ кВт.}$

$$N_d = N_e + N_m = 1,32 + 0,14 = 1,46 \text{ кВт.}$$

Визначаємо к.к.д. приводу :



$$\eta = \frac{N_e}{N_o} = \frac{1,32}{1,46} = 0,904.$$

### 5.2.2 Перевірка двигуна

Перевірку потужності двигуна проводимо по методу середніх втрат. Суть методу заключається в тому, що перевищення температури двигуна визначаються середніми втратами за цикл.

По діаграмі навантаження визначаємо середню потужність на валу двигуна для ступінчастого графіка :

$$P_{cp.e.} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n P_i^2 \cdot t_i}{t_y}} = \sqrt{\frac{P_1^2 t_1 + P_2^2 t_2 + P_3^2 t_3}{t_y}} = \sqrt{\frac{0,79^2 \cdot 0,48 + 2,14^2 \cdot 1,26 + 0,36^2 \cdot 1,6}{t_y}} =$$

$$= 1,15 \text{ кВт.}$$

Підставивши значення перевіримо правильність виконання умови :

$$P_{ном} \geq k_3 \cdot P_{cp.e}$$

де  $k_3 = 1,2 \dots 1,3$  – коефіцієнт запасу,  $k_3 = 1,3$ .

$2,2 \geq 1,3 - 1,15$  - умова виконується .

На основі одержаної розрахункової потужності по каталогу вибираємо відповідний асинхронний двигун – 4А90L4У3:

$$N = 2,2 \text{ кВт}; n_n = 1425 \text{ хв}^{-1}; J_{ром} = 2,24 \cdot 10^{-2} \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

$$\eta = 0,9; n_0 = 1500 \text{ хв}^{-1}; \Delta = \frac{M_n}{M_H} = 2,1; \lambda = \frac{M_K}{M_H} = 2,4.$$

Середні втрати за цикл визначаємо по формулі :

$$\Delta N_{cp} = \sum_{i=1}^m \Delta N_i \frac{t_i}{t_y}$$

де  $\Delta N_i$  - потужність втрат на  $i$ -му інтервалі ;

$t_i$  - час  $i$ -того інтервалу ;

$t_y$  - час повного циклу;

$$\Delta N_{cp} = 0,14 \cdot \frac{3,36}{4,71} = 0,11 \text{ кВт.}$$

Знайдені середні втрати за цикл порівнюється з нормальним :

$$\Delta N_{cp} \leq \Delta N_{ном} = \frac{N_{ном}(1 - \eta_{ном})}{\eta_{ном}}.$$

Умова виконується.

### 5.2.3 Остаточний кінематичний розрахунок приводів

#### 5.2.3.1 Привід головного руху

По структурній стінці коробки швидкостей будуюмо графік чисел обертів

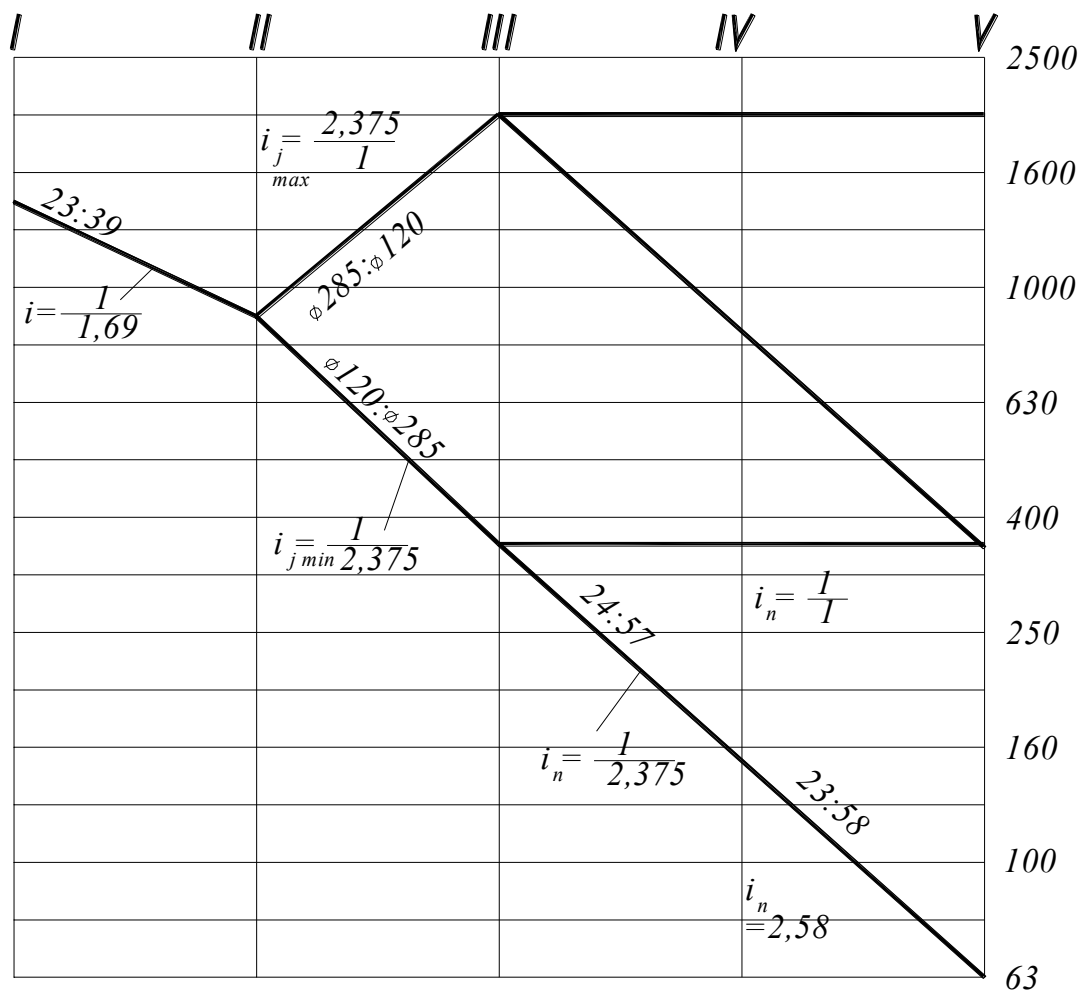


Рисунок 5.5 - Графік чисел обертів ШВ

По даному графіку проводимо розрахунок чисел зубів коліс передач.  
Приймаємо кількість зубів шестерні  $Z=23$ .

Тепер визначаємо сумарну кількість зубів колеса і шестерні :

$$i_1 = \varphi^{-2,2} = 0,6; \quad \sum Z = 23 \cdot \frac{1+0,6}{0,6} = 62;$$

Тоді кількість зубів колеса:

$$Z_1 = \sum Z - Z_2 = 62 - 23 = 39$$

Для другої пари коліс визначаємо аналогічно :

$$i_1 = \varphi^{-3} = \frac{Z_6}{Z_7} = 0,42; \quad Z_6 = 24; \quad \sum Z = 24 \cdot \frac{1+0,42}{0,42} = 81 .$$

$$Z_7 = \sum Z - Z_6 = 81 - 24 = 57 .$$

Приймаємо :  $Z_e = 23$ ;  $Z_{\epsilon} = 23$ ;  $Z_{\partial} = 58$ ;

Частота обертання шпинделя :

$$n_{шп} = n_{e,\partial} \frac{Z_2}{Z_3} \frac{Z_4}{Z_5} \gamma \left| \frac{Z_6}{Z_7} \frac{Z_8}{Z_9} \right| = 1425 \frac{23}{39} \left| \frac{120 \dots 285}{285 \dots 120} \right| 0,985 \left| \frac{\frac{24}{57} \cdot \frac{24}{58}}{\frac{24}{24}} \right| = 58,2 \dots 1985 x \epsilon^{-1} \quad (3.9)$$

### 5.2.3.2 Привід подач

Аналогічно будуємо графік чисел обертів для коробки подач і розраховуємо числа зубів коліс передач:

$$i_0 = \varphi^{-3,4} = \frac{Z_{11}}{Z_{12}} = 0,31$$

Приймаємо  $Z_{11}=29$ .  $\sum Z = 29 \cdot \frac{1+0,31}{0,31} = 122$ ;  $Z_{12} = \sum Z - Z_{11} = 122 - 29 = 93$ .

Визначаємо передаточне відношення для шестерні  $Z_{13}$  і  $Z_{14}$ .

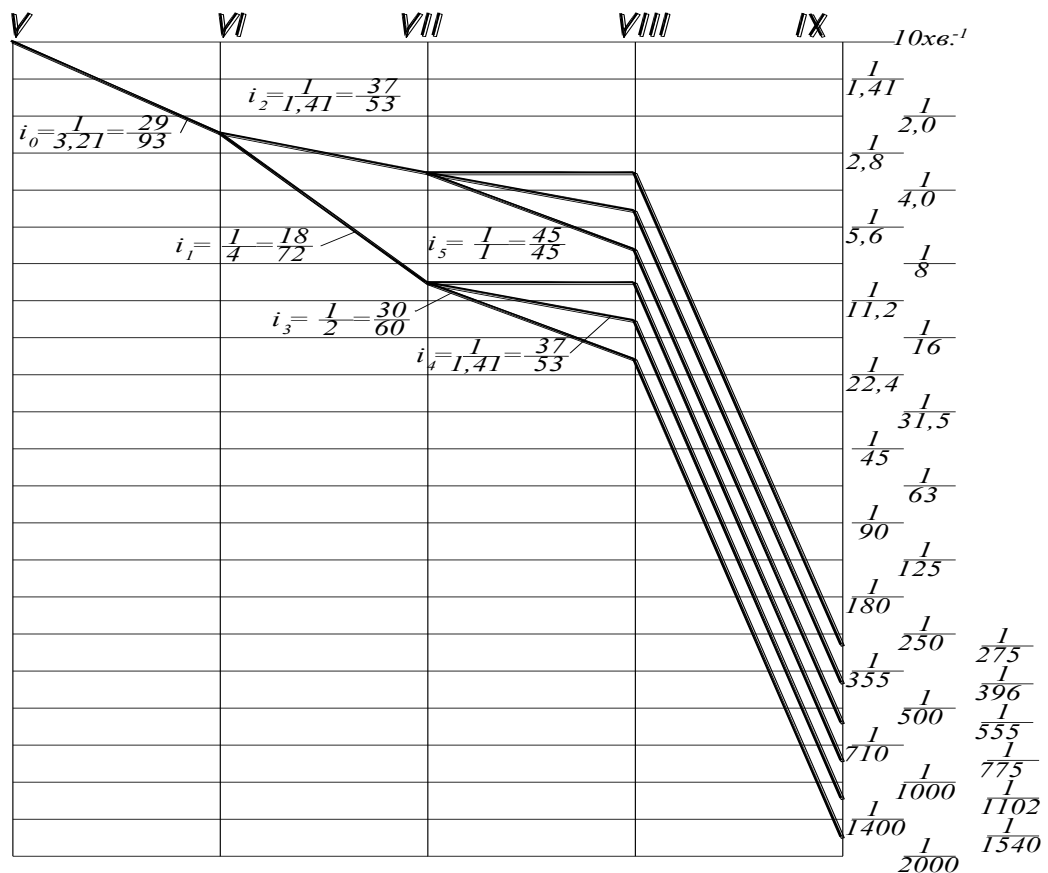
$$i_1 = \varphi^{-4} = 1,41 = \frac{Z_{13}}{Z_{14}} 0,2563 .$$

Приймаємо :  $Z_{13} = 18$

$$\Sigma Z = 18 \cdot \frac{1 + 0,2563}{0,2563} = 90. \quad Z_{14} = \Sigma Z - Z_{13} = 90 - 18 = 72. \text{ Колеса } Z_{16} \text{ і шестерня}$$

$Z_{15}$  знаходяться на цих самих валах що і  $Z_{14}$ , і  $Z_{15}$ , а це означає, що для тих

пар коліс сума зубів рівна. Звідси вибираємо  $Z_{15} = 37$  і  $Z_{16} = 53$ .



**Рисунок 5.6 – Графік чисел обертів**

Визначаємо передаточне відношення для шестерні  $Z_{17}$  і  $Z_{22}$ .

$$i_2 = \varphi^{-2} = 1,41^{-2} = \frac{Z_{17}}{Z_{18}} = 0,5;$$

Приймаємо  $Z_{17}=30$ .

$$\Sigma Z = 30 \cdot \frac{1 + 0,5}{0,5} = 90. \quad Z_{18} = \Sigma Z - Z_{17} = 90 - 30 = 60.$$

Для коліс  $Z_{21}$  і  $Z_{22}$ , а також  $Z_{19}$  і  $Z_{20}$  на основі того, що вони

знаходяться на спільних валах вибираємо :

$$Z_{21} = 45, Z_{22} = 45. \quad Z_{19} = 37, Z_{20} = 53.$$

В залежності від розрахунку ступінчастого приводу, на верстаті повинно бути шість ступенів подач в діапазоні 0,07...0,4 мм/об.

$$S = 1_{об.} \cdot \frac{Z_{11}}{Z_{12}} \cdot \left\{ \begin{matrix} \frac{Z_{13}}{Z_{14}} \\ \frac{Z_{15}}{Z_{16}} \end{matrix} \right\} \cdot \left\{ \begin{matrix} \frac{Z_{21}}{Z_{22}} \\ \frac{Z_{19}}{Z_{20}} \\ \frac{Z_{17}}{Z_{18}} \end{matrix} \right\} \frac{Z_{23}}{Z_{24}} \cdot \pi \cdot m \cdot Z_{рш}$$

$$S = 1 \cdot \frac{29}{93} \cdot \left\{ \begin{matrix} \frac{18}{72} \\ \frac{37}{53} \end{matrix} \right\} \cdot \left\{ \begin{matrix} \frac{45}{45} \\ \frac{37}{53} \\ \frac{30}{60} \end{matrix} \right\} \frac{1}{60} \cdot \pi \cdot 2,514 = 0,07; 0,1; 0,14; 0,2; 0,28; 0,4 \text{ мм/об.}$$

де  $Z_i$  – число зубів зубчастих коліс;  $Z_{рш}$  - число зубів реєчної шестерні;  $m=2,5\text{мм}$  – модуль реєчної шестерні;

$$i_{p1} = \left\{ \frac{Z_{13}}{Z_{14}}; \frac{Z_{15}}{Z_{16}} \right\}, \quad i_{p2} = \left\{ \frac{Z_{18}}{Z_{21}}; \frac{Z_{19}}{Z_{20}}; \frac{Z_{17}}{Z_{22}} \right\} - \text{передаточні відношення першої і}$$

другої груп коробки подач.

Число ступіней подач  $Z=6$  забезпечується при послідовному включенні груп  $p_1$  і  $p_2$  передач.

Частота обертання реєчної шестерні привода пінолі :

$$n_{р.ш.} = \frac{S}{\pi \cdot m \cdot Z_{р.ш.}}$$

Результати розрахунку зводимо в таблицю 3.1.

**Таблиця 5.1 – частоти обертання реєчної шестерні**

$S, \text{ мм/об}$	0,07	0,1	0,14	0,2	0,28	0,4
$n_{р.ш.}$	$\frac{1}{1540}$	$\frac{1}{1102}$	$\frac{1}{775}$	$\frac{1}{555}$	$\frac{1}{396}$	$\frac{1}{275}$

## 5.3 Конструкція та розрахунок коробки швидкостей

### 5.3.1 Опис конструкції та принципу роботи коробки швидкостей

Коробка швидкостей розміщена в корпусі свердлильної головки і представляє собою двох валовий механізм. Вал шпинделя входив в вал варіатора, що надає можливість за допомогою зубчастого зачеплення, яке розміщене на цих валах, передавати оберти напряму від варіатора не задіюючи при цьому механізм перебору. Переключення швидкостей здійснюється переміщенням блоків зубчастих коліс системою важелів, які приводяться в дію одною фіксуючою рукояткою.

### 5.3.2 Розрахунок конструкторських параметрів зубчастих коліс

Розрахунок проводимо на низьких частотах обертання шпинделя (до 160 об/хв.) [12].

Крутний момент на валах визначається по максимально - допустимому моменту на шпинделі  $M_{шп}=200 \text{ Н}\cdot\text{м}$ .

$$M_{кр} = M_{шп} \cdot \frac{Z_i}{Z_k} \cdot \frac{1}{\eta},$$

де  $Z_i, Z_k$  – числа зубів зубчастих коліс коробки швидкостей ;

$$\eta = \eta_{зк}^n \cdot \eta_{нк}^n - \text{к.к.д приводу.}$$

Крутний момент на валі електродвигуна :

$$M_{кр} = 9750 \cdot \frac{N}{n} = 9750 \cdot \frac{2.2}{1425} = 15 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

де  $N=2,2$  кВт – потужність електродвигуна ;

$n=1425$  об/хв. – частота обертання ротора електродвигуна.

Крутний момент на валу II :

$$M_{II} = 9750 \cdot \frac{N}{n} \cdot \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \eta$$

де  $Z_1, Z_2$  – числа зубів зубчастої передачі.

$$\eta = \eta_{зк}^n \cdot \eta_{нк}^n = 0,98 \cdot 0,995 = 0,975 - \text{к.к.д. передачі.}$$

$$M_{II} = 9750 \cdot \frac{2,2}{1425} \cdot \frac{39}{23} \cdot 0,975 = 25 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Крутний момент на валу IV

$$M_{IV} = M_V \cdot \frac{Z_8}{Z_9} \cdot \frac{1}{\eta}$$

де  $M_V = 200 \text{ Н} \cdot \text{м}$  – крутний момент на шпинделі;

$$\eta = \eta_{зк} \cdot \eta_{нк}^3 = 0,98 \cdot 0,995^3 = 0,975 - \text{к.к.д. передачі.}$$

$$M_{IV} = 200 \cdot \frac{23}{58} \cdot \frac{1}{0,975} = 82 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Частота обертання вала IV:

$$n_{IV} = n_V \cdot \frac{Z_9}{Z_8} = 200 \cdot \frac{58}{23} = 475 \text{ об/хв.}$$

Крутний момент на валу III:

$$M_{III} = M_{IV} \cdot \frac{Z_6}{Z_7} \cdot \frac{1}{\eta} = 87 \cdot \frac{24}{57} \cdot \frac{1}{0,97} = 38 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Частота обертання вала III:

$$n_{III} = n_{IV} \cdot \frac{Z_7}{Z_6} = 475 \cdot \frac{57}{24} = 1128 \text{ об/хв.}$$

Передаточне відношення :

$$U = \frac{Z_i}{Z_k}$$

де  $Z_i, Z_k$  – числа зубів шестерні і колеса згідно кінематичної схеми.

Колова швидкість :

$$V = \frac{\pi \cdot m \cdot Z \cdot n}{60000}$$

де  $m$  – модуль зачеплення ;

$n$  – частота обертання.

Коефіцієнт нерівномірності:

$$K_{np} = 1 + K_n \cdot \frac{b_1}{m \cdot Z}$$

де  $K_n$  - коефіцієнт, що залежить від розміщення коліс;

$b_1$  - ширина зубчастого вінця.

Коефіцієнт навантаження :

$$K = K_p \cdot K_{np} \cdot K_\partial$$

де  $K_p$  - коефіцієнт обладнання.

Коефіцієнт форми зуба:

$$y_1 = 0,52 \left( 1 - \frac{5,6}{Z_1} \right) \cdot \left[ 1 + 1,7 \cdot (2 - x_i^2) \cdot \frac{x_1}{Z_i - 8} \right]$$

$$y_1 = 0,52 \left( 1 - \frac{5,6}{Z_1} \right) \cdot \left[ 1 + 1,7 \cdot (2 - x_i^2) \cdot \frac{x_1}{Z_i - 8} \right]$$

де  $x_1 = x_2 = 0$  - коефіцієнт зміщення.

Напруження згину у ніжки зуба :

$$\sigma_{U_1} = \frac{2 \cdot K \cdot M_{kp} \cdot 10^3}{m^2 \cdot Z_i \cdot b_i \cdot y_1}$$

$$\sigma_{U_2} = \sigma_{U_1} \cdot \frac{y_1}{y_2} \cdot \frac{b_1}{b_2} .$$

Контактні напруження в полюсі зачеплення :

$$\sigma_K = \frac{C}{m \cdot Z_1} \cdot \sqrt{\frac{U+1}{U} \cdot \frac{M_{kp} \cdot K \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{b_{\min} \cdot \operatorname{tg} \alpha}}$$

де  $C$  – коефіцієнт, який залежить від матеріалу пари зубчастих коліс.

Результати розрахунку зведені в таблицю 5.2.



**Таблиця 5.2 - Результати розрахунку зубчастих коліс.**

$\frac{Z_i}{Z_k}$	Матеріал коліс	$M_{кр}, Н \cdot м$	$n, об / хв. С$		$K_v$	$K_m$	$b_1, мм$	$b_2, мм$	$\sigma_{U_1}, МПа$	$\sigma_{U_2}, МПа$	$\sigma_K, МПа$
$\frac{23}{39}$	Сталь-текстоліт	15	1425	5700	0,04	0,25	28	30	40,9	33,5	134
	Сталь – поліамід	25	840								
$\frac{23}{58}$	Сталь – сталь	82	475	21300	0,04	0,25	15	19	178	195	100
$\frac{24}{57}$	Сталь – сталь	38	1128	21300	0,04	0,25	17	14	96	110	790

Модуль зубчастих коліс  $\frac{Z_1}{Z_2} = \frac{23}{39}$  рівний  $m=2$  мм.

Модуль зачеплення коліс коробки швидкостей рівний  $m=3$  мм.

Матеріал зубчастих коліс коробки швидкостей: сталь 40Х загартування по перерізу.

Допустимі напруження :

$$[\sigma_U] = 380 МПа > \sigma_U = 280 МПа;$$

$$[\sigma_K] = 1300 МПа > \sigma_K = 912 МПа.$$

Матеріал зубчастих коліс  $Z_1=23$  і  $Z_2=39$  : сталь 40Х, термообробка покращення, текстоліт або поліамід.

Допустимі напруження :

$$[\sigma_U] = 140 МПа;$$

$$[\sigma_K] = 450 МПа.$$

Розрахунок зубчастого зачеплення :  $\frac{Z_1}{Z_2} = \frac{23}{39}$ .

Зубчасте колесо з числом зубів  $Z_2 = 39$  виготовлене з поліаміду.

Крутний момент на колесі  $Z_2 = 39$ :

$$M_{кр} = 9750 \cdot \frac{N}{n} \cdot \frac{Z_2}{Z_1} = 9750 \cdot \frac{2,2}{1425} \cdot \frac{39}{23} = 25,52 H \cdot м$$

$N=2,2$  кВт – потужність, що передається ;

$n=1425$  об/хв. – частота обертання ротора електродвигуна;

Колова швидкість :

$$V = \frac{\pi \cdot m \cdot Z \cdot n}{60000} = \frac{3,14 \cdot 2 \cdot 23 \cdot 1425}{60000} = 3,43 \frac{м}{с} ,$$

де  $m=2$  мм – модуль зачеплення ;

$Z=23$  мм – число зубів шестерні.

Частота обертання колеса :

$$n = n_{ел} \cdot \frac{Z_1}{Z_2} = 1425 \cdot \frac{23}{39} = 804,4 \frac{об}{хв} .$$

Напруження згину :

$$\sigma_U = \frac{1670 \cdot M_K}{m^2 \cdot Z_2 \cdot b_2 \cdot y_2} = \frac{1670 \cdot 25,524}{2^2 \cdot 39 \cdot 28 \cdot 0,597} = 16,345 \frac{H}{мм^2} ,$$

де  $b_2 = 28$  мм - ширина вінця колеса ;

$y_2 = 0,597$  - коефіцієнт форми зуба [12,с.98].

Число циклів навантажень :

$$N_4 = 60 \cdot n \cdot T = 60 \cdot 840,4 \cdot 40000 = 2 \cdot 10^9$$

де  $T=40000$  год. – необхідний ресурс.

Допустимі напруження :

$$[\sigma_U] = 4200 \cdot 1 \cdot 0,2 \cdot 1 = 17,64$$

де  $K_e=0,42$  – експлуатаційний коефіцієнт;

$K_y$  – коефіцієнт ресурсу;

$K_T$  – температурний коефіцієнт;

$$[\sigma_U] = 4200 \cdot 1 \cdot 0,2 \cdot 1 = 17,64 H/мм^2$$

Умова міцності :

$$\sigma_U = 16,345 \frac{H}{мм^2} < [\sigma_U] = 17,64 \frac{H}{мм^2} .$$

### 5.3.3 Розрахунок валів

Розрахунок поведемо для IV вала на міцність. Колове зусилля, що діє на вал від зачеплення зубчастих коліс :

$$P_{01} = \frac{20 \cdot M_{кр.III}}{m \cdot Z_6} = \frac{20 \cdot 3800}{3 \cdot 24} = 1056 H$$

Радіальне навантаження :

$$R_1 = 0,48 \cdot P_{01} = 0,48 \cdot 1056 = 507 H$$

Колове зусилля, що діє на вал від зубчастого зачеплення :

$$P_{02} = \frac{20 \cdot M_{кр.III}}{m \cdot Z_6} = \frac{20 \cdot 20000}{3 \cdot 57} = 2339 H$$

Радіальне навантаження :

$$R_2 = 0,48 \cdot P_{02} = 0,48 \cdot 2339 = 1123 H$$

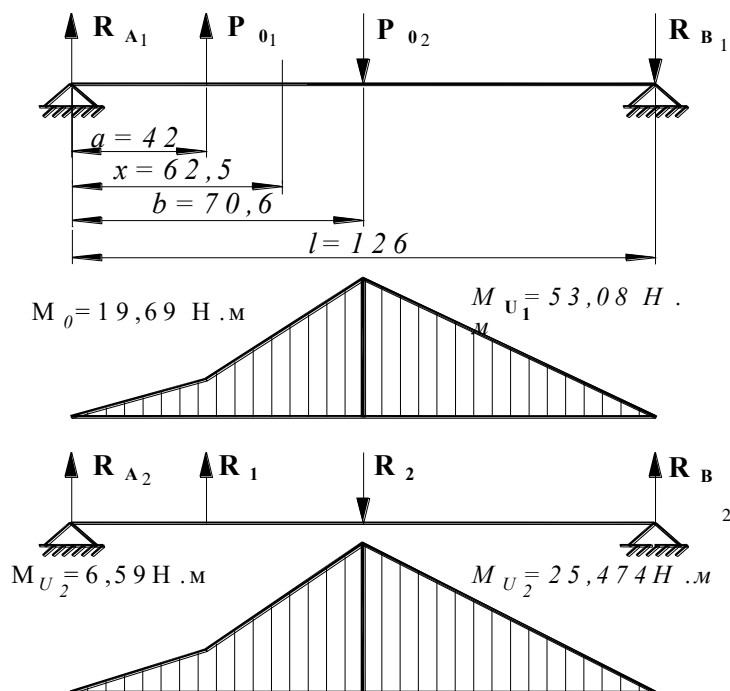


Рисунок 5.7 – Розрахункова схема

Опорні реакції :

$$R_{A1} = \frac{P_{02} \cdot (l - b) - P_{01} \cdot (l - a)}{l} = \frac{2339 \cdot (126 - 70,5) - 1056 \cdot (126 - 42)}{126} = 326 H ;$$

$$R_{B1} = \frac{P_{02} \cdot b - P_{01} \cdot a}{l} = \frac{2339 \cdot 70,5 - 1056 \cdot 42}{126} = 957 H;$$

$$R_{A2} = \frac{R_2 \cdot (l - b) - R_1 \cdot (l - a)}{l} = \frac{2339 \cdot (126 - 70,5) - 507 \cdot (126 - 42)}{126} = 157 H;$$

$$R_{B2} = \frac{R_2 \cdot b - R_1 \cdot a}{l} = \frac{1123 \cdot 70,5 - 507 \cdot 42}{126} = 459 H;$$

Згинальний момент в розраховуваному січенні :

$$M_{32} = \sqrt{M_{321}^2 + M_{322}^2} = \sqrt{53,08^2 + 25,474^2} = 58,88 H$$

Напруження згину в цьому перерізі :

$$\sigma_{32} = \frac{\sqrt{M_{32}^2 + 0,6M_{кр}^2}}{W_{32}} = \frac{\sqrt{58,88^2 + 0,6 \cdot 87^2}}{1,37 \cdot 10^3} = 5,38 \frac{H}{мм^2};$$

де  $W_{32}$  – момент опору шліцьового вала.

Матеріал вала : сталь 45, термообробка покращення.

Допустимі напруження :

$$[\sigma_{32}] = 80 \frac{H}{мм^2} < \sigma_{32} = 65,38 \frac{H}{мм^2}.$$

### 5.3.4 Розрахунок опор на довговічність

Вал III.

Частота обертання вала  $n=45$  об/хв.

Реакції опор :

$$R_A = \sqrt{R_{A1}^2 + R_{A2}^2} = \sqrt{326^2 + 157^2} = 362 H;$$

$$R_B = \sqrt{R_{B1}^2 + R_{B2}^2} = \sqrt{957^2 + 459^2} = 1060 H.$$

В опорах вала знаходяться шарикові радіальні підшипники. В опорі „А” знаходиться підшипник №203, динамічна вантажопідйомність якого  $C=9560$  Н, навантаження на цей підшипник  $R_A = 362 H$ .

В опорі „В” знаходиться підшипник №56203, динамічна вантажопідйомність якого  $C=9560$  Н, статична вантажопідйомність  $C_0=4500$  Н. Цей підшипник сприймає навантаження  $R_B = 1060 H$ .

Приведене динамічне навантаження :

$$Q = R_B \cdot K_k \cdot K_\sigma \cdot K_T$$

де  $K_k = 1$  - коефіцієнт обертання кільця ;

$K_\sigma = 1,2$  - коефіцієнт безпеки ;

$K_T = 1$  - температурний коефіцієнт.

$$Q = 1060 \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot 1 = 1272 \text{ Н}.$$

Довговічність підшипників :

$$L = \frac{10^4}{60 \cdot n} \cdot \left( \frac{C}{Q} \right)^\alpha = \frac{10^4}{60 \cdot 475} \cdot \left( \frac{9760}{1272} \right)^3 = 14900 \text{ год}.$$

Очікувана довговічність :  $[L] = 5000 \text{ год}.$

## 5.4 Конструкція та розрахунок коробки подач.

### 5.4.1 Опис конструкції та принцип роботи.

Коробка подач представляє собою трьох-валовий механізм, вмонтований в кронштейн. Кронштейн закріплений на приставній кришці, яка закриває вікно корпусу свердлильної головки. В розточках приставної кришки розміщений на опорах кочення вал черв'яка механізму подач.

Шість різних подач забезпечується переключенням двійного і трійного блоків зубчастих коліс.

Привід коробки подач здійснюється від зубчастого колеса, жорстко закріпленого на гільзі шпинделя. Останній вал коробки подач з'єднаний співвісно з валом черв'яка механізму подач через електромагнітну фрикційну муфту, послідовно з'єднану з шариковою запобіжною муфтою, настроєну по зусиллю, перевищуючи найбільше зусилля подачі на 10%.

Електромагнітна фрикційна муфта служить для відключення подачі при досягненні заданої глибини обробки.

Переключення подач виконується переміщенням блоків зубчастих коліс системою важелів, які приводяться в рух одною з двох фіксуючих рукояток, розміщених на двох співвісно розміщених маточинах.

Механізм подачі може здійснювати механічну подачу від коробки подач або ручну подачу.

Механізм подачі розміщений в корпусі свердлильної головки і складається з черв'яка, черв'ячного колеса, рейкової шестерні, зубчастої муфти, штурвала з рукоятками, керування переміщення зубчастої муфти. Вал черв'яка, вказувалось вище, з'єднаний муфтами з останнім валом коробки подач, а рейкова шестерня зачеплена з зубами рейки, нарізаними на пінолі шпинделя.

Принцип роботи механізму подач заключається в наступному. Вал черв'яка передає обертання черв'ячному колесу, вільно сидячому на валу рейкової шестерні.

Для включення механічної подачі необхідно перемістити штурвал подачі і тоді обертання від коробки подач через черв'ячну передачу і рейкове зачеплення перетворюється в поступальне переміщення пінолі шпинделя. При досягненні заданої глибини обробки, спрацьовує кінцевий вимикач, який дає команду на відключення електромагнітної муфти, механічна подача зупиняється .

Для роботи з ручною подачею штурвал переміщують в іншу сторону, при цьому зубчаста напівмуфта виходить з зачеплення з напівмуфтою черв'ячного колеса і з'єднується з напівмуфтою штурвала, забезпечуючи можливість обертання рейкової шестерні штурвалом.

Верхня опора складається з двох радіально-упорних підшипників. Затиск інструментальної оправки здійснюємо вручну, а вивільнення при підніманні пінолі в крайнє верхнє положення штурвалом коробки подач.

#### **5.4.2 Привід подач.**

Осьове зусилля подачі для проєктованого верстата приймаємо:

$$Q = 7,8 \text{ кН.}$$

Розрахункове зусилля приймаємо на 15% більше. На це ж зусилля настраюємо запобіжну муфту:

$$P_p = Q \cdot 1,15 = 7,8 \cdot 1,15 = 8,97 \text{ кН.}$$

Параметри рейкової шестерні приводу пінолі з шпінделем прийняті:

Число зубів  $Z_{PШ} = 14$ ;

Модуль зубів  $m = 2,5$  мм.

Крутний момент на рейковій шестерні і черв'ячному колесі привода подач:

$$M_{PШ} = M_{ЧК} = P_P \cdot \frac{m \cdot Z}{2} = 8970 \cdot \frac{2,5 \cdot 14}{2} = 157000 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Розрахункова хвилинна подача:

$$S_{XB} = S \cdot n_P,$$

Де  $S = 0,1$  мм/об – подача свердла;

$n_P = 100$  об/хв – розрахункова частота обертання.

$$S_{XB} = 0,1 \cdot 100 = 10 \text{ мм/хв}.$$

Розрахункова частота обертання рейкової шестерні приводу подач:

$$n_{p.pш} = \frac{S_{xв}}{\pi \cdot m \cdot Z_{pш}};$$

$$n_{p.pш} = \frac{10}{3,14 \cdot 2,5 \cdot 14} = 0,1 \frac{\text{об}}{\text{хв}}.$$

Розрахункова частота обертання черв'яка:

$$n_p = n_{p.pш} = U_{r.n};$$

$$n_p = 0,1 \cdot 60 = 6 \frac{\text{об}}{\text{хв}}.$$

Розрахунок зубчасто-рейкового зачеплення:

Коефіцієнт форми зуба шестерні:

$$y_1 = y \cdot (1 + K \cdot x) \cdot \frac{2,25 \cdot m}{h_1},$$

де  $y = 0,110$ ;  $K = 1,15$  – коефіцієнти [ 12 ];

$h_1 = 2,25 \cdot m = 2,25 \cdot 2,5 = 5,625$  мм – висота зуба шестерні;

$x = 0$  – коефіцієнт зміщення;

$m = 2,5$  мм – модуль зачеплення.

$$y_1 = 0,110 \cdot (1 + 1,15 \cdot 0) \cdot \frac{2,25 \cdot 2,5}{5,625} = 0,110.$$

Напруження згину в зубах шестерні:

$$\sigma_{U1} = \frac{0,45 \cdot M_{пу}}{m^2 \cdot Z_1 \cdot b_1 \cdot y_1},$$

де  $M_{пу} = 157000$  Н·мм – крутний момент на шестерні;

$Z_1 = 14$  – число зубів шестерні;

$b_1 = 60$  мм – ширина вінця шестерні рейки;

$$\sigma_{U1} = \frac{0,45 \cdot 157000}{2,5^2 \cdot 14 \cdot 60 \cdot 0,110} = 122 \text{ МПа} \leq [\sigma]$$

$$\sigma_{U2} = \frac{2,7 \cdot M_{пу}}{m^2 \cdot Z_1 \cdot b_p},$$

де  $b_p = 60$  мм – ширина рейки;

$$\sigma_{U2} = \frac{2,7 \cdot 157000}{2,5^2 \cdot 14 \cdot 42} = 115 \text{ МПа} \leq [\sigma] = 140 \text{ МПа}.$$

Матеріал : сталь 45Н.

Розрахунок черв'ячної передачі на міцність:

Швидкість ковзання на початковому колі черв'яка:

$$v_{ков} = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_r}{60000 \cdot \cos \gamma},$$

де  $d_1 = 50$  мм – дільний діаметр черв'яка;

$$\gamma = \arctg \frac{Z_{23}}{\partial} = \arctg \frac{1}{20} = 2^{\circ} 51' 45'' - \text{дільний кут підйому черв'яка};$$

$\partial = 60$  – коефіцієнт діаметра черв'яка.

$$v_{ков} = \frac{3,14 \cdot 50 \cdot 6}{60000 \cdot \cos 2^{\circ} 51' 45''} = 0,016 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

К.к.д. передачі:

$$\eta = \frac{\text{tg} \gamma}{\text{tg}(\gamma + \varphi)};$$

де  $\varphi = 5^{\circ} 30'$  – кут тертя;

$$\eta = \frac{\text{tg} 2^{\circ} 51' 45''}{\text{tg}(2^{\circ} 51' 45'' + 5^{\circ} 30')} = 0,34.$$



Напруження згину: 
$$\sigma_U = \frac{60 \cdot M_{ру} \cdot K_\delta}{m^3 \cdot Z_k \cdot q \cdot y \cdot \delta},$$

де  $K_\delta = 1$  – коефіцієнт динамічного навантаження;

$y = 0,141$  – коефіцієнт форми зуба [ 12,с.162 ];

$Z_k = 60$  – число зубів черв'ячного колеса.

$$\sigma_U = \frac{60 \cdot 157000 \cdot 1}{2,5^3 \cdot 60 \cdot 20 \cdot 0,141 \cdot 90} = 39,6 \frac{H}{мм^2} \leq [\sigma_U] = 60 \frac{H}{мм^2}.$$

### 5.4.3 Коробка подач.

Крутний момент на валу VIII:

$$M_{крVIII} = M_{r.k.} \cdot \frac{Z_{23}}{Z_{24}} \cdot \frac{1}{\eta};$$

де  $M_{r.k.} = M_r = 157$  Н·м – момент на черв'ячному колесі;

$Z_{23} = 1$  – число заходів черв'яка;

$Z_{24} = 60$  – число зубів черв'ячного колеса;

$\eta = \eta_{н.н.} \cdot \eta_{н.к.}^2 = 0,34 \cdot 0,985^2 = 0,329$  – к.к.д. передачі.

$$M_{крVIII} = 157 \cdot \frac{1}{60} \cdot \frac{1}{0,329} = 8H \cdot м.$$

Частота обертання вала VIII:

$$n_r = n_{VIII} = 6 \frac{об}{хв}.$$

Крутні моменти на валах коробки подач:

$$M_{крVII} = M_{крVIII} \cdot \frac{Z_i}{Z_k} \cdot \frac{1}{\eta};$$

де  $Z_i, Z_k$  – число зубів;

$\eta = \eta_{н.н.} \cdot \eta_{н.к.}^2 = 0,98 \cdot 0,995^2 = 0,98$  – к.к.д. передачі.

$$M_{крVII} = 8 \cdot \left\{ \frac{30}{60}; \frac{45}{45}; \frac{37}{53} \right\} \cdot \frac{1}{0,98} = \{4,08; 8,16; 57\} H \cdot м.$$

$$M_{крVI} = M_{крVII} \cdot \left\{ \frac{Z_{13}}{Z_{14}}; \frac{Z_{15}}{Z_{16}} \right\} \cdot \frac{1}{\eta};$$

$$M_{крVI} = \{4,08; 8,16; 57\} \cdot \left\{ \frac{18}{72}; \frac{37}{53} \right\} \cdot \frac{1}{0,98} = \{1,04; 2,08; 1,45; 2,91; 5,8; 4,06\} H \cdot m.$$

Частота обертання валів:

$$n_{VII} = n_{VIII} \cdot \left\{ \frac{Z_{22}}{Z_{17}}; \frac{Z_{21}}{Z_{18}}; \frac{Z_{20}}{Z_{19}} \right\};$$

$$n_{VII} = 6 \cdot \left\{ \frac{60}{30}; \frac{45}{45}; \frac{53}{37} \right\} = \{12; 6; 8,59\} \frac{об}{хв}.$$

$$n_{VI} = n_{VII} \cdot \left\{ \frac{Z_{14}}{Z_{13}}; \frac{Z_{16}}{Z_{15}} \right\};$$

$$n_{VI} = \{12; 6; 8,59\} \cdot \left\{ \frac{72}{18}; \frac{53}{37} \right\} = \{48; 24; 34,36; 17,19; 8,59; 12,3\} \frac{об}{хв};$$

#### 5.4.4 Розрахунок зубчастих коліс на міцність

Передаточне відношення :

$$U = \frac{Z_i}{Z_k};$$

де  $Z_i, Z_k$  – числа зубів зубчастих коліс, що входять в зачеплення.

Колова швидкість ,  $m/c$  :

$$v = \frac{\pi \cdot m \cdot z \cdot n}{60000};$$

де  $m$  – модуль зачеплення, мм;

$n$  – частота обертання шестерні, об/хв;

Коефіцієнт динамічного навантаження :

$$K_d = 1 + K_H \cdot \frac{b}{m \cdot Z_1},$$

де  $K_v$  – коефіцієнт, що залежить від розміщення коліс [12,с.364];

$b_1$  – ширина зубчастого вінця шестерні.

Коефіцієнт навантаження:

$$K = K_p \cdot K_{H\beta} \cdot K_{\beta},$$

де  $K_p=1,15$  – коефіцієнт типу обладнання.

Коефіцієнт форми зуба:

$$y_1 = 0,52 \left( 1 - \frac{5,6}{Z_i} \right); \quad y_2 = 0,52 \left( 1 - \frac{5,6}{Z_k} \right); \quad \text{так як } x_1 - x_2 = 0.$$

Напруження згину біля ніжки зуба :

$$\sigma_{U_1} = \frac{2 \cdot K \cdot M_{кр} \cdot 10^3}{m^2 \cdot Z_i \cdot b_i \cdot y_i};$$

$$\sigma_{U_2} = \sigma_{U_1} \cdot \frac{y_1}{y_2} \cdot \frac{b_1}{b_2}.$$

Контактні напруження в смузі зачеплення :

$$\sigma_k = \frac{C}{m \cdot Z_1} \sqrt{\frac{U+1}{U} \cdot \frac{M_{кр} \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{b_{\min} \cdot \operatorname{tg} \alpha}},$$

де  $C = 21300$  – коефіцієнт, що залежить від матеріалу пари коліс.

Результати розрахунку зводимо в таблицю 3.3.

**Таблиця 5.3 - Результати розрахунку.**

$\frac{Z_i}{Z_k}$	$M, \quad H \cdot m$	$n,$ <i>об/хв</i>	$v,$ <i>м/с</i>	$\sigma_{U1},$ <i>МПа</i>	$\sigma_{U2},$ <i>МПа</i>	$\sigma_k,$ <i>МПа</i>
$\frac{30}{60}$	4,08	12	0,03	24	21,5	338
$\frac{45}{45}$	8,16	6	0,02	29,3	29,3	367
$\frac{37}{53}$	5,7	8,59	0,03	2,6	24,5	344
$\frac{18}{72}$	1,04	48	0,09	12,28	9,17	263
	2,05	24	0,04	24,16	18,05	309
	1,45	34,36	0,06	17,1	13	310
$\frac{37}{53}$	2,91	17,19	0,06	13,1	12,5	246
	5,8	8,59	0,03	26,25	25	347
	4,06	12,3	0,04	18,4	17,3	290

Матеріал коліс-сталь 45

Термообробка – нормалізація.

### 5.4.5 Розрахунок валів.

Кінематична схема верстата приведена в графічній частині.

Розрахунок вала VIII.

Крутний момент на валу:

$$M_{кр} = 8000 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Навантаження, що діє на вал:

$$P_{01} = \frac{20 \cdot M_{кр}}{m \cdot Z_{21}} \text{ - колове зусилля; } P_{01} = \frac{20 \cdot 8000}{2 \cdot 45} = 178 \text{ Н}.$$

$$R_1 = 0,48 \cdot P_{01} \text{ - радіальне навантаження; } R_1 = 0,48 \cdot 178 = 85 \text{ Н}.$$

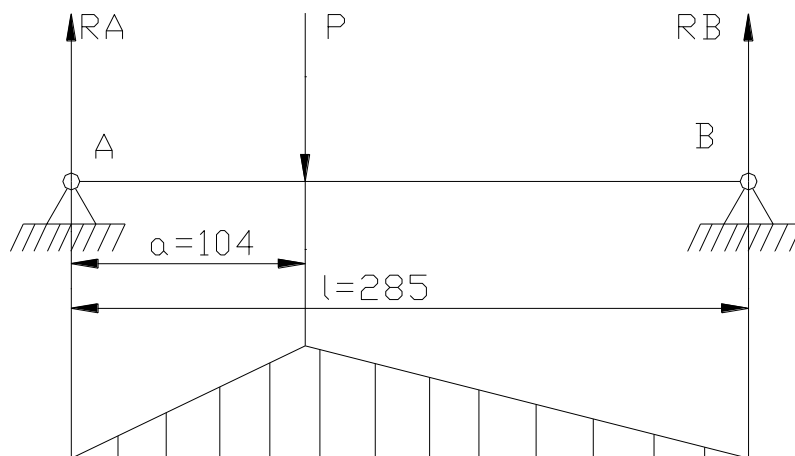


Рисунок 5. 8 - Схема дії сил

$$P = \sqrt{P_{01}^2 + R_1^2}; \quad P = \sqrt{178^2 + 85^2} = 197 \text{ Н}.$$

Опорні реакції:

$$R_A = P \cdot \frac{(l - a)}{l}; \quad R_A = 197 \cdot \frac{(285 - 104)}{285} = 125 \text{ Н};$$

$$R_B = P \cdot \frac{a}{l}; \quad R_B = 197 \cdot \frac{104}{285} = 72 \text{ Н}.$$

Напруження в розрахунковому січенні:

$$\sigma = \sqrt{\frac{M_{32}^2 + 0,6 \cdot M_{кр}^2}{w}};$$

де  $w = 1,08 \cdot 10^3 \text{ мм}^3$  – момент опору шліцевого вала 6x21x25.

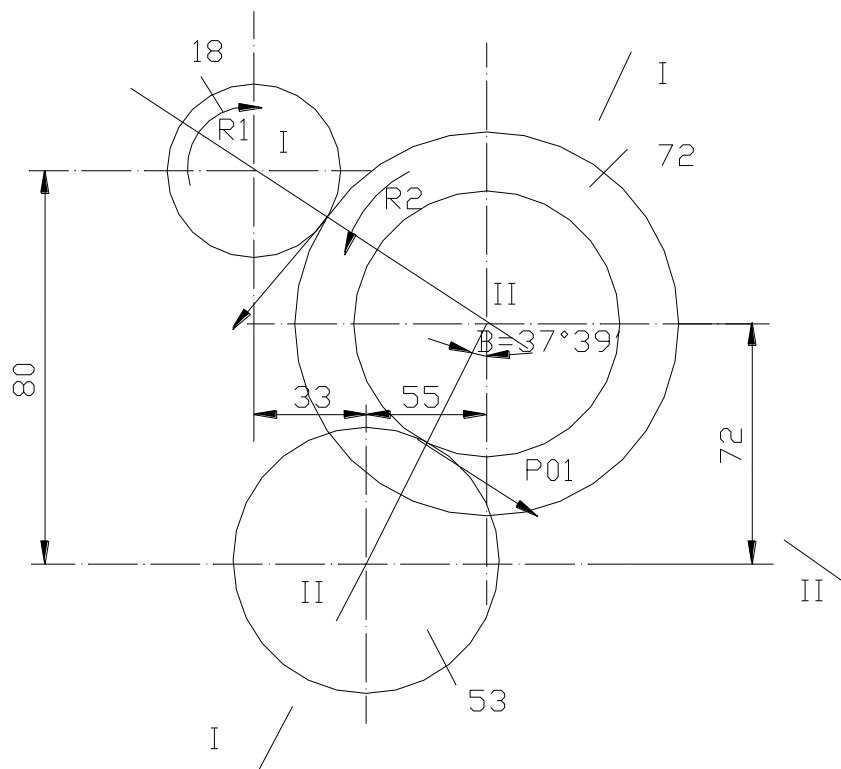
Матеріал вала – сталь 45.

$$\sigma = \sqrt{\frac{1300^2 + 0,6 \cdot 8000^2}{1,08 \cdot 10^3}} = 13,3 \frac{H}{\text{мм}^2}.$$

Допустимі напруження:

$$[\sigma]_V = 58 \frac{H}{\text{мм}^2} > \sigma = 13,3 \frac{H}{\text{мм}^2}.$$

Розрахунок вала VII.



**Рисунок 5.9 - Схема розміщення валів.**

Колове зусилля, що діє в зачепленні

$$\frac{Z_{13}}{Z_{14}} = \frac{18}{72} :$$

$$P_{01} = \frac{20 \cdot M_{крVII}}{m \cdot Z_{14}};$$

$$P_{01} = \frac{20 \cdot 5750}{2 \cdot 72} = 80 \text{ Н},$$

де  $M_{крVII} = M_{крVIII} \cdot \frac{Z_{16}}{Z_{20}} \cdot \frac{1}{\eta};$

$$M_{крVII} = 8000 \cdot \frac{37}{53} \cdot \frac{1}{0,97} = 5750 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$\eta = 0,98 \cdot 0,995^2 = 0,97 - \text{к.к.д. передачі.}$$

Радіальне зусилля в цьому зачепленні:

$$R_1 = 0,48 \cdot P_{01}$$

$$R_1 = 0,48 \cdot 80 = 38,4 \text{ Н.}$$

Колове зусилля, що діє в зачепленні

$$\frac{Z_{19}}{Z_{20}} = \frac{37}{53} ;$$

$$P_{02} = \frac{20 \cdot M_{крVIII}}{m \cdot Z_{20}} ;$$

$$P_{02} = \frac{20 \cdot 8000}{2 \cdot 53} = 150 \text{ Н},$$

Радіальне зусилля в цьому зачепленні:

$$R_2 = 0,48 \cdot P_{02}$$

$$R_2 = 0,48 \cdot 150 = 72,5 \text{ Н.}$$

Визначення навантажень, що діють на вал:

Площина I-I:

$$Q_1^I = R_1 = 72,5 \text{ Н};$$

$$Q_2^I = R_2 \cdot \cos(\alpha + \beta) + P_{02} \cdot (\alpha + \beta) = 38 \cdot \cos(78^\circ 26' + 37^\circ 39') + 80 \cdot \sin(78^\circ 26' + 37^\circ 39') = 55 \text{ Н.}$$

Площина II-II:

$$Q_1^{II} = P_{01} = 150 \text{ Н};$$

$$Q_2^{II} = R_2 \cdot \sin(\alpha + \beta) - P_{02} \cdot \cos(\alpha + \beta) = 38 \cdot \sin(78^\circ 26' + 37^\circ 39') - 80 \cdot \cos(78^\circ 26' + 37^\circ 39') = 69 \text{ Н.}$$

Розрахункова схема зображена на рисунку 3. .

Опорні реакції:

$$R_{A1} = \frac{Q_1^I \cdot (l - a) - Q_2^I \cdot (l - b)}{l};$$

$$R_{A1} = \frac{72,5 \cdot (150 - 90) - 55 \cdot (150 - 135)}{150} = 23,5 \text{ Н;}$$

$$R_{B1} = \frac{Q_1^I \cdot a - Q_2^I \cdot b}{l};$$

$$R_{B1} = \frac{72,5 \cdot 90 - 55 \cdot 135}{150} = -6 \text{ Н;}$$

$$R_{A2} = \frac{Q_1^{II} \cdot (l - a) - Q_2^{II} \cdot (l - b)}{l};$$

$$R_{A2} = \frac{150 \cdot (150 - 90) - 69 \cdot (150 - 135)}{150} = 53 \text{ Н;}$$

$$R_{B2} = \frac{Q_1^{II} \cdot a - Q_2^{II} \cdot b}{l};$$

$$R_{B2} = \frac{150 \cdot 90 - 69 \cdot 135}{150} = 28 \text{ Н;}$$

$$R_A = \sqrt{R_{A1}^2 + R_{A2}^2};$$

$$R_A = \sqrt{23,5^2 + 53^2} = 58 \text{ Н;}$$

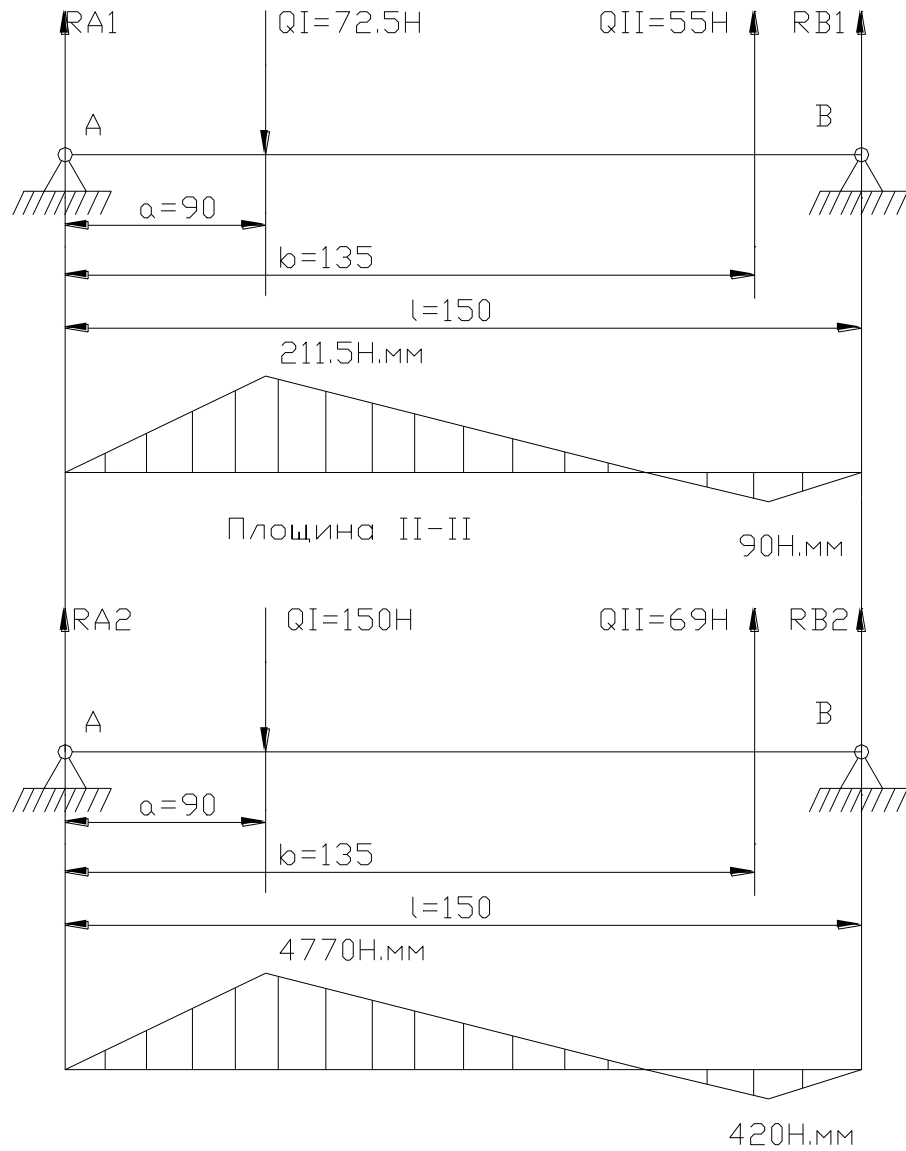
$$R_B = \sqrt{R_{B1}^2 + R_{B2}^2};$$

$$R_B = \sqrt{6^2 + 28^2} = 29 \text{ Н.}$$

Найбільший згинний момент:

$$M_{32} = R_A \cdot a = 58 \cdot 90 = 5220 \text{ Н/мм}^2.$$

Площина I-I



**Рисунок 5.10 - Розрахункова схема**

Напруження в робочому сеченні:

$$\sigma = \sqrt{\frac{M_{32}^2 + 0,6 \cdot M_{кр}^2}{w}};$$

де  $w = 1,08 \cdot 10^3 \text{ мм}^3$  – момент опору шліцевого вала 6x21x25 [ 12, с.456 ];

$$M_{32} = 8000 \cdot \frac{37}{53} \cdot \frac{1}{0,9} = 5750 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$\eta = 0,98 \cdot 0,995^2 = 0,97 \text{ –к.к.д.}$$



Матеріал вала – сталь 45.

Допустимі напруження:

$$[\sigma]_v = 58 \frac{H}{мм^2} > \sigma = 6,4 \frac{H}{мм^2}.$$

Розрахунок вала VI.

Крутний момент на валу VII:

$$M_{кр} = 5750 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Крутний момент на валу VI (шпindelь):

$$M_{ун} = M_{VII} \cdot \frac{Z_{13}}{Z_{14}} \cdot \frac{Z_{11}}{Z_{12}} \cdot \frac{1}{\eta};$$

де  $Z_{11} \dots Z_{14}$  – число зубів шестерні коробки подач;

$$\eta = \eta_{з.п.}^2 \cdot \eta_{п.к.}^4 = 0,98^2 \cdot 0,995^4 = 0,94 \text{ – к.к.д. передач.}$$

$$M_{VII} = 5750 \cdot \frac{18}{72} \cdot \frac{29}{93} \cdot \frac{1}{0,94} = 476 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Навантаження, що діють в зубчастих зачепленнях:

$$P_{01} = \frac{20 \cdot M_{крVII}}{m \cdot Z_{14}};$$

$$P_{01} = \frac{20 \cdot 2750}{2 \cdot 72} = 80 \text{ Н}.$$

$$R_1 = 0,48 \cdot P_{01};$$

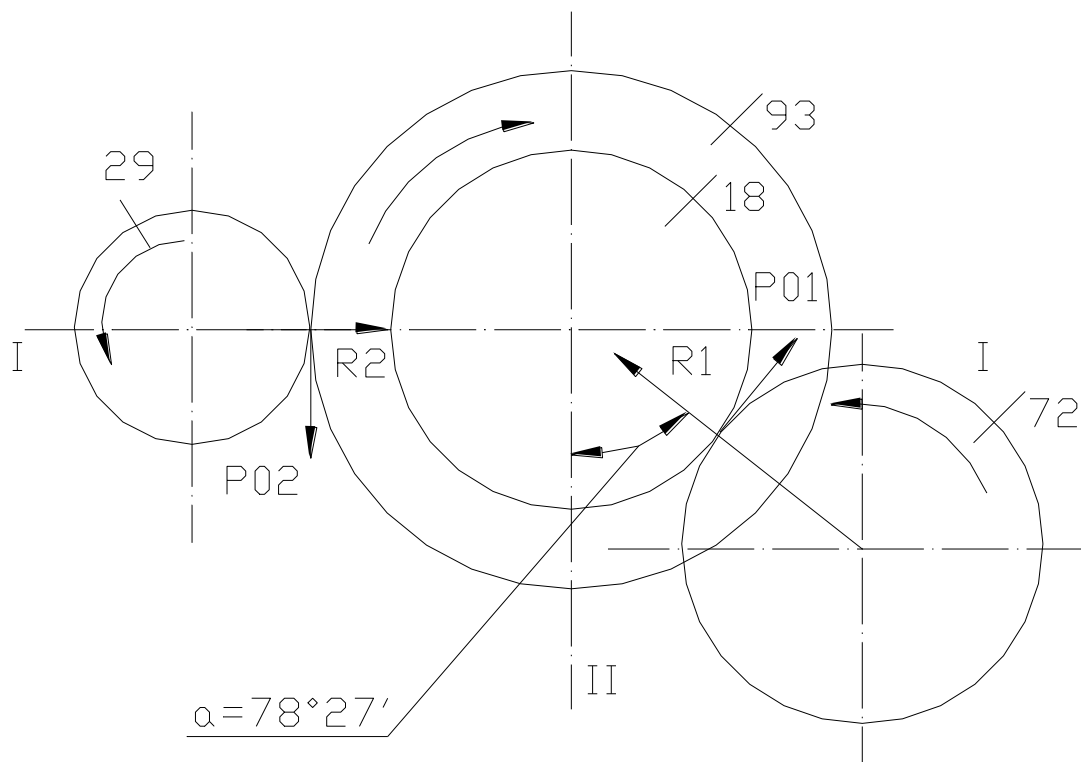
$$R_1 = 0,48 \cdot 178 = 85 \text{ Н}.$$

$$P_{02} = \frac{20 \cdot M_{крVI}}{m \cdot Z_{11}};$$

$$P_{02} = \frac{20 \cdot 476}{2 \cdot 29} = 16,5 \text{ Н}.$$

$$R_2 = 0,48 \cdot P_{02};$$

$$R_2 = 0,48 \cdot 16,5 = 8 \text{ Н}.$$



**Рисунок 5. 11 - Схема розміщення валів.**

Визначення навантажень, що діють на вал:

Площина I-I:

$$Q_1^I = P_{01} \cdot \cos \alpha - R_1 \cdot \sin \alpha = 80 \cdot \cos 78^\circ 26' - 38 \cdot \sin 78^\circ 26' = 20 \text{ Н};$$

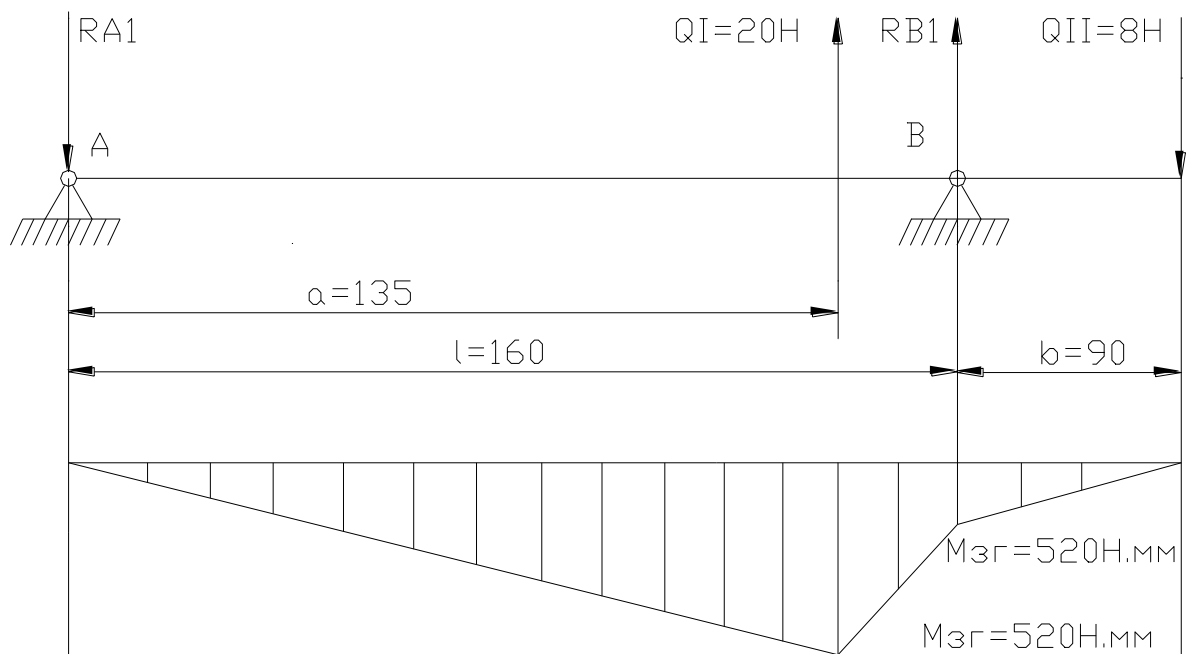
$$Q_2^I = R_2 = 8 \text{ Н.}$$

Площина II-II:

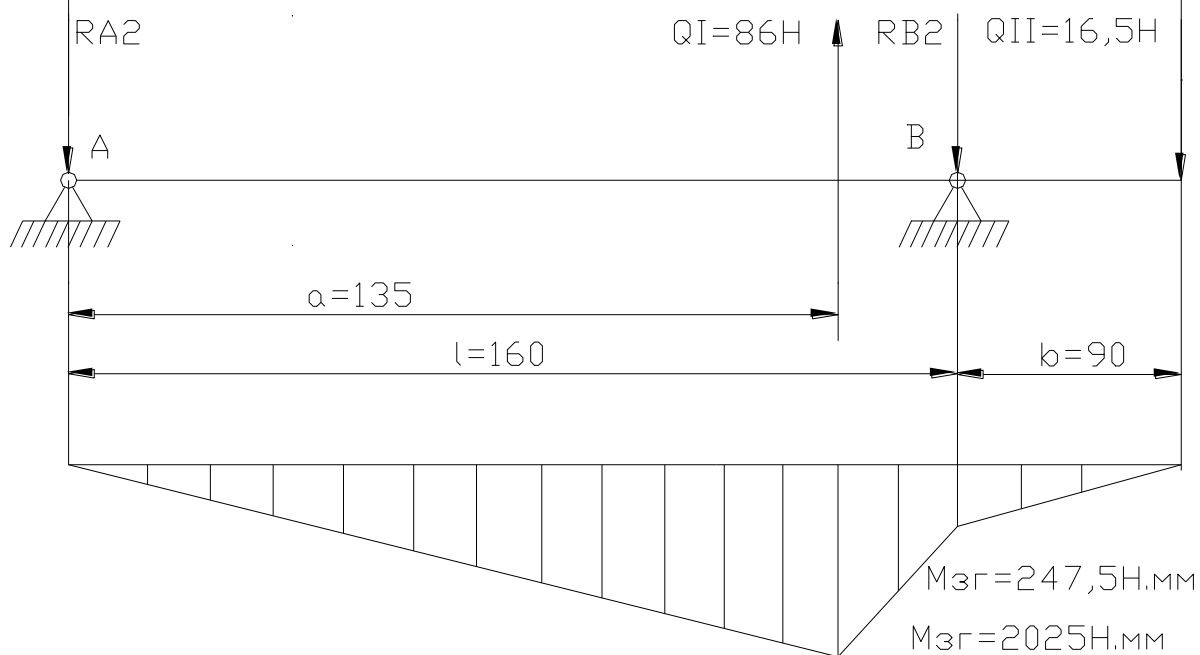
$$Q_1^{II} = P_{01} \cdot \sin \alpha + R_1 \cdot \cos \alpha = 80 \cdot \sin 78^\circ 26' + 38 \cdot \cos 78^\circ 26' = 86 \text{ Н};$$

$$Q_2^{\text{II}} = P_{02} = 16,5 \text{ Н.}$$

Площина I-I



Площина II-II



**Рисунок 5.12 .- Розрахункова схема**

Опорні реакції:

$$R_{A1} = \frac{Q_1^I \cdot (l - a) + Q_2^I \cdot b}{l};$$

$$R_{A1} = \frac{20 \cdot (160 - 135) + 8 \cdot 15}{160} = 4 \text{ Н};$$

$$R_{B1} = \frac{Q_1^I \cdot (l + b) - Q_2^I \cdot a}{l};$$

$$R_{B1} = \frac{8 \cdot (160 + 15) - 20 \cdot 135}{160} = -8 \text{ Н};$$

$$R_{A2} = \frac{Q_1^{II} \cdot (l - a) + Q_2^{II} \cdot (l - b)}{l};$$

$$R_{A2} = \frac{86 \cdot (160 - 135) + 16,5 \cdot 15}{160} = 15 \text{ Н};$$

$$R_{B2} = \frac{Q_1^{II} \cdot a - Q_2^{II} \cdot (l + b)}{l};$$

$$R_{B2} = \frac{86 \cdot 135 - 16,5 \cdot (160 + 15)}{160} = 54,5 \text{ Н};$$

$$R_A = \sqrt{R_{A1}^2 + R_{A2}^2};$$

$$R_A = \sqrt{4^2 + 15^2} = 15,5 \text{ Н};$$

$$R_B = \sqrt{R_{B1}^2 + R_{B2}^2};$$

$$R_B = \sqrt{8^2 + 54,5^2} = 55 \text{ Н}.$$

Напруження згину в робочому січенні:

$$\sigma = \sqrt{\frac{M_{3z}^2 + 0,6 \cdot M_{кр}^2}{W}};$$

де  $w = 0,74 \cdot 10^3 \text{ мм}^3$  – момент опору січення вала 6x18x22;

$$M_{32} = \sqrt{M_{321}^2 + M_{322}^2} = \sqrt{520^2 + 2025^2} = 2090 \text{ Н}\cdot\text{мм} \text{ – згинний момент в}$$

розрахунковому січенні;

$$\eta = 0,98 \cdot 0,995^2 = 0,97 \text{ – к.к.д. передачі;}$$

$$M_{кр} = M_{VII} \cdot \frac{Z_{13}}{Z_{14}} \cdot \frac{1}{\eta} = 5750 \cdot \frac{18}{72} \cdot \frac{1}{0,97} = 1480 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Допустимі напруження:

$$[\sigma]_V = 58 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} > \sigma = 3,22 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}.$$

#### 5.4.6 Розрахунок опор.

В опорах вала VI знаходяться шарикопідшипники радіальні. В опорі “А” знаходиться шариковий радіальний підшипник №203 ГОСТ 8338-75, який сприймає навантаження  $R_A = 15,5 \text{ Н}$ .

В опорі “В” знаходиться підшипник №50206 ГОСТ 2839-73, який сприймає навантаження  $R_B = 55 \text{ Н}$ .

Динамічна і статична вантажопідйомність:

$$C = 19500 \text{ Н};$$

$$C_0 = 10000 \text{ Н}.$$

$$\text{Частота обертання вала } n = 34,36 \frac{\text{об}}{\text{хв}}.$$

Пртведене навантаження:

$$Q = R_B \cdot K_k \cdot K_\delta \cdot K_T,$$

де  $R_B = 55 \text{ Н}$  – навантаження на підшипник;

$K_K = 1$  – коефіцієнт обертання коліс;

$K_T = 1$  – температурний коефіцієнт.

$$Q = 55 \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot 1 = 66 \text{ Н}.$$

Довговічність підшипника:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left( \frac{C}{Q} \right)^\alpha = \frac{10^6}{60 \cdot 34,36} \cdot \left( \frac{19500}{66} \right)^3 = 1,25 \cdot 10^{10} \text{ год.}$$

Очікувана довговічність:  $[L_h] = 5000 \text{ год.}$

#### 5.4.7 Розрахунок запобіжної пружинно-кулькової муфти.

Номинальний крутний момент, що передається муфтою

$$M_H = 8000 \text{ Н}\cdot\text{мм.}$$

Розрахунковий крутний момент [ 12 ]:

$$M = 1,2 \cdot M_H = 1,2 \cdot 8000 = 9600 \text{ Н}\cdot\text{мм.}$$

Зусилля пружини на початку спрацювання муфти:

$$\begin{aligned} P_{np1} &= \frac{20 \cdot M}{Z \cdot D_{ш}} \cdot \left[ \operatorname{tg}(\alpha - \zeta) - \frac{D_{ш}}{d_{ш}} \cdot f \right] = \\ &= \frac{20 \cdot 9600}{8 \cdot 54} \cdot \left[ \operatorname{tg}(\alpha - \zeta) - \frac{54}{11} \cdot 0,15 \right] = 14 \text{ Н,} \end{aligned}$$

$P_{np2} = 1,2 \cdot P_{np1} = 1,2 \cdot 14 = 16,8 \text{ Н}$  - зусилля пружини в кінці спрацювання;

де  $Z = 8$  - кількість кульок;

$D_{ш} = 54 \text{ мм}$  - діаметр розміщення кульок;

$d_{ш} = 11 \text{ мм}$  - діаметр кульок;

$f = 0,15$  - коефіцієнт тертя [ 12, с.56 ].

Вибираємо пружину №199 ГОСТ 13771-68 ,яка має наступні параметри:

$d = 0,8 \text{ мм}$ ;  $D = 9 \text{ мм}$ ;  $P_s = 22,4 \text{ Н}$ ;  $Z_l = 7,43 \text{ Н/мм}$ ;  $f_s = 3,015 \text{ мм}$ .

$h = 3 \text{ мм}$  - хід пружини.

Крок пружини:

$$t = d + f_s = 0,8 + 3,015 = 3,815.$$

Кількість повних витків:

$$n_l = n + 2 = 8 + 2 = 10.$$

Висота пружини в вільному стані:

$$H_0 = t \cdot n + 1,5 \cdot d = 3,815 \cdot 8 + 1,5 \cdot 0,8 = 31,72 \text{ мм.}$$

Приймаємо :

$H_0 = 32$  мм. При попередній деформації:

$$H_1 = H_0 - \frac{P_{np1}}{Z_1} \cdot n = 32 - \frac{14}{7,43} \cdot 8 = 17 \text{ мм.}$$

При робочій деформації:

$$H_2 = H_0 - \frac{P_2}{Z_1} \cdot n = 32 - \frac{16,8}{7,43} \cdot 8 = 14 \text{ мм.}$$

При робочій деформації:

$$H_2 = H_0 - \frac{P_2}{Z_1} \cdot n = 32 - \frac{16,8}{7,43} \cdot 8 = 14 \text{ мм.}$$

При максимальній деформації:

$$H_3 = H_0 - f_3 \cdot n = 32 - 3,0 \cdot 15 \cdot 8 = 7,88 \text{ мм.}$$

Довжина розгорнутої пружини:

$$L = \pi \cdot (D - d) \cdot n_1 = 3,14 \cdot (9 - 0,8) \cdot 10 = 257,61 \text{ мм.}$$

Маса пружини:

$$L = 0,001 \cdot m \cdot L = 0,001 \cdot 0,00395 \cdot 257,6 = 0,001 \text{ кг.}$$

## **5.5 Конструкція та розрахунок шпindelного вузла**

### **5.5.1 Опис конструкції та принцип роботи.**

Шпindel змонтований на опорах кочення 46 в пінолі 1, на зовнішній поверхні якої нарізана зубчаста рейка, що входить в зачеплення з рейковим валом механізму подачі та зубчастим колесом противаги.

Нижня опора 50 шпинделя складається із трьох високоточних кулькових підшипників, розташованих по схемі „триплекс”; із здвоєних радіально-упорних підшипників, що сприймають осьове навантаження при свердлінні та розточуванні і радіально-упорного підшипника.

Затиск інструментальної оправки в конічному отворі шпинделя здійснюється трьома кульками 58, що впираються в лиски на оправці. Затискні кульки встановлені в радіальних отворах шпинделя під кутом  $120^\circ$ . Отвори під кульки виконані таким чином, що провалювання їх в конусний отвір шпинделя

є неможливим. Затиск і стопоріння кульок виконується підпружиненою обоймою 11, яка має внутрішній самогальмівний корпус. Пружини 67 обойми впираються в диск 13, що підтримується в осьовому напрямку на шпинделі двома напівкільцями 19, які входять в виточку диска. Обойма обертається разом із шпинделем. Крутний момент на обойму передається шпонкою. На обоймі на радіальному підшипнику встановлений стакан 12, який сидить на зовнішній поверхні пінолі. Стакан відносно пінолі може рухатися в осьовому напрямку і стримується від провороту на гільзі гвинтом 26. Крутний момент на інструментальну оправку передає шпонковий зуб, виконаний на торці шпинделя.

Вибивання інструментальної оправки із шпинделя проходить таким чином. При підйомі пінолі 1 в крайнє верхнє положення, стакан 12 впирається в торець нерухомої втулки корпуса свердлильної головки, в отворі якої ковзає піноль. При цьому стакан 12 разом з обоймою 11 зупиняється, а шпиндель, піднімаючись вгору, виводить кульки на рівень проточки обойми, і оправка, виштовхуючи їх, вивільняється.

Також розроблено іншу конструкцію шпиндельного вузла, принцип затиску інструментальної оправки в конічному отворі якого здійснюється аналогічно за допомогою затискних кульок. Відмінності конструкції затискного механізму дозволяють простіше і швидше звільнити оправку. Це досягається завдяки підніманню підпружиненої обойми вгору при нерухомому шпинделі на рівень співпадання кульок з проточкою обойми.

### **5.5.2 Вимоги до шпиндельного вузла.**

Шпиндельний вузол відповідно до вимог, які до нього ставляться, повинен забезпечувати наступне:

точність обертання, що оцінюється радіальним та осьовим биттям переднього кінця шпинделя; для даних верстатів точність обертання залежить від необхідної точності обробки



$$\Delta = \frac{\Delta_{\partial}}{3} = \frac{21}{3} = 7 \text{ мкм}, \quad \text{де} \quad \Delta - \text{биття шпинделя, мкм; } \Delta_{\partial} - \text{допуск}$$

на лімітуючий розмір готового виробу;

жорсткість, для фрезерних, свердлильних, багатоопераційних та шліфувальних

верстатів:  $\frac{N}{j} = 0,25 \dots 0,35 \frac{\text{кВт} \cdot \text{мкм}}{\text{даН}}$ . Оскільки  $N=2,2$  кВт, то жорсткість з даного

рівняння буде:  $j = \frac{N}{0,25 \dots 0,35} = \frac{2,2}{0,25 \dots 0,35} = 8,8 \dots 6,3 \frac{\text{даН}}{\text{мкм}}$ , тобто  $j = 88 \dots 63 \frac{\text{Н}}{\text{мкм}}$  ;

вібростійкість; високі динамічні якості, які визначаються амплітудою коливань переднього кінця шпинделя і частотою власних коливань. Вібрації, що виникають у шпиндельному вузлі, негативно впливають на точність та чистоту обробки, стійкість інструменту та продуктивність верстата. Власну частоту приймаємо 550 Гц ;

теплостійкість ; мінімальні тепловиділення і температурні деформації шпиндельного вузла негативні, так як вони впливають на точність обробки, а також на працездатність опор. Тепловиділення регламентуються допустимим нагрівом підшипників. Згідно з рекомендаціями літератури допустима температура зовнішнього кільця для верстатів з точністю II повинна бути в межах  $(50 \dots 55)^{\circ}\text{C}$ .;

швидкохідність ( $d \cdot n$ ) :

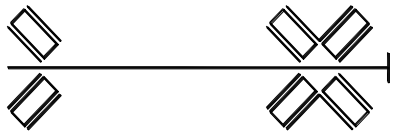
$n_{\text{max}} = 1985$  об/хв.,  $d_{\text{max}}$  - для шпиндельного вузла із зовнішнім приводом :  $\frac{N}{d} = 0,02 \dots 0,035 \frac{\text{кВт}}{\text{мм}}$  де  $N$  – потужність електродвигуна,  $N=2,2$

кВт;  $d$  – шуканий діаметр шпинделя, мм

Тоді :  $d = \frac{N}{0,02 \dots 0,035} = \frac{2,2}{0,02 \dots 0,035} = 110 \dots 62,9 \text{ мм}$  Отже  $d \cdot n = 19850$

### 5.5.3 Вибір конструювальної схеми та геометричних характеристик шпиндельного вузла.

За показником швидкохідності вибираємо відповідну схему №3:



$$dn < (1,6 \dots 2) \cdot 10^5 \text{ мм/хв.}$$

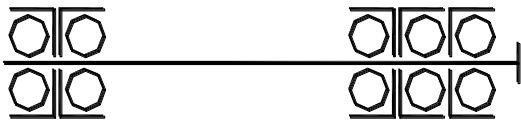
**Рисунок 5.17 – Схема №3**

З метою оптимального навантаження підшипникових опор шпинделя

вибираємо схему №6, яка дає

можливість реалізувати поставлене

завдання.



$$dn < (4 \dots 5) \cdot 10^5 \text{ мм/хв.}$$

**Рисунок 5.18 – Схема №6**

Вибір геометричних характеристик вузла виконуємо в такій послідовності:

1. Діаметр шпинделя.

Виходячи з конструктивних міркувань та практичного досвіду, за аналогією верстатів свердлильної групи діаметр шпинделя в передній опорі приймаємо рівним 40 мм, що дає можливість зменшити габаритні розміри шпиндельної коробки та інших обмежень при збереженні нормальної працездатності та необхідної точності.

2. Міжопорна відстань  $l=3d=120$  мм. Оскільки шпиндель здійснює зворотно-поступальний рух і на ньому передбачається виконувати рейку (на пінолі шпинделя), то приймаємо  $l=370$  мм.

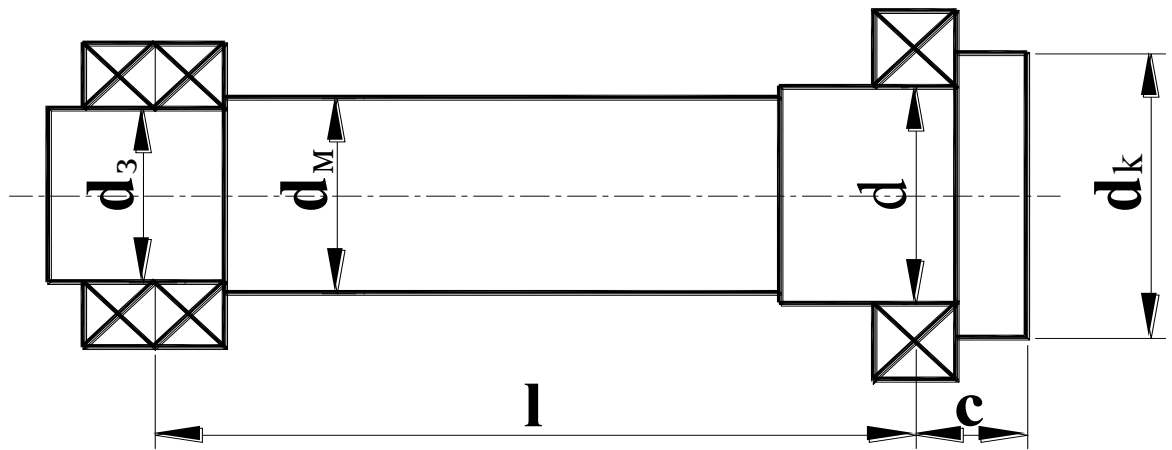
3. Діаметр переднього кінця шпинделя  $d_k=(1 \dots 1,2) \cdot d=1,2 \cdot 40=48$  мм.

Приймаємо  $d_k=65$  мм – тому, що передбачаємо виконання конусного отвору для встановлення інструмента чи конусних оправок.

4. Діаметр шпинделя між опорами  $d_m=(1 \dots 0,9) \cdot d=0,9 \cdot 40=37$  мм.

5. Діаметр в заданій опорі  $d_z=(1 \dots 0,7) \cdot d=0,7 \cdot 40=30$  мм.

6. Виліт шпинделя  $s=(1 \dots 2,1) \cdot d=2 \cdot 40=80$  мм.

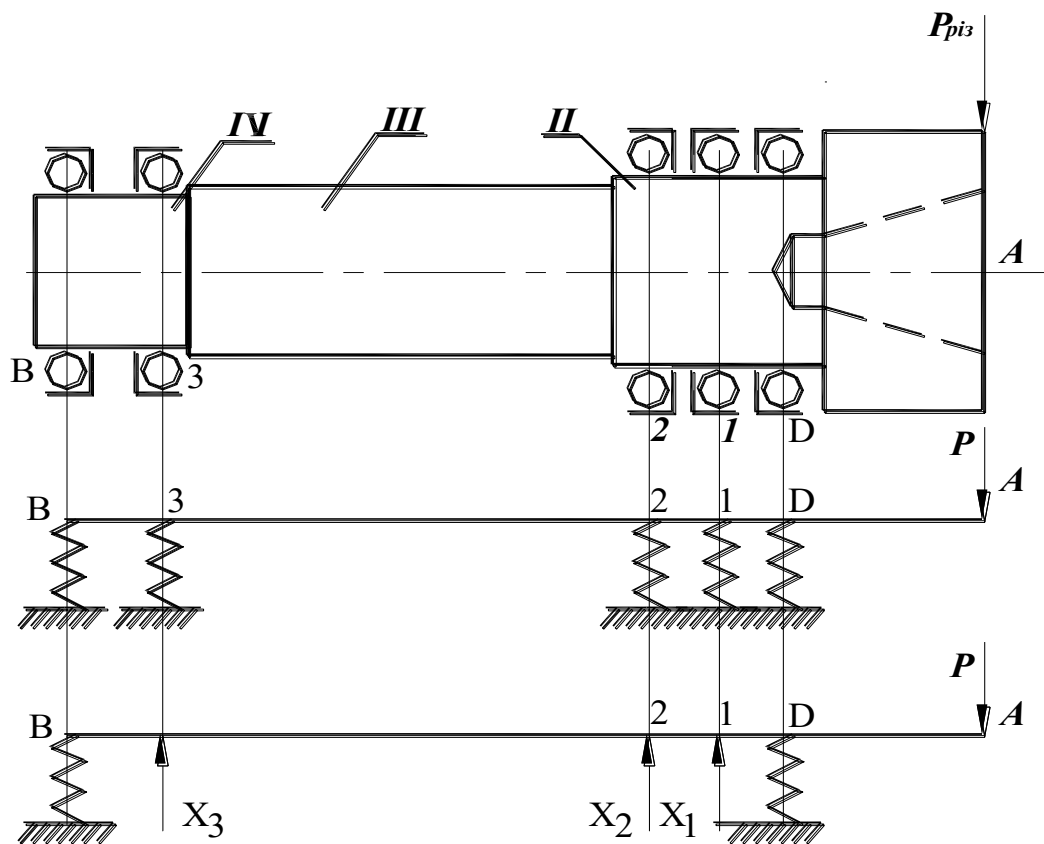


**Рисунок 5.19** – загальна схема позначення даних величин

Виліт  $c$  позначається як відстань від середини підшипника до переднього кінця шпинделя. Міжопорна відстань  $I$  від середини задньої опори до середини першого підшипника передньої опори.

### 5.5.4 Розрахунок статичної радіальної жорсткості шпиндельного вузла

#### 5.5.4.1 Розрахункова схема



**Рисунок 5.20** – Конструктивна схема, повна та приведена розрахункові схеми.

### 5.5.4.2 Розрахунок моментів інерції ділянок вала

Визначаємо моменти інерції всіх ділянок за формулою:

$$I_i = \frac{\pi \cdot (D_i^4 - d_i^4)}{64}, \text{ мм}^4$$

де  $D_i$  – діаметр  $i$ -ої ділянки вала, мм;

$d_i$  – діаметр  $i$ -го отвору ділянки вала, мм.

Отже

$$I_I = \frac{\pi \cdot (D_I^4 - d_I^4)}{64} = \frac{3,14 \cdot (65^4 - 37^4)}{64} = 783845,3 \text{ мм}^4$$

$$I_{II} = \frac{\pi \cdot D_{II}^4}{64} = \frac{3,14 \cdot 40^4}{64} = 125600 \text{ мм}^4$$

$$I_{III} = \frac{\pi \cdot D_{III}^4}{64} = \frac{3,14 \cdot 37^4}{64} = 91951,02 \text{ мм}^4$$

$$I_{IV} = \frac{\pi \cdot D_{IV}^4}{64} = \frac{3,14 \cdot 30^4}{64} = 39740,63 \text{ мм}^4.$$

Так як перепад діаметрів  $D_{II}$ ,  $D_{III}$ ,  $D_{IV}$  не перевищує 5%-10%, то для них розраховуємо приведений момент інерції за формулою:

$$I_{np} = \frac{\sum_{i=1}^n l_i I_i}{\sum_{i=1}^n l_i}, \text{ мм}^4$$

де  $l_i$  та  $I_i$  – відповідно довжина та момент інерції  $i$ -ої ділянки.

Тоді

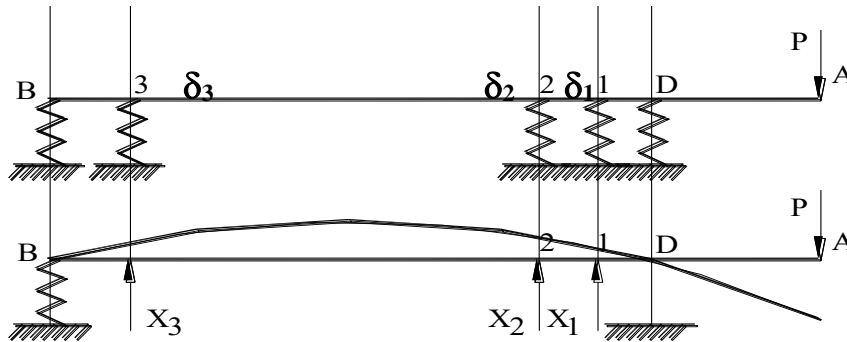
$$I_{np} = \frac{l_{II} I_{II} + l_{III} I_{III} + l_{IV} I_{IV}}{l_{II} + l_{III} + l_{IV}} = \frac{125600 \cdot 78 + 91951,02 \cdot 266 + 39740,63 \cdot 84}{78 + 226 + 84} = 87836,4 \text{ мм}^4$$

### 5.5.4.3 Математична модель розрахунку жорсткості шпиндельного вузла

Оскільки розрахунок зміщення переднього кінця шпинделя ведеться окремо для двох складових ( $\delta_{шп}$ ,  $\delta_{оп}$ ), то це необхідно враховувати у записі рівнянь.

Узагальнена розрахункова схема має вигляд

### 1. Пружна балка на жорстких опорах



**Рисунок 5.21 – узагальнена розрахункова схема**

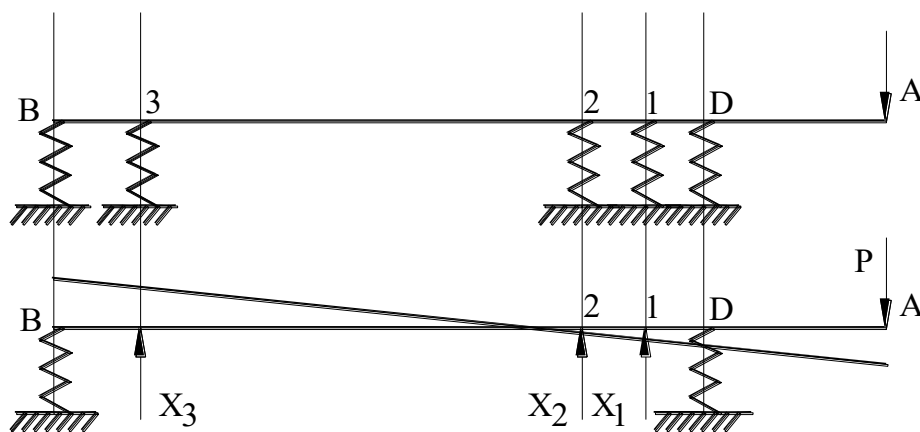
У місці відкинutoї опори деформація балки дорівнює нулю:  $\delta'_i = \sum_{j=1}^k \delta'_{ij} x_j + \delta'_j P$

Оскільки шпindel ь являє собою статично невизначену (3 рази) систему, то для розрахунку використовуємо канонічне рівняння методу сил.

Суть методу: статично невизначена система приводиться до статично визначеної шляхом відкидання надмірних умов. На місці опори прикладається реакція  $x_j$  і запис рівняння для  $i$ -ої точки  $\delta_i=0$ , то  $\delta_i[x_1, x_2, \dots, x_j]=0$ , по принципу незалежної дії сил. Для невизначеної системи (3 рази) будемо мати :

$$\begin{cases} \delta_1'' = \delta_{11}' x_1 + \delta_{12}' x_2 + \delta_{13}' x_3 + \delta_1' P \\ \delta_2'' = \delta_{21}' x_1 + \delta_{22}' x_2 + \delta_{23}' x_3 + \delta_2' P \\ \delta_3'' = \delta_{31}' x_1 + \delta_{32}' x_2 + \delta_{33}' x_3 + \delta_3' P \end{cases}$$

### 2. Жорстка балка на пружних опорах



**Рисунок 5.22 – Узагальнена розрахункова схема**

Деформація під опорою визначається реакцією на опорі та жорсткістю самої опори :

$$\delta_{on} = \delta_i'' = -c_i x_i,$$

де  $c_i$  – податливість  $i$ -ої опори.

За принципом незалежної дії сил :

$$\delta_i'' = \sum_{j=1}^k \delta_{ij}'' x_j + \delta_j'' P$$

Тоді для нашої системи будемо мати :

$$\begin{cases} \delta_1'' = \delta_{11}'' x_1 + \delta_{12}'' x_2 + \delta_{13}'' x_3 + \delta_1'' P \\ \delta_2'' = \delta_{21}'' x_1 + \delta_{22}'' x_2 + \delta_{23}'' x_3 + \delta_2'' P \\ \delta_3'' = \delta_{31}'' x_1 + \delta_{32}'' x_2 + \delta_{33}'' x_3 + \delta_3'' P \end{cases}$$

Загальне рівняння для  $i$ -ої точки набуде вигляду:

$$\sum_{j=1}^k \delta_{ij}'' x_j + \delta_j'' P = -C_i x_i,$$

де  $\delta_i = \delta_{ij}' + \delta_{ij}''$  - це узагальнені коефіцієнти основної статично невизначеної системи ;

$\delta_{ij}', \delta_{ij}''$  - відповідно коефіцієнти впливу статично визначеної системи при пружній балці на жорстких опорах та при жорсткій балці на пружних опорах;  
 $x_i$  - це узагальнені реакції відкинутих опор;

$C_i$  - узагальнені податливості відкинутих опор;

$P$  – зовнішні сили;

$\delta_i P = \delta_i' P + \delta_i'' P$  - це узагальнені коефіцієнти основної статично невизначеної системи внаслідок дії зовнішніх сил.

Запишемо систему загальних рівнянь для  $i$ -тих точок:

$$\begin{cases} -C_1 x_1 = \delta_{11} x_1 + \delta_{12} x_2 + \delta_{13} x_3 + \delta_1 P \\ -C_2 x_2 = \delta_{21} x_1 + \delta_{22} x_2 + \delta_{23} x_3 + \delta_2 P \\ -C_3 x_3 = \delta_{31} x_1 + \delta_{32} x_2 + \delta_{33} x_3 + \delta_3 P \end{cases}$$

#### 5.5.4.4 Визначення коефіцієнтів податливості.

Для розрахунку жорсткості шпинделя необхідно визначити коефіцієнти впливу статично визначеної системи  $\alpha_{ij}$  - зміщення в точці  $i$  від одиничної сили, прикладеної в точці  $j$ : ( $\alpha_{ij} = \delta_{ij}$ ).

Розраховуємо коефіцієнти  $\alpha_{AA}$ :  $\alpha_{AA} = \alpha'_{AA} + \alpha''_{AA}$

Приймаємо основну статично визначену систему у вигляді рис.5.23. розрахунок проводимо з використанням правила Верещагіна:

$$\sum_{i=1}^k \frac{1}{EI} M_i \omega_i$$

де  $M_i$  – площа фігури ;

$\omega_i$  - координата ваги (моменту центра ваги);

$E$  – модуль пружності,  $E=2,1 \cdot 10^5$  Мпа;

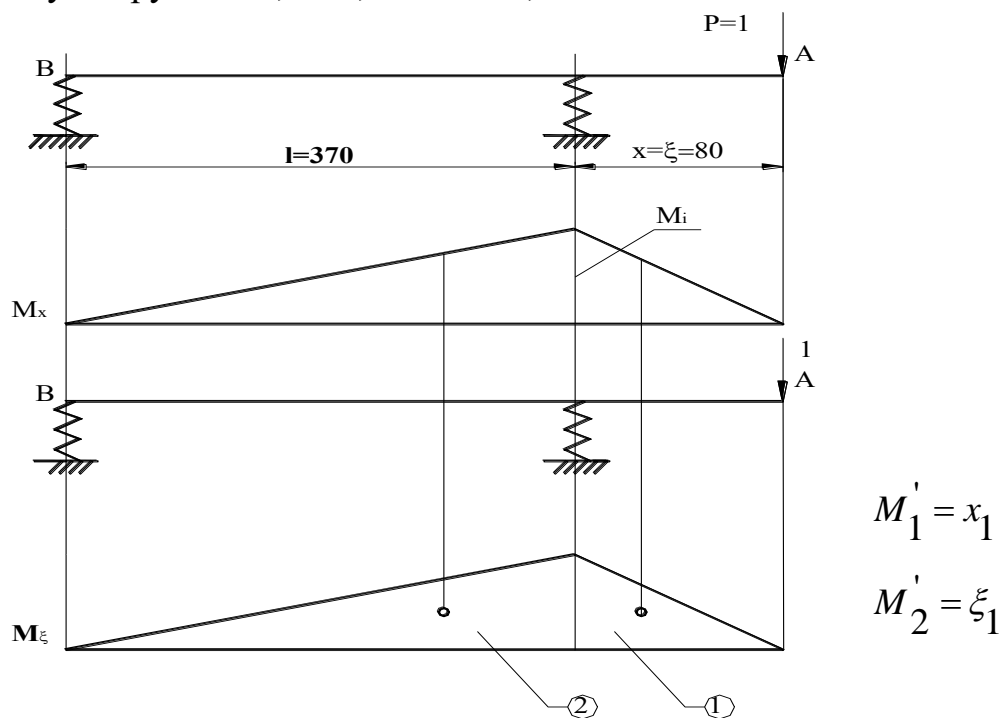


Рисунок 5.23 – розрахункова схема статично визначеної системи

Для всіх розрахунків вибираємо основну статично визначену систему з такими характеристиками :

$x$  - координата точки, в якій рухається узагальнена деформація (точка  $i$ );

$\xi$  - координата точки, в якій прикладається узагальнена сила (точка  $j$ ).

Тоді :

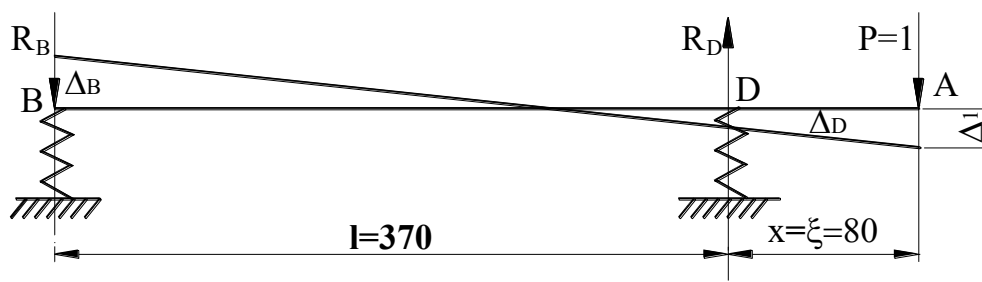
$$1) M_1 = \frac{1}{2} \cdot \xi \cdot \xi = \frac{\xi^2}{2} = \frac{x^2}{2}, \text{ оскільки в даному випадку } x = \xi ; \omega_1 = \frac{2}{3} x.$$

$$2) M_2 = \frac{1}{2} \cdot l \cdot \xi = \frac{1}{2} \cdot l \cdot x; \omega_2 = \frac{2}{3} x.$$

Тоді :

$$\begin{aligned} \alpha'_{AA} &= \frac{1}{EI_1} \left( \frac{x^2}{2} \cdot \frac{2}{3} \cdot x \right) + \frac{1}{EI_2} \left( \frac{1}{2} \cdot l \cdot x \cdot \frac{2}{3} x \right) = \frac{x^3}{3EI_1} + \frac{l \cdot x^2}{3EI_2} = \\ &= \frac{80^3}{3 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 783845,3} + \frac{370 \cdot 80^2}{3 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 87836,4} = 4,602067 \cdot 10^{-5} \frac{H}{мм} \end{aligned}$$

Розраховуємо другу складову  $\alpha''_{AA}(x = \xi)$ .



**Рисунок 5.24 – Розрахункова схема**

Знаходимо реакції в опорах:

$$\sum M_B = R_D \cdot l - P \cdot (l + \xi) = 0 \quad R_D = P \cdot \frac{l + \xi}{l} = \frac{l + \xi}{l}$$

$$\text{Аналогічно } R_B = P \cdot \frac{\xi}{l} = \frac{\xi}{l}$$

Деформація опори:

$$\Delta_i = R_i \cdot c_i$$

де  $R_i$  – реакція  $i$ -ої опори ;  $c_i$  – податливість  $i$ -ої опори.

$$\text{Тоді} \quad \Delta_B = R_B \cdot c_B ; \quad \Delta_D = R_D \cdot c_D.$$

Запишемо співвідношення для визначення  $\Delta_1$ :



$$\frac{\Delta_1 + \Delta_B}{\Delta_B + \Delta_D} = \frac{l+x}{l}; \quad \Delta_1 = \frac{l+x}{l}(\Delta_D + \Delta_B) - \Delta_B.$$

Підставивши  $\Delta_B$  і  $\Delta_D$  в це рівняння, отримаємо :

$$\frac{(l+x) \cdot (l+\xi)}{l^2} \cdot c_D + \frac{(l+x) \cdot \xi}{l^2} \cdot c_B - \frac{\xi}{l} \cdot c_B = \frac{(l+x) \cdot (l+\xi)}{l^2} \cdot c_D + \frac{x \cdot \xi \cdot c_B}{l^2} = \alpha''_{AA}.$$

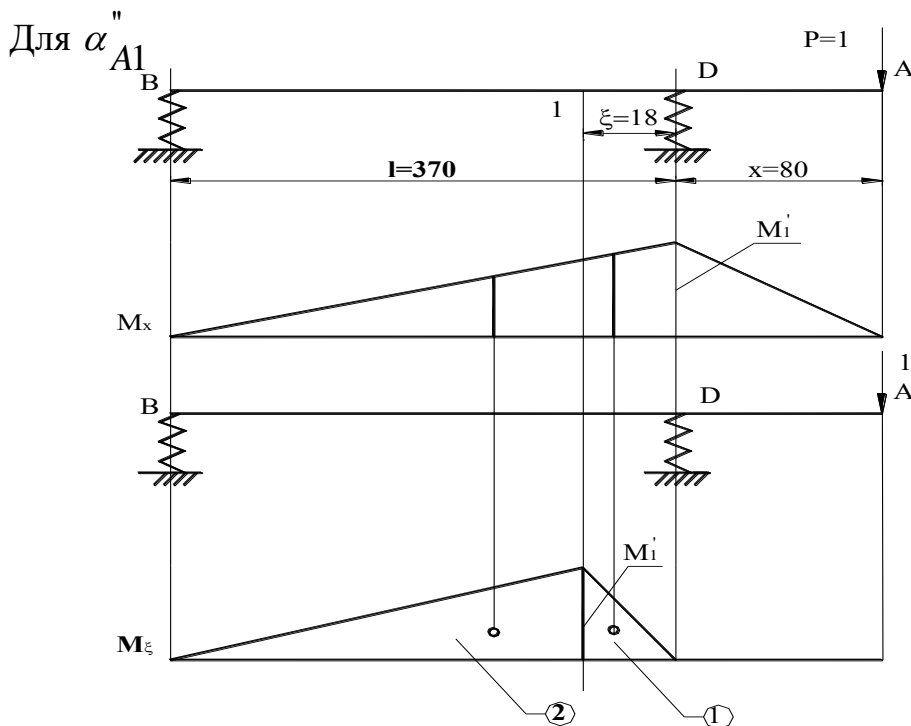
$$\alpha''_{AA} = \frac{(370+80) \cdot (370+80)}{370^2} \cdot 5,26 \cdot 10^{-6} + \frac{80 \cdot 80}{370^2} \cdot 9,1 \cdot 10^{-6} = 8,2059 \cdot 10^{-6} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}.$$

Податливість опор взяти з (п.3.5.7.3).

Тоді

$$\alpha_{AA} = \alpha'_{AA} + \alpha''_{AA} = 4,60207 \cdot 10^{-5} + 8,2059 \cdot 10^{-6} = 5,4266 \cdot 10^{-5} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}.$$

Розглядаємо коефіцієнт  $\alpha_{A1}$ :  $\alpha_{A1} = \alpha'_{A1} + \alpha''_{A1}$ .



**Рисунок 5.25 – Розрахункова схема**

Виконуємо розрахунок :

$$1) M_1 = \frac{1}{2} \cdot \xi \cdot \frac{(l-\xi) \cdot \xi}{l} = \frac{\xi^2 \cdot (l-\xi)}{2 \cdot l}; \quad \omega_1 = \frac{\left( l - \frac{2}{3} \cdot \xi \right)}{l}$$

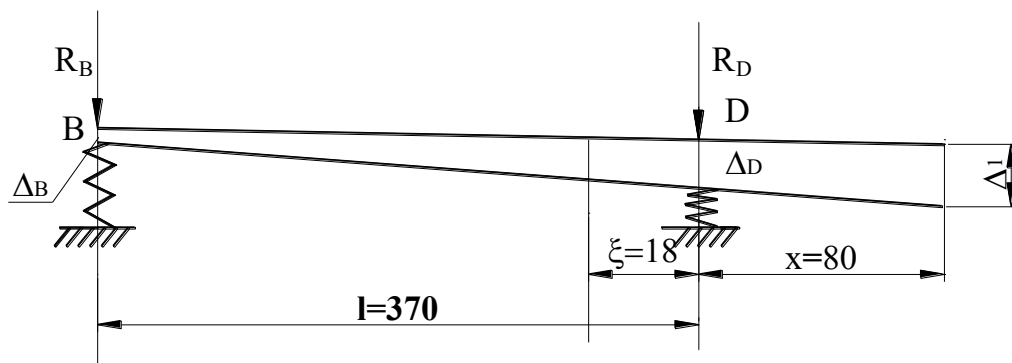
$$2) M_1 = \frac{1}{2} \cdot \frac{(l-\xi)}{l} \cdot \xi \cdot (l-\xi) = \frac{\xi \cdot (l-\xi)^2}{2 \cdot l}; \quad \omega_1 = \frac{2x \cdot (l-\xi)}{3 \cdot l}.$$

Тоді

$$\alpha_1' = \frac{1}{EI_2} \left( \frac{\xi^2 \cdot (l-\xi) \cdot x \cdot \left( l - \frac{2}{3} \cdot \xi \right)}{2l \cdot l} \right) + \frac{1}{EI_2} \left( \frac{(1-\xi)}{2 \cdot l} \right) \cdot \frac{2 \cdot x \cdot (l-\xi)}{3 \cdot l} =$$

$$= \frac{1}{EI_2} \left( \frac{\xi^2 \cdot x \cdot (l-\xi) \cdot \left( l - \frac{2}{3} \cdot \xi \right)}{2 \cdot l^2} + \frac{2 \cdot (l-\xi)^2 \cdot \xi \cdot x}{6 \cdot l^2} \right) = 7,16178 \cdot 10^{-7} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}.$$

Для  $\alpha_{A1}''$



**Рисунок 5.26 – Розрахункова схема**

Реакцій опор:

$$R_D = \frac{(l-\xi)}{l}; \quad R_B = \frac{\xi}{l}.$$

Деформації опор:

$$\Delta_D = c_D \frac{(l-\xi)}{l}; \quad \Delta_B = c_D \frac{\xi}{l}.$$

Із трикутника маємо:

$$\frac{\Delta_1 - \Delta_B}{\Delta_D - \Delta_B} = \frac{l+x}{l}, \quad \text{звідки} \quad \Delta_1 = \frac{l+x}{l} (\Delta_D - \Delta_B) + \Delta_B = \alpha_{A1}''.$$

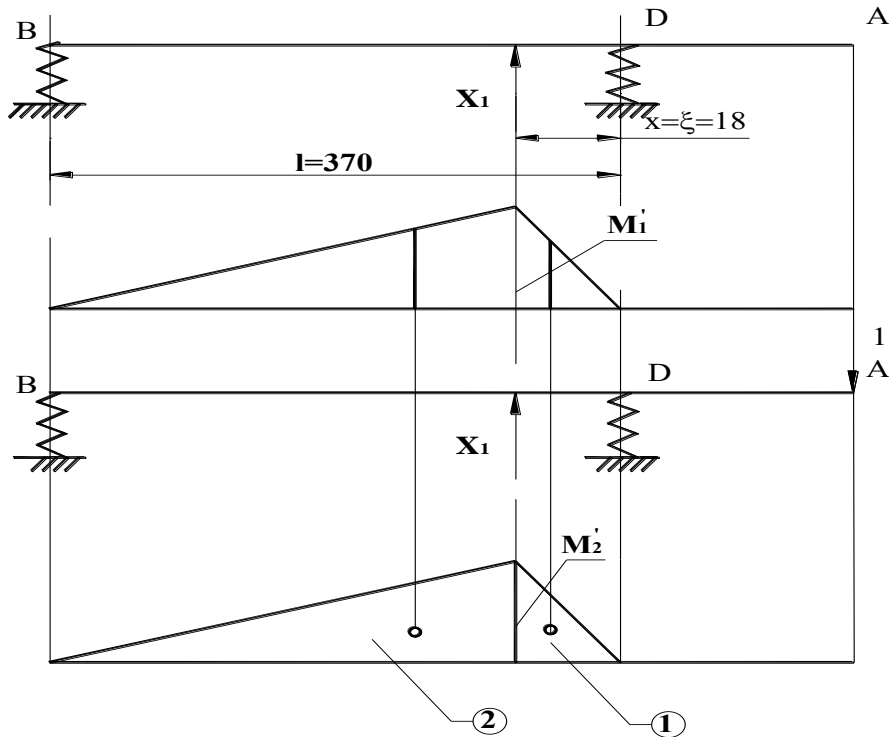
$$\text{Тоді} \quad \alpha_{A1}'' = \frac{(l+x)}{l} \cdot c_D \cdot \frac{(l-\xi)}{l} - \frac{(l+x)}{l} \cdot \frac{\xi}{l} \cdot c_D + c_B \cdot \frac{\xi}{l} = 6,03822 \cdot 10^{-6} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}$$

$$\alpha_1 = \alpha'_{A1} + \alpha''_{A1} = 7,16178 \cdot 10^{-7} + 6,03822 \cdot 10^{-6} = 6,754398 \cdot 10^{-6} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}.$$

Знаходимо коефіцієнт  $\alpha_{11}$ :

$$\alpha_1 = \alpha'_{A1} + \alpha''_{11}.$$

Для  $\alpha'_{11}$



**Рисунок 5.27 – Розрахункова схема**

Виконуємо розрахунок :

$$1) \quad M_1 = \frac{1}{2} \cdot \xi \cdot \frac{(l-\xi)\xi}{l} = \frac{\xi^2 \cdot (l-\xi)}{2 \cdot l}; \quad \omega_1 = \frac{2x \cdot (l-x)}{3 \cdot l};$$

$$2) \quad M_2 = \frac{1}{2} \cdot \frac{(l-\xi)}{l} \cdot \xi(l-\xi) = \frac{\xi \cdot (l-\xi)^2}{2 \cdot l}; \quad \omega_2 = \frac{2x \cdot (l-x)}{3 \cdot l}.$$

Тоді

$$\alpha'_1 = \frac{1}{EI_2} \left( \frac{\xi^2 \cdot (l-\xi)}{2l \cdot l} \cdot \frac{2x(l-x)}{3l} + \frac{\xi(l-\xi)^2}{2l} \cdot \frac{2x \cdot (l-x)}{3l} \right) = 2,058744 \cdot 10^{-6} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}.$$

Для  $\alpha''_{A1}$

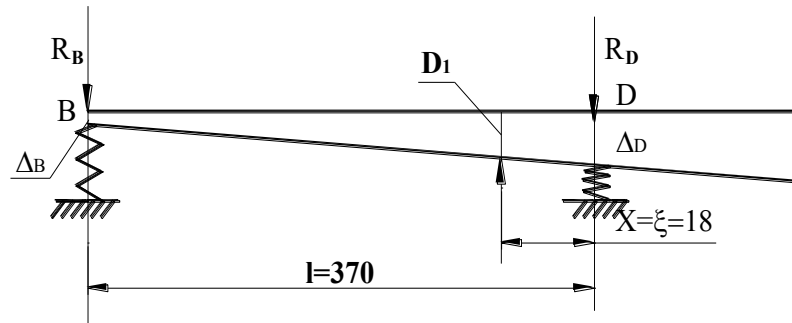


Рисунок 5.28 – розрахункова схема

Розраховуємо реакції опор:

$$R_D = \frac{(l-\xi)}{l}; \quad R_B = \frac{\xi}{l};$$

Деформації опор:

$$\Delta_D = c_D \frac{(l-\xi)}{l}; \quad \Delta_B = c_D \frac{\xi}{l}.$$

Із трикутника маємо:

$$\frac{\Delta_1 - \Delta_B}{\Delta_D - \Delta_B} = \frac{l+x}{l}, \quad \text{звідки} \quad \Delta_1 = \frac{l+x}{l}(\Delta_D - \Delta_B) + \Delta_B = \alpha''_{A1}.$$

$$\text{Звідси } \alpha''_{11} = \frac{(l-x)}{l} \cdot \left( c_D \cdot \frac{(l-\xi)}{l} - c_B \frac{\xi}{l} + c_B \cdot \frac{\xi}{l} \right) + c_B \cdot \frac{\xi}{l} = 4,782202 \cdot 10^{-6} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}.$$

$$\text{Тоді} \quad \alpha_{11} = \alpha'_{11} + \alpha''_{11} = 6,840946 \cdot 10^{-6} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}.$$

Інші коефіцієнти впливу статично визначеної системи  $\delta_{ij}$  обраховуємо за виведеними попередньо формулами, а також беремо з літературних джерел.

Розраховуємо коефіцієнт  $\alpha_{A2}$ :

$$\alpha_2 = \alpha'_{A2} + \alpha''_{A2}; \quad x=80 \text{ мм}; \quad \xi=51 \text{ мм};$$

$$\alpha'_1 = \frac{x\xi \cdot (l-\xi)(2l-\xi)}{6EI_2I} = 2,299389 \cdot 10^{-6} \frac{\text{мм}}{\text{Н}};$$

$$\alpha'_1 = \frac{(l+x)(l-\xi)}{l^2} c_D - \frac{x\xi}{l^2} c_B = 5,2443 \cdot 10^{-6} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}.$$

Тоді  $\alpha_{A2} = 2,823819 \cdot 10^{-5} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}$ .

Коефіцієнт  $\alpha_{22} = \alpha'_{22} + \alpha''_{22}$ ;  $x = \xi = 51 \text{ мм}$ .

$$\alpha'_{22} = \frac{x^2 \cdot (l-x)^2}{3EI_2 l} = 1,357357 \cdot 10^{-5} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}$$

$$\alpha''_{22} = \frac{(l-x)(l-\xi)}{l^2} c_D + \frac{x}{\xi} c_B = 4,082776 \cdot 10^{-6} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}$$

Тоді  $\alpha_{22} = 1,765635 \cdot 10^{-6} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}$ .

Аналогічно знаходимо коефіцієнти  $\alpha_{A3}, \alpha_{33}, \alpha_{12}, \alpha_{13}, \alpha_{23}, \alpha_{31}, \alpha_{21}, \alpha_{32}$ .

В результаті будемо мати :

$$\begin{aligned} \alpha_{A3} &= 3,482259 \cdot 10^{-6} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}; & \alpha_{33} &= 1,030733 \cdot 10^{-5} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}; \\ \alpha_{12} &= 9,54899 \cdot 10^{-6} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}; & \alpha_{13} &= 1,799259 \cdot 10^{-6} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}; \\ \alpha_{23} &= 4,628765 \cdot 10^{-5} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}; & \alpha_{21} &= 9,54899 \cdot 10^{-6} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}; \\ \alpha_{31} &= 1,799259 \cdot 10^{-6} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}; & \alpha_{32} &= 4,628465 \cdot 10^{-6} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}; \end{aligned}$$

#### 5.5.4.5 Визначення жорсткості шпинделя

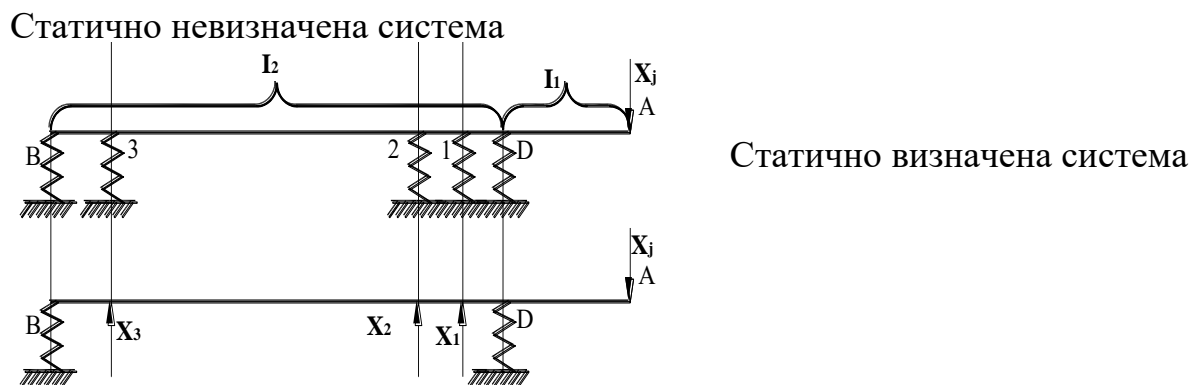


Рисунок 5.29 – Розрахункова схема

Податливість шпинделя  $\delta_{AA}^{k+1}$ :

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

Тобто для розрахунку коефіцієнтів впливу статично невизначеної системи необхідно мати значення коефіцієнтів впливу статично визначеної системи та податливості відкинutoї опори. Аналогічно проводиться приєднання і решти надмірних зв'язків. Так при приєднанні  $k+1$  опори будемо мати :

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

Для знаходження податливості шпинделя в точці А необхідно знайти значення  $\delta_{AA}$ . В нашому випадку для тричі невизначеної системи :

$$\delta_{AA} = \alpha_{AA} - \frac{\alpha_{A1}^2}{\alpha_{11} + \frac{1}{k_1}}; \quad \delta_{AA}^2 = \delta_{AA} - \frac{\alpha_{A2}^2}{\alpha_{22} + \frac{1}{k_2}} \quad \delta_{AA}^3 = \delta_{AA}^2 - \frac{\alpha_{A1}^2}{\alpha_{33} + \frac{1}{k_3}};$$

де  $k_1, k_2, k_3$  – жорсткості відкинutoї опор;

$\frac{1}{k_1}, \frac{1}{k_2}, \frac{1}{k_3}$  - податливості опор;

$\alpha_{ij}$  - зміщення в точці  $j$  під дією зовнішньо прикладеної сили в точці.

Тоді

$$\delta_{AA} = \alpha_{AA} - \frac{\alpha_{A1}^2}{\alpha_{11} + \frac{1}{k_1}} = 5,042657 \cdot 10^{-5} \frac{\text{мм}}{\text{Н}};$$

$$\delta_{AA}^2 = \delta_{AA} - \frac{\alpha_{A2}^2}{\alpha_{22} + \frac{1}{k_2}} = 1,2995994 \cdot 10^{-5} \frac{\text{мм}}{\text{Н}};$$

$$\delta_{AA}^3 = \delta_{AA}^2 - \frac{\alpha_{A1}^2}{\alpha_{33} + \frac{1}{k_3}} = 1,242161 \cdot 10^{-5} \frac{мм}{Н}.$$

В результаті розрахунку радіальна жорсткість шпindelного вузла дорівнює:

$$j_p = \frac{1}{\delta_{AA}^3} = 80,5 \frac{Н}{мм},$$

що задовольняє вимоги щодо жорсткості.

#### 5.5.4.6 Визначення реакцій опор

За відомою силою  $P$ , податливістю відкинутих опор  $c_1, c_2, c_3$ , а також за визначеними коефіцієнтами впливу статично визначеної системи  $\delta_{ij}$  запишемо

систему загальних розв'язків  $i$ -тих точок:

$$\begin{cases} \delta_{11}x_1 + \delta_{12}x_2 + \delta_{13}x_3 + \delta_{A1}P = -c_1x_1 \\ \delta_{21}x_1 + \delta_{22}x_2 + \delta_{23}x_3 + \delta_{A2}P = -c_2x_2 \\ \delta_{31}x_1 + \delta_{32}x_2 + \delta_{33}x_3 + \delta_{A3}P = -c_3x_3 \end{cases}$$

Підставивши значення, отримаємо:

$$\begin{cases} (6,8409x_1 + 9,549x_2 + 1,7993x_3 + 6,7544 \cdot 5136,1) \cdot 10^{-6} = 5,26 \cdot 10^{-6} x_1 \\ (9,549x_1 + 0,17656x_2 + 4,6233x_3 + 0,28238 \cdot 5136,1) \cdot 10^{-6} = -5,26 \cdot 10^{-6} x_2 \\ (1,7993x_1 + 4,6288x_2 + 1,0307x_3 + 3,4823 \cdot 5136,1) \cdot 10^{-6} = -9,1 \cdot 10^{-6} x_3 \end{cases}$$

Після перетворень отримаємо :

$$\begin{cases} (0,12101x_1 + 9,549x_2 + 1,7993x_3) \cdot 10^{-6} = 3,4691 \cdot 10^{-2} \\ (9,549x_1 + 0,2291x_2 + 4,6288x_3) \cdot 10^{-6} = -1,4503 \cdot 10^{-1} \\ (1,7993x_1 + 4,6288x_2 + 0,19407x_3) \cdot 10^{-6} = 1,788 \cdot 10^{-2} \end{cases}$$

Цю систему розв'язуємо за методом Крамера :

$$\Delta = 5,540747 \cdot 10^{-15} - 2,1030598 \cdot 10^{-15} = 3,437687 \cdot 10^{-15}$$

$$\Delta_1 = 17,26577 \cdot 10^{-15} - 2,8357319 \cdot 10^{-11} = -1,093074 \cdot 10^{-11}$$

$$\Delta_2 = 3,4655659 \cdot 10^{-11} - 7,900174 \cdot 10^{-12} = 2,6755485 \cdot 10^{-11}$$

$$\Delta_3 = 8,9848186 \cdot 10^{-12} - 1,1184802 \cdot 10^{-11} = -2,199983 \cdot 10^{-12}$$

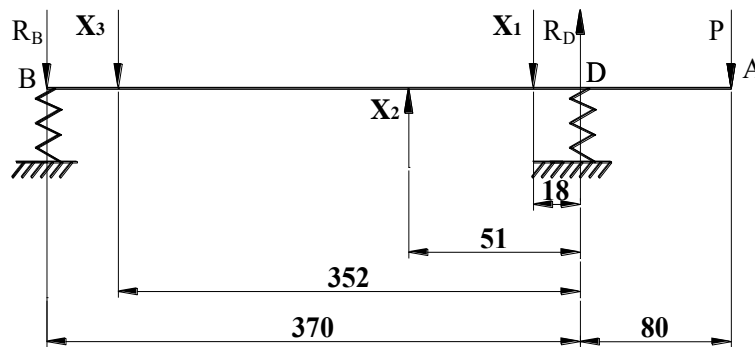
Тоді реакції в опорах будуть :

$$x_1 = \frac{\Delta_1}{\Delta} = -3179,679 H;$$

$$x_2 = \frac{\Delta_2}{\Delta} = 7782,989 H;$$

$$x_3 = \frac{\Delta_3}{\Delta} = 639,960 H;$$

За знайденими реакціями відкинутих опор можна обчислити реакції в опорах В і D із рівнянь статки :



**Рисунок 5.30 – Розрахункова схема**

$$\sum M_B = 0; \quad x_3(370 - 352) + x_2(370 - 51) - x_1(370 - 18) + R_D \cdot 370 - P(370 + 80) = 0.$$

Звідси :

$$R_D = \frac{x_3 \cdot 18 - x_2 \cdot 319 + x_1 \cdot 352 + P \cdot 450}{370} = 2592,53 H.$$

$$\sum M_D = 0; \quad -P \cdot 80 - x_1 \cdot 18 - x_2 \cdot 51 - x_3 \cdot 353 + R_B \cdot 370 = 0$$

Звідси :

$$R_B = \frac{P \cdot 80 - x_1 \cdot 18 + x_2 \cdot 51 - x_3 \cdot 353}{270} = 1419,78 H.$$

Виконуємо перевірку:

$$\sum Y = 0; \quad -R_B - x_3 + x_2 - x_1 + R_D - P = 0.$$

$$-1419,78 - 639,96 + 7782,99 - 3179,68 + 2592,53 - 5136,1 = 0.$$



## 5.5.5 Розрахунок статичної осьової жорсткості шпиндельного вузла

### 5.5.5.1 Розрахункова схема

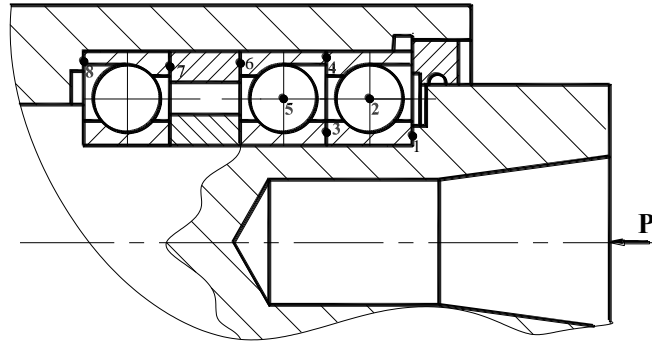


Рисунок 5.31 – Конструктивна схема

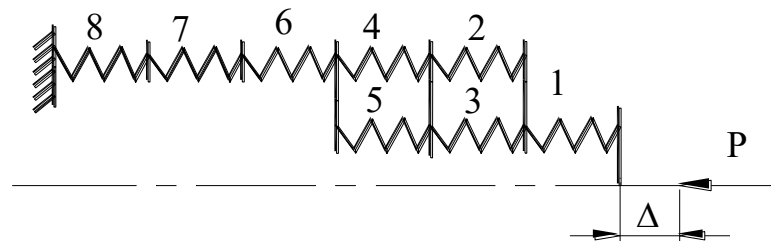


Рисунок 5.32 – Розрахункова схема

Види з'єднань

$j_{1,3,4,6,7,8}$  - плоскі нерухомі стики ;

$j_{2,5}$  - підшипники ;

Приведення розрахункової схеми:

$$j_{2,4} = \frac{j_2 \cdot j_4}{j_2 + j_4} \text{ - послідовне з'єднання ;}$$

$$j_{3,5} = \frac{j_3 \cdot j_5}{j_3 + j_5} \text{ - послідовне з'єднання ;}$$

$$j_{6,7} = \frac{j_6 \cdot j_7}{j_6 + j_7} \text{ - послідовне з'єднання ;}$$

$$j_{(6,7),8} = \frac{j_{6,7} \cdot j_8}{j_{6,7} + j_8} \text{ - послідовне з'єднання ;}$$

Отримаємо схему:

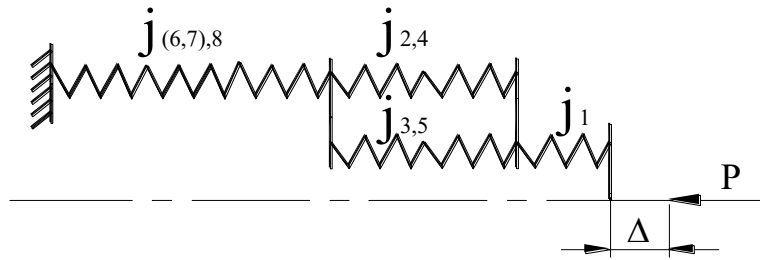


Рисунок 3.32 – Схема

Тоді

$$j_{(2,4),(3,5)} = j_{2,4} + j_{3,5} = j_{2-5} \text{ - паралельне з'єднання ;}$$

$$j_{1,(2-5)} = \frac{j_1 \cdot j_{(2-5)}}{j_1 + j_{(2-5)}} \text{ - послідовне з'єднання ;}$$

$$j_{(1-8)} = \frac{j_{(1-5)} \cdot j_{(6-8)}}{j_{(1-5)} + j_{(6-8)}} \text{ - послідовне з'єднання ;}$$

### 5.5.5.2 Розрахунок податливості стиків

Розрахунок контактних деформацій в залежності від виду з'єднання здійснюється по формулах :

- 1) плоскі нерухомі стики ( $m=0,5$ )

$$C_{\Delta} = m \cdot c \cdot p^{m-1} = \frac{1}{2} \cdot c \cdot p^{0,5} = \frac{C_{\sigma}}{2 \cdot F^{0,5} \cdot p^{0,5}}$$

де  $C_{\sigma} = 1,9 \cdot 10^{-9} \text{ м}^2 \text{ Н}^{-\frac{1}{2}}$  для пар  $\left\{ \begin{array}{l} \text{сталь - сталь} \\ \text{сталь - чавун} \end{array} \right\}$  [41, с.138];

F- площа контакту,  $\text{м}^2$  ;

- 2) підшипники кулькові

$$\delta_k = K_{ш} \cdot p^{\frac{2}{3}}; \quad C_{\Delta} = \frac{d\delta}{dp} = \frac{2}{3} \cdot \frac{K_{ш}}{p^{\frac{1}{3}}}$$

де  $K_{ш}$  - коефіцієнт контактної податливості.

Для однорядних шарикових підшипників коефіцієнти податливості :

$$K_{ш} = 10^{-4} \cdot (0,7 - 0,02 \cdot d), \text{см} \cdot \text{кгс}^{-\frac{2}{3}};$$

де  $d$  – діаметр підшипника, см.

Тоді

$$K_{ш} = 10^{-4} \cdot (0,7 - 0,02 \cdot 4) = 6,2 \cdot 10^{-5}, \text{см} \cdot \text{кгс}^{-\frac{2}{3}}.$$

По розрахунку режимів різання  $p_0 = 10850$  Н.

Податливості стиків будуть :

Плоскі нерухомі

$$1) \quad C_3 = \frac{C_\sigma}{2p^{0,5} \cdot F^{0,5}} = \frac{1,9 \cdot 10^{-9} \cdot 10^6}{2 \cdot 7850^{0,5} \cdot 866,64^{0,5}} = 3,098 \cdot 10^{-7} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}$$

$$\text{де } F = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} = \frac{3,14(52^2 - 40^2)}{4} = 866,64 \text{мм}^2;$$

$D$  – максимальний діаметр стику, мм ;

$d$  – мінімальний діаметр стику, мм ;

Тоді :

$$j_3 = \frac{1}{C_3} = 3,228 \cdot 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}.$$

$$2) \quad C_1 = \frac{1,9 \cdot 10^{-9} \cdot 10^6}{2 \cdot 7850^{0,5} \cdot 552,64^{0,5}} = 3,879 \cdot 10^{-7} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}$$

$$F = \frac{3,14(48^2 - 40^2)}{4} = 552,64 \text{мм}^2.$$

$$\text{Звідси : } j_1 = \frac{1}{C_1} = 2,557 \cdot 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$$

$$3) \quad C_4 = C_8 = \frac{1,9 \cdot 10^{-9} \cdot 10^6}{2 \cdot 7850^{0,5} \cdot 954,26^{0,5}} = 2,952 \cdot 10^{-7} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}.$$

$$F = \frac{3,14(80^2 - 72^2)}{4} = 954,56 \text{мм}^2$$

$$\text{Тоді } j_4 = j_8 = \frac{1}{C_4} = 3,388 \cdot 10^6 \frac{H}{мм}$$

$$4) C_6 = C_7 = \frac{1,9 \cdot 10^{-9} \cdot 10^6}{2 \cdot 7850^{0,5} \cdot 1500,135^{0,5}} = 2,355 \cdot 10^{-7} \frac{мм}{H}$$

$$F = \frac{3,14(80^2 - 67^2)}{4} = 1500,135 \text{ мм}^2$$

$$\text{Тоді: } j_6 = j_7 = \frac{1}{C_6} = 4,247 \cdot 10^6 \frac{H}{мм}.$$

Підшипники кулькові

$$1) C_2 = C_5 = \frac{2}{3} \cdot \frac{K_{ш}}{\frac{1}{p^3}} = \frac{2}{3} \cdot \frac{6,2 \cdot 10^5}{785^3} = 4,0225 \cdot 10^{-6} \frac{мм}{H},$$

де  $p=7850 \text{ Н}$   $H=785 \text{ кгс}$  – осьова сила різання.

$$\text{Тоді } j_2 = j_5 = \frac{1}{C_5} = 2,486 \cdot 10^5 \frac{H}{мм}.$$

### 5.5.5.3 Розрахунок статичної осьової жорсткості

Обчислені жорсткості стиків підставляємо у формули приведення розрахункової схеми і отримаємо статичну осьову жорсткість:

$$j_{2,4} = \frac{2,486 \cdot 10^5 \cdot 3,388 \cdot 10^6}{2,486 \cdot 10^5 + 3,388 \cdot 10^6} = 2,316 \cdot 10^5 \frac{H}{мм};$$

$$j_{3,5} = \frac{3,288 \cdot 10^6 \cdot 2,486 \cdot 10^5}{3,288 \cdot 10^6 + 2,486 \cdot 10^5} = 2,308 \cdot 10^5 \frac{H}{мм};$$

$$j_{6,7} = \frac{4,247 \cdot 10^6 \cdot 4,247 \cdot 10^6}{4,247 \cdot 10^6 + 4,247 \cdot 10^6} = 2,1235 \cdot 10^6 \frac{H}{мм};$$

$$j_{(6-7),8} = \frac{2,124 \cdot 10^6 \cdot 3,388 \cdot 10^6}{2,124 \cdot 10^6 + 3,388 \cdot 10^6} = 1,305 \cdot 10^6 \frac{H}{мм};$$

$$j_{(6-7),8} = \frac{2,124 \cdot 10^6 \cdot 3,388 \cdot 10^6}{2,124 \cdot 10^6 + 3,388 \cdot 10^6} = 1,305 \cdot 10^6 \frac{H}{мм};$$

$$j_{(2,4),(3,5)} = 2,316 \cdot 10^5 + 2,308 \cdot 10^5 = 4,624 \cdot 10^5 \frac{H}{мм};$$

$$j_{1,(2-5)} = \frac{2,577 \cdot 10^6 \cdot 4,624 \cdot 10^5}{2,577 \cdot 10^6 + 4,624 \cdot 10^5} = 3,9208 \cdot 10^5 \frac{H}{мм};$$

$$j_{1-8} = \frac{3,9208 \cdot 10^5 \cdot 1,305 \cdot 10^6}{3,9208 \cdot 10^5 + 1,305 \cdot 10^6} = 3,015 \cdot 10^5 \frac{H}{мм};$$

Тоді статична жорсткість буде рівна :

$$j_8 = 3,015 \cdot 10^5 \frac{H}{мм}.$$

## 6 НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ

### 6.1 Динамічний розрахунок шпindelного вузла

#### 6.1.1 Розрахункова схема

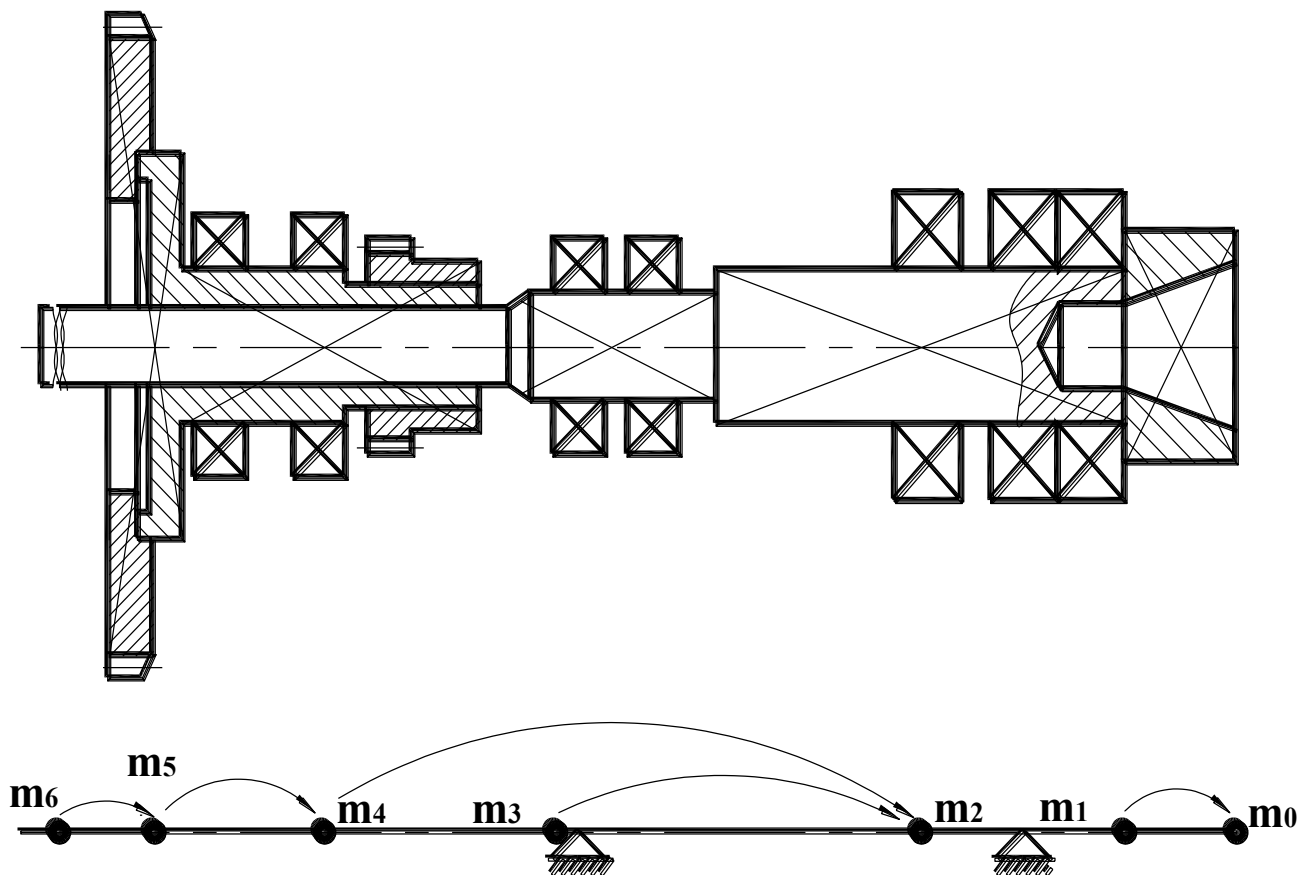


Рисунок 6.1 – Схема

#### 6.1.2 Розрахунок моментів інерції і маси ділянку валу

Моменти інерції беремо з п.3.5.4.2

$$I_1 = 783845,3 \text{ мм}^4; \quad I_2 = 87836,4 \text{ мм}^4.$$

Маси ділянок валу обчислюємо за формулою:

$$m = V \cdot \rho \cdot 10^{-9}$$

де  $\rho = 7800 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$  - густина матеріалу ;

$$V = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot l, \text{ мм}^3 - \text{об'єм} .$$

Визначаємо об'єм і маси для кожної ділянки :

$$V_1 = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \cdot l = \frac{3,14(65^2 - 35^2)}{4} \cdot 70 = 164850 \text{ мм}^3 ;$$

$$m_1 = 164850 \cdot 7800 \cdot 10^{-9} = 1,28 \text{ кг} ;$$

$$V_2 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot l = \frac{3,14 \cdot 40^2}{4} \cdot 339 = 425784 \text{ мм}^3$$

$$m_2 = 426784 \cdot 7800 \cdot 10^{-9} = 3,32 \text{ кг} ;$$

$$V_3 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot l = \frac{3,14 \cdot 30^2}{4} \cdot 85 = 60052,5 \text{ мм}^3 ;$$

$$m_3 = 60025,5 \cdot 7800 \cdot 10^{-9} = 0,47 \text{ кг} ;$$

$$V_4 = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \cdot l = \frac{3,14(50^2 - 26^2)}{4} \cdot 100 = 143184 \text{ мм}^3 ;$$

$$m_4 = 143184 \cdot 7800 \cdot 10^{-9} = 1,12 \text{ кг} ;$$

$$V_5 = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \cdot l = \frac{3,14(120^2 - 26^2)}{4} \cdot 20 = 215466,8 \text{ мм}^3 ;$$

$$m_5 = 215466 \cdot 7800 \cdot 10^{-9} = 1,68 \text{ кг} ;$$

$$V_6 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot l = \frac{3,14 \cdot 26^2}{4} \cdot 275 = 145931,5 \text{ мм}^3 ;$$

$$m_6 = 145931,5 \cdot 7800 \cdot 10^{-9} = 1,14 \text{ кг} .$$

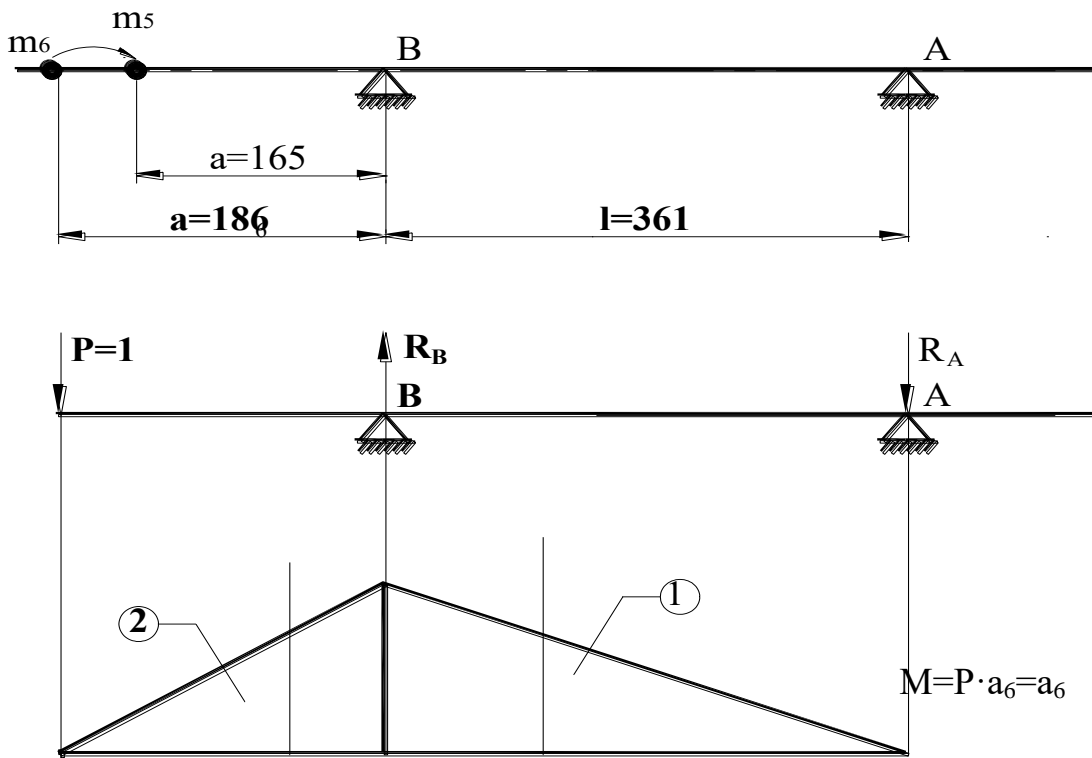
**6.1.3 Розрахунок коефіцієнту впливу податливості і приведення системи до двохмасової**  
**Визначення зосередження приведеної маси на міжопорній частині шпинделя**

Приведення здійснюємо з умови :

$$EI = const.$$

$$m_{np}^l = m^5 + m^6 \cdot \mu$$

$$\mu = \frac{\delta_{11}}{\delta_{22}} - \text{коефіцієнт приведення мас.}$$



**Рисунок 6.2 – Схема**

Визначаємо реакції опор:

$$\sum M_A = 0; \quad -P \cdot (a_6 + l) + R_B \cdot l = 0;$$

$$R_B = \frac{P \cdot (a_6 + l)}{l} = \frac{a_6 + l}{l};$$

$$\sum M_B = 0; \quad -P \cdot a_6 + R_A \cdot l = 0;$$

$$R_A = \frac{a_6}{l};$$

Правило Верещагіна :

$$\delta_{ij} = \sum_{k=1}^k \frac{1}{EI} \cdot M_{ik} \cdot \omega_{ik},$$

де  $M_{ik}$  - площа епюри згинальних моментів ;

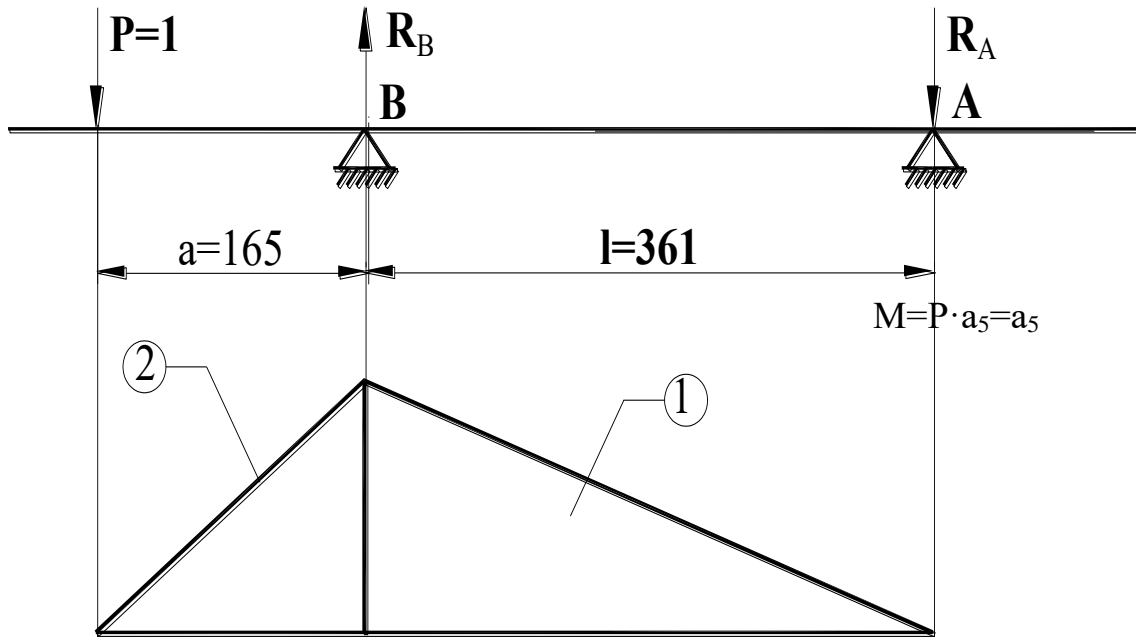
$\omega_{ik}$  - координата центру ваги епюри згинальних моментів ;



$k$  - номер ділянки епюри .

$$\delta_{11} = \left( \frac{1}{2} \cdot l \cdot a_6 \cdot \frac{2}{3} a_6 + \frac{1}{2} \cdot a_6 \cdot a_6 \cdot \frac{2}{3} a_6 \right) \cdot \frac{1}{EI} = \left( \frac{la_6^2}{3} + \frac{a_6^3}{3} \right) \cdot \frac{1}{EI} = \left( \frac{la_6^2 + a_6^3}{3} \right) \cdot \frac{1}{EI}$$

Знайдемо  $\delta_{22}$ :



**Рисунок 6.3 – Розрахункова схема**

Визначаємо реакції опор:

$$\sum M_A = 0; \quad -P \cdot (a_5 + l) + R_B \cdot l = 0; \quad R_B = \frac{P \cdot (a_5 + l)}{l} = \frac{a_5 + l}{l};$$

$$\sum M_B = 0; \quad -P \cdot a_5 + R_A \cdot l = 0; \quad R_A = \frac{a_5}{l};$$

Правило Верещагіна :

$$\delta_{22} = \left( \frac{1}{2} \cdot l \cdot a_5 \cdot \frac{2}{3} a_5 + \frac{1}{2} \cdot a_5 \cdot a_5 \cdot \frac{2}{3} a_5 \right) \cdot \frac{1}{EI} = \left( \frac{la_5^2 + a_5^3}{3} \right) \cdot \frac{1}{EI}$$

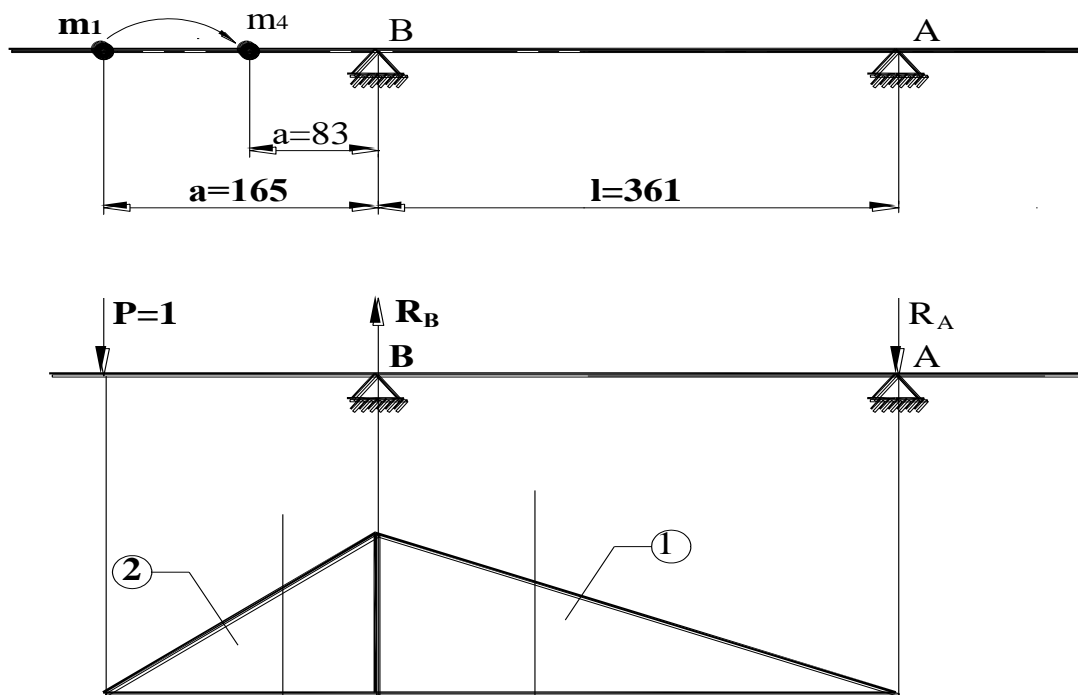
Тоді :

$$\mu = \frac{\delta_{11}}{\delta_{22}} = \left( \frac{la_6^2 + a_6^3}{3EI} \right) \cdot \left( \frac{3EI}{la_5^2 + a_5^3} \right) = \frac{la_6^2 + a_6^3}{la_5^2 + a_5^3} = \frac{a_6^2(l + a_6^3)}{a_5^2(l + a_5^3)}$$

Приведена маса :

$$m_{np}^1 = M_1 = m_5 + m_6 \cdot \frac{a_6^2(l + a_6^3)}{a_5^2(l + a_5^3)} = 1,68 + 1,14 \cdot \frac{186^2(361 + 186)}{165^2(361 + 165)} = 1,68 + 1,14 \cdot 1,32 = 3,18648 \approx 3,186 \text{ кг}$$

Аналогічно проводимо зведення інших мас.



**Рисунок 6.4 – Схема**

$$M = P \cdot a_5 = a_5$$

$$\delta_{11} = \left( \frac{1}{2} \cdot l \cdot a_5 \cdot \frac{2}{3} a_5 + \frac{1}{2} a_5 \cdot a_5 \cdot \frac{2}{3} a_5 \right) \cdot \frac{1}{EI} = \left( \frac{a_5^2 \cdot l + a_5^3}{3} \right) \cdot \frac{1}{EI}$$

Знаходимо  $\delta_{22}$ :

$$\delta_{22} = \left( \frac{1}{2} \cdot l \cdot a_4 \cdot \frac{2}{3} a_4 + \frac{1}{2} a_4 \cdot a_4 \cdot \frac{2}{3} a_5 \right) \cdot \frac{1}{EI} = \left( \frac{a_4^2 \cdot l + a_4^3}{3} \right) \cdot \frac{1}{EI}$$

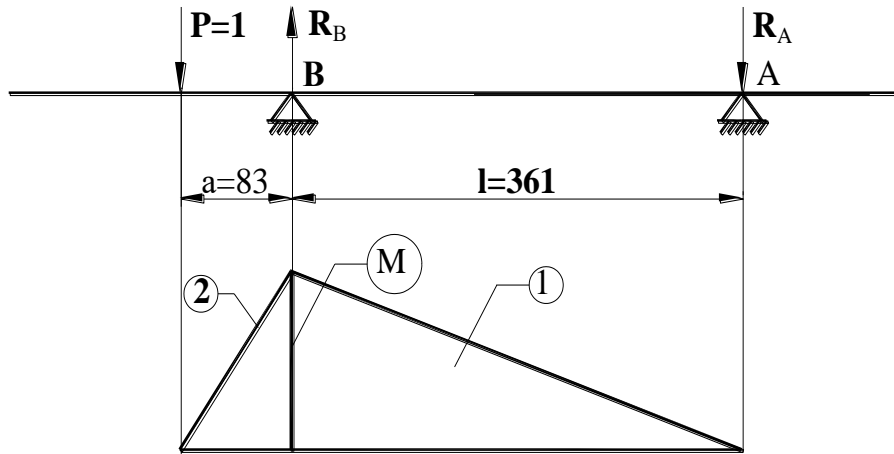


Рисунок 6.5 – Схема

Тоді 
$$\mu = \frac{\delta_{11}}{\delta_{22}} = \frac{la_5^2 + a_5^3}{3EI} \cdot \frac{3EI}{la_4^2 + a_4^3} = \frac{a_5^2(l + a_5)}{a_4^2(l + a_4)}$$

Приведена маса

$$m_{np}^2 = M_2 = m_4 + M_2 \cdot \frac{a_5^2(l + a_5)}{a_4^2(l + a_4)} = 1,12 + 3,186 \cdot \frac{165^2(361 + 186)}{83^2(361 + 83)} =$$

$$= 16,03627 \approx 16,04 \text{ кг}$$

$\delta_{11}$  для схеми :  $M = P \cdot a_4 = a_4$

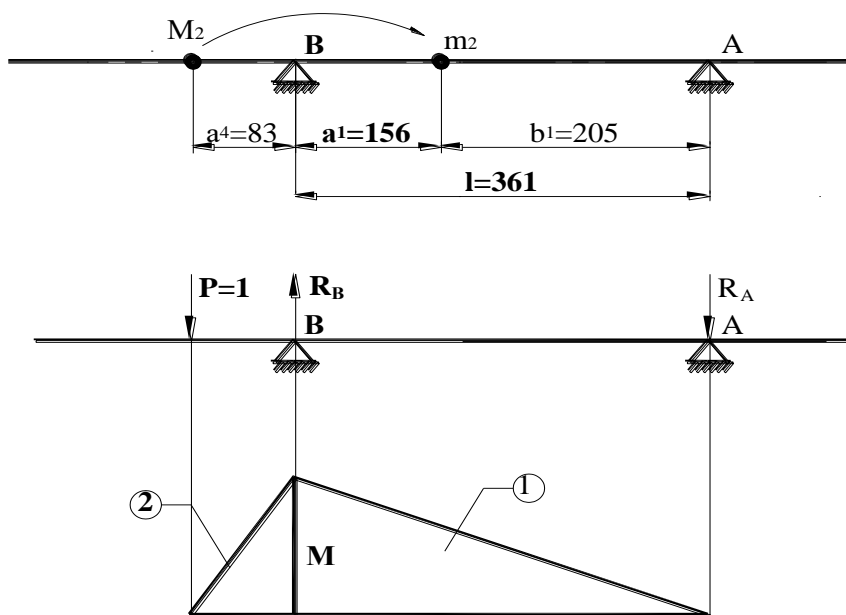


Рисунок 6.6 – Схема

$$\delta_{11} = \left( \frac{1}{2} \cdot l \cdot a_4 \cdot \frac{2}{3} a_4 + \frac{1}{2} a_4 \cdot a_4 \cdot \frac{2}{3} a_4 \right) \cdot \frac{1}{EI} = \left( \frac{a_4^2 \cdot l + a_4^3}{3} \right) \cdot \frac{1}{EI}.$$

Знаходимо  $\delta_{22}$ :

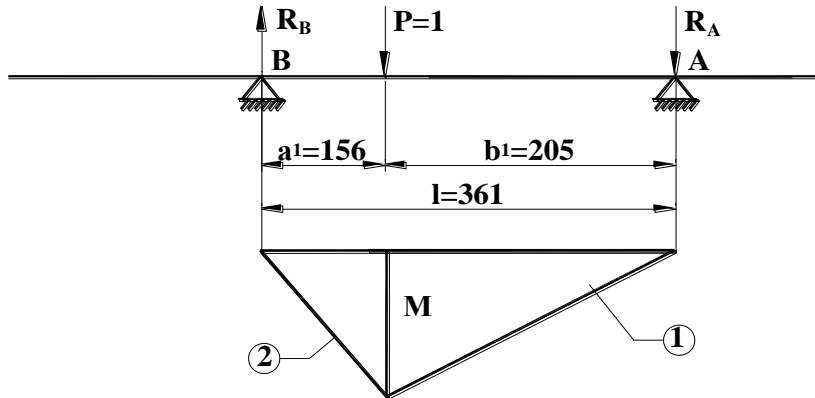


Рисунок 6.7 – Схема

$$\delta_{22} = \left( \frac{1}{2} \cdot \frac{a_1 b_1}{l} \cdot b_1 \cdot \frac{2}{3} \cdot \frac{a_1 b_1}{l} + \frac{1}{2} \cdot \frac{a_1 b_1}{l} \cdot a_1 \cdot \frac{2}{3} \cdot \frac{a_1 b_1}{l} \right) \cdot \frac{1}{EI} = \left( \frac{a_1^2 \cdot b_1^2}{3} \right) \cdot \frac{1}{EI}.$$

Коефіцієнт приведених мас:

$$m_{пр}^3 = M_3 = m_2 + M_2 \cdot \frac{a_4^2 (l + a_4) \cdot l}{a_1^2 \cdot b_1^2} = 3,32 + 16,04 \cdot \frac{83^2 (361 + 83) \cdot 361}{156^2 \cdot 205^2} =$$

$$= 20,63838 = 20,64 \text{ кг}.$$

$\delta_{11}$  для схеми:

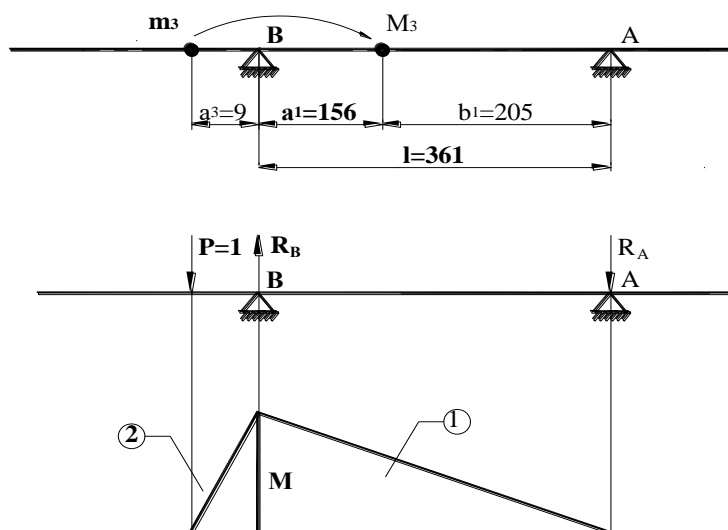
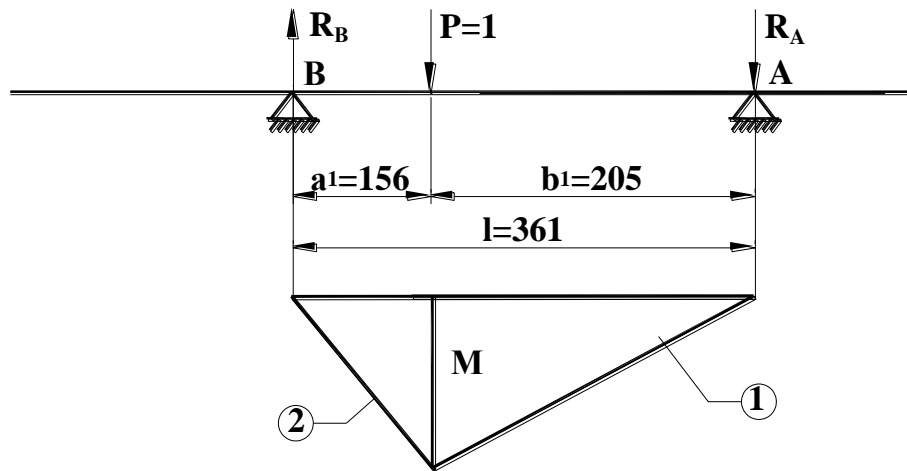


Рисунок 6.8 – Схема

$$\delta_{11} = \left( \frac{1}{2} \cdot l \cdot a_3 \cdot \frac{2}{3} a_3 + \frac{1}{2} a_3 \cdot a_3 \cdot \frac{2}{3} a_3 \right) \cdot \frac{1}{EI} = \left( \frac{a_3^2 \cdot l + a_3^3}{3} \right) \cdot \frac{1}{EI}.$$

Знаходимо  $\delta_{22}$ :



**Рисунок 6.9 – Схема**

$$\delta_{22} = \left( \frac{1}{2} \cdot \frac{a_1 b_1}{l} \cdot b_1 \cdot \frac{2}{3} \cdot \frac{a_1 b_1}{l} + \frac{1}{2} \cdot \frac{a_1 b_1}{l} \cdot a_1 \cdot \frac{2}{3} \cdot \frac{a_1 b_1}{l} \right) \cdot \frac{1}{EI} = \left( \frac{a_1^2 \cdot b_1^2}{3} \right) \cdot \frac{1}{EI}.$$

Коефіцієнт приведення мас :

$$\mu = \frac{\delta_{11}}{\delta_{22}} = \frac{a_3^2 l + a_3^3}{3EI} \cdot \frac{3EI}{a_1^2 \cdot b_1^2} = \frac{a_3^2 (l + a_3)}{a_1^2 \cdot b_1^2}.$$

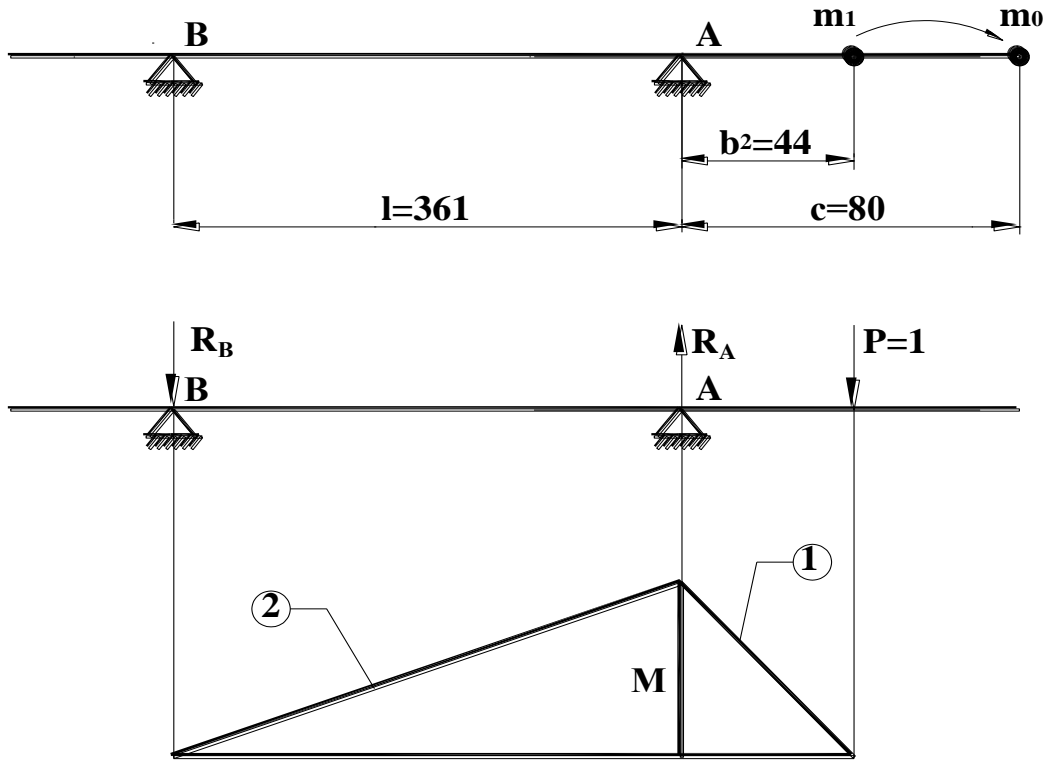
Приведена маса:

$$m_{пр}^2 = M_3 = M_3 + m_2 \cdot \frac{a_3^2 (l + a_3) \cdot l}{a_1^2 \cdot b_1^2} = 20,64 + 0,47 \cdot 0,01 = 20,65 \text{ кг}.$$

#### **6.1.4Визначення зосередженої приведенної маси на консолі шпинделя**

Знайдемо  $\delta_{11}$  для схеми :

$$\delta_{11} = \left( \frac{1}{2} \cdot b_2 \cdot b_2 \cdot \frac{2}{3} b_2 + \frac{1}{2} b_2 \cdot l \cdot \frac{2}{3} b_2 \right) \cdot \frac{1}{EI} = \frac{b_2^2 \cdot (b_2 + l)}{3EI}.$$



$$M = P \cdot b_2 = b_2$$

Рисунок 6.10 – Схема

Знаходимо  $\delta_{22}$ :

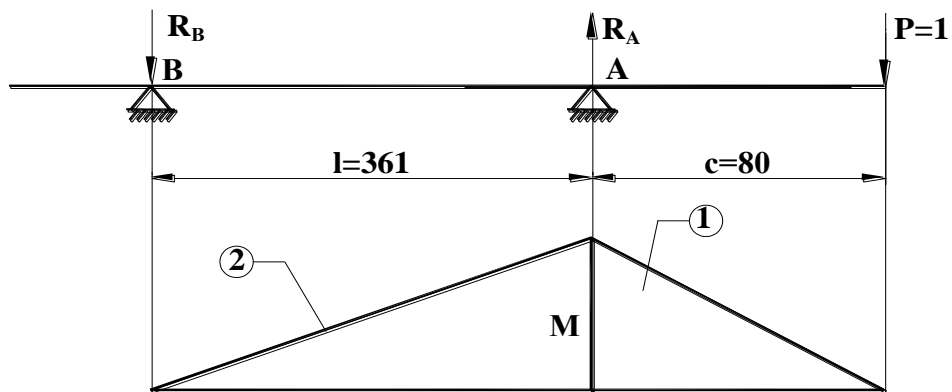


Рисунок 6.11 – Схема

$$\delta_{22} = \left( \frac{1}{2} \cdot c \cdot c \cdot \frac{2}{3} \cdot c + \frac{1}{2} \cdot c \cdot l \cdot \frac{2}{3} \cdot c \right) \cdot \frac{1}{EI} = \frac{c^2(c+l)}{3EI}$$

$$\text{Коефіцієнт приведення мас : } \mu = \frac{\delta_{11}}{\delta_{22}} = \frac{b_2^2(b_2+l)}{3EI} \cdot \frac{3EI}{c^2 \cdot (c+l)} = \frac{b_2^2(b_2+l)}{c^2 \cdot (c+l)}$$

Приведена маса:  $m_{np}^2 = M_5 = m_0 + m_1 \cdot \mu = 0 + 1,28 \cdot \frac{44^2(44 + 361)}{80^2(80 + 361)} = 0,356 \text{ кг}.$

Отже ми звели нашу систему до двохмасової.

### 6.1.5 Визначення частот і форм власних коливань

#### Розрахункова схема

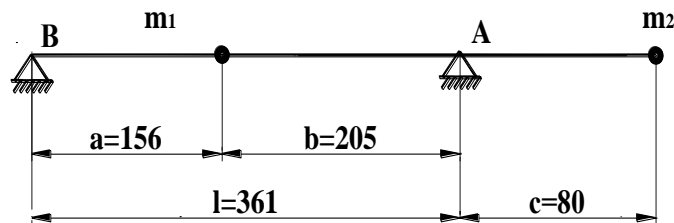


Рисунок 6.12 – Розрахункова схема

#### Визначення коефіцієнтів податливості

Знайдемо  $\delta_{11}$  для схеми (рис.3.45):

$$\sum M_B = 0; \quad -P \cdot (l-b) + R_A \cdot l = 0; \quad R_A = \frac{l-b}{l}; \quad M = R_A \cdot b = \frac{(l-b) \cdot b}{l};$$

$$1) \quad M = \frac{1}{2} b \cdot \frac{(l-b) \cdot b}{l} = \frac{b^2(l-b)}{2l}; \quad \omega = \frac{2}{3} \cdot \frac{(l-b) \cdot b}{l};$$

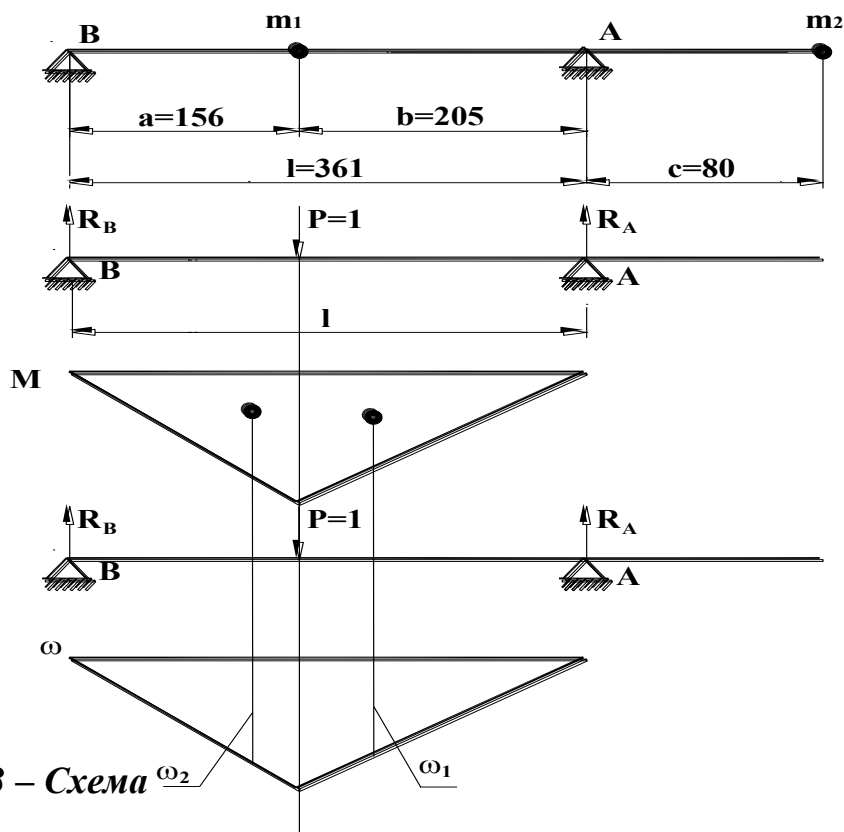


Рисунок 6.13 – Схема  $\omega_2$   $\omega_1$

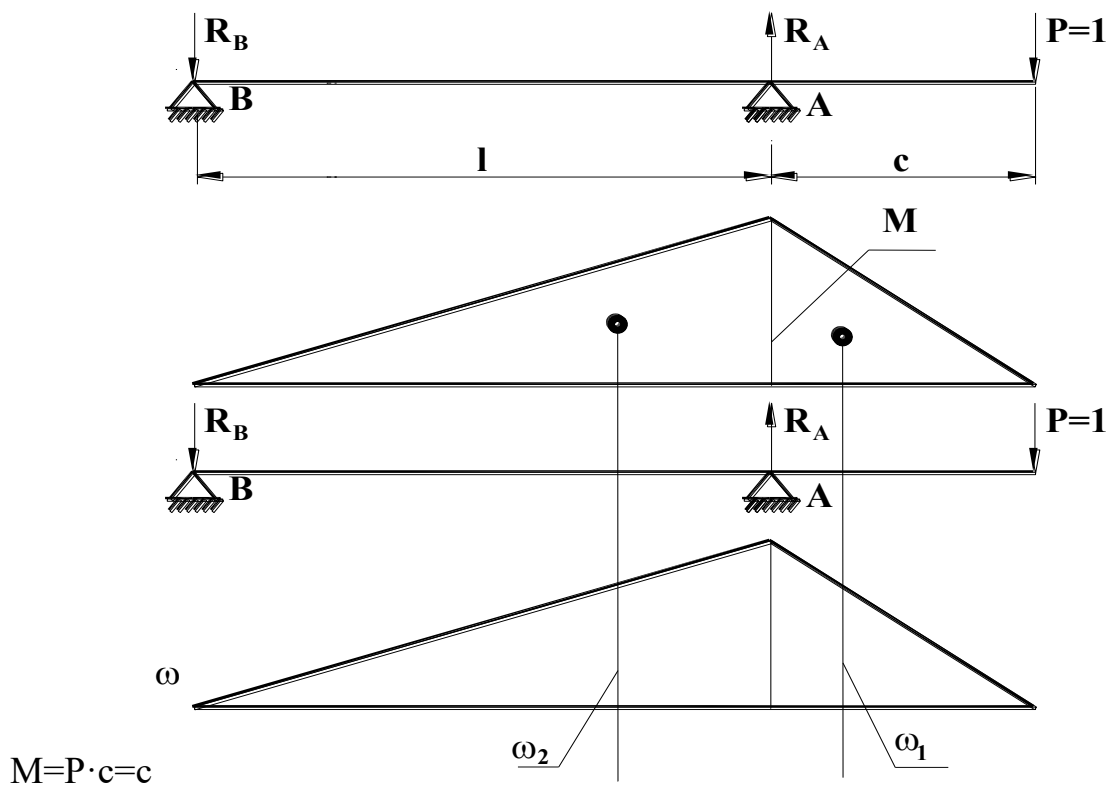
$$2) M = \frac{1}{2} a \cdot \frac{(l-b) \cdot b}{l} = \frac{ab^2(l-b)}{2l};$$

$$\omega = \frac{2}{3} \cdot \frac{(l-a) \cdot a}{l};$$

$$\delta_{11} = \frac{1}{EI} \cdot \left( \frac{b^2(l-b)}{2l} \cdot \frac{2}{3} \cdot \frac{b(l-b)}{l} + \frac{a \cdot b \cdot (l-b)}{2l} \cdot \frac{2}{3} \cdot \frac{(l-b) \cdot b}{l} \right) = \frac{b^2 \cdot (l-b)}{l} =$$

$$= \frac{205^2 \cdot (361 - 205)^2}{3 \cdot 361 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 87836,4} = 5,375 \cdot 10^{-5} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}$$

Знайдемо  $\delta_{22}$ :



**Рисунок 6.14 – Схема**

$$1) M = \frac{1}{2} c \cdot c;$$

$$\omega = \frac{2}{3} \cdot \frac{(l-c) \cdot c}{l};$$

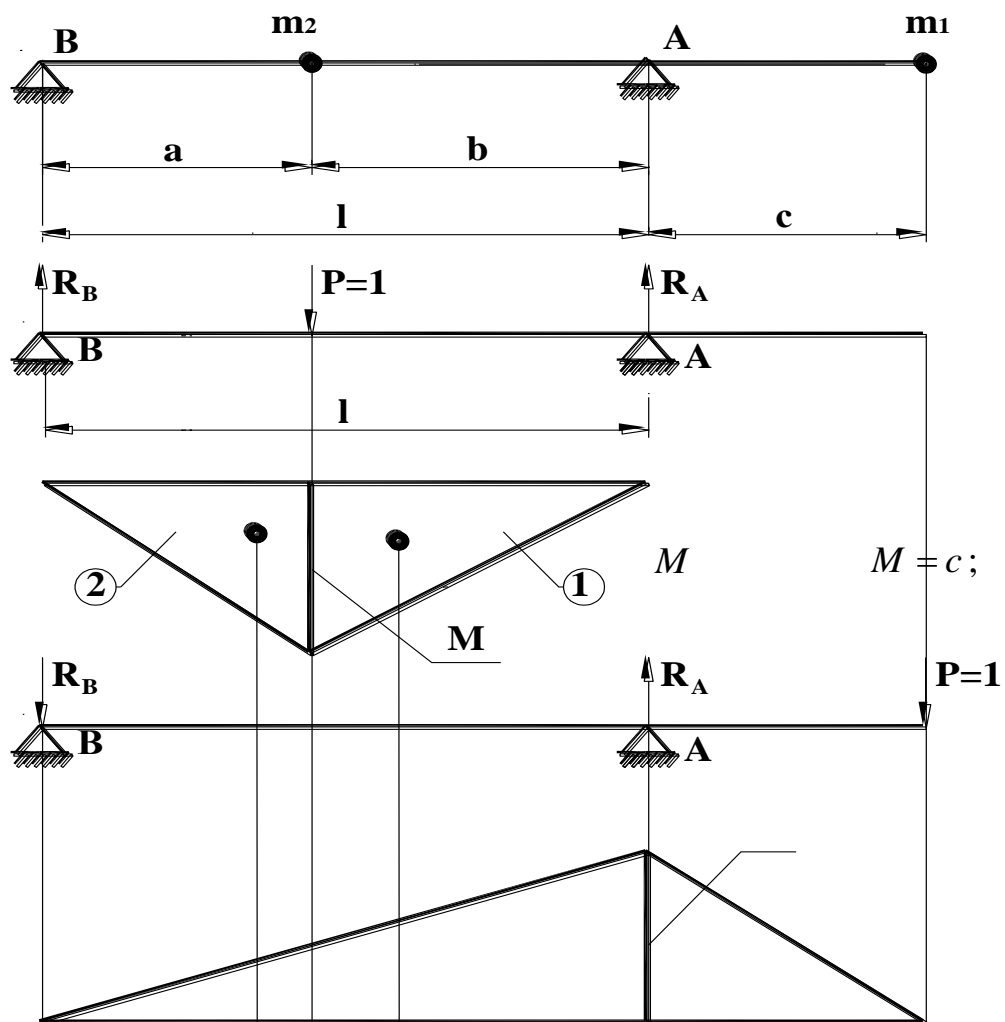
$$2) M = \frac{1}{2} l \cdot c;$$



$$\omega = \frac{2}{3} \cdot \frac{(l-c) \cdot c}{l}$$

$$\begin{aligned} \delta_{11} &= \frac{1}{EI_1} \cdot \left( \frac{1}{2} c^2 \cdot \frac{2}{3} c \right) + \frac{1}{EI_2} \cdot \left( \frac{1}{2} l \cdot c \cdot \frac{2}{3} c \right) = \frac{1}{EI_1} \cdot \left( \frac{c^3}{2} \right) + \frac{1}{EI_2} \cdot \left( \frac{l \cdot c^3}{3} \right) = \\ &= \frac{80^3}{2 \cdot 10^5 \cdot 783845,3 \cdot 3} + \frac{361 \cdot 80^3}{2 \cdot 10^5 \cdot 87836,4 \cdot 3} = 4,4927 \cdot 10^{-5} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}. \end{aligned}$$

Визначаємо коефіцієнти впливу податливості  $\delta_{12} = \delta_{21}$ :



$$M = \frac{(l-b) \cdot b}{l};$$

Рисунок 6.15 – Схема

$$1) \quad M = \frac{(l-b) \cdot b^2}{2l}; \quad \omega = \frac{c \cdot (l - \frac{2}{3}b)}{l};$$

$$2) \quad M = \frac{1}{2}l \cdot c; \quad \omega = \frac{2c(l-b)}{3l}.$$

$$\delta_{12} = \delta_{21} = \frac{1}{EI} \cdot \left( \frac{(l-b) \cdot b^2}{2 \cdot l} \cdot \frac{c(l - \frac{2}{3}b)}{2l} + \frac{(l-b) \cdot b^2}{2l} \cdot \frac{2c \cdot (l-b)}{3l} \right) = \frac{c(l-b) \cdot b}{6lEI} \cdot (2l-b) =$$

$$\frac{80 \cdot (361 - 205) \cdot 205}{2 \cdot 10^5 \cdot 87836,4 \cdot 6 \cdot 361} \cdot (2 \cdot 361 - 205) = 3,476 \cdot 10^{-5} \frac{MM}{H}.$$

## **7 ОРГАНІЗАЦІЙНО-ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА**

### **7.1 Обґрунтування економічної ефективності розробленої конструкції спеціального верстата**

#### **7.1.1 Загальні положення**

За існуючим технологічним процесом обробка деталі виконується на спеціальному верстаті. Цей процес має велику трудомісткість.

Виходячи з конструктивного призначення та точності обробки деталі пропонуємо виконувати обробку на спеціальному верстаті. Необхідно провести розрахунок економічної ефективності розробленого спеціального верстата. В розробленій конструкції застосовуються уніфіковані вузли, що випускаються вітчизняною промисловістю. Це зменшує вартість виготовлення спеціального верстата.

### **7.2. Визначення трудомісткості та об'єму робіт конструкторської підготовки виробництва**

Величина трудових та фінансових витрат на підготовку виробництва нових взірців техніки залежить від ступеня їх новизни та складності. При виконанні дипломного проекту розрахунки трудомісткості конструкторської підготовки виробництва виконуються за укрупненими нормативами із врахуванням вищезазначених критеріїв.

Конструкторські роботи з проєктованого верстата відносяться до групи новизни Б [18, с.4], група складності 2.

Проєктовані вузли та схеми відносяться до групи складності 2. Деталі відносяться до 1, 2, 3 груп складності.

Кількість умовних деталей визначається за формулою:

$$D_{умов} = \sum D \cdot k \quad (7.2)$$

де  $D_{умов}$  - кількість умовних деталей;

$D$  - кількість деталей кожного роду;

$\kappa$  - поправочний коефіцієнт кожного роду.

Для оригінальних деталей:  $D_{умов} = 47 \cdot 1,0 = 42$

Для деталей, розроблених як уніфіковані для інших моделей даної групи обладнання:  $D_{умов} = 67 \cdot 1,2 = 80$

Уніфіковані деталі і деталі з інших машин, які застосовуються при проектуванні:  $D_{умов} = 81 \cdot 0,3 = 24$

Уніфіковані вузли які використовуються при проектуванні обладнання:

$$D_{умов} = 11 \cdot 0,1 = 11$$

Трудомісткість розробки технічного  $T_m$  та робочого проектів визначається за формулою:

$$\left. \begin{aligned} T_m &= m_i \cdot kT_i \cdot k_c \cdot k_2 \cdot \sum HT_i \\ T_p &= m_i \cdot kT_i \cdot k_c \cdot k_2 \cdot \sum HP_i \end{aligned} \right\} [18] (7.3)$$

де  $HT_i$  та  $HP_i$  - норми робочого часу на розробку технічного і робочого проектів в розрахунку на одну умовну деталь для  $i$ -го вузла в залежності від ступеня складності і новизни вузла [18, с.11];

$m_i$  - кількість умовних деталей, визначених із врахуванням коефіцієнтів, наведених в табл. 6 [18];

$kT_i$  - коефіцієнт зміни норм часу при проектуванні верстатів різної складності, [18],  $kT_i=1,1$ ;

$k_c$  - коефіцієнт серійності,  $k_c = 1,0$  [18];

$k_2$  - коефіцієнт габаритності,  $k_2 = 1,0$  (при масі верстата 1,3 т) [18].

Визначаємо трудомісткість розробки технічного завдання. Технічне завдання за 3 групою складності, група новизни Б [18, с. 11]:

$$T_3 = 46,5 \text{ чол.год.}$$

Технічна пропозиція за 4 групою складності, 1 - за 2 групою складності, група новизни - Б [18]:

$$T_{ТП} = 205 \text{ чол.год.}$$

Ескізний проект - 9 форматів А1 групи складності 3 , групи новизни Б:

$$9 \cdot 43,7 = 393 \text{ чол.год.}$$

Результати розрахунку трудомісткості конструкторської підготовки виробництва поетапно зводимо в табл. 7.1.

**Таблиця 7.1 - Трудомісткість конструкторської підготовки**

<b>Найменування конструкторської документації або видів робіт</b>	<b>Стадії проектування</b>	<b>К-сть облікових одиниць</b>	<b>Групи</b>		<b>Норми часу, чол.год.</b>		<b>Кваліфік. виконавців</b>
			<b>новизни</b>	<b>склад.</b>	<b>на одиницю</b>	<b>всього</b>	
<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>8</b>
Розробка техзавдання	Технічне завдання	4ф.А4	Б	3	46.5	46.5	вед.констр.
Підгот. тех.пропозиції	Технічна пропозиц.	1Ф.А4	Б	3	205	205	інж.-к.І кат. вед.констр.
Проробка констр. верстата	Ескізний проект	9ф,А1	Б	3	303	393	-//-
Проробка деталей та вузлів на технологічність	Технічний проект	80 ум.од.	Б	1	2,8	224	інж.-к.ІІІкат.
		60 ум.од.	Б	2	3,6	216	інж.-к.ІІ кат.
		60 ум.од.	Б	3	4,1	246	інж.-к.І кат.
Креслення загального вигляду, вузлів, окремих деталей	Розробка робочої документації по проекту	80 ум.од.	Б	1	3,1	248	інж.-к.ІІІкат.
		60 ум.од.	Б	2	4,6	276	інж.-к.ІІ кат.
		60 ум.од.	Б	3	5,9	354	інж.-к.І кат.
Складання технічного паспорта на верстат	- «» -	45 ф.А4	Б	3	4	90	ст.техн. констр.
Монтажне кресл	- «» -	3ф.А1	Б	3	3	9	інж.-к.ІІІкат.

Розробка електр. схеми виробу	Розробка робочої документації по проекту	2ф.А3	Б	3	38	76	інж.-к.І кат.
Розробка гідросхеми виробу	- «»-	3ф.А3	Б	3	18	54	інж.-к.І кат.
Складан. технічних умов	Розробка технічної документ.	5ф.А4	Б	3	65	325	ст.ЛНЖ-к.
Участь у наладці дослідного взірця	Авторський контроль за виготовленням	6% від $\Sigma(T_T+T_p)$	Б	3		94	інж.-к.І кат.
Коректування технічної документації	Техдокументація по проекту	12% від $\Sigma(T_T+T_p)$	Б	3		188	інж.-к.І кат.
Копіювально-множ. роботи	Тех. докум. по проекту	8% від труд. констр. робіт	Б	3		125	ст.тех.-к.
Виконання робіт, що не ввійшли в даний перелік	Тех. докум. по проекту	до 5% від труд.-дом. констр. робіт	Б	3		78	ст.тех.-к.
Впровадження верстата у замовн.	Авторський контроль за виготовленням	6% від $\Sigma(T_T+T_p)$	Б	3		94	інж.-к.І кат.
Загальна трудомісткість						3345	

### 7.2.1 Визначення трудомісткості та обсягу робіт технологічної підготовки виробництва

Обробка деталей для проєктованого спеціального верстата буде виконуватись в стандартних пристосуваннях та універсально-складальному обладнанні. Проєктування спеціального оснащення для одиничного виробництва економічно не вигідне. Виходячи з вищевикладеного, в трудомісткість технологічної підготовки включаємо лише час на проєктування технологічних процесів. Вид технпроцесів - укрупнена технологія. Розрахунок виконується для оригінальних, стандартних і уніфікованих деталей.

По першій групі складності для 127 деталей:  $2,6 \cdot 127 = 330$  чол.год.

Для другої групи складності (122 деталі):  $5,2 \cdot 122 = 634$  чол.год.

Для третьої групи складності (13 деталей):  $9,4 \cdot 11 = 103$  чол.год.

Результати розрахунку трудомісткості технологічної підготовки виробництва зводимо в табл. 7.2.

**Таблиця 7.2 - Трудомісткість технологічної підготовки**

<i>Види робіт</i>	<i>Групи складності</i>	<i>К-сть облікових одиниць</i>	<i>Норми часу, чол.год.</i>		<i>Кваліфікація виконавців</i>
			<i>на одиницю</i>	<i>разом</i>	
Проектування технологічних процесів	1	64	2,6	330	інж.-техн.ІІІ к.
	2	62	5,2	634	інж.-техн.ІІ к.
	3	28	9,4	103	інж.-техн. І к.
<b>Всього:</b>				<b>1067</b>	

### 7.2.2 Кошторис витрат на технічну підготовку виробництва

Вихідними даними для визначення вказаних витрат є:

- а) трудомісткість окремих етапів технічної підготовки виробництва;
- б) фактична погодинна зарплата учасників технічної підготовки (їх врахуванням всіх доплат);
- в) вартість матеріалів для виготовлення дослідних взірців, спеціальної технологічної оснастки (у нашому випадку дослідного взірця та спеціального оснащення не виготовляються);
- г) процент цехових та загальноцехових витрат до прямої заробітної плати.

Всі дані для розрахунку кошторису витрат приймаємо за попередніми розрахунками.

Пряма заробітна плата конструкторів, технологів, креслярів і копіювальників визначається за формалою:

$$Z_{\text{ПР}} = T_{\text{ЗАГ}} \cdot C_{\text{Г}}, \text{ грн.} \quad (7.4)$$

де  $T_{\text{ЗАГ}}$  - сумарна трудомісткість по кожному етапу, год.;

$C_{\text{Г}}$  - середньогодинна оплата праці робітників відповідної категорії.

**Таблиця 7.3 - Кошторис витрат на технічну підготовку виробництва**

<i>Статті витрат по етапах</i>	<i>Сума, грн.</i>
Конструкторська підготовка виробництва	1111436
Технічна підготовка виробництва	25682
Організаційна підготовка виробництва	13468
<b>Всього витрат:</b>	<b>1150586</b>

### 7.3 Система показників економічної ефективності нової машини

#### 7.3.1 Визначення собівартості і ціни проектного верстата

Цехова собівартість виготовлення верстата визначається за формулою:

$$Ц = M_{\text{ЗАГ}} + Z_{\text{ЗАГ}} + P_{\text{Ц}} \quad (7.5)$$

де  $M_{\text{ЗАГ}}$  - загальна сума витрат на основні матеріали та покупні вироби для проектного машини:

$$M_{\text{ЗАГ}} = \sum_{i=1}^T M_{\text{ПР}} + \sum_{i=1}^k M_{\text{пок.вир.}} \quad [18] \quad (7.6)$$

де  $T$  - кількість видів основних матеріалів, од.;

$k$  - кількість видів покупних виробів, од.;

$M_{\text{пок.вир.}}$  - витрати по кожному виду покупних виробів, грн.;

$Z_{\text{ЗАГ}}$  - загальна сума зарплати робітників:

$$Z_{\text{ЗАГ}} = Z_{\text{О}} + Z_{\text{ДОП}} + Z_{\text{ДОП}} \quad (7.7)$$

де  $Z_{\text{О}} = P \cdot K_{\text{СЕР}} \cdot C \cdot \Phi_{\text{Р}}$  або  $Z_{\text{О}} = K_{\text{СЕР}} \cdot T$  [18].

де  $K_{\text{СЕР}}$  - середньогодинна тарифна ставка виробничих робітників, визначається за формулою:

$$K_{\text{СЕР}} = K_{\text{М}} + (K_{\delta} - K_{\text{Н}}) \cdot (P_{\text{СЕР}} - P_{\text{М}}) \quad (7.8)$$



де  $K_M$  - менша з двох суміжних тарифних ставок;

$K_6$  - більша з двох суміжних тарифних ставок;

$P_{сер}$  - середній тарифний розряд виробничих робітників;

$P_M$  - більший тарифний розряд, що відповідає меншій з двох суміжних тарифних ставок.

Доплату для робітників приймаємо у розмірі 20%; соціальне страхування - у розмірі 37% від загального фонду зарплати.

$T$  - трудомісткість виготовлення проєктованого верстата.

В заводську собівартість входять: цехова собівартість, витрати на підготовку та освоєння виробництва (80%), витрати на утримання та експлуатацію обладнання (60% від  $Z_0$ ), цехові витрати (200% від  $Z_0$ ), загальнозаводські витрати (50% від  $Z_0$ ).

## **8. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ**

### **8.1 Характеристика дільниці з точки зору охорони праці та техніки безпеки**

Обладнання, що знаходиться на дільниці 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. Дільниця повинна бути обладна 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 дільниці 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 дільниці 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 дільниці, 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.

## **8.2 Розрахунок імовірності виникнення пожежі від електричного виробу**

Імовірність виникнення пожежі від електричного виробу є інтегральним показником, що враховує як надійність (інтенсивність відмов) самого виробу і його захисної апаратури (теплової і електричної), як і ймовірність загорання (досягнення критичної температури) частинами виробу, що підтримуються конструкційними матеріалами чи речовинами і матеріалами що знаходяться в зоні його радіаційного випромінювання або в зоні поранення електричною дугою чи розжареними (палаючими) частинами (частинками), що розлітаються від виробу.

Параметри й умови іспитів для конкретного виробу повинні знаходитися в нормативно-технічній документації на виріб.

Рахується що виріб задовольняє вимоги дійсного стандарту, якщо він пройшов випробування в характерному пожежонебезпечному режимі і ймовірність виникнення пожежі в ньому (від нього) не перевищує  $10^{-6}$  в рік.

Комплектуючі вироби (резистори, конденсатори, транзистори, трансформатори, клемні зажими, реле і т. д.) допускаються до користування, якщо вони відповідають вимогам пожежної безпеки відповідних нормативно-технічних документів і для них визначені інтенсивності пожежонебезпечних відмов, які необхідні для оцінки ймовірності виникнення

пожежі в кінцевому виробі.

В залежності від виду призначення виробу характерні випробувальні пожежонебезпечні режими створюють шляхом:

- збільшення сили струму, що протікає через випробовуваний електричний виріб або його основну частину (підвищення напруги, коротке замикання, пере навантаження, двохфазне ввімкнення електротехнічних приладів трьохфазного струму, заклинювання ротора або інших рухомих частин електричних машин і апаратів і ін.);

- зниження ефективності тепло відводу від нагріваємих електричним струмом деталей поверхонь електричних пристроїв (закривання поверхонь горючими матеріалами з малим коефіцієнтом теплопровідності, відсутність рідини в водоналивних приладах, виключення вентилятора в електрокалориферах і термоелектровентиляторах, зниження рівня масла або іншої діелектричної рідини в маслонаповнюючих приладах, зниження рівня рідини, що використовується в якості теплоносія і ін.);

- збільшення перехідного опору (значення спадання напруги, що виділяється потужності) у контактних з'єднаннях або комутаційних елементах;

- підвищення коефіцієнта тертя в що рухаються (обертючих) елементах (імітація відсутності змащення, знос поверхонь і т. п.);

- впливу на деталі електроустановок електричних дуг (різка перенапруга, відсутність дугогасних ґрат, вихід з ладу елементів, шунтующих дугу, коловий вогонь колектора);

- скидання розпечених (палаючих) часток, що утворюються при аварійних режимах в електроустановках, на пальні елементи (часток від оплавлення нікелевих електродів у лампах накаливання, часток металів, що утворюються при коротких замиканнях в електропроводках, і т.п.);

- розташування пальних матеріалів у зоні радіаційного нагрівання, створюваного електроустановками;

- пропущення струму по конструкціях і елементах, що нормально не обтікаються струмом, але можуть їм обтікатися в аварійних умовах;

- створення непередбаченого умовами роботи, але можливого в аварійному режимі нагрівання за рахунок електромагнітних полів.

Розрахуємо імовірність виникнення пожежі від ємнісного пускорегулюючого апарата (ПРА) для люмінесцентних ламп на  $W=40$  Вт і  $U=220$  В,

Дані для розрахунку приведені в табл. 8.1.

Таблиця 8.1 - Температура оболонки в найбільш нагрітому місці при роботі в аномальних режимах.  $K$ ,

Параметр	Тривалий пусковий режим	Режим з коротко замкнутим конденсатором	Тривалий пусковий режим з коротко замкнутим конденсатором
$T$	375	380	430
$\sigma$	6,80	5,16	7,38

Розрахунок виникнення пожежі від ПРА ведемо [ГОСТ 12.1.004-91], ПРА є складовою частиною виробу з наявністю довкола нього пального матеріалу (компаунд, клемна колодка); добуток імовірностей  $Q(PP)$  х  $Q(HЗ)$  позначимо через  $Q(a_i)$ ; можна записати

$$Q_a = Q(B) \cdot Q_{i.\zeta} \cdot \left[ \sum_{i=1}^k Q(a_i) \cdot Q(T_i) \right]; \quad (8.1)$$

де  $Q_a$  - нормативна імовірність виникнення пожежі при запаленні апарата, рівна  $10^{-6}$ ;  $Q(B)$  - імовірність запалення апарата або викиду з нього полум'я при температурі поверхні ПРА (у найбільш нагрітому місці), рівної чи перевищуючої критичну;  $Q_{н.з}$  - імовірність неспрацьовування апарата захисту (електричної, теплової і т.п.);  $Q(a_i)$  - імовірність роботи апарата в  $i$ -му (пожежонебезпечному) режимі;  $Q(T_i)$  - імовірність досягнення поверхнею апарата (у найбільш нагрітому місці) критичної (пожежонебезпечної) температури, що дорівнює температурі запалення (самоzapалювання) ізоляційного матеріалу;  $k$  - число пожежонебезпечних аномальних режимів роботи, характерне для конкретного виконання ПРА.

За позитивний результат досвіду в даному випадку в залежності від вид-електричного виробу приймають: запалення, поява диму, досягнення критичного значення температури при нагріванні і т.п.

Для оцінки пожежної небезпеки проводимо іспит на десятих зразках ПРА. За температуру в найбільш нагрітому місці приймаємо середнє арифметичне значення температур в іспитах

$$T_{c\delta} = \frac{\sum_{i=1}^{10} \dot{O}_i}{10}. \quad (8.2)$$

Додатково визначає середнє квадратичне відхилення

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{10} (\dot{O}_i - \dot{O}_{\bar{n}\delta})^2}{10}}. \quad (8.3)$$

Імовірність ( $Q(T_i)$ ) вираховуємо по формулі:

$$Q(T_i) = 1 - \Theta_i, \quad (8.4)$$

де  $\Theta_i$  - безрозмірний параметр, значення якого вибирається по табличним даним, у залежності від безрозмірного параметра  $\alpha_i$  у розподілі Стюдента.

Вираховуємо ( $\alpha_i$ ) по формулі:

$$\alpha_i = \frac{\sqrt{10}(T_k - T_{cp})}{\sigma}, \quad (8.5)$$

де  $T_k$  - критична температура,

Значення ( $T_k$ ) стосовно для ПРА вираховуємо по формулі

$$T_k = \frac{\sum_{i=1}^{10} (T_{\delta j} + T_{\epsilon j})}{20}, \quad (7.6)$$

де  $T_{\delta j}$ ,  $T_{\epsilon j}$  - температура  $j$ -го апарата (у найбільш нагрітому місці), відповідно з появою першого диму і при «виході» апарата з ладу (припиненні струму в ланцюзі).

$$\alpha_1 = \frac{\sqrt{10}(442.1 - 375)}{6.8} = 31.2,$$

$$\alpha_2 = \frac{\sqrt{10}(442.1 - 380)}{5.16} = 38.0,$$

$$\alpha_3 = \frac{\sqrt{10}(442.1 - 430)}{7.38} = 5.185,$$

Для цих значень  $\Theta_1=1$ ,  $\Theta_2=1$ ,  $\Theta_3=0,99967$ .

Значення  $Q(B)$  вираховуємо по формулі [11 додаток 5] при  $n=10$ .

Імовірність  $Q_e$  позитивного результату досвіду (запалення, появи диму або досягнення критичної температури) визначається після проведення лабораторних іспитів в умовах;

$$Q_a = \frac{3 + 1,3 \cdot m}{n + 2}, \quad (8.7)$$

де  $m$  — число досвідів з позитивним результатом;

$n$  — число дослідів.

У випадку  $m \geq 0.76(n - 1)$  приймають  $Q_e=1$ .

Як критичну температуру, у залежності від виду виробу, умов його експлуатації і можливих джерел запалювання може бути прийнята температура, що складає 80% температури запалення ізоляційного (конструкційного) матеріалу.

Значення критичної температури ( $T_k$ ) склало 442,1 К, при цьому з дев'яти випробуваних апаратів у двох був зафіксований викид полум'я ( $m=1$ )

$$Q_a = \frac{3 + 1,3 \cdot 1}{10 + 2} = 0,36.$$

Результати розрахунку зазначені в табл. 8.2

Таблиця 8.2 – Результати розрахунку

Параметр	Тривалий пусковий режим ( $i=1$ )	режим з коротко замкнутим конденсатором ( $i=2$ )	Тривалий пусковий режим з коротко замкнутим конденсатором ( $i=3$ )
$Q(a_i)$	0,06	0,1	0,006
$\alpha_i$	31,2	38	5,185
$\Theta_i$	1	1	0,99967
$Q$	0	0	0,00033

Висновок: Таким чином, розрахункова імовірність виникнення пожежі від ПРА дорівнює  $Q_n=1 (0,06 0+0,1 0+0,006 0,00033) 0,36 ==7,1 \cdot 10^{-7}$ , що менше  $1 \cdot 10^{-6}$ , тобто ПРА пожежобезпечний.

### **8.3 Оцінка стійкості роботи промислового підприємства до впливу уражаючих факторів**

Оцінка стійкості роботи об'єкта до впливу ударної хвилі

Критерієм для визначення стійкості промислового підприємства до впливу ударної хвилі ядерного вибуху є розмір надлишкового тиску, при якому будинки і спорудження об'єкта зберуться 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 ядерного вибуху. Для цього визначають доцільні межі підвищення стійкості кожного спорудження.

Оцінка стійкості об'єкта до впливу світлового випромінювання

Критерієм стійкості об'єкта до впливу світлового випромінювання є світловий імпульс, при якому відбувається загоряння тих або інших будівель і споруджень і виникнення пожеж. При оцінці стійкості враховуються якість будівельних матеріалів, характеристика будівель і споруджень, особливості виробництва.

Виникнення пожеж у першу чергу залежить від того, які будівельні матеріали використані при зведенні будівель і споруджень об'єкта. Всі будівельні матеріали по загоранню поділяють на три групи: незаймісті, важкозаймісті і займісті.

Незаймісті - це такі матеріали, що під впливом вогню або високої температури не займаються, не жевріють і не обвуглюються. До них



відносяться всі природні і штучні неорганічні матеріали, а також застосовувані в будівництві метали.

Важкозаймисті - це такі матеріали, що під впливом вогню або високої температури важко займаються, жевріють або обвуглюються і продовжують горіти або жевріти тільки при наявності джерела вогню, а при його відсутності горіння або тління припиняється. До таких матеріалів відносяться матеріали в склад яких входять негорючі і горючі складові, наприклад асфальтовий бетон, гіпсові і бетонні деталі з органічними заповнювачами; глиносоломенні матеріали при щільності не менше  $900 \text{ кг/м}^3$ ; цементний фіброліт; войлок, вимочений у глиняному розчині, і ін.

Займисті - це такі матеріали, що під впливом вогню або високої температури займаються або жевріють і продовжують горіти або жевріти після видалення джерела вогню. До таких матеріалів відносяться всі органічні матеріали не піддані глибокій пропитці антипиренами.

Самими небезпечними є будівлі і спорудження, виконані з займистих матеріалів. Але навіть і будівлі, виконані з незаймистих матеріалів, можуть витримати вплив вогню або високих температур тільки визначений термін. Межа вогнестійкості конструкцій визначається часом у годинах, протягом якого не з'являються наскрізні тріщини, конструкція не втрачає несучої здатності, не завалюється і не нагрівається до температур порядку  $200 \text{ }^\circ\text{C}$  на протилежній стороні.

По ступеню займистості будівлі і спорудження діляться на п'ять груп (*I, II, III, IV і V*) в залежності від вогнестійкості частин будівлі і спорудження. Вогнестійкими будівлями або спорудженнями є цегельні (бетонні) будівлі *I і II* ступеня вогнестійкості, в яких усі частини виконані з негорючих матеріалів. Особливо небезпечними в протипожежному відношенні є будівлі *IV і V* ступеня вогнестійкості.

Виникнення пожеж залежить також від технологічного процесу і характеру виробництва. Тому об'єкти оцінюються по пожежній небезпеці в залежності від характеру виробництва. При цьому виникнення пожеж можливо

від світлового випромінювання і руйнування виробничих будівель ударною хвилею.

По пожежній небезпеці всі об'єкти поділяють на п'ять категорій: *A*, *B*, *B*, *Г* і *Д*.

До підприємств категорії *A* відносяться нафтопереробні заводи, хімічні підприємства, склади бензину, цехи обробки і застосування металевого натрію, калію й ін.

До підприємств категорії *B* відносяться цехи приготування і транспортування вугільної пилюки і деревної муки, промивочно-пропарювальні станції цистерн і іншої тари від мазуту й інших рідин з температурою спалаху пар 28...120 °С; цехи обробки синтетичного каучуку, цехи виготовлення цукрової пудри і склади кіноплівки.

До підприємств категорії *B* відносяться лісопильні, деревообробні, столярні, модельні і лісотарні цехи; відкриті склади олії, масляне господарство електростанцій; цехи текстильного виробництва.

До підприємств категорії *Г* відносяться металургійні виробництва, підприємства гарячої обробки металу, термічні й інші цехи, а також котельні.

До підприємств категорії *Д* відносяться підприємства по холодній обробці металів і інші, зв'язані з збереженням і переробкою негорючих матеріалів.

Найбільше небезпечними в пожежному відношенні є підприємства категорії *A* і *B*. Практично можливість виникнення пожеж у виробничих будівлях категорій *B*, *Г* і *Д* знаходиться в залежності від ступеня вогнестійкості будинків. Масові пожежі можуть виникати в будівлях і спорудженнях, які зруйновані не цілком, тобто при надлишкових тисках у фронті ударної хвилі до 50 *кПа* для будівель *I* - *III* ступеня вогнестійкості (із кам'яними стінами) і 20 *кПа* для будівель *IV* - *V* ступеня вогнестійкості (із дерев'яними стінами). Отже, масові пожежі можуть виникати в межах відстаней від епіцентру вибуху, на яких діють надлишкові тиски ударної хвилі від 10 до 50 *кПа*.

Таким чином, при оцінці стійкості об'єкта до впливу світлового випромінювання уважно вивчаються всі будівлі, спорудження і виробничі

пристрої, розташовані на території підприємства; визначаються місця можливого загоряння, а також аналізуються наслідки, що можуть виникнути від пожежі з врахуванням характеру виробництва і забудов навколо об'єкту. Після оцінки вогнестійкості будівель, споруджень і вивчення характеру технологічного процесу робляться висновки про стійкість до впливу світлового випромінювання об'єкта в цілому. На підставі проведеної оцінки виробляються заходи щодо підвищення вогнестійкості об'єкта.

Оцінка стійкості роботи об'єкта до впливу проникаючої радіації і радіоактивного зараження

Робота об'єкта в першу чергу залежить від стану людей, і при ураженні радіацією робітників та службовців підприємство працювати не може.

Критерієм оцінки стійкості роботи об'єкта є доза радіації, що можуть одержати робітники та службовці, що опинилися в зоні зараження.

Оцінка стійкості роботи об'єкта до впливу проникаючої радіації включає визначення коефіцієнтів захисту (коефіцієнтів послаблення радіації) для будівель, споруджень, сховищ і укриттів. При оцінці стійкості роботи об'єкта до впливу радіоактивного зараження визначається також можливість герметизації виробничих приміщень з метою зменшення проникнення в них радіоактивної пилі. Крім того, при оцінці стійкості до впливу радіації визначається наявність матеріалів, приборів і апаратури, чутливих до дії радіації.

На підставі оцінки стійкості роботи об'єкта до впливу радіоактивного зараження визначаються режими роботи об'єкта в різних умовах радіоактивного зараження.

Оцінка стійкості об'єкта до впливу вторинних вражаючих факторів

До вторинних вражаючих факторів відносяться аварії, пожежі, вибухи, затоплення, зараження атмосфери і місцевості, а також завалення ушкоджених конструкцій. Масштаби вражаючої дії від вторинних вражаючих факторів в окремих випадках можуть перевершувати безпосередню вражаючу дію ядерного вибуху. Причинами виникнення вторинних вражаючих факторів є

руйнування, викликані ядерним вибухом на об'єкті або на сусідніх із ним об'єктах, що виявилися в зоні безпосередньої дії ядерного вибуху, тобто внутрішні і зовнішні джерела.

При оцінці стійкості об'єкта до впливу вторинних вражаючих факторів ядерного вибуху визначаються різні джерела їхнього виникнення. У першу чергу виявляються внутрішні джерела, наявні на самому підприємстві. Це можуть бути резервуари і ємкості з легкозаймистою рідиною і газами, склади вибухових речовин, вибухонебезпечні технологічні установки і комунікації, руйнування яких викликає пожежі, вибухи або загазованість, легкозаймісті будівлі і спорудження. Зовнішніми джерелами вторинних вражаючих факторів можуть бути близько розташовані хімічні і нафтопереробні заводи, нафтові і газові промисли, холодильники, гідровузли, склади нафтопродуктів і інших паливних рідин й інші об'єкти. Одночасно з врахуванням усіх можливих джерел вторинних вражаючих факторів визначається характер їхнього впливу на даний об'єкт і встановлюється, який вид ушкоджень і руйнувань очікується, а також час і тривалість їхньої дії.

Оцінка стійкості роботи об'єкта до впливу хімічного і бактеріологічного ураження

Хімічна і бактеріологічна зброя, викликаючи зараження об'єкта і ураження людей, створює складні обставини для роботи підприємства. При цьому робота об'єкта залежить від характеру зараження, забезпеченості працівників індивідуальними засобами захисту і характеру виробництва.

У ході оцінки стійкості роботи об'єкта визначаються: засоби захисту, тобто забезпеченість робітників та службовців протигазами (не найпростішими засобами), забезпеченість сховищ фільтровентиляційним устаткуванням промислового типу. Аналізуються умови роботи підприємства з погляду впливу отруйних речовин і бактеріальних засобів на процес виробництва, на матеріали і сировину. Встановлюється можливість герметизації будівель, цехів і інших приміщень, де працюють люди, а також можливість роботи в індивідуальних засобах захисту. Визначаються можливості проведення знезаражування

території об'єкта, будівель, споруджень і проведення санітарної обробки людей у разі потреби.

Таким чином, при оцінці стійкості роботи об'єкта до впливу хімічної і бактеріологічної зброї аналізуються обставини, у яких може виявитися об'єкт, і визначаються можливості для продовження роботи.

## **9. ЕКОЛОГІЯ**

### **9.1 Актуальність охорони довкілля**

Охороні довкілля в нашій країні і у всьому світі з кожним роком приділяється все більше значення, що обумовлено в першу чергу різким ростом кількості шкідливих викидів промисловості і транспорту, які наносять біосфері величезний, часто непоправну шкоду.

Стає очевидною необхідність більш активної, чим до тепер, боротьби із забрудненнями довкілля відходами виробництва з використанням як традиційно застосовуваних методів – очистки викидів в повітряний басейн і водойми, так і нових, більш прогресивних методів, пов'язаних з удосконаленням технологічних процесів і обладнання в напрямку мінімізації виробничих відходів, а також прийняття більш діючих заходів проти шумів, вібрації і інших випромінювань.

Машинобудівне виробництво відрізняється винятковою різноманітністю створюваних ним забруднень, як матеріальних так і енергетичних, що обумовлюються не меншою різноманітністю вихідних матеріалів.

### **9.2 Шкідливі викиди та відходи**

#### **Промислові викиди в атмосферу**

При роботі металорізального обладнання всіх видів з застосуванням мастильно-охолоджуючої рідини (емульсій, масел, сульфофрезолу) повітря забруднюється аерозолями (туманами) цих речовин. Обробки в суху абразивним інструментом (шліфувальним і полірувальним кругами) супроводжується виділеннями абразивного пилу.

#### **Стічні води**

Забруднення стічних вод мінеральними маслами і іншими нафтопродуктами проходить при таких процесах, як термообробки і знежирення деталей, обробки різанням, а також за рахунок витікання із системи мастил і забруднення масла господарств.

Масло, що знаходиться в стічних водах частково плаває на поверхні, а частково емульсовано. Розчинність мінеральних масел в воді дуже мала і нею практично можна знехтувати. Кількість в стоках масла, що плаває коливається від декількох міліграм до сотень грамів на 1 літр води і залежить від організації технологічного процесу, стану обладнання і трубопроводів, загальної культури виробництва і т.д. Основна частина такого масла виділяється з води в відстійниках і нафтовловлювачах. емульсії мінеральних мастил в воді відрізняються високою стійкістю, що утруднює очистку стоків, що містять мастила. Причиною стійкості масляних емульсій є їх висока дисперсність і низька концентрація в стоках, а також наявності в них емульгаторів (стабілізаторів).

### **Тверді відходи**

Тверді відходи машинобудівних підприємств мають обмежену номенклатуру і доволі сталі по складу, хоча кількість відходів того чи іншого виду може коливатися в широких межах в залежності не тільки від масштабів виробництва, а також від характеру застосовуваної технології і продукції, що випускається. Деякі види твердих відходів характерні лише до деякого виду виробництва.

До твердих відходів відносяться також значна кількість пилу (абразивного і ін.), що затримується пиловловлюючими установками різних типів. З пороханих твердих відходів утилізуються головним чином метали, що здаються підприємствами. Велику кількість інших відходів поки що не утилізують: їх спалюють або вивозять на звалища.

### **Промислові шуми і вібрації**

Технологічні процеси, що супроводжуються інтенсивним шумом, використовуються практично на всіх стадіях виробничого циклу. Нерідко застосовувані технологічне обладнання і механізований інструмент створюють також сильні вібрації. Різноманітність джерел шуму і вібрації обумовлює наявність всіх їх різновидностей. Загальний рівень звукового тиску в механічних, ремонтних і інструментальних цехах, що створюються

металорізальним обладнанням, знаходяться в межах 85 – 100 дБ, яка досягає в окремих випадках 105 – 114 дБ. Спектр шуму в основному середній і високочастотний.

Основними джерелами шуму при роботі металорізального верстата є елементи їх приводів – електричні двигуни, зубчасті і пасові передачі, підшипники, особливо при наявності зносу, перекосів і дисбалансу рухомих частин, а також сам процес різання і вібрації технологічної системи. На ділянках заточування загальний рівень шуму складає 85–90 дБ.

### **9.3 Заходи для усунення шкідливого впливу верстата на навколишнє середовище**

Одним із перших заходів очистки викидів в атмосферу являється вловлювання аерозолів і газоподібних сумішей із забрудненого повітря і газів. Вловлювання шкідливих сумішей безпосередньо в джерелі їх виділення є не тільки покращення гігієнічних умов праці на робочих місцях, но і високою ефективністю пиле– і газоочистних установок.

З точки зору максимального запобігання впливу шкідливих рідин в виробничих умовах найбільш раціональним є механізація і автоматизація виробничих процесів, дистанційне управління і нагляд за ходом виконання всіх технологічних операцій, а також застосування промислових роботів, що дозволяє ізолювати людину від дії пилу і газів. Очистка викидів в атмосферу складається із двох принципово різних процесів:

- очистки від аерозолів, задачею якої є витяг з викидів твердих і рідких сумішей – пилу, диму, туману;
- хімічної очистки газів.

Багато способів очистки промислових газів від механічних сумішів оснований на застосуванні двох груп методів: механічних і фізичних. До механічних методів очистки відносяться гравітаційна і інерційна сепарація, мокра очистка (промивка) газів, фільтрація через різні матеріали. До числа фізичних методів відносяться осадження в електричному полі і акустична коагуляція. Установа для очистки повітря, який містить аерозолі масла і



мастильно-охолоджуючої рідини (МОР), призначена для використання в машинобудуванні і інших галузях промисловості. Загальний вигляд її показано на рисунку 9.1.

Установка розміщується коло металообробного і іншого технологічного обладнання, від якого по повітроходу відсмоктується в забруднене повітря, очищає його від суміші і повертає виробниче приміщення з остаточним вмістом, який не перевищує санітарних норм.

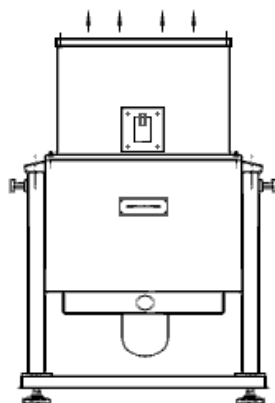


Рисунок 9.1 – Установка для очистки повітря

При проектуванні очисних споруд для очистки стічних вод основну трудність представляє собою правильний вибір методів і схем очистки, а також питань, що стосуються поєднання локальної і загальної очистки.

Для очистки стічних вод застосовуються механічні методи (проціджування, відстоювання, фільтрування). Ці методи є порівняно простими і не дорогими.

Принципова схема очистки стоків приведена на рисунку 8.2. Ця схема побудована для п'яти груп забруднень: група 1 – механічні домішки (включаючи гідроокиси металів); група 2 – нафтопродукти і емульсії, стабілізовані іонногенними емульгаторами; група 3 – летючі нафтопродукти; група 4 – миючі розчини і емульсії, стабілізовані неіонногенними емульгаторами; група 5 – розчинені токсичні з'єднання неорганічної і органічної природи (іони металів, включаючи шестивалентний хром, феноли, ціаніди, сульфіти, сульфіди та ін.).

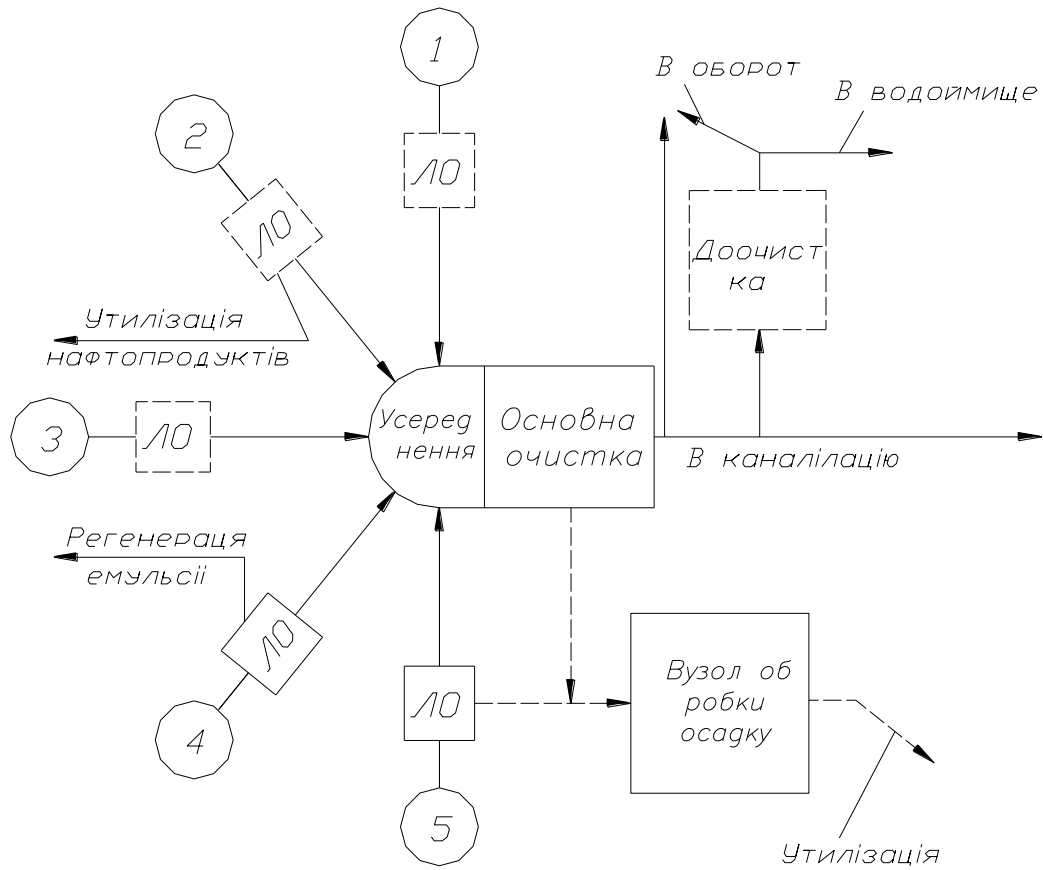


Рисунок 8.2 – Схема очистки стічних вод

Штриховими лініями на схемі показані можливі, але не обов'язкові елементи, до числа яких відносяться локальна очистка (ЛО) забруднень перших трьох груп, доочистка загального стоку перед викидом в водоймище (вона повинна проводитись в тому випадку, якщо очищені стічні води не відповідають санітарним нормам), обробка і утилізація шламу (головним чином утворюється при очистці від забруднень групи 5).

## 10. СПЕЦІАЛЬНИЙ РОЗДІЛ (САПР)

### 10.1 Загальні відомості про системи автоматизованого проектування

Системи автоматизованого проектування (САПР) призначені для виконання проектних операцій (процедур) в автоматизованому режимі. САПР створюються в проектних, конструкторських, технологічних та інших організаціях та на підприємствах з метою підвищення якості і техніко-економічного рівня продукції, яка проектується і випускається, підвищення ефективності об'єктів проектування, зменшення затрат на їх створення та експлуатацію, скорочення термінів, зменшення трудомісткості проектування і підвищення якості проектної документації.

### 10.2 Автоматизований розрахунок шпindelного вузла

#### Розрахунок оптимальної міжопорної відстані. Розрахункова схема

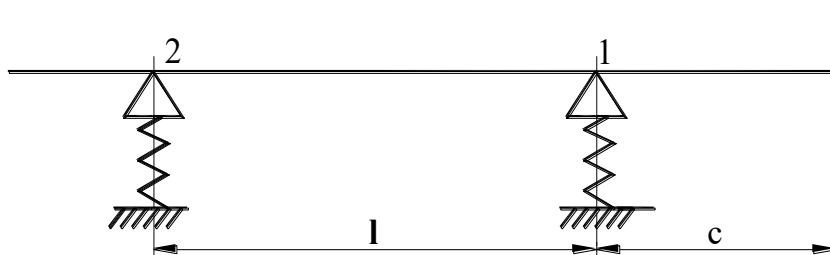


Рисунок 10.1- Розрахункова схема

#### Математична модель розрахунку

Конструктивні параметри шпindelного вузла в значній мірі впливають на його точність. Раціональний вибір цих параметрів дозволяє одержати оптимальні жорсткі характеристики вузла. При наближених проектних розрахунках шпindel замінюють балкою на двох опорах з силою  $F$ , прикладеної на консолі, тобто на відстані  $c$  від середини передньої опори [33].

Радіальну деформацію робочого кінця шпинделя можна представити у вигляді:  $y = y_{\text{шп}} + y_{\text{оп}} + y_{\text{зм}}$

де  $y_{\text{шп}}$  - переміщення, викликане згином тіла шпинделя;  $y_{\text{оп}}$  - деформація шпинделя, обумовлена податливістю опор;  $y_{\text{зм}}$  - зміщення, викликане зсувом від дії поперечних сил.

Нехтуючи зсувними деформаціями  $y_{\text{зм}}$ , не перевищуючими  $(0,03...0,06)y$ , використовуючи відомі залежності можна записати :

$$y = \frac{Fc^2}{3E} \left[ \frac{c}{I_2} + \frac{l(l-\xi_3)}{I_1} \right] + F \left\{ k_1 \left[ \frac{c(1-\xi_3)+l}{l} \right]^2 + k_2(1-\xi_3) \frac{c^2}{l^2} \right\}$$

де  $E$  – модуль пружності матеріалу шпинделя;  $I_1, I_2$  - осьовий момент інерції перерізу шпинделя відповідно на робочому кінці між опорами;  $k_1, k_2$  - податливість передньої та задньої опори відповідно;  $\xi_3$  - коефіцієнт, який враховує наявність в передній опорі зацімлюючого моменту.

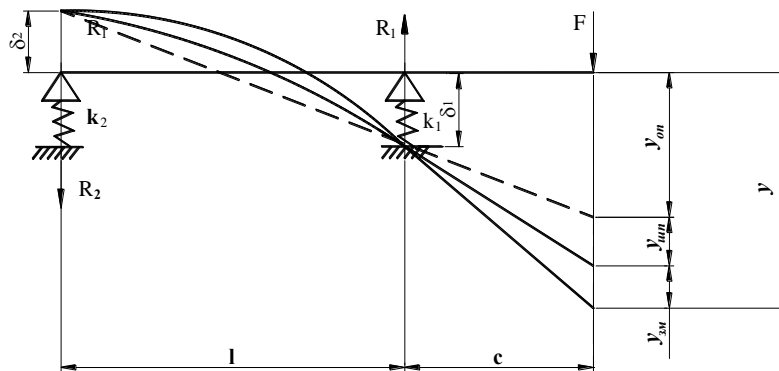


Рисунок 10.2 – Розрахункова схема

Відповідно загальна податливість шпиндельного вузла :

$$k = \frac{c^2}{3E} \left[ \frac{c}{I_2} + \frac{l(l-\xi_3)}{I_1} \right] + k_1 \left[ \frac{c(1-\xi_3)+l}{l} \right]^2 + k_2(1-\xi_3) \frac{c^2}{l^2}$$

Після вибору діаметра  $D$  шийки і попередньої ескізної проробки шпиндельного вузла оптимізують між опорну відстань  $l$ .

Крива загальної податливості  $k(l)$  має екстремум. Виходячи з критерію отримання максимальної жорсткості, рівняння загальної податливості шпиндельного вузла, диференціюють по  $l$  і прирівнюють до нуля :  $\frac{dk}{dl} = 0$ . В

кінці отримуємо алгебраїчне рівняння третього порядку для визначення  $l_{opt}$  :

$$l - \left\{ \frac{6EI_1 k_1}{e} l + \sigma EI_1 \left[ k_1 (1 - \xi_3) + k_2 \right] \right\} = 0$$

Алгебраїчне рівняння III-го порядку розв'язують за допомогою формул Кардано або приблизно графічним методом. При призначенні міжопорної відстані враховують його вплив на точність обертання шпинделя, тому виходячи з критерію мінімального радіального биття переднього кінця шпинделя розміри міжопорної відстані обмежують умовою  $l_{opt} \geq 2,5c$ .

Приведена методика розрахунку використана при складанні алгоритму програми визначення оптимальної відстані шпиндельного вузла. Ідентифікатори вихідних даних приведені в таблиці 10.1, схема алгоритму показана на рисунку 10.3.

Таблиця 10.1 – Вихідні дані

Ідентифікатори	Позначення величин	Одиниця	Числове значення
<i>DM</i>	<i>D</i>	<i>мм</i>	37
<i>DOT</i>	<i>d<sub>opt</sub></i>	<i>мм</i>	0
<i>DK</i>	<i>D<sub>k</sub></i>	<i>мм</i>	65
<i>EPR</i>	<i>E</i>	<i>Н·мм<sup>2</sup></i>	2·Е5
<i>POD1</i>	<i>k<sub>1</sub></i>	<i>мм/Н</i>	1,753·10 <sup>-6</sup>
<i>POD2</i>	<i>k<sub>2</sub></i>	<i>мм/Н</i>	4,55·10 <sup>-6</sup>
<i>C</i>	<i>c</i>	<i>мм</i>	80
<i>ES</i>	$\xi_3$	-	0,2

Податливості підшипників опор визначаємо [21,с.216] :

$$k_1 = \frac{1}{n_1 j_1} = \frac{1}{3 \cdot 0,19 \cdot 10^6} = 1,753 \cdot 10^{-6} \frac{\text{мм}}{\text{Н}} ;$$

$$k_2 = \frac{1}{n_2 j_2} = \frac{1}{2 \cdot 0,11 \cdot 10^6} = 4,55 \cdot 10^{-6} \frac{\text{мм}}{\text{Н}} .$$

де  $n$  – кількість підшипників в опорі;  $j$  – жорсткість підшипника в опорі.

### Блок – схема розрахунку

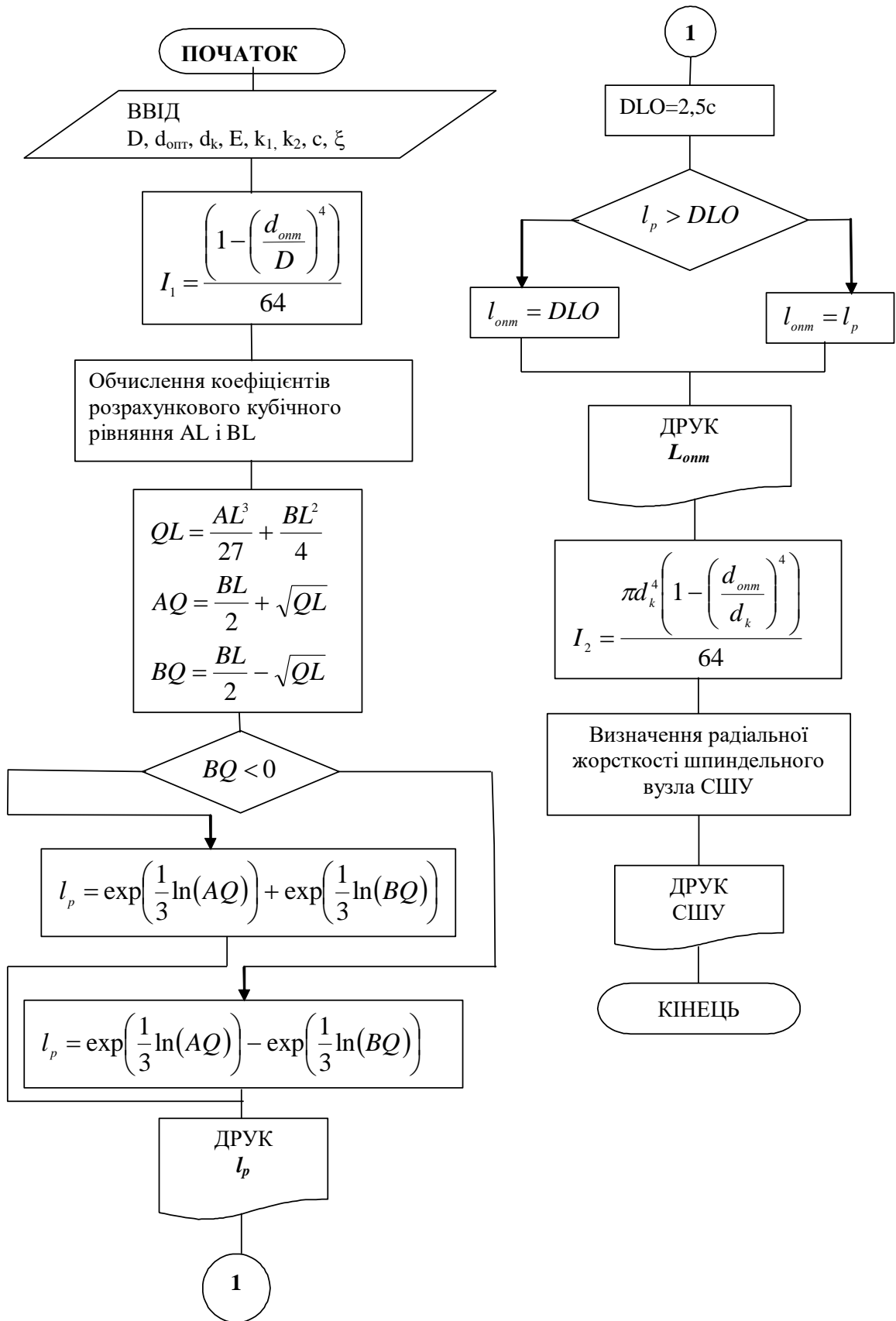


Рисунок 10.3 – Блок – схема

## Результати розрахунку

Розрахункова міжопорна відстань, мм :

RASDL=196, 52673;

Оптимальна міжопорна відстань, мм :

OPDL=200,00000.

Жорсткість шпиндельного вузла :

YSP=0,20259E+05.

Оскільки шпиндель здійснює зворотно-поступальні рухи і на ньому передбачається виконання рейки, то приймаємо  $l_{opt}=370$  мм.

## Розрахунок зміщення кінця шпинделя

### Розрахункова схема

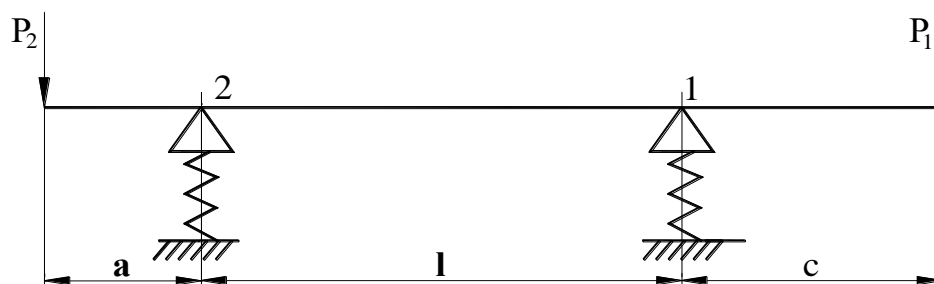


Рисунок 10.4 – Розрахункова схема

## Математична модель розрахунку

Заключним етапом розрахунку шпиндельного вузла є перевіряюче визначення пружних деформацій робочого кінця шпинделя в процесі обробки, що допускають нормальну роботу вузла. При більш точних розрахунках необхідно знати переміщення переднього кінця шпинделя з врахуванням силової дії від привідних елементів. В якості таких елементів можуть бути зубчасті передачі, розміщені між опорами, або пасові передачі зі шківом. В цьому випадку враховуються сили різання і сили приводу. Першочергово визначаємо прогин шпинделя, як пружної балки на жорстких опорах в напрямку дії зусиль різання [33].

Для розрахунку зміщення кінця абсолютно жорсткого шпинделя, обумовленого деформацією опор, використовуємо програму „Зміщення кінця шпинделя”. При цьому вихідні дані, приведені в таблиці 3.10. Схема алгоритму програми показана на рисунку 3.55. В його основу закладено принцип розрахунку прогину робочого кінця шпинделя роздільно для кожного із діючих на шпиндель зусиль : від ріжучого інструменту, шпиндельної передачі або шківів пасової передачі. Внаслідок лінійності рівняння прогину відносно зусиль, сумарний прогин робочого кінця шпинделя при довільній комбінації сил рівний :

$$y_{on} = \sum_{i=1}^N y_{k_i}$$

де  $y_{k_i}$  - прогин робочого кінця шпинделя від  $i$  – того зусилля, прикладеного до нього.

При цьому пружне зміщення кінця шпинделя визначається в напрямку дії зусиль різання.

Таблиця 10.2 – Вихідні дані

Ідентифікатори	Позначення величин	Одиниця	Числове значення
<i>POD1</i>	$K_1$	<i>мм/Н</i>	$1,753 \cdot 10^{-6}$
<i>POD2</i>	$K_2$	<i>мм/Н</i>	$4,55 \cdot 10^{-6}$
<i>DOT</i>	$d_{onm}$	<i>мм</i>	0
<i>OPDL</i>	$l_{onm}$	<i>мм</i>	370
<i>ES</i>	$\xi_3$	-	0,2
<i>B</i>	$B$	<i>мм</i>	370
<i>P1</i>	$P_1$	<i>Н</i>	
<i>P20</i>	$p_{20}$	<i>Н</i>	
<i>S</i>	$s$	<i>мм</i>	160



## Блок – схема розрахунку

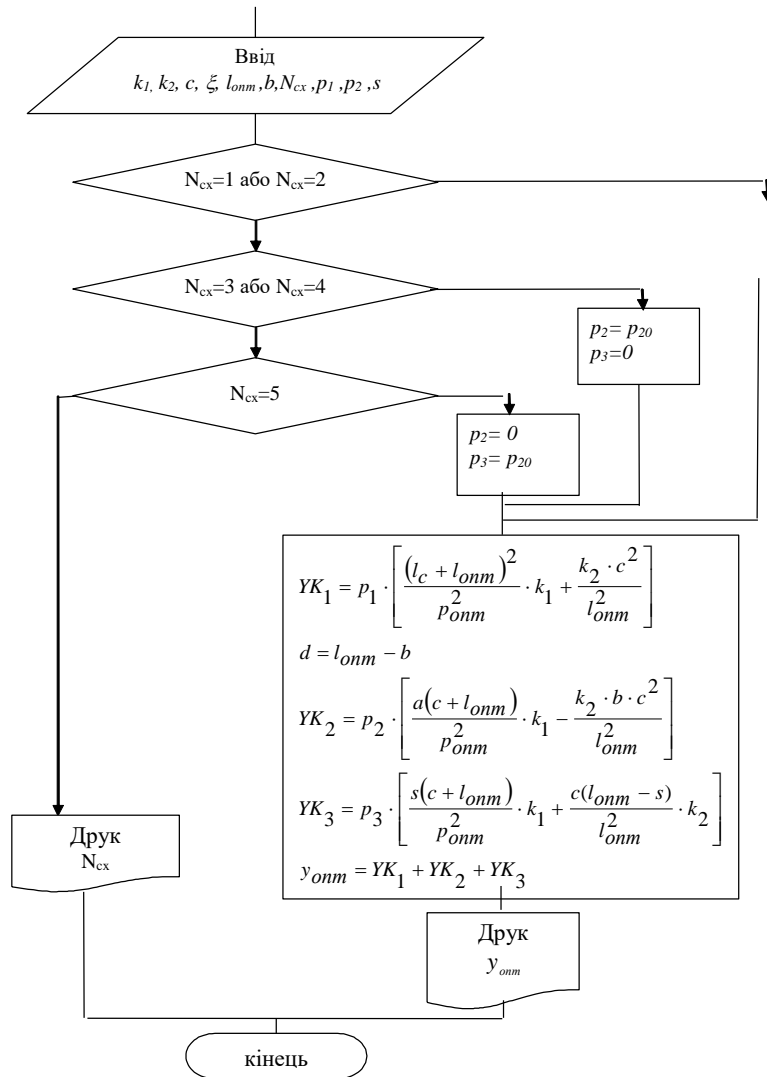


Рисунок 10.5 – Блок – схема

## Пакет прикладних програм “*Shpindle*”

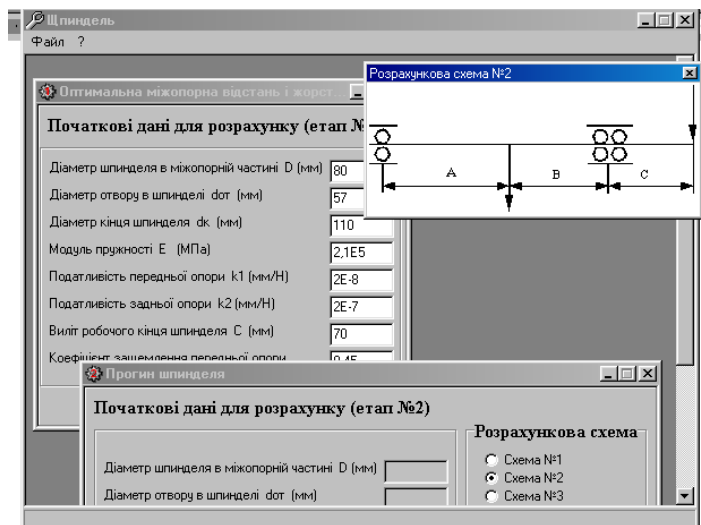


Рисунок 10.6 – Інтерфейс прикладної програми

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

В результаті проведеного дослідження розроблено формалізований запис структурної формули компоновки токарного верстата.

При проведенні проектних і дослідницьких робіт отримано результати:

1. В якості верстатів прототипів, на базі яких проведено проектування вибрано такі верстати: 2Н135, 2554, інші. Дані верстати призначені для свердління, розсвердлювання, нарізання різі мітчиком, зенкерування, розвертання, зенкування;

2. Оптимізовано схему формоутворення для даної деталі, також проведено аналіз двох порівняльних технологічних процесів механічної обробки деталі і вибрано більш економічно ефективніший і вигідніший;

3. На базі оптимальної схеми формоутворення зроблено аналіз компоновочних схем верстату і за умовами відбору компоновок прийнято оптимальну компоновку вертикально - свердлильного верстату.

4. Проведено силовий та кінематичний розрахунок розроблених коробки швидкостей і коробки подач на основі чого визначено їх оптимальні конструктивні параметри.

5. Проведено детальний розрахунок шпиндельного вузла, оскільки він є найвідповідальнішим вузлом верстату і забезпечує потрібну точність і якість обробки деталі на верстаті. Розрахунок шпиндельного вузла проведено по таких параметрах: жорсткість, теплостійкість, вібростійкість.

6. Проведено економічне обґрунтування верстату, а також обґрунтовано роботу вимогам охорони праці, цивільної оборони, екології.

7. Впровадження проектного верстату дозволяє скоротити кількість металорізальних верстатів, чисельність працюючих зменшиться, а отже, і зменшиться площа ділянки. Із застосуванням верстата обробка декількох поверхонь буде проводитись одночасно, що економічно набагато вигідніше. Собівартість одиниці продукції зменшиться. Продуктивність праці зросте, економічний ефект від впровадження нового верстата буде вагомим.

## ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя в 3 т. т 1. – М.: Машиностроение, 1979. – 728 с.
2. Дипломное проектирование по технологии машиностроения / Под ред. Бабука В.В. – Минск: Высшая школа, 1979. - 463 с.
3. Врагов Ю.Д. Анализ компоновок металлорежущих станков (Основы компонетики). – М.: Машиностроение, 1978. – 208 с.
4. Горбачевич А.Ф. и др. Курсовое проектирование по технологии машиностроения. – Минск: Высшая школа, 1970. - 274 с.
5. Справочник технолога - машиностроителя / Под ред. Косиловой А.Г. и Мещерякова Р.К., т.1. – М.: Машиностроение, 1985. - 495 с.
6. Методичні вказівки до курсового та дипломного проектування МРВ "Основы кінематичного розрахунку МРВ" / Під ред. Дубиняка С.А., Нагорняка С.Г., Дубецького І.Д. - Тернопіль, 1980. - 85 с.
7. Методичні рекомендації по курсовому та дипломному проектуванню МРВ "Розрахунок передач, валів, муфт і основних пристроїв металорізальних верстатів" / Під ред. Дубиняка С.А., Нагорняка С.Г., Дубецького Т.Д. - Тернопіль, 1980. - 61 с.
8. Маеров А.Г. Устройство, основы конструирования и расчет металлообрабатывающих станков и автоматических линий. - М.: Машиностроение, 1969. - 365 с.
9. Кочергин А.И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов. Курсовое проектирование: учеб. пособие для вузов. – Мн.: Выш. шк., 1991. – 382 с.
10. Кривий П.Д., Шарик М.В., Сотник І.П. Трудомісткість конструювання та виготовлення металорізальних і деревообробних верстатів. – Тернопіль: ТДТУ, 2005. – 128 с.
11. Кривий П. Розточувальні інструменти з попарно-асиметричним розміщенням лез для оброблення глибоких циліндричних отворів / П. Кривий, В. Кобельник, В. Крупа, В. Яковлєв // Технічні науки та технології. - 2016. - №

2. - С. 28-35.

12. Кривий П. Про характер зміни подачі при виході інструмента з тіла заготовки в процесі свердління наскрізних отворів / П. Кривий, В. Кобельник, М. Кузьмін // Вісник ТНТУ. — 2012. — Том 68. — № 4. — С.114-127.

13. Кобельник В.Р. Підвищення ефективності процесу свердління наскрізних отворів регулюванням подачі [Текст] : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.03.01 / Кобельник Володимир Романович ; Терноп. нац. техн. ун-т ім. Івана Пулюя. - Т., 2013. - 21 с.

14. Кузнецов Ю.М. Технологічне оснащення для високоефективної обробки деталей на токарних верстатах/ Ю.М. Кузнецов, І.В. Луців, О.В. Шевченко, В.Н. Волошин [Текст] - К.: - Тернопіль: Тернограф, 2011. -692с.

15. Луців І.В. Теорія технічних систем /Ю.М.Кузнецов, Ю.К.Новосьолов, І.В.Луців – Севастополь: СевНТУ, 2011. – 246 с.

16. Кучер И.М. Металлорежущие станки. - Ленинград: Машиностроение, 1969. -707с.

17. Справочник конструктора – машиностроителя / Под ред. Анурева В.И., т.2. -М.: Машиностроение, 1980. - 500 с.

18. Патент 33445 UA, МПК В23В 47/00. Механізм подачі шпинделя свердлильного верстата [Текст] / Кузьмін Микола Іванович, Кобельник Володимир Романович, Кривий Петро Дмитрович (Україна) - опубл. 25.06.2008.

19. Пуш В.Э / Металлорежущие станки. - М.: Машиностроение, 1986. - 526с.

20. Пуш В.Э. Малые перемещения в станках. – М.: Машгиз, 1961. – 124 с.

21. Проников А.С. Надежность машин. – М.: Машиностроение, 1978. – 892с.

22. Проников А.С. Параметрическая надежность машин.– М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 560 с.

23. Проников А.С. Программный метод испытания металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1985. – 288 с

24. Портман В.Т. Универсальный метод расчета точности механических устройств // Вестник машиностроения. – 1981. – №7. – С. 12-16.
25. Портман В.Т. Точностная надежность шпиндельных узлов / В.Т. Портман, Е.А. Фискин, В.К. Кириллов // Станки и инструмент. – 1978. – №5. – С. 11-13.
26. Попов В. И., Локтев В. И. Динамика станков. –К.: Техніка, 1975.- 136с.
27. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: Справочник-учебник. В 3-х т. Т.2. Ч.1. Расчет и конструирование узлов и элементов станков// Под общ. ред. А.С. Проникова. – М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана: Машиностроение, 1995. – 371 с.
28. Проектирование приводов главного движения металлорежущих станков: метод. указания для студентов спец. 151001/ сост. Г.И. Киреев.– Ульяновск: УлГТУ, 2007. – 46 с.
29. Ансеров М.А. Приспособления для металлорежущих станков. -М.: Машиностроение, 1975. - 648 с.
30. Перель С.Г. Подшипники качения. -М.: Машиностроение, 1979. - 810 с.
31. Мельников Г.Н., Вороненко В.П. Проектирование механосборочных цехов, М.: Машиностроение, 1975. - 350 с.
32. Закалов О.В. Проектирование механосборочных цехов. -Тернополь, 1994, -180с.
33. Гражданская оборона / Под ред. Е.П. Шубина. -М.: Просвещение, 1991. -223с.
34. Губський А.І., Цивільна оборона. -К.: Міністерство освіти, 1995. - 216 с.
35. Ансеров Ю.М., Дурнев В.Л. Машиностроение и охрана окружающей среды. - Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1979. - 224 с.
36. Никитин Д.П., Новиков Ю.В. Окружающая среда и человек: Учеб. пособ. для студ. вузов. - 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Высш. шк., 1986. - 415 с.

37. Великанов К.М. Расчет экономической эффективности новой технологии. -Л.: Машиностроение, 1980.
38. Попов В. И., Локтев В. И. Динамика станков. –К.: Техніка, 1975.- 136с.
39. Справочник металлиста. В 5-ти т./ Под ред. С.А.Чернавского и В.Ф.Решикова. – М.: Машиностроение, 1976. – 768 с.
40. Справочник технолога – машиностроителя. В 2-х т. т.2. / Под ред. А.Г.Косиловой и Р.К. Мещерякова. –М.:Машиностроение,1985. – 496 с.
41. Станки с числовым программным управлением (специализированные) / Под общ. ред. В.А. Лещенко. – М.: Машиностроение, 1988. – 568 с.
42. Тарзиманов Г.А. Проектирование металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1980. – 288 с.
43. Кузнецов Ю.Н. Станки с ЧПУ и станочные комплексы. – К.-Тернополь ООО «ЗМОК» - ПП «Гнозис», 2000. – 343 с.
44. Кузнецов Ю.Н. Целевые механизмы станков – автоматов и станков с ЧПУ.К.:ТОВ «ЗМОК»; Тернополь: ТДТУ, 2001. – 354 с.