

# ПОЯСНОВАЛЬНА ЗАПИСКА

до дипломного проекту (роботи)

**магістр**

(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему Розробка і дослідження комп'ютерних твердотілих моделей  
елементів конструкції шпindelної бабки шліцефрезерного верстата

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

напряму підготовки (спеціальності) 133 –

Галузеве машинобудування

(шифр і назва напряму підготовки, спеціальності)

Федорів Н.А.  
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник Шанайда В.В.  
(підпис) (прізвище та ініціали)

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

Рецензент   
(підпис) (прізвище та ініціали)

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

Факультет Інженерії машин, споруд та технологій

Кафедра Конструювання верстатів, інструментів та машин

Освітньо-кваліфікаційний рівень магістр

Напрямок підготовки \_\_\_\_\_

(шифр і назва)

Спеціальність 133 – Галузеве машинобудування

(шифр і назва)

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Завідувач кафедри к.т.н., доцент

Кобельник В.Р.

« \_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2019 р.

**ЗАВДАННЯ**  
**НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТУ**

**ФЕДОРІВУ НАЗРУ АНДРІЙОВИЧУ**

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи) *Розробка і дослідження комп'ютерних твердотілих моделей елементів конструкції шпindelної бабки шліцефрезерного верстата*

керівник проекту (роботи) Шанайда Володимир Васильович, к.т.н., доцент,  
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затвержені наказом вищого навчального закладу від "27" вересня 2019 року № 4/7-850

2. Строк подання студентом проекту (роботи) 09 грудня 2019 р.

3. Вихідні дані до проекту (роботи) \_\_\_\_\_

*Робоче креслення шпindelної бабки шліцефрезерного напівавтомата мод. 5Б352ПФ2, базовий технологічний процес виготовлення деталі; паспорти зуба та шліцефрезерних верстатів; робочі креслення окремих вузлів верстатів*

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) *Загально-технічна частина. Аналіз конструкторсько-технологічних особливостей деталі. Провести аналіз схем формоутворення та компоновальних схем верстата. Кінематичний розрахунок верстата. Конструювання та розрахунок окремих вузлів верстата. Вибір та обґрунтування вхідних даних на дослідження напружено-деформованого стану. Економічне обґрунтування прийнятих рішень. Заходи з охорони праці та екологічної безпеки.*

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

*Титульний аркуш – 1 арк. ф.А1; Кінематична схема верстата – 1 арк. ф.А1;*

*Аналіз компоновальних схем – 1 арк. ф.А1; Шпindelна бабка верстата – 4 арк. ф.А1;*

*Аналіз схем формоутворення – 1 арк. ф.А1; Розроблені твердотілі моделі – 1 арк. ф.А1;*

*Результати проведених досліджень – 1 арк. ф.А1.*

## 6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Обґрунтування			
економ. еф-ті	к.т.н., проф. Кривий П.Д.		
Охор. праці і безпека	к.т.н., доц. Окіпний І.Б.		
в надзв. ситуаціях	ст. викл. Клепчик В.М.		
Спеціальна частина	к.т.н., ас. Сенік А.А.		
Екологія	к.т.н., доц. Зварич Н.М.		

7. Дата видачі завдання 30 вересня 2019 р.

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
	<i>Службове призначення та характеристика</i>		
	<i>об'єкту виробництва</i>	<i>01.10.2019 р.</i>	
	<i>Аналіз технологічності конструкції деталі</i>	<i>05.10. 2019 р.</i>	
	<i>Розрахунок режимів різання</i>	<i>12.10. 2019 р.</i>	
	<i>Аналіз схем формоутворення</i>	<i>15.10. 2019 р.</i>	
	<i>Аналіз компонувальних схем</i>	<i>21.10. 2019 р.</i>	
	<i>Кінематичний розрахунок</i>	<i>02.11. 2019 р.</i>	
	<i>Конструювання елементів приводу головного руху</i>	<i>09.11. 2019 р.</i>	
	<i>Дослідження динамічних характеристик елементів приводу</i>	<i>22.11. 2019 р.</i>	
	<i>Економічні розрахунки</i>	<i>26.11. 2019 р.</i>	
	<i>Розробити заходи з охорони праці</i>	<i>29.11. 2019 р.</i>	
	<i>Розробити заходи з охорони навколишнього</i>		
	<i>середовища</i>	<i>29.11. 2019 р.</i>	
	<i>Оформлення графічної частини</i>	<i>06.12. 2019 р.</i>	
	<i>Оформлення пояснювальної записки</i>	<i>06.12. 2019 р.</i>	

Студент

\_\_\_\_\_ (підпис)

*Федорів Н.А.*

\_\_\_\_\_ (прізвище та ініціали)

Керівник проекту (роботи)

\_\_\_\_\_ (підпис)

*Шанайда В.В.*

\_\_\_\_\_ (прізвище та ініціали)

## РЕФЕРАТ

Федорів Н.А.; "Розробка і дослідження комп'ютерних твердотілих моделей елементів конструкції шпindelної бабки шліцефрезерного верстата". 133 – Галузеве машинобудування; Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя; м. Тернопіль, 2019 р.

Fedoriv N.A.; "Development and study of computer solid body models of assembly components of spline shaft milling machine spindle head". 133 - industrial engineering; Ternopil Ivan Pul'uj National Technical University; Ternopil, 2019.

Магістерська дипломна робота складається з 10 аркушів графічного матеріалу формату А1 і розрахунково-пояснювальної записки на 124 сторінках та додатків на 5 сторінках. При виконанні магістерської дипломної роботи проведено аналіз конструкції приводу головного руху шліцефрезерного верстата. Розраховано екстремальні значення режимів різання з метою визначення граничних навантажень на елементи приводу головного руху у процесі експлуатації верстата. Проведено конструктивний розрахунок елементів конструкції приводу головного руху.

Сформовані комп'ютерні твердотілі моделі елементів конструкції шпindelної бабки шліцефрезерного верстата. Здійснено процес 3D моделювання шпindelного вузла шпindelної бабки верстата. Проведено дослідження напружено-деформованого стану вала шпindelя.

Здійснено економічне обґрунтування прийнятих інженерних рішень. Виконані економічні розрахунки показали, що комплекс робіт по розробці технічної документації та організаційно-підготовчих заходів щодо впровадження елементів модернізації верстатного обладнання складає 343 065 грн.

Проведено аналіз дій та правил, які необхідно виконувати при виникненні надзвичайних ситуацій.

Розроблено питання охорони навколишнього середовища.

Подано висновки за результатами виконання дипломної роботи.

## З М І С Т

стор.

1	АНАЛІЗ ЗАВДАННЯ НА ПРОЕКТУВАННЯ І ОБҐРУНТУВАННЯ НАПРЯМКІВ РОБОТИ	9
1.1	Аналіз конструкцій приводів головного руху вертикально- фрезерних верстатів з ЧПК	9
1.2	Вибір напрямку модернізації шпиндельної бабки з механізмом затиску інструменту	12
2.	ІНФОРМАЦІЙНО-ПАТЕНТНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ	14
2.1	Аналіз типових конструкцій шпиндельних вузлів зубо- та шліцефрезерних верстатів	14
2.1.1	Опис конструкції приводу головного руху верстата 6520Ф3	15
2.1.2	Опис конструкції і принципу роботи приводу головного руху МА655СМ30А	16
2.1.3	Компоновка верстату, рухи виконавчих механізмів і управління верстатом НААС мод. VM-2	17
2.1.4	Шпиндельні вузли на газостатичних опорах	23
3	ОПТИМІЗАЦІЯ СХЕМ ФОРМОУТВОРЕННЯ НА ПРОЕКТОВАНОМУ ВЕРСТАТІ І ОПТИМІЗАЦІЯ ЙОГО КОМПОНУВАЛЬНОЇ СХЕМИ	26
3.1	Вибір комплексу рухів по забезпеченню верстатного циклу	26
3.2	Вибір та обґрунтування структурно-кінематичної схеми верстата	30
3.3	Обґрунтування модулів верстата	32
3.4	Побудова загальної матриці компоновки верстата	33

3.5	Аналіз типів базових компонок	34
3.5.1	Обґрунтування умов вибору компонок і вибір оптимального варіанту	36
4	ВИБІР ТА ОБҐРУНТУВАННЯ ВИХІДНИХ ДАНИХ НА РОЗРОБКУ ВЕРСТАТНОГО ОБЛАДНАННЯ	38
4.1	Розрахунок припусків	38
4.2	Розрахунок режимів різання	46
5	ПРОЕКТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЇ ВЕРСТАТНОГО ОБЛАДНАННЯ	50
5.1	Шпиндельна бабка верстата	50
5.1.1	Розрахунок окремих елементів вузла	51
5.1.1.1	Розрахунок обертових моментів	51
5.1.1.2	Розрахунок модулів зубчастих передач і міжосьових відстаней	52
5.1.1.3	Розрахунок діаметрів валів	54
5.2	Розрахунок шпиндельного вузла	55
5.2.1	Характеристика шпиндельного вузла	55
5.2.2	Вибір конформувальної схеми шпиндельного вузла	57
5.2.3	Вибір геометричних параметрів шпиндельного вузла	58
5.2.4	Характеристика елементів шпиндельного вузла	59
5.2.4.1	Розрахунок оптимальної між опорної відстані	59
5.2.4.2	Розрахунок радіальної жорсткості шпиндельного вузла	61
5.2.4.3	Розрахунок моментів інерції	61
5.2.4.4	Математична модель розрахунку жорсткості ШВ	62
5.2.4.5	Визначення коефіцієнтів впливу податливості	63
5.2.4.6	Визначення реакцій опор із загального рівняння	68
5.2.5	Уточнений розрахунок радіальної жорсткості шпинделя	69
5.2.6	Розрахунок осьової жорсткості шпиндельного вузла	72

5.3	Динамічний розрахунок шпindelного вузла	75
5.3.1	Визначення приведених мас ділянок ШВ	75
6	НАУКОВО-ДОСЛІДНА ЧАСТИНА	77
6.1	Проектування. Види проектування	77
6.2	Створення твердотілої моделі вузла	78
6.2.1	Створення ескізу деталі	78
6.2.2	Побудова ескіза	79
6.3	Розрахунок напружено-деформованого стану конструкції шпindelного вала в середовищі Solid Works	84
7	ОБГРУНТУВАННЯ ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ	92
7.1	Обґрунтування економічної ефективності розробленої конструкції верстата	92
7.1.1	Загальні положення	92
7.1.2	Зміст організаційно-технічної частини дипломної роботи	92
7.1.3	Зміст та етапи конструкторської підготовки виробництва	92
7.1.4	Зміст та етапи технологічної підготовки виробництва	93
7.1.5	Визначення трудомісткості та об'єму робіт конструкторської підготовки виробництва	93
7.1.6	Визначення трудомісткості та обсягу робіт технологічної підготовки виробництва	99
7.1.7	Кошторис витрат на технічну підготовку виробництва	100
8	ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	102
8.1	ОХОРОНА ПРАЦІ	102
8.1.1	Типова інструкція для обслуговуючого персоналу на випадок виникнення аварії, пожежі	102
8.1.2	Вплив шуму на організм людини і розробка заходів щодо зниження рівня шуму	104

8.1.2.1	Будівельно-акустичні заходи при боротьбі з шумом	105
8.1.2.2	Заходи щодо зниження рівня механічного шуму	106
8.2.	БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	108
8.2.1	Оцінка стійкості роботи промислового підприємства до впливу вражаючих факторів	108
8.2.2	Оцінка стійкості роботи об'єкта до впливу ударної хвилі	110
8.2.3	Оцінка стійкості об'єкта до впливу світлового випромінювання	110
8.2.4	Оцінка стійкості роботи об'єкта до впливу проникаючої радіації і радіоактивного зараження	113
8.2.5	Оцінка стійкості об'єкта до впливу вторинних вражаючих факторів	113
8.2.6	Оцінка стійкості роботи об'єкта до впливу хімічного і бактеріологічного ураження	114
9	ЕКОЛОГІЯ	115
9.1.	Актуальність охорони навколишнього середовища	115
9.2	Забруднення довкілля, що виникає внаслідок механічної обробки	116
9.3	Заходи по зменшенню і ліквідації забруднення довкілля	119
	Висновки	121
	Бібліографія	122
	Додатки	125



## 1. АНАЛІЗ ЗАВДАННЯ НА ПРОЕКТУВАННЯ І ОБҐРУНТУВАННЯ НАПРЯМКІВ РОБОТИ

Механічні передачі є одним з найбільш розповсюджених видів передач крутного моменту, які являють собою невід'ємну частину більшості сучасних машин і у значній мірі визначають їхню якість і надійність. Підвищення технічних і експлуатаційних характеристик зубчатих коліс, шліцевих з'єднань, особливо на стадії їхнього проектування є актуальним завданням. Саме цим можна пояснити інтенсивні дослідження з удосконалення старих і по створенню нових систем зачеплення.

Таким чином, актуальність роботи визначається необхідністю розрахунку і проектування різноманітних видів геометричних профілів зубчатих передач та профільних з'єднань у зв'язку з підвищенням вимог до їхньої якості, довговічності та зменшенням рівня динамічних навантажень.

### 1.1. Аналіз конструкцій приводів головного руху вертикально-фрезерних верстатів з ЧПК.

Основною задачею приводів головного руху фрезерних верстатів з ЧПК є здійснення головного формоутворюючого руху - руху для забезпечення процесу різання. Приводи головного руху фрезерних верстатів з ЧПК мають просту структуру. Найбільш простою ця структура буде тоді, коли двигун безпосередньо зв'язаний з робочим органом. В більшості випадків привід повинен мати ланки для узгодження швидкості двигуна та виконавчого органу, а також пристрої для передачі та перетворення руху від кінцевої ланки приводу до робочого органу. Для приводів головного руху це можуть бути зубчасті або пасові передачі. Як правило швидкості обертання шпинделя змінюються в широких межах, тому приводи повинні мати заданий діапазон регулювання.

Привід повинен забезпечувати обробку з постійною потужністю в певній частині загального діапазону регулювання  $D_n$ . Загальний діапазон регулювання  $D_n$  і діапазон регулювання при постійній потужності  $D_{nN}$  залежать від діапазону

розмірів оброблюваних деталей і режимів різання. Конструкція приводу головного руху залежить від форми оброблюваної поверхні, різального інструменту, точності та якості обробки, продуктивності, ступеня автоматизації, плавності рухів тощо. Приводи головного руху повинні мати жорстку механічну характеристику, невеликий час перехідних процесів, малі втрати потужності, постійну потужність на кінцевій ланці, що не залежить від швидкості [1-4]. Найбільш розповсюдженим типом приводів для фрезерних верстатів середніх типорозмірів, коли не потрібно змінювати частоту в процесі роботи являється привід з асинхронним нерегульованим двигуном і коробкою швидкостей. Структура такого приводу представлена на рисунку 1.1.



Рисунок 1.1. Структура приводу головного руху з асинхронним нерегульованим двигуном та коробкою швидкостей

Широке розповсюдження у приводах головного руху фрезерних верстатів з ЧПК отримали приводи із безступеневим регулюванням на базі двигунів постійного струму та асинхронних частотно регульованих двигунів. Хоча діапазон регулювання з постійною потужністю лежить в межах 5...10, але в певних випадках це не забезпечує потрібних характеристик в усьому діапазоні. Тому широко розповсюджені приводи з безступеневим регулюванням двигунами та розширювальними коробками передач. Частота обертання двигунів з електричним регулюванням змінюється у двох зонах. Від мінімальної частоти обертання  $n_{\min}$  до номінальної  $n_{\text{ном}}$  регулювання здійснюється із постійним моментом. Вище  $n_{\text{ном}}$  регулювання частоти обертання здійснюється із постійною потужністю.

Типові структури приводу головного руху фрезерних верстатів з ЧПК приведені на рис. 1.2. Привід по схемі а (рис. 1.2) включає регульований двигун, пасову передачу та шпиндельний вузол. Привід по схемі б (рис. 1.2) виконаний

прямим, тобто вал електродвигуна через з'єднувальну муфту безпосередньо зв'язаний із шпиндельним вузлом.

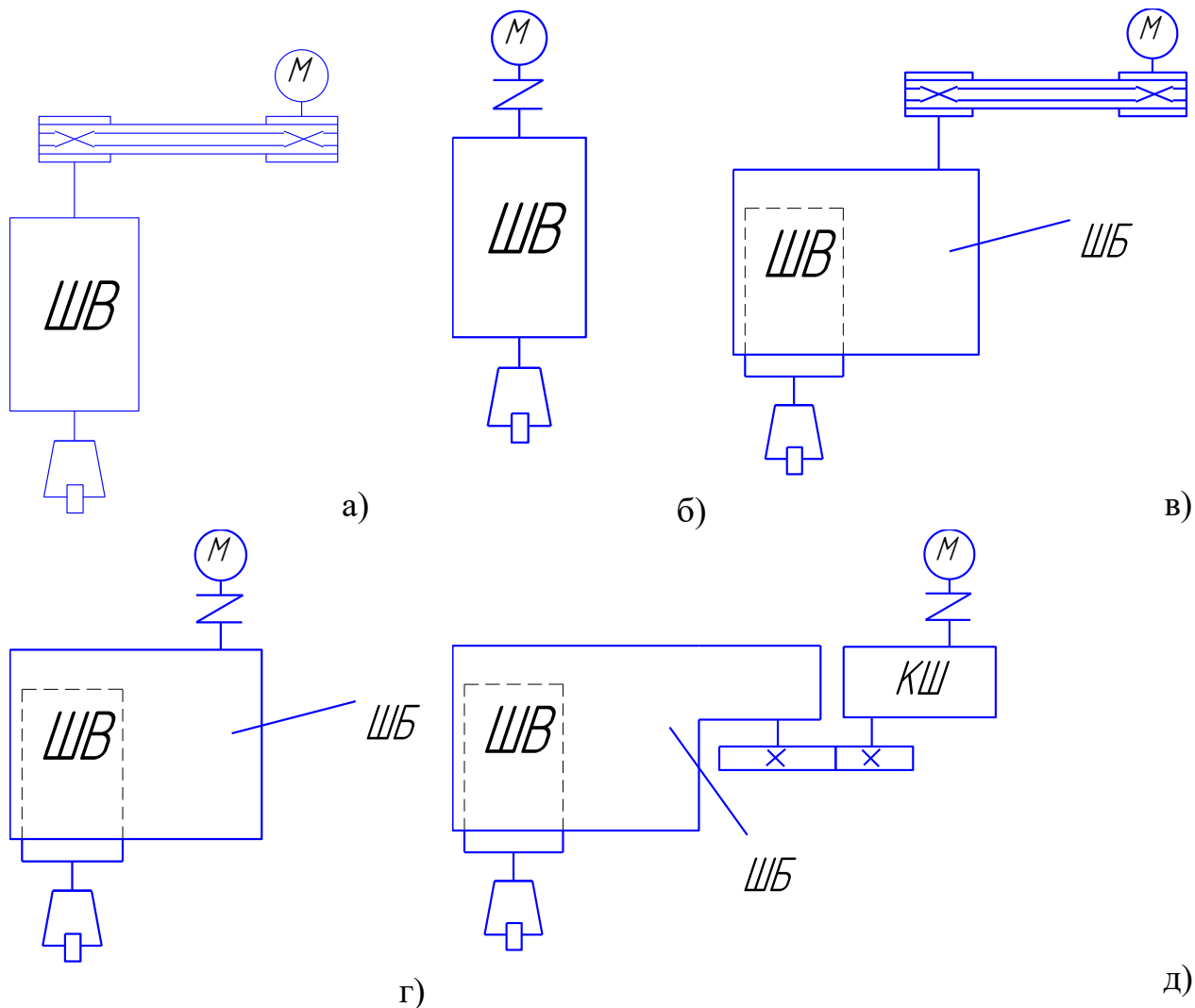


Рисунок 1.2. Структури приводів із безступеневим регулюванням частоти обертання шпинделів

На схемах в, г показані приводи головного руху, які включають регульований двигун та шпиндельну бабку із шпиндельним вузлом. В шпиндельній бабці вмонтована коробка швидкостей. Кількість ступеней вмонтованої коробки залежить від діапазону регулювання двигуна з постійною потужністю та діапазону регулювання шпинделя з постійною потужністю. Привід з пасовою передачею використовується для передачі невеликих обертових моментів. Привід, виконаний по схемі д (рис. 1.2) включає регульований двигун, розширювальну коробку швидкостей та шпиндельну

бабку із шпindelним вузлом. Як правило така структура приводу використовується у випадках вертикально-рухомої шпindelної бабки з метою зменшення її маси.

## 1.2. Вибір напрямку модернізації шпindelної бабки з механізмом затиску інструменту.

В базовій моделі верстата привід головного руху складається з асинхронного двигуна, коробки швидкостей та шпindelного вузла. Така конструкція приводу використовувалась всередині та вкінці ХХ ст. [6] і вже не відповідає вимогам сучасних верстатів з кількох причин. По-перше велика кількість деталей приводу знижує надійність. По-друге, високою є трудомісткість виготовлення зубчастих коліс та валів коробки швидкостей. По-третє, такий привід має велику масу і потребує додаткових габаритів верстату. По-четверте, такий привід забезпечує ступеневе регулювання частот обертання шпинделя і в деяких випадках не забезпечує максимальної продуктивності.

З удосконаленням двигунів постійного струму, в яких діапазон регулювання  $R=10..12$  з'явилася можливість відмовитись від громіздких коробок швидкостей і монтувати привід головного руху безпосередньо на шпindelну бабку, використовуючи мінімальне число додаткових елементів між двигуном та шпindelем верстату. Це дозволяє покращити, як силові так і динамічні характеристики приводу головного руху і збільшити його надійність.

Основний напрямок розробки — покращення силових, та кінематичних характеристик верстату за рахунок модернізації приводу головного руху. Це вимагає модернізації шпindelної бабки з можливістю монтування високомоментного двигуна та розробки шпindelного вузла нової конструкції.

**Мета і задачі магістерської роботи.** *Метою роботи є створення комп'ютерних твердотілих моделей деталей шпindelної бабки та дослідження окремих з них на базі стандартних модулів САD-систем проектування.*

Для досягнення цієї мети у роботі вирішено наступні задачі:

- провести аналіз теоретичної бази для проектування структурних елементів зубонарізних та шліцефрезерних верстатів;
- провести аналіз схем формоутворення для їх подальшої реалізації на проектуваному верстатному обладнанні а також компоновальній схемі проектуваного верстата;
- виконати технологічний аналіз типового об'єкта виробництва, виконати комплекс розрахунків для визначення навантажень у процесі механічної обробки;
- провести конструювання окремих елементів верстатного обладнання;
- провести автоматизовані розрахунки з використанням засобів САПР;
- створити твердотілі комп'ютерні моделі деталей супорта шліцефрезерного верстата мод. 5Б352ПФ2;
- провести дослідження твердотілої моделі вала шпинделя шпиндельної бабки шліцефрезерного верстата;
- провести техніко-економічне обґрунтування прийнятих інженерних рішень;
- розробити заходи з охорони праці при використанні проектуваного верстатного обладнання у виробничому процесі;
- розробити заходи з безпеки життєдіяльності в умовах механообробного виробництва;
- розкрити питання охорони навколишнього середовища та екологічної безпеки .

*Об'єкт проектування.* Твердотіла модель вала шпинделя шпиндельного вузла шпиндельної бабаки.

*Предмет дослідження.* Напружено-деформований стан вала шпинделя при граничних умовах його навантаження.

## 2. ІНФОРМАЦІЙНО-ПАТЕНТНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ.

### 2.1. Аналіз типових конструкцій шпиндельних вузлів зубо- та шліцефрезерних верстатів.

До шпиндельного вузла ставлять наступні вимоги [5-8] :

- 1) Надійність передачі крутного моменту на заготовку чи інструмент.
- 2) Точність обертання, що визначається радіальним і осьовим биттям переднього кінця шпинделя. Для верстатів загального призначення в залежності від класу точності верстата, точність обертання повинна відповідати стандартним значенням. Для верстатів класу точності П ГОСТ регламентує наступні параметри точності обертання: при діаметрі оброблюваної деталі до 200мм.:

- Радіальне биття осі обертання шпинделя біля торця – 5 мкм.;
- Радіальне биття центруючої шийки шпинделя – 5 мкм;
- Осьове биття шпинделя – 3 мкм;
- Торцеве биття опорного бурта – 6 мкм;
- Точність форми зразка (круглість) – 4 мкм;

3) Жорсткість (радіальна і осьова), що визначається відтисками шпинделя під навантаженням на передньому кінці, Н/мкм. Виходячи з нормальної роботи підшипників жорсткість на ділянці між опорами обмежується 250..500 Н/мкм.

4) Високі динамічні якості (вібростійкість), що визначається амплітудою коливань переднього кінця шпинделя і частотою власних коливань, яка повинна бути нижче 500..600 Гц.

5) Мінімальні тепловиділення і температурні деформації шпиндельного вузла. Тепловиділення регламентується допустимим нагрівом підшипників. При класі точності верстату П допустима температура зовнішнього кільця рівна 50..55 °С.

6) Довговічність, що залежить від довговічності опор, яка в свою чергу залежить від ефективності системи змащування, ущільнення, частоти обертання,

попереднього натягу в підшипниках кочення і т.д. Довговічність шпиндельного вузла не регламентована.

### 2.1.1. Опис конструкції приводу головного руху верстата 6520Ф3.

В даний час більше 95% верстатів виготовляються з шпиндельними вузлами на підшипниках кочення. Компоновочна схема шпиндельного вузла на опорах кочення залежить від параметра  $dn_{\max}$ . При  $n_{\max}=7500$  об/хв і аналізу шпиндельних вузлів верстатів аналогів характеристика шпиндельного вузла буде  $dn_{\max}=(4-5)10^5$  мм·об/хв. Згідно з характеристикою швидкохідності по [9] вибираємо конструктивну схему ШВ.



Рисунок 2.1 Конструктивна схема шпиндельного вузла.

Згідно цієї схеми шпиндель монтується на двох опорах кулькових радіально-упорних підшипниках. Передня опора виконана по схемі триплекстандем О – подібна. В якості підшипників використовуємо підшипники надлегкої серії 1236900 в задній опорі і серії 1846900К в передній опорі. При такій компоновчій схемі осьові навантаження сприймаються в передній опорі, що підвищує точність і вібростійкість шпиндельного вузла. Згідно параметра швидкохідності і аналізу верстатів-аналогів вибираємо по ГОСТ 12595-67 кінець шпинделя А5 DIN55026, для якого при діаметрі посадочного кільця 85 мм., номер конуса 5, для якого діаметр кінця шпинделя  $d_k=82,563$ мм., діаметр фланця  $d_f=135$ мм.

### 2.1.2. Опис конструкції і принципу роботи приводу головного руху МА655СМ30А.

Фрезерна головка кріпиться на каретці стійки верстату і разом з кареткою переміщається по вертикальних направляючих стійки.

Вертикальне переміщення стійки здійснюється шариковим гвинтом від приводу вертикальних подач.

Всередині корпусу фрезерної головки розміщені механізми:

- шпindelний вузол
- коробка швидкостей
- механізм затиску і розтискування інструменту
- механізм орієнтації шпинделя.

У передній частині фрезерної головки вмонтований шпindel, виготовлений із сталі 40ХН2МА з термообробкою внутрішнього конуса і посадочних місць під підшипники HRC 46,5..51,5.

Передня опора шпинделя представляє собою комбінацію упорно-радіального шарикового підшипника з кутом 60 і роликового 2-х рядного радіального підшипника. Підшипники змонтовані у верстаті, у якому виконані канавки і отвори для підводу змазки. Задня опора шпинделя складається із одного 2-х рядного роликового підшипника. У внутрішній розточці шпинделя вмонтований захват інструменту, виконаний у вигляді втулки з цангами.

Затиск інструменту здійснюється циліндричною пружиною затиску і шариковим клиновим посилювачем, змонтованим у шпинделі. Розтискування проводиться гідроциліндром, встановленому на верхньому торці головки.

Для отримання широкого діапазону швидкостей шпинделя всередині корпусу фрезерної головки вмонтована коробка швидкостей.

Крутний момент від електродвигуна постійного струму з тиристорними приводами типу 2ПФ160 ЛГ через еластичну муфту і систему зубчастих коліс передається на шпindel.



Переключення двох зубчастих блоків, розміщених на валу Ш, отримуємо на шпинделі 4 швидкості при постійному числі обертів двигуна. При зміні числа обертів електродвигуна в верх в 2,5 разів і вниз у 4,5 від номінальних і при переключенні блоків шестерень маємо на шпинделі 20...2500 об/хв.

Переміщення блоків шестерень здійснюється гідроциліндрами переключення, винесеними назовні фрезерної головки.

Положення штоків гідроциліндрів і відповідно положення блоків шестерень контролюється кінцевими вимикачами, розміщеними зверху фрезерної головки.

В правій передній частині фрезерної головки розміщений механізм орієнтації шпинделя, що складається з гідроциліндру і копіювальної втулки. Втулка жорстко закріплена на валу, з'єднаним з допомогою зубчастого колеса зі шпинделем верстату. З'єднання зубчастого колеса з валом виконується з допомогою пружних конічних коліс. Затяжка коліс здійснюється затяжним фланцем.

Перед кожною заміною інструменту шпиндель повинен зайняти строго визначене кутове положення. Штовхач при переміщенні штоку гідроциліндра в верх своїм зубом знаходить на спіраль копіювальної втулки і повертає її. Втулка через вал, шестерню передає оберти на шпиндель. Поворот шпинделя проходить до зуба штовхача в прямий паз копіювальної втулки. Перед орієнтацією шпинделя блок шестерень, розміщений на валу виходить із зачеплення зі шпинделем, чим розривається кінематичний ланцюг "Електродвигун-шпиндель".

### 2.1.3. Компоновка верстату, рухи виконавчих механізмів і управління верстатом HAAS мод. VM-2.

Вертикально фрезерний верстат з числовим програмним управлінням і автоматичною заміною інструмента представляє собою безконсольний

фрезерний верстат, оснащений системою програмного керування і магазином з маніпулятором для автоматичної заміни інструмента в шпинделі верстату.

Приспосіблення з оброблюваною заготовкою кріпиться на робочій поверхні столу.

Стіл в повздовжньому і поперечному напрямках переміщається вздовж салазок по загартованим напрямним на елементах кочення “танкетках”. На задню частину основи встановлюється стійка, по вертикальним напрямним якої переміщується шпиндельна бабка.

Таким чином, усі три рухи утворюють простору систему координат, де координата  $X$  – повздовжнє переміщення столу, координата  $Y$ - поперечне переміщення салазок, координата  $Z$ - вертикальне переміщення шпиндельної бабки.

Переміщення столу, салазок і шпиндельної бабки здійснюється від синхронних електродвигунів постійного струму, з’єднані через муфту з кульково-гвинтовими парами, встановленими безпосередньо на станині, салазках і стійці.

Усі три рухи під час обробки деталі автоматизовані. Крок кулькового гвинта 10 мм і один оберт електродвигуна відповідає переміщенні на 10 мм по кожній із координат. Максимальна швидкість подачі 18000 мм/хв. Обертання шпинделя здійснюється від електродвигуна постійного струму.

Для затискання і розтискування інструменту у шпинделі верстату вбудований пневматичний пристрій.

Інструментальні оправки кріпляться в магазині по колу диску в спеціальних пазах, затиск здійснюється пружинами. Пошук здійснюється кодовим датчиком по номеру гнізда.

Автоматична заміна інструменту в загальному циклі роботи верстату виділена в окремий періодично повторюваний цикл заміни інструменту. Вибір і заміна інструменту може здійснюватись, як по програмі, так і з підвісного пульта управління в налагоджувальному режимі.

Управління верстатом у налагоджувальному режимі виконується з пульта управління.

По кожній координаті існує вихід у нульове положення по кінцевих вимикачах і точною зупинкою від системи ЧПК, а також можливий вихід на нульове положення по цифровій індикації.

### **Привід головного руху**

Головний рух – обертання шпинделя здійснюється електродвигуном постійного струму.

Привід має три варіанти виконання: прямий привід, привід через зубчастопасову передачу і привід з редуктором (рис.2.2). В даному верстаті оберти передаються через зубчастопасову передачу від двигуна потужністю 12 кВт до шпинделя.

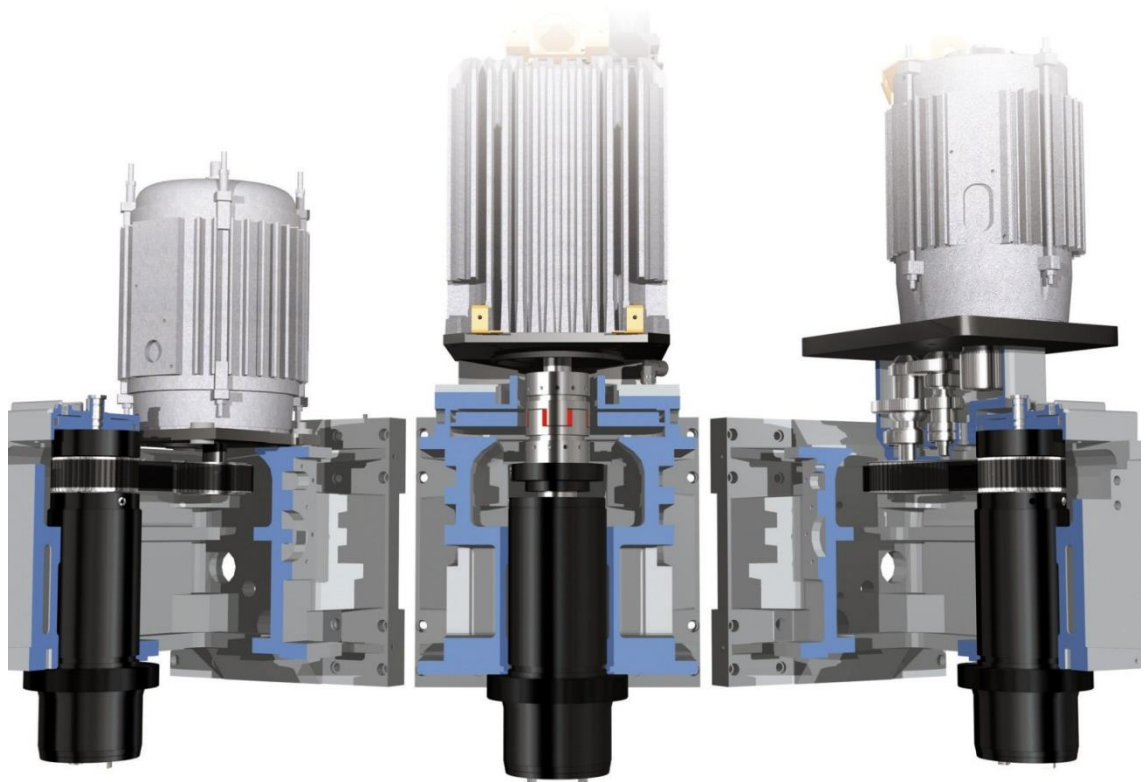


Рисунок 2.2. Компонувки шпиндельної бабки

Більшість вертикально оброблюючих центрів HAAS мод. VM-2 обладнанні системою подвійного приводу HAAS — двигун з подвійною обмоткою,

з'єднаною по схемі „зірка” і „трикутник” і електронним перемикачем для перемикання між обмотками.

Шпиндельний вузол зображений на рис. 2.3. Можливість вибору кращої обмотки для низькошвидкісної і високошвидкісної обробки забезпечує збільшення крутного моменту в розширеному діапазоні швидкостей врізання. Крім цього, в системі подвійного приводу HAAS використовується миттєве перемикання схеми з'єднання обмоток, забезпечуючи широкий діапазон потужності, необхідної під час проходів з постійною швидкістю різання.

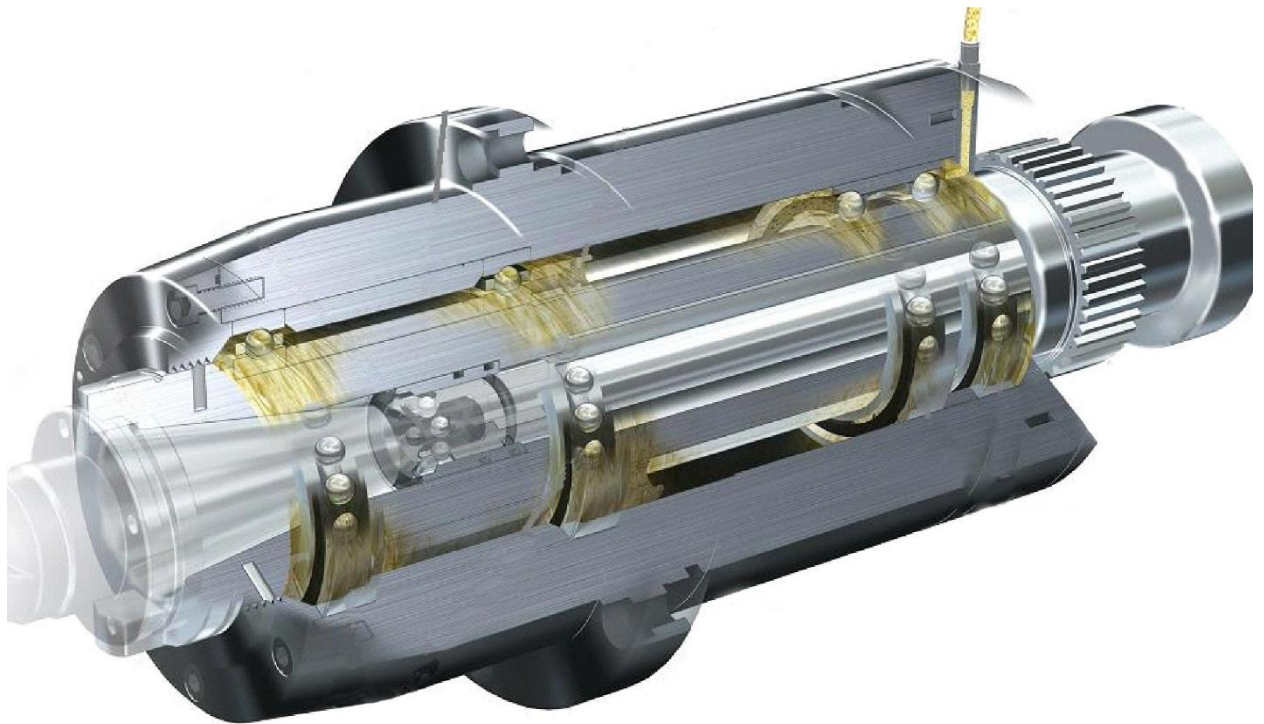


Рисунок 2.3. Шпиндельний вузол

Верстат оснащений системою температурної стабілізації шпинделя, яка показана на рис. 2.4. У відливці корпусу шпинделя знаходиться окрема охолоджуюча сорочка, яка повністю охоплює шпиндель. Охолоджуюча рідина циркулює по цій сорочці забезпечуючи відвід тепла, що виділяє шпиндель і тим самим зводячи до мінімуму температурну деформацію корпусу. В зв'язку з тим, що рідина контактує зі всіма частинами зони обробки, то відповідно знижується температура верстата в цілому.

З метою додаткового покращення температурної стабільності шпинделя було ізолювано корпус шпинделя і збільшено проходження повітряного потоку через даний вузол. Холодне повітря поступає у верстат із задньої сторони, продуваючи шпиндель і виходить ввєрх по напрямку від шпиндельної головки.

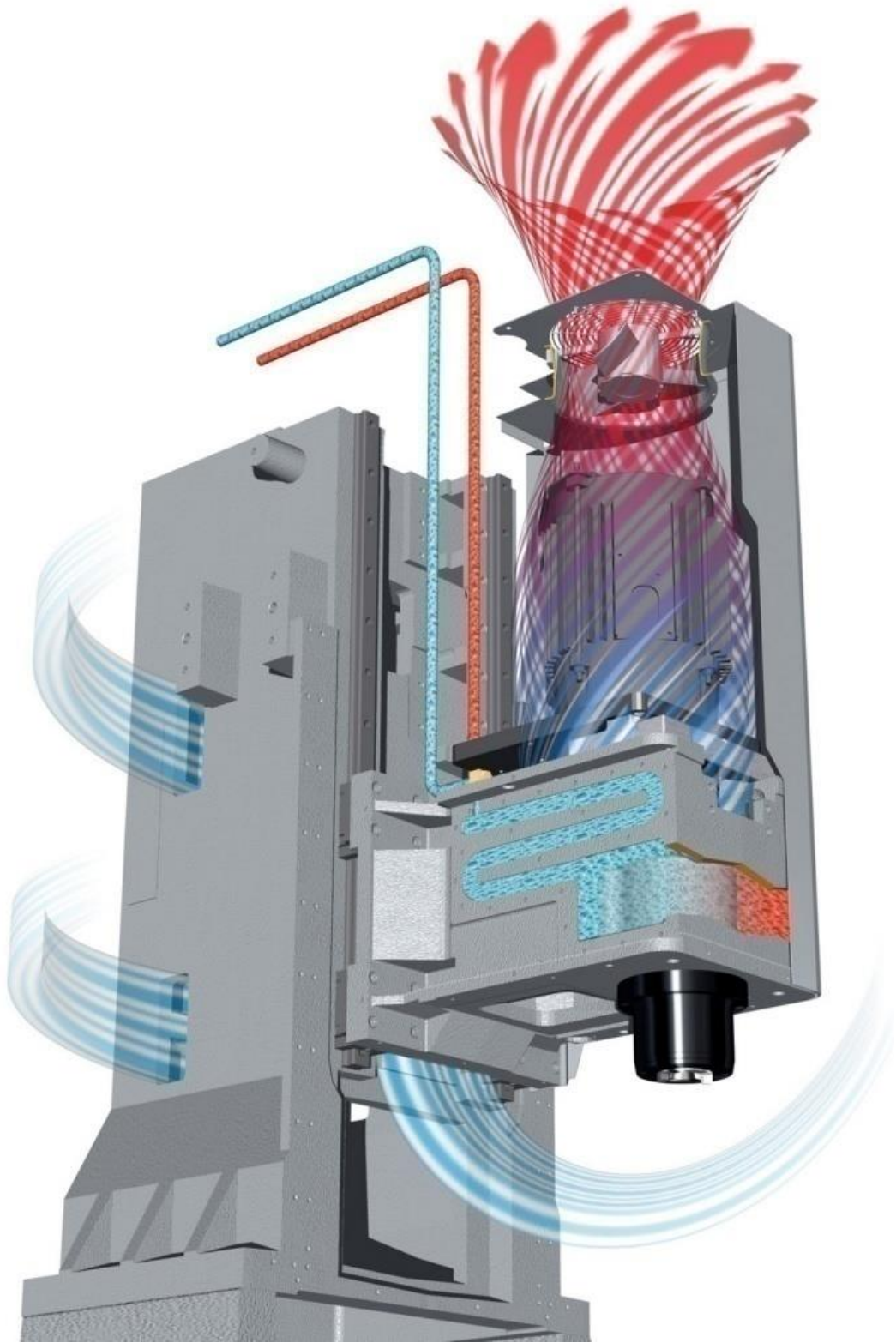


Рисунок 2.4. Тепловідвід шпиндельної бабки.



На рис. 2.5 показано графік результатів 8-ми годинних теплових випробувань надшвидкісного вертикально оброблюючого центру HAAS зі шпинделем прямого приводу. Випробування походились в не контролюючому середовищі. Внизу показана зміна швидкості шпинделя в процесі випробування, а зверху зміна температури в шпиндельній головці на протязі 8-ми годин.

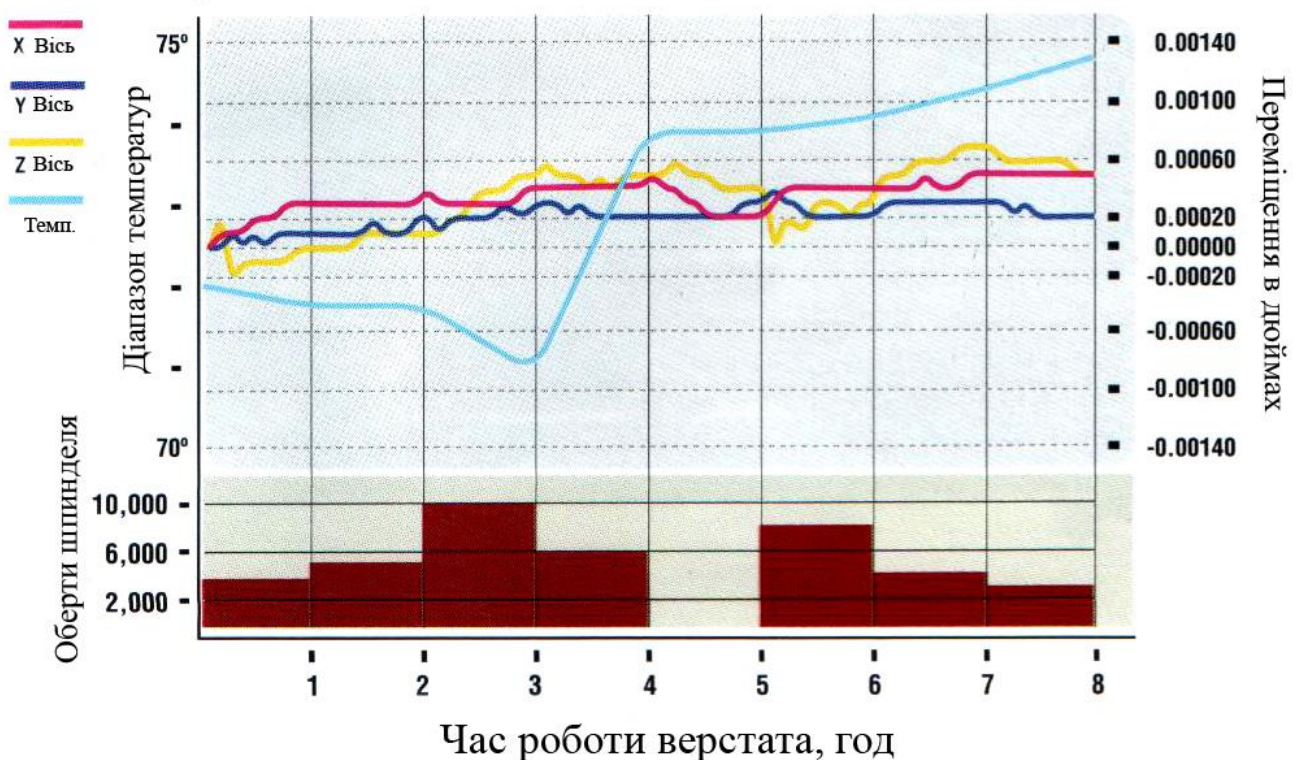


Рисунок 2.5. Тепловий режим шпинделя.

### Шпиндельна бабка

Шпиндельна бабка кріпиться на стійку верстату і разом з танкетками переміщається по вертикальним напрямним стійки.

Вертикальне переміщення стійки здійснюється гвинтом від приводу вертикальних подач.

У середині корпусу шпиндельної бабки розміщені механізми:

- шпиндельний вузол
- механізм затиску інструменту;
- механізм орієнтації шпинделя;

– зубчасто-пасова передача.

У передній частині шпindelної бабки вмонтований шпindel, виготовлений із сталі 40ХНМ з термообробкою HRC 45..55 внутрішнього конуса і посадочних місць під підшипники.

Змащування шпindelної бабки здійснюється автоматично.

До таких верстатів аналогів можна віднести моделі: 6520Ф3, ЛФ260, МА655СМ30А, МА655А3, МА655А2.

#### 2.1.4. Шпindelні вузли на газостатичних опорах.

Учені і розробники з Комсомольська-на-Амурі представляють інноваційну розробку високошвидкісний вузол шпинделя на частково пористих газостатичних підшипниках для прецизійної обробки на шліфувальних верстатах внутрішніх і зовнішніх поверхонь деталей.

Сучасний рівень вимог до точності, швидкохідності і довговічності шпindelних вузлів характеризується наступними показниками:

- похибка обертання — менше 0,5 мкм;
- довговічність — більше 5000 годин;
- швидкохідність — більше 5-105 мм-хв<sup>1</sup>.

Досягнення таких високих показників при фрезеруванні виробів з використанням шпindelних вузлів на опорах кочення ускладнюється порівняно малою коловою швидкістю різання, що вимушує вдаватися до сильного притиснення круга. Це приводить до спотворення геометрії виробу і зниження якості фрезерованої поверхні.

Крім сказаного, багаторічний досвід Експериментального науково-дослідного інституту металорізальних верстатів (ЕНІМС) по експлуатації пневмошпindelів з підшипниками на газовому мастилi в умовах дрібносерійного і серійного виробництва дозволив виявити їх додаткові переваги в порівнянні з шпинделями на опорах кочення:

- велику довговічність, визначувану часом роботи шпинделя при незмінній якості шліфування;
- у 4-5 разів менший рівень вібрації;

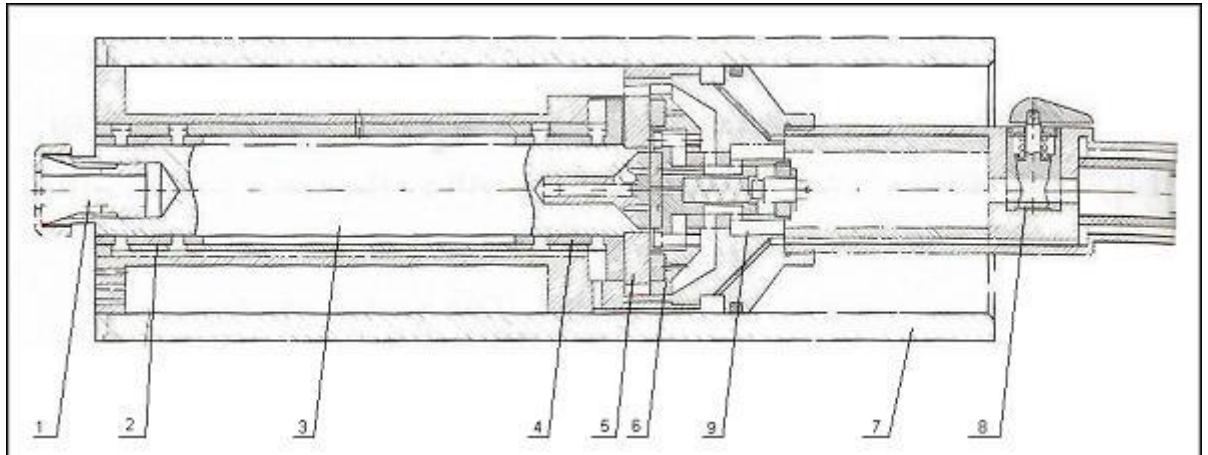


Рисунок 2.6. Шпиндель на газових опорах

1- цанговий патрон; 2 – опорний підшипник; 3 – шпиндель; 4 – радіально-упоний підшипник; 5 – робоче колесо турбіни; 6 – сопловий апарат турбіни; 7 – гільза; 8 – група клапанів; 9 – регулятор частоти обертання.

Застосування чистого повітря в якості мастила виключило б забруднення навколишнього середовища масляним туманом.

Газовими опорами шпинделя служать: двосторонній підшипник з мікролабірінтами і два радіальні підшипники з частково пористою стінкою вкладиша. Кожен радіальний підшипник має два ряди пористих вставок діаметром 4 мм, розташованих рівномірно по колу. Матеріал вставок — пориста бронза, виготовлена методом порошкової металургії. При діаметрі шпинделя 30 мм відносна довжина підшипників рівна 1,2. Відносна відстань пористих вставок від торців підшипника — 0,26. Середній радіальний зазор  $s=17$  мкм. Вкладиш підшипників виготовлений з бронза Бр010, а шпиндель — із сталі 3Х13. Після токарної обробки шпиндель гартувався до твердості HRC 60-62 з охолодженням нижче 70 °С між проміжними відпустками. Така термообробка стабілізує структуру металу і тим самим запобігає деформуванню шпинделя.

Шпиндель має наступні технічні характеристики (при надмірному тиску повітря 0,5 Мпа) і дані:



- потужність — 1,6 кВт;
- частота обертання — 32 000 хв;
- швидкохідність — 9,6-105 мм/хв;

Габаритні розміри:

- діаметр гільзи — 100 мм;
- довжина — 400 мм;
- маса — 18 кг

Випробування дослідного зразка шпинделя показали хорошу якість обробки під час фрезерування поверхні (сталь Х18Н10Т, шорсткість Ra — не більше 0,04 мкм), високу точність її обробки (відхилення від круглості — не більше 0,2 мкм, хвилястість поверхні не виявлена) і безвідмовну роботу газових опор. Встановлено також, що при роботі на розробленій конструкції шпинделя знос інструменту зменшується 1,4 разу.

### 3. ОПТИМІЗАЦІЯ СХЕМ ФОРМОУТВОРЕННЯ НА ПРОЕКТОВАНОМУ ВЕРСТАТІ І ОПТИМІЗАЦІЯ ЙОГО КОМПОНУВАЛЬНОЇ СХЕМИ

#### 3.1. Вибір комплексу рухів по забезпеченню верстатного циклу.

Аналізу утворення поверхонь зубчастих коліс і шліців повинні передувати аналіз та розгляд їх конструктивних особливостей. Незалежно від профілю зуба при формоутворенні можуть використовуватись чотири основні методи формоутворення або їх поєднання. Для утворення поверхонь зубів використовують ріжучі інструменти, форма ріжучої кромки яких співпадає з профілем зуба. В якості інструменту використовують фасонні, дискові, пальчикові фрези, довбляки, гребінки, шліфувальні круги та різці.

Особливості цих методів – відтворення уявних кінематичних пар, де однією ланкою є ріжучий інструмент, а іншою – відтворюване зубчасте колесо.

Проведемо аналіз основних методів обробки шліцевих поверхонь.

##### 1. Обробка черв'ячною модульною фрезою

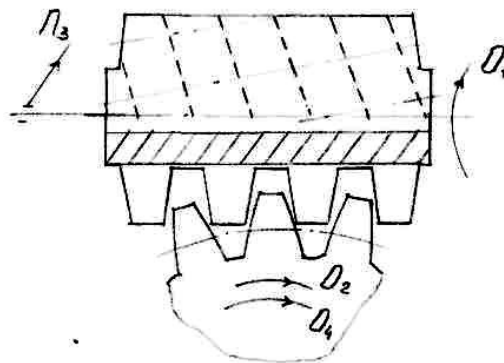


Рисунок 3.1. Схема обробки черв'ячною фрезою

Утворення профілю зуба здійснюється по методу обкату, а зуба по довжині – по методу дотику. Формоутворюючі рухи:  $\Phi_v(O_1, O_2)$ ,  $\Phi_s(P_3, O_4)$ . Даний метод є найбільш продуктивним в порівнянні з іншими методами і дає можливість проводити як чорнову, так і чистову обробку поверхонь з високою точністю, так як проходить безперервний процес ділення. Найчастіше використовується в масовому і крупносерійному виробництві.

## 2. Обробка пальчиковою модульною фрезою.

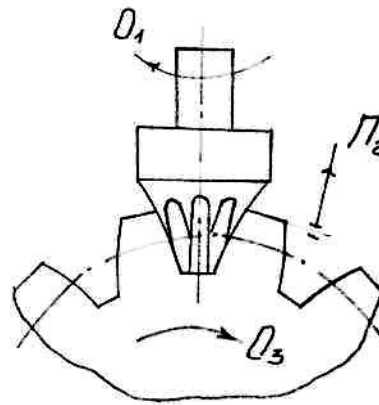


Рисунок 3.2. Схема обробки пальчиковою фрезою.

Інструмент працює по методу копіювання. Формоутворюючі рухи:  $\Phi_v(O_1)$ ,  $\Phi_s(P_2)$ ,  $D(O_4)$ .

Метод менш продуктивний і точний внаслідок перервного руху ділення, а також вимагає додаткових пристосувань – ділильної головки. Використовується в дрібносерійному і одиничному виробництві.

## 3. Обробка дисковою модульною фрезою.

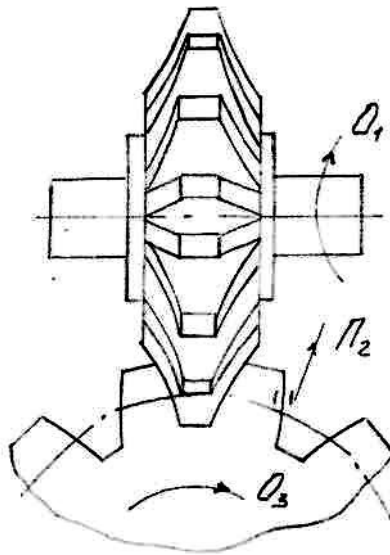


Рисунок 3.3. Схема обробки дисковою фрезою

Інструмент працює по методу копіювання. Формоутворюючі рухи:  $\Phi_v(O_1)$ ,  $\Phi_s(P_2)$ ,  $D(O_3)$ .

При цьому за один прохід обробляється впадина між зубами. Даний метод також малопродуктивний, неточний і вимагає використання ділильних головок.

#### 4. Обробка довбаком.

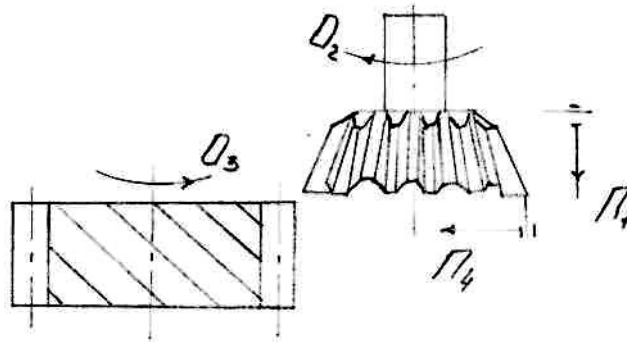


Рисунок 3.4. Схема обробки довбаком

Інструмент працює по методу обкату. Формоутворюючі рухи:  $\Phi_v(\Pi_1)$ ,  $\Phi_s(O_2, O_3)$ ,  $V_p(\Pi_4)$ .

Даний метод продуктивний і точний, але ще більша продуктивність досягається при використанні довбака у вигляді кільця з внутрішніми зубами. При цьому проходить обробка зразу всіх зубів. Однак довбання практично не використовують для обробки шліцевих. Це зумовлено, перш за все, великою довжиною ходу інструмента та необхідністю забезпечення виходу інструмента з контакту із оброблюваною деталлю.

#### 5. Обробка різцем.

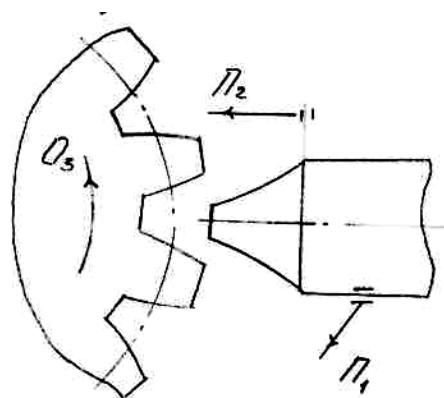


Рисунок 3.5. Схема обробки різцем

Інструмент працює по методу копіювання. Формоутворюючі рухи:  $\Phi_v(\Pi_1)$ ,  $\Phi_s(\Pi_2)$ ,  $D(O_3)$ .

Метод малопродуктивний і неточний внаслідок перервного ділення і швидкого зношення інструмента.

#### 6. Обробка зуборізною гребінкою.

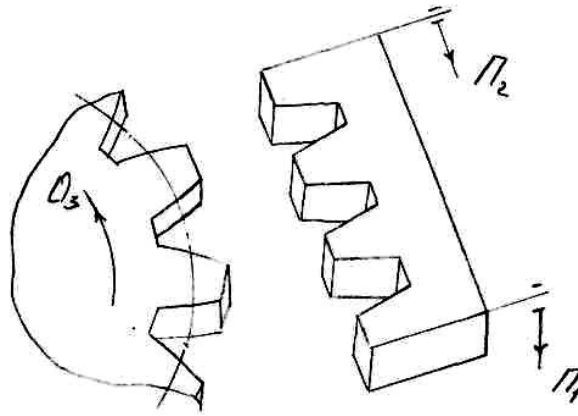


Рисунок 3.6. Схема обробки зуборізною гребінкою

Інструмент працює по методу обкату. Формоутворюючі рухи:  $\Phi_v(\Pi_1)$ ,  $\Phi_s(\Pi_2, O_3)$ .

Даний метод точний і продуктивний, але не використовується для обробки шліців через велику величину ходу і необхідністю виходу інструмента із контакту з деталлю.

#### 7. Обробка шліфувальним кругом.

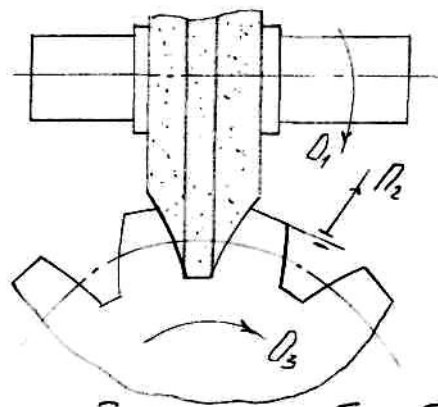


Рисунок 3.7. Схема обробки шліфуванням

Інструмент працює по методу копіювання і дотику. Формоутворюючі рухи:  $\Phi_v(\Pi_1)$ ,  $\Phi_s(\Pi_2)$ ,  $D(O_3)$ . Метод простий, але малопродуктивний.

Провівши аналіз методів обробки шліцевих поверхонь, бачимо, що найбільш продуктивним і точним є обробка є обробка черв'ячною модульною фрезою. Цей метод забезпечить обробку шліців великої довжини і різного профілю. Але для можливості виготовлення шліців різноманітного профілю є необхідність використовувати обробку пальчиковими і дисковими модульними фрезами.

### 3.2. Вибір та обґрунтування структурно-кінематичної схеми верстата.

Як видно з попереднього пункту шліцеві поверхні найефективніше обробляти трьома методами: черв'ячною, дисковою і пальчиковою модульними фрезами. Всі ці методи можна об'єднати у одному верстаті, для якого проведемо розробку структурно-кінематичної схеми. На верстаті, який забезпечує обробку черв'ячною фрезою, можливо також проводити обробку пальчиковою і дисковою фрезами з використанням при цьому спеціальних пристосувань.

Процес нарізання шліцевих поверхонь і зубчастих коліс черв'ячною фрезою проходить по наступних етапах:

1. врізання інструмента до заданої глибини різання;
2. рух обкату з тангенціальною та осьовою подачами інструмента відносно заготовки.

Тому для забезпечення процесу обробки, у верстаті необхідно створити наступні рухи:

$O_1$  – головний рух, тобто обертання фрези;

$O_2$  – рух ділення, тобто обертання заготовки; забезпечується ланцюговим діленням, узгоджено із головним рухом;

$P_3$  – рух радіальної подачі; для забезпечення врізання фрези в заготовку;

$P_4$  – осьова подача інструмента;

$P_5$  – рух інструмента вздовж власної осі; необхідний для встановлення інструмента в робоче положення відносно заготовки;

$O_6$  – доворот заготовки; здійснюється по ланцюгу диференціала при нарізанні косозубих зубчастих коліс;

$O_7$  – поворот супорта; необхідний для встановлення черв'ячної фрези під кутом до осі заготовки.

Проведемо аналіз запропонованої структурно-кінематичної схеми шліцеврезерного (зубонарізного) верстата.

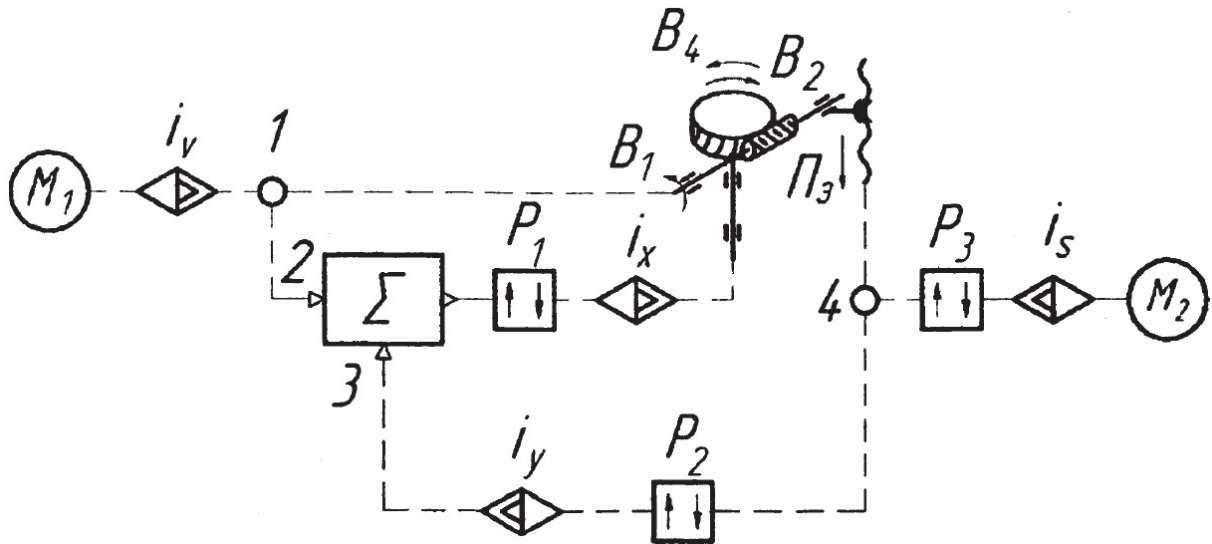


Рисунок 3.8. Структурно-кінематична схема верстата

Групи формоутворення зубофрезерного верстата  $\Phi_v$  ( $V_1V_2$ ) і  $\Phi_s$  ( $P_3V_4$ ) мають загальний робочий орган - шпиндель заготовки, коли на ньому нарізається черв'ячної фрезою не прямозубого, а косозубе колесо, у якого направляючою твірною лінією буде не пряма, а гвинтова лінія, і для її утворення заготовка повинна отримати додаткове обертання, узгоджене з переміщенням фрези  $P_3$ . Для цього у внутрішніх зв'язках обидвох груп повинен бути встановлений суматор (рис. 3.8).

Внутрішній зв'язок групи  $\Phi_v$  ( $V_1V_2$ ) - це ланцюг  $V_1 - 1 - 2 - \Sigma - P_1 - I_x - V_2$ , а зовнішня ланцюг  $M_1 - I_v - 1$  (точка приєднання зв'язків). У групі  $\Phi_s$  ( $P_3V_4$ ) внутрішній ланцюг  $P_3 - 4 - P_2 - I_y - 3 - \Sigma - P_1 - I_x - V_4$  та зовнішній  $M_2 - I_s - P_3 - 4$  (точка приєднання зв'язків).

Кінематичні групи  $\Phi_v$  ( B1B2 ) і  $\Phi_s$  ( ПЗВ4 ) мають спільну ділянку  $\Sigma$  - P1-Ix - B2 ( B4) у внутрішніх зв'язках обох груп .

### 3.3. Обґрунтування модулів верстата.

Для можливості модульного представлення компоновок використовують наступні поняття [11]: технологічний модуль (ТМ), модульний комплект (МК), конструкційний модуль (КМ).

Технологічний модуль – найменший склад блоків компоновки, необхідний для виконання операцій формоутворення. Тобто ТМ включає в себе стаціонарний блок та ряд рухомих блоків, в склад яких входять тільки ті блоки, що виконують рухи формоутворення. Для проектного верстата технологічний модуль буде складатися з двох обертових рухів – інструменту та заготовки, і руху осьової подачі. Тобто:

$$TM=AOXC$$

Модульний комплект – це найменший склад блоків для виконання операцій обробки на верстаті. Складається з блоків формоутворюючих рухів, стаціонарного блоку та необхідних блоків установчих рухів. Для проектного верстата МК буде мати вигляд:

$$MK=AOXyzC$$

Конструкційний модуль – це агрегатний чи уніфікований вузол, що містить один чи кілька блоків. Поділ компоновки на КМ, на відмінну від поділу на координатні компоновки може проходити не тільки по направляючих, але і по роз'єму частин блоків. Конструкційними модулями проектного верстата можуть бути:

Станина [O];

шпиндельна бабка [AO];

салазки [x];

стійка [y];



супорт [bzĈ];  
 задня бабка [wr].

### 3.4. Побудова загальної матриці компоновки верстата.

Згідно модульного комплекту верстат повинен мати три поступальних рухи відносно осей  $x$ ,  $y$ ,  $z$  і обертання інструмента та заготовки. Так як інструмент є кінцевим блоком вітки інструмента, а заготовка – кінцевим блоком вітки заготовки, а також враховуючи, що обертові рухи інструмента і заготовки не можуть бути узгоджені в одній вітці компоновки, то ці рухи з розгляду виключаються і рахуємо, що вони постійно знаходяться в кінці відповідної вітки компоновки.

З врахуванням стаціонарного блоку можлива кількість компоновок складає:

$$P=4!=24$$

Всі можливі компоновки записуємо в матрицю компоновок. Загальна матриця з врахуванням напрямку вертикальної осі має вигляд:

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

Матриця містить 24 клітинки, але описує 48 варіантів компоновок, оскільки вважається, що блок молодшого розряду, крайній справа, може нести горизонтальний чи вертикальний шпиндель. Згідно цього загальну матрицю можна поділити на дві частини:  $V$  – вертикальні компоновки,  $H$  – горизонтальні компоновки.

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

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

### 3.5. Аналіз типів базових компонок.

Ознаки, по яких компоновки групуються в множини типів, можуть бути структурні і конструктивні. Матриця компонок ділиться на чотири підмножини по структурних признаках. Границями підмножин є стовбці матриці і ступінчата лінія 101, яка відділяє компоновки з вертикальним переміщенням заготовки від компонок з вертикальним переміщенням інструмента.



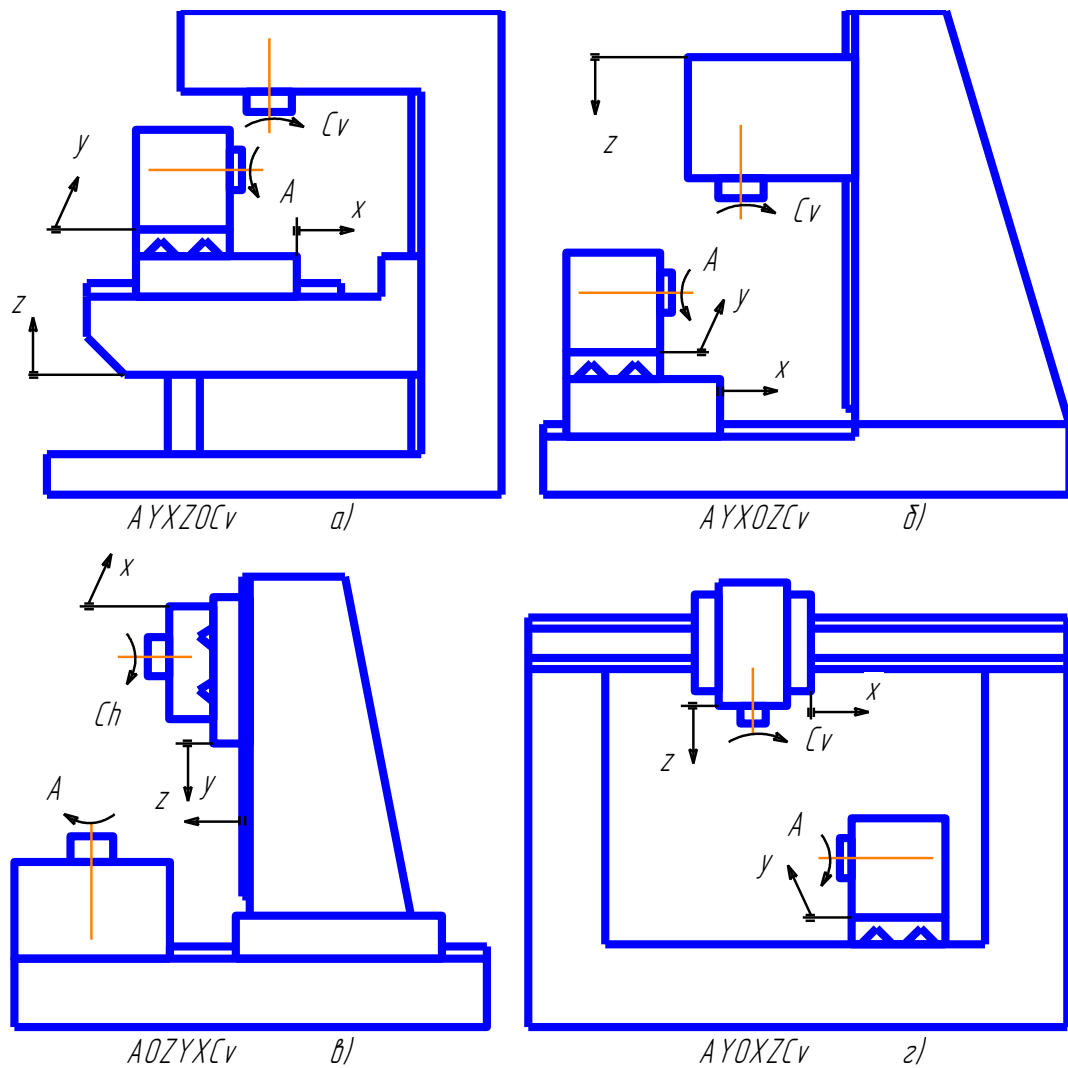


Рисунок 3.10. Варіанти компоновок

### 3.5.1. Обґрунтування умов вибору компоновок і вибір оптимального варіанту.

Для вибору оптимального варіанту компоновки з загальної матриці компоновок необхідно накласти ряд умов вибору [12].

Так як на точність верстата має вплив консольні маси, необхідно виключити вплив маси вузлів верстата при поздовжніх переміщеннях, тобто поздовжньо рухомий блок має примикати до стаціонарного:

$$M1 = \bar{X} \bar{X} X 0 + \bar{X} 000 + 000 \bar{X} + 0X \bar{X} \bar{X} \quad (3.1)$$

Враховуючи динамічні властивості компоновок необхідно зменшувати вертикально-рухомі і консольні маси, тобто вертикально-рухомий блок має бути

кінцевим блоком компоновки:

$$M2 = \overline{1111} + \overline{1111} \quad (3.2)$$

Так як на верстаті проводитиметься обробка довгих заготовок з великою масою, то необхідно щоб заготовка не мала вертикального переміщення, бо маса заготовки буде впливати на точність, а також значно ускладниться конструкція верстата:

$$M3 = \overline{1101} + \overline{1000} + \overline{0000} \quad (3.3)$$

Для вибору варіанту компоновки з усіма наведеними обмеженнями, необхідно просумувати узагальнені формули компоновок. Цей спосіб полягає в об'єднанні формул знаком диз'юнкції з подальшими виключенням дублюючих елементів і узагальненням виразів там, де це буде можливо. Проведемо дану операцію з врахуванням ще однієї умови – чим більший хід має блок, тим ближче він має бути розміщений до стаціонарного. Дану умову записуємо при  $x > y > z$ :

$$M4 = ZYXO + Z\bar{Z}\bar{O}\bar{Z} + \bar{Z}O\bar{Z}Z + OXYZ \quad (3.4)$$

В результаті сумування умов отримаємо:

$$\begin{aligned} M1 &= \bar{X}\bar{X}X0 + \bar{X}\bar{000} + 000\bar{X} + 0X\bar{X}\bar{X} \\ M2 &= \overline{1111} + \emptyset + \emptyset + \overline{1111} \\ M3 &= \emptyset + \overline{1101} + \overline{1000} + \overline{0000} \\ M4 &= \underline{\underline{ZYXO + Z\bar{Z}\bar{O}\bar{Z} + \bar{Z}O\bar{Z}Z + OXYZ}} \\ &\quad \emptyset + \emptyset + \emptyset + OXYZ \end{aligned}$$

Отже, в результаті аналізу отримуємо дві компоновки: вертикальну і горизонтальну із структурною формулою  $AOXYZ\hat{C}_v$ , яка повністю забезпечує суми, вибрані в модульному комплекті.

Горизонтальна компоновка є кращою при обробці зубчастих коліс. Але вона має недоліки, коли необхідно обробляти довгі шліцеві вали, так як для закріплення такого вала у вертикальному шпинделі заготовка вимагає великих габаритів верстата по висоті, а також великих вертикальних переміщень консольних мас. Тому, для розробки приймаємо вертикальну компоновку, оптимальний варіант якої представлено на аркуші графічного матеріалу.

#### 4. ВИБІР ТА ОБҐРУНТУВАННЯ ВИХІДНИХ ДАНИХ НА РОЗРОБКУ ВЕРСТАТНОГО ОБЛАДНАННЯ

##### 4.1. Розрахунок припусків.

Розраховую припуски розрахунково-аналітичним методом для поверхні  $\varnothing 75k6 \begin{smallmatrix} +0,021 \\ +0,002 \end{smallmatrix}$ .

Обробка поверхні виконується в такій послідовності:

1. Напівчистове точіння;
2. Шліфування кругле напівчистове;
3. Шліфування кругле чистове.

Базування для токарної операції відбувається по поверхні  $\varnothing 207,9h12$ , а при шліфуванні – по поверхні  $\textcircled{24}$  на оправці.

Мінімальний припуск для токарної операції визначаємо по формулі [10, стор. 28]:

$$2Z_{\min.i} = 2 \cdot (R_{zi-1} + T_{i-1} + \sqrt{\rho_{i-1}^2 + \varepsilon_{yi}^2}), \quad (4.1)$$

Для шліфування після термічної обробки:

$$2Z_{\min.i} = 2 \cdot (R_{zi-1} + \sqrt{\rho_{i-1}^2 + \varepsilon_{yi}^2}). \quad (4.2)$$

Визначаємо складові формули для кожного переходу.

Для заготовки:  $R_z=200$  мкм;  $T=250$  мкм [2, стор. 194].

$\varepsilon_l=250$  мкм – при встановленні в пневматичному патроні [10, стор. 197.]

$$\rho = \sqrt{\rho_{\text{мел}}^2 + \rho_{\text{зм}}^2}, \quad (4.3)$$

$$\rho_{\text{мел}} = \Delta k \cdot d \text{ [2, стор. 200];}$$

$$\rho_{\text{зм}} = 800 \text{ мм [2, стор. 204];}$$

$$\Delta k = 0,8 \text{ мкм/мм [2, стор. 202];}$$

$$d = 207,9 \text{ мм.}$$

$$\rho_{\text{мел}} = 0,8 \cdot 207,9 = 166 \text{ мкм;}$$

$$\rho = \sqrt{166^2 + 800^2} = 817 \text{ мкм}$$

На шліфувальній операції при встановленні заготовки на оправку [10, стор.210]:

$$\varepsilon_2 = \sqrt{\varepsilon_\delta^2 + \varepsilon_3^2} \quad (4.4)$$

$$\varepsilon_\delta = S_{\min} + S_{\text{отв}} + S_{\text{опр}}, \quad (4.5)$$

де:  $S_{\min}$  – мінімальний зазор між діаметром отвору і оправки,  $S_{\min}=0$ ;

$S_{\text{отв}}=30$  МКМ;

$S_{\text{опр}}=30$  МКМ.

$$\varepsilon_\delta = 30 + 30 = 60 \text{ МКМ.} \quad \varepsilon_3 = 90 \text{ МКМ.}$$

$$\varepsilon_2 = \sqrt{60^2 + 90^2} = 108 \text{ МКМ.}$$

Для напівчистового точіння:

$$R_{z1}=20 \text{ МКМ; } T_1=30 \text{ МКМ.}$$

Для шліфування напівчистового:

$$R_{z2}=15 \text{ МКМ; } T_2=20 \text{ МКМ.}$$

Для шліфування чистового:

$$R_{z3}=5 \text{ МКМ; } T_3=15 \text{ МКМ.}$$

$\rho_1 = 0,05 \cdot \rho = 0,05 \cdot 817 = 41$  МКМ – після обточування напівчистового.

$\rho_1 = 0,03 \cdot \rho = 0,03 \cdot 817 = 25$  МКМ – після шліфування напівчистового.

$\varepsilon_3 = 0,06 \cdot \varepsilon_2 = 0,06 \cdot 108 = 6$  МКМ – для чистового шліфування.

Визначаємо мінімальний припуск для кожного переходу:

1. Для обточування напівчистового:

$$2Z_1 = 2 \cdot \left( 200 + 250 + \sqrt{250^2 + 817^2} \right) = 2 \cdot 1304 \text{ МКМ;}$$

2. Для шліфування напівчистового:

$$2Z_2 = 2 \cdot \left( 20 + \sqrt{41^2 + 108^2} \right) = 2 \cdot 166 \text{ МКМ;}$$

3. Для шліфування чистового:

$$2Z_3 = 2 \cdot \left( 15 + \sqrt{25^2 + 6^2} \right) = 2 \cdot 61 \text{ МКМ.}$$

Визначаємо розрахункові розміри для переходів у зворотному ході технологічного процесу за формулами:

для шліфування чистового:

$$d_{p3} = d_{\min\delta} = 75,002 \text{ мм};$$

для шліфування напівчистового:

$$d_{p2} = d_{p3} + 2Z_3 = 75,002 + 0,122 = 75,124 \text{ мм};$$

для обточування напівчистового:

$$d_{p1} = d_{p2} + 2Z_2 = 75,124 + 0,332 = 75,456 \text{ мм};$$

для заготовки:

$$d_{p.\text{заг}} = d_{p1} + 2Z_1 = 75,456 + 2,608 = 78,064 \text{ мм}.$$

Визначаємо допуски для переходів по таблицях “Економічної точності” та по таблицях ЄСДП.

Заготовка (4-ий клас точності розмірів):

$$\delta_{\text{заг}} = 2000 \text{ мкм};$$

1. Обточування напівчистове  $h11$ :

$$\delta_1 = 200 \text{ мкм};$$

2. Шліфування напівчистове  $h8$ :

$$\delta_2 = 46 \text{ мкм};$$

3. Шліфування чистове  $h6$ :

$$\delta_3 = 19 \text{ мкм}$$

Визначаємо граничні розміри:  $d_{\min}$  і по переходах, заокруглюючи розміри до знаку десяткового дробу допуску.

- для шліфування чистового:  $d_{\min3} = 75,002 \text{ мм};$
- для шліфування напівчистового:  $d_{\min2} = 75,124 \text{ мм};$
- для заготовки:  $d_{\min.\text{заг}} = 78,064 \text{ мм}.$

Визначаємо граничні розміри  $\varnothing_{\max}$  і по переходах за формулою:

$$d_{\max i} = d_{\min i} + \delta_i, \quad (4.6)$$

- для шліфування чистового:  $d_{\max3} = 75,002 + 0,019 = 75,021 \text{ мм};$
- для шліфування напівчистового:  $d_{\max2} = 75,124 + 0,046 = 75,170 \text{ мм};$



- для обточування напівчистового:  $d_{\max 1} = 75,456 + 0,200 = 75,656$  мм;
- для заготовки:  $d_{\max. заг} = 78,064 + 2,000 = 80,064$  мм.

Визначаємо розрахункові значення припусків  $2Z_{imin}$ ,  $2Z_{imax}$  для кожного переходу із врахуванням округлених значень граничних розмірів за формулами:

$$2Z_{imax} = d_{maxi-1} - d_{maxi}, \quad (4.7)$$

$$2Z_{imin} = d_{mini-1} - d_{mini} \quad (4.8)$$

1. Для обточування напівчистового:

$$2Z_{1max} = 80,064 - 75,656 = 4,408 \text{ мм}$$

$$2Z_{1min} = 78,064 - 75,456 = 2,608 \text{ мм}$$

2. Для шліфування напівчистового:

$$2Z_{2max} = 75,656 - 75,170 = 0,486 \text{ мм}$$

$$2Z_{2min} = 75,456 - 75,124 = 0,332 \text{ мм}$$

3. Для шліфування чистового:

$$2Z_{3max} = 75,170 - 75,021 = 0,149 \text{ мм}$$

$$2Z_{3min} = 75,124 - 75,002 = 0,122 \text{ мм}$$

Визначаємо загальні припуски  $2Z_{заг. max}$  та  $2Z_{заг. min}$  за формулами:

$$2Z_{заг. max} = \sum 2Z_{imax} = 4408 + 486 + 149 = 5043 \text{ мкм};$$

$$2Z_{заг. min} = \sum 2Z_{imin} = 2608 + 332 + 122 = 3062 \text{ мкм.}$$

Визначаємо загальний номінальний припуск  $2Z_{заг. ном.}$  та номінальний розмір заготовки  $d_{заг. ном.}$  за формулами:

$$2Z_{заг. ном.} = 2Z_{заг. min} - e_{загот} - e_{деталі} \quad (4.9)$$

$$d_{заг. ном.} = d_{дет. ном.} + 2Z_{заг. ном.} \quad (4.10)$$

Відповідно:

$$2Z_{заг. ном.} = 3,062 - (-1,0) - 0,002 = 4,060 \text{ мм};$$

$$d_{заг. ном.} = 75 + 4,06 = 79,06 \text{ мм.}$$

Проводимо перевірку правильності проведених розрахунків за формулою:

$$2Z_{imax} - 2Z_{imin} = \delta D_{i-1} - \delta D_i \quad (4.11)$$

1. Для обточування напівчистового:

$$4,408-2,608=1,800 \text{ мм}$$

$$2,000-0,2=1,800 \text{ мм}$$

2. Для шліфування напівчистового:

$$486-332=154 \text{ мкм}$$

$$200-46=154 \text{ мкм}$$

3. Для шліфування чистового:

$$149-122=27 \text{ мкм} \quad 46-19=27 \text{ мкм}$$

Висновок: розрахунки проведені вірно.

Заносимо всі визначенні величини в розрахункову таблицю 4.1. На основі розрахунків будуємо схему графічного розташування припусків і допусків на обробку поверхні  $\varnothing 75k6$  (рис. 4.1).

На решту поверхонь припуски і операційні розміри розраховуємо табличним методом і заносимо в таблицю 4.2.

Таблиця 4.1

Розрахункові припуски і граничні розміри на механічну обробку

поверхні  $\varnothing 75k6^{(+0,021)}$   
 $^{+0,002}$

Технологічні переходи обробки поверхні $\varnothing 75k6^{(+0,021)}$ $^{+0,002}$	Елементи припуску (мкм)				Розрахунко- вий припуск $2Z_{i\min}$ мкм	Розрахунковий розмір $d_p$ (мм)	Допуск $\delta$ (мкм)	Граничні розміри, мм		Гран. розрах. припуск	
	$R_z$	$T$	$\rho$	$\Sigma$				$d_{\min}$	$d_{\max}$	$2Z_{\min}^{\bar{a}\delta}$	$2Z_{\max}^{\bar{a}\delta}$
Заготовка	200	250	817	-	-	78,064	2000	78,064	80,064	-	-
Обточування напівчистове	20	-	41	250	$2 \times 1304$	75,456	200	75,456	75,656	4408	2608

Шліфування напівчистове	15	-	25	108	2×166	75,124	46	75,124	75,170	486	332
Шліфування чистове	5	-		6	2×61	75,002	19	75,002	75,021	149	122
Загальний припуск									5043	3062	

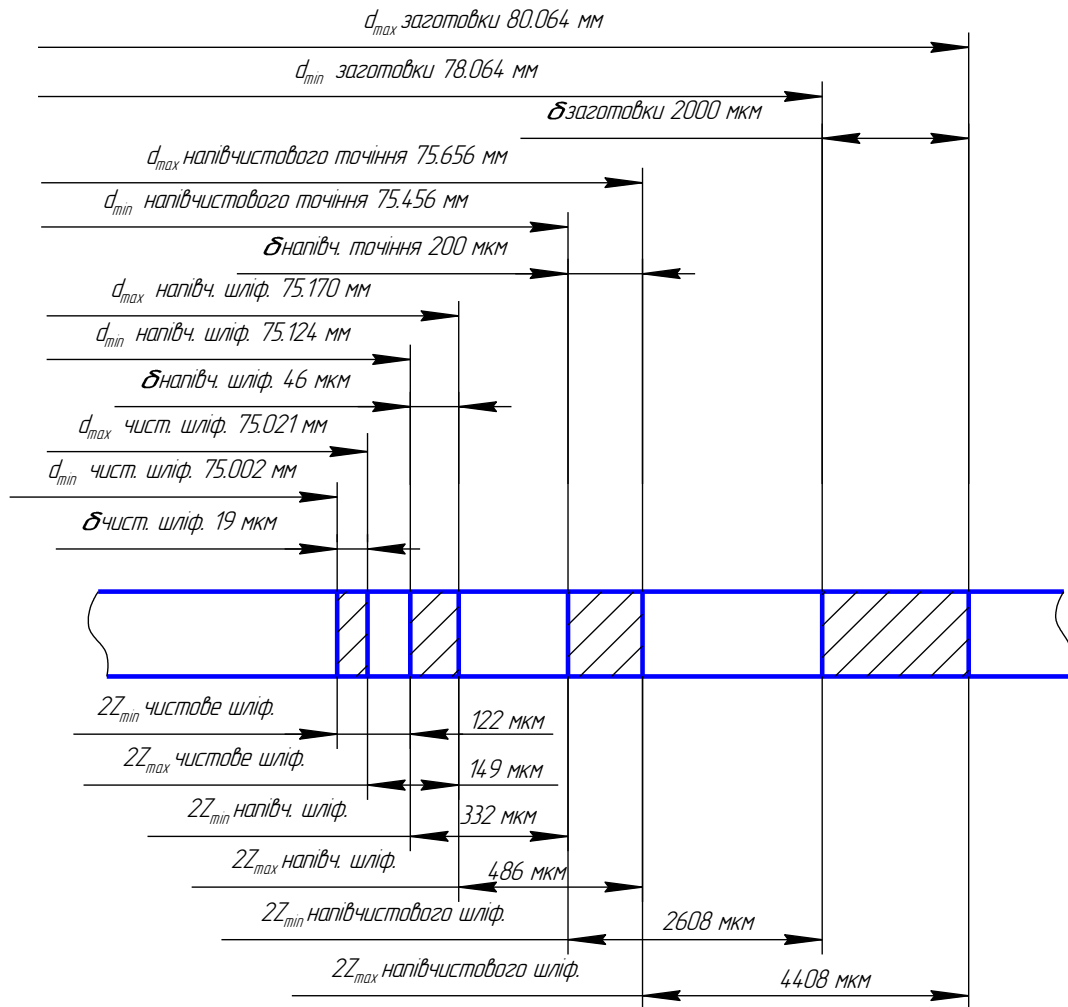


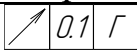
Рисунок 4.1. Схема графічного розташування припусків і допусків на обробку поверхні  $\text{Ø}75k6$

Таблиця 4.2

Розрахункові припуски і розміри табличним методом на механічну обробку

Технологічні операції і переходи обробки поверхонь деталей	Квалітет (ступінь точності)	Шорсткість мкм	Допуск мм	Припуск мм	Операційні розміри із граничними відхиленнями мм
1	2	3	4	5	6
<b>Кругла внутрішня Ø174H8</b>					
Напівчистове шліфування	8	$R_a2,5$	0,063	2×0,2	Ø174 <sup>+0,063</sup>
	11	$R_z40$	0,25	2×1,4	Ø173,6 <sup>+0,25</sup>
Напівчистове розточування	4-й клас	$R_z160$	2,0	2×1,6	Ø170,8 <sup>+1,3</sup> <sub>-0,7</sub>
Заготовка					
<b>Кругла внутрішня Ø124<sub>+1,15</sub></b>					
Чорнове розточування	14	$R_z80$	1,15	2×1,3	Ø124 <sub>+1,15</sub>
Заготовка	4-й клас	$R_z160$	2,0	2×1,3	Ø121,4 <sup>+1,3</sup> <sub>-0,7</sub>
<b>Кругла внутрішня Ø58,1H7</b>					
Чистове шліфування	7	$R_a2,5$	0,030	2×0,1	Ø58,1 <sup>+0,03</sup>
Напівчистове шліфування	8	$R_z20$	0,046	2×0,15	Ø57,9 <sup>+0,046</sup>
	10	$R_z40$	0,12	2×1,3	Ø57,6 <sup>+0,12</sup>
Напівчистове розточування	12	$R_z80$	0,30	2×17,5	Ø55 <sup>+0,3</sup>
Розсвердлювання	14	$R_z80$	0,52	2×10	Ø20 <sup>+0,52</sup>
Свердління					
<b>Кругла зовнішня Ø207,9h12</b>					
Напівчистове точіння	12	$R_z40$	0,46	2×1,6	Ø207,9 <sub>-0,46</sub>
Заготовка	4-й клас	$R_z160$	2,0	2×1,6	Ø211,2 <sup>+1,3</sup> <sub>-0,7</sub>
<b>Кругла зовнішня Ø184h14</b>					
Напівчистове точіння	14	$R_z80$	1,15	2×1,6	Ø184 <sub>-1,15</sub>
Заготовка	4-й клас	$R_z160$	2,0	2×1,6	Ø187,2 <sup>+1,3</sup> <sub>-0,7</sub>
<b>Кругла зовнішня Ø90h16</b>					
Чорнове точіння	14	$R_z80$	2,2	2×1,3	Ø90 <sub>-2,2</sub>
Заготовка	4-й клас	$R_z160$	2,0	2×1,3	Ø92,6 <sup>+1,3</sup> <sub>-0,7</sub>

## Продовження таблиці 4.2

1	2	3	4	5	6
Торцева поверхня 65 <sub>-0,74</sub>					
Чорнове точіння одного торця	14	R <sub>z</sub> 80	0,74	1,3	65,07 <sub>-0,74</sub>
Чорнове точіння другого торця	14	R <sub>z</sub> 80	0,74	1,3	66,3 <sub>-0,74</sub>
Заготовка	4-й клас	R <sub>z</sub> 160	2,0	2×1,3	67,6 <sub>-0,7</sub> <sup>+1,3</sup>
Торцева поверхня 33h12					
Шліфування 1-го торця		R <sub>z</sub> 20	0,25	0,1	33 <sub>-0,25</sub>
	14	R <sub>z</sub> 80	0,62	1,5	33,1 <sub>-0,62</sub>
Чорнове точіння 2-го торця	14	R <sub>z</sub> 80	0,62	1,6	34,6 <sub>-0,62</sub>
Чорнове точіння 1-го торця	4-й клас	R <sub>z</sub> 160	2,0	2×1,6	36,2 <sub>-0,7</sub> <sup>+1,3</sup>
Заготовка					
Торцева поверхня 26h14					
Напівчистове шліфування		R <sub>z</sub> 40	0,62	0,1	26 <sub>-0,62</sub>
Чорнове точіння	14	R <sub>z</sub> 80	0,62	1,5	25,9 <sub>-0,62</sub>
Заготовка	4-й клас	R <sub>z</sub> 160	2,0	1,6	27,6 <sub>-0,7</sub> <sup>+1,3</sup>
Торцева поверхня 6,5±0,09					
Напівчистове шліфування		R <sub>a</sub> 2,5	0,18	0,1	6,5±0,09
Чорнове точіння	14	R <sub>z</sub> 40	0,36	1,2	6,4±0,18
Заготовка	4-й клас	R <sub>z</sub> 160	2,0	1,3	5,2 <sub>-0,7</sub> <sup>+1,3</sup>

#### 4.2. Розрахунок режимів різання.

Розраховуємо режими різання аналітичним і табличним методами. Для зубофрезерної операції 035 – шестерня з  $m=5$ ;  $z=39$ ;  $W=70,639$ . Довжина зуба  $B=25$  мм; сталь 25ХГТ. Верстат зубофрезерний 53А80Н; інструмент – черв'ячна фреза  $D=60$  мм.

По табличних даних для станків III групи  $s_0=1,9$  мм/об. Поправочні коефіцієнти  $K_{s1}=1,0$  і  $K_{s2}=0,5$  [10, 13].

Нормативна подача:

$$s_0 = s_0 \cdot K_{s1} \cdot K_{s2} = 1,9 \cdot 1,0 \cdot 0,5 = 0,95 \text{ мм/об.} \quad (4.12)$$

Приймаємо  $s_0=0,92$  мм/об.

Табличним методом визначаємо швидкість різання  $v_n=29,8$  м/хв, поправочні коефіцієнти в залежності від матеріалу  $K_{mv}=1,0$ , від прийнятої кількості осьових переміщень  $K_{wv}=1,0$  кута нахилу зубів шестерні  $K_{\beta v}=1,1$ ; тоді нормативна швидкість різання буде рівна:

$$V = v_n \cdot K_{mv} \cdot K_{wv} \cdot K_{\beta v} = 29,8 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,1 = 32,78 \text{ м/хв.} \quad (4.13)$$

По встановленій швидкості різання  $v=32,8$  м/хв. визначаємо число оборотів фрези:

$$n = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot D_u} = \frac{1000 \cdot 32,8}{3,14 \cdot 60} = 170,8 \text{ об/хв.} \quad (4.14)$$

Для роботи приймаємо найближче значення числа обертів яке є в паспорті верстату  $n=170$  об/хв., тоді фактична швидкість різання буде рівна

$$v = \frac{\pi D_u n}{1000} = \frac{3,14 \cdot 60 \cdot 170}{1000} = 32,02 \text{ м/хв.} \quad (4.15)$$

По табл. 26 [10] визначаємо потужність. При  $s_0=1,9$  мм/об і  $m=5$  нормативна потужність  $N_H=3,6$  кВт. По цій же карті визначаємо поправочні коефіцієнти на нормативну потужність в залежності від матеріалу  $K_{mN}=1,0$ ; від прийнятої кількості осьових переміщень  $K_{wN}=1,2$ ; кута Нилу зубів  $K_{\beta N}=0,97$ ; потужність, яка необхідна на різання, складе:

$$N = N_H K_{mN} K_{wN} K_{\beta N} = 3,6 \cdot 1,2 \cdot 0,97 = 4,1 \text{ кВт} \quad (4.16)$$

Знайдене значення потужності перевіряється по потужності електродвигуна з врахуванням ККД верстату. При  $N_{\delta}=7$  кВт і ККД  $\eta=0,6$  потужність на шпинделі складе:

$$N_e = N_{\delta} \cdot \eta = 7 \cdot 0,6 = 4,2 \text{ кВт}, \quad (4.17)$$

Тобто буде більше потужності, потрібної на різання.


Основний час визначається по формулі:

$$T_o = \frac{(l+l_1)}{ns_o K} = \frac{(35+39,8) \cdot 39}{170 \cdot 1,9 \cdot 1,0} = 9,89 \text{ хв.} \quad (4.18)$$

де:  $l_1$  – величина врізання і перебігу, визначається по додатку 1 для чорнового зубофрезерування колеса.

Таблиця 4.3

## Зведена таблиця режимів різання

Номер, назва операції, зміст переходу	$t$ , мм	$L$ , мм	$i$	$T_m$ , хв	$S_o$ , мм/об	$n$ , об/хв	$V$ , м/хв	$S$ , мм/хв	$T_o$ , хв	$N$ , кВт
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
005 Вертикально-свердлильна 1. Свердлити отвір $\varnothing 20^{+0,52}$	10	58	1	40	0,28	250	15,7	-	0,83	2,2
010 Вертикально-свердлильна 1. Розсвердлити отвір $\varnothing 55_{+0,5}$	17,5	62	1	50	0,4	160	27,6	-	0,97	3,1
015 Токарна з ЧПК 1. Підрізати торець $66,3_{-0,74}$ і точити поверхню  під кутом $22^\circ 30' \pm 1^\circ$	1,3	34	1	60	0,8	200	13,9	-	0,21	3,4
2. Підрізати 2 торці: $34,6_{-0,62}$ , $6,7_{-0,1}$	1,6	114	1	60	0,6	250	137,4	-	0,76	4,1
3. Розточити послідовно три отвори: $\varnothing 57,6^{+0,12}$ ; $\varnothing 173,6^{+0,25}$ ; $\varnothing 130_{-1,15}$ ; $\varnothing 124^{+1,15}$ ; $l=6,7_{-0,1}$ і зняти дві фаски $2 \times 45^\circ$ ; $1 \times 45^\circ$	1,6	74	1	60	0,4	315	171,7	-	0,59	3,12
4. Точити деталь, в розмір $\varnothing 207,9_{-0,46}$	1,6	46	1	60	0,6	200	130,6	-	0,38	3,0
5. Точити канавку, в розмір $R1,5^{+0,2}$ ; $l=26 \pm 0,3$	1,5	54	1	60	0,25	200	37,4	-	0,01	1,1
020 Токарна з ЧПК 1. Підрізати торець в розмір $65_{-0,74}$ ; зняти фаску $1 \times 45^\circ$ ; точити поверхню, в розмір $\varnothing 75,45^{+0,2}$ ; підрізати торець в розмір $33_{-0,25}$ ; $R1,6_{+0,2}$ ; $R2_{+0,1}$ , $\varnothing 90_{-2,2}$ ; точити поверхню, в розмір $\varnothing 184_{-1,15}$ з підрізкою торця до розміру $0,5_{+0,2}$ ; точити фаску $1 \times 45^\circ$ – по програмі	1,6	150	1	60	0,6	200	130,6	-	1,25	2,1
2. Розточити фаску $2 \times 45^\circ$	2,0	5	1	60	0,6	200	36,4	-	0,04	2,2



## Продовження таблиці 4.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
025 Радіально-свердлильна 1. Свердлити одночасно 8 отворів $\varnothing 14,5_{+0,3}$ , в розмір $156 \pm 0,4$	7,25	24	1	40	0,28	315	14,3	-	0,27	5,4
030 Вертикально-свердлильна 1. Зенкувати одночасно 8 фасок, в розмір $\varnothing 15 \pm 45^\circ$	1,0	5	1	40	0,28	315	14,3	-	0,06	2,8
035 Зубофрезерна Фрезерувати 39 зубів, $W=70,639$ ; $m=5$	-	96	1	150	0,92	$n_{фр}$ 100 $n_{см}$ 1,7	32,8	-	9,89	4,1
040 Зубозаокруглююча Заокруглити 39 зубів з двох сторін, в розмір $R2 \pm 0,2$	-	5	1	120	0,48	$n_{фр}$ 1400	351,6	-	5,79	1,2
045 Зубошевінгувальна Шевінгувати зуби $m=5$ ; $z=39$ , витримуючи довжину спільної нормалі $W=70,488_{-0,29}$	-	30	-	200	0,04 мм/хв Д	250	78,5	-	7,8	0,5
050 Внутрішшліфувальна 1. Шліфувати отвір $\varnothing 50,1_{+0,03}$	0,05	70	-	150	$S_{повзд}$ 0,8	$n_d$ 250	39,3	$S_{non}$ 0,18	1,4	1,2
2. Шліфувати торець, в розмір $33_{-0,25}$ 	0,05	25	-	150	$S_{повзд}$ 0,8	$n_d$ 250	39,3	$S_{non}$ 0,18	1,4	1,2
3. Шліфувати отвір $\varnothing 174H8$	0,05	25	-	150	$S_{повзд}$ 0,8	$n_d$ 125	54,8	$S_{non}$ 0,18	1,4	1,2
4. Шліфувати торець, в розмір $6,5_{+0,09}$ ; 	0,05	20	-	150	$S_{повзд}$ 0,8	$n_d$ 125	54,8	$S_{non}$ 0,18	1,2	1,2
055 Круглошліфувальна 1. Шліфувати поверхню, в розмір $\varnothing 75k6 \begin{pmatrix} -0,021 \\ -0,002 \end{pmatrix}$ з підшліфовкою торця  , витримуючи 	0,05	35	-	150	0,7	$n_d$ 200	47,1	$S_{non}$ 1,1	3,3	1,0

## 5. ПРОЕКТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЇ ВЕРСТАТНОГО ОБЛАДНАННЯ.

### 5.1. Шпиндельна бабка верстата.

Шпиндельна бабка верстата (ШБ) представляє собою основний виконавчий вузол верстата, який забезпечує головний рух – обертання різального інструменту, його рух вздовж власної осі і радіальну подачу.

Головною складовою частиною ШБ є шпиндельний вузол. Крім цього в корпусі ШБ розміщений механізм, який забезпечує переміщення різального інструменту вздовж власної осі. Цей механізм має окремий електродвигун постійного струму, систему циліндричних зубчастих передач та ходовий гвинт з  $z=10$  мм.

В передній частині корпусу на підшипниках кочення монтується шпиндель. Головною базовою деталлю шпиндельного вузла, крім самого шпинделя, є стакан, який монтується в корпусі на двох радіально-упорних підшипниках і служить для розвантаження шпинделя і можливості передачі крутного моменту на шпиндель при його осьовому переміщенні.

Паралельно осі шпинделя в корпусі розміщено привідний вал, на одному кінці якого насаджене конічне зубчасте колесо, а на іншому – циліндричне, яке зв'язане з зубчастим колесом, закріпленим на стакані. Для виборки зазору між зубами шестерень, зубчасте колесо зроблене розбірним: з допомогою ексцентрика вузький вінець повертається відносно широкого, чим встановлюється мінімальний боковий зазор в передачі. Таким самим чином вибирається боковий зазор між шліцами шпинделя і стакана.

Опорою для кінця оправки інструмента служить контр підтримка, втулка якої встановлюється на радіально-упорних підшипниках.

Затяжка фрезерної оправки в конусний отвір шпинделя здійснюється з допомогою шомпола.

В корпусі супорта монтується також ряд допоміжних, діагностичних механізмів, які забезпечують роботу вузла.

Вузол працює наступним чином: від електродвигуна головного руху оберти передаються через систему передач на конічні колеса супорта. Потім через вал і циліндричну зубчасту пару оберти передаються на стакан, який через шліци безпосередньо з'єднаний із шпинделем.

Переміщення шпинделя вздовж власної осі здійснюється від окремого двигуна, розміщеного на супорті. Оберти через циліндричні шестерні передаються на черв'ячну пару, колесо якої закріплене на ходовому гвинті. Гайка нерухомо з'єднана з корпусом.

### 5.1.1. Розрахунок окремих елементів вузла.

#### 5.1.1.1. Розрахунок обертових моментів.

Обертові моменти розраховуємо по формулі:

$$T_{об} = 9550 \frac{N_{дв} \cdot \eta}{n_{розр}}, \quad (5.1)$$

де:  $N_{дв}$  – потужність електродвигуна;

$\eta$  – ККД кінематичного ланцюга від двигуна до заднього вала;

$n_{розр}$  – розрахункові оберти на валу.

Для приводу головного руху:

$$T_1 = 9550 \cdot \frac{5}{735} = 65 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$T_2 = 9550 \cdot \frac{5 \cdot 0,97^2}{175,0} = 94,5 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$T_3 = 9550 \cdot \frac{5 \cdot 0,97^5}{398} = 103 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$T_4 = 9550 \cdot \frac{5 \cdot 0,97^8}{100} = 374 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$T_5 = 9550 \cdot \frac{5 \cdot 0,97^{10}}{100} = 352 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$T_6 = 9550 \cdot \frac{5 \cdot 0,97^{11}}{25} = 1366 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Для приводу переміщення інструмента вздовж власної осі:

$$T_1 = 9550 \cdot \frac{0,53 \cdot 0,97}{2000} = 2,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_2 = 9550 \cdot \frac{0,53 \cdot 0,97^3}{1455} = 3,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_3 = 9550 \cdot \frac{0,53 \cdot 0,97^4}{1000} = 4,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_4 = 9550 \cdot \frac{0,53 \cdot 0,97^6}{650} = 6,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_5 = 9550 \cdot \frac{0,53 \cdot 0,97^6 \cdot 0,9}{26} = 131,6 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

### 5.1.1.2. Розрахунок модулів зубчастих передач і міжосьових відстаней.

Модуль зубчастої передачі обчислюємо за формулою:

$$m = 12,6 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{об} \cdot K_n}{y \cdot \Psi_m \cdot Z_k [\sigma]_H}}, \quad (5.2)$$

де:  $Z_k$  – число зубів колеса;

$y$  – коефіцієнт форми зуба, який залежить від числа зубів колеса;

$T_{об}$  – розрахунковий обертовий момент, на валу колеса;

$K_n$  – коефіцієнт навантаження, який враховує збільшення навантаження на

передачу відносно номінального.

$$K_n=2,54; \Psi_m=12; y=0,276; Z_k=31; [\sigma]_H=247$$

Для приводу головного руху:

$$m_1 = 12,6 \sqrt[3]{\frac{103 \cdot 2,54}{0,276 \cdot 12 \cdot 45 \cdot 247}} = 3,18 \text{ мм}$$

Приймаємо  $m_1 = 3,5 \text{ мм}$ .

Міжосьова віддаль:

$$A_1 = \frac{m_1}{2} (Z_u \cdot Z_k) = \frac{3,5}{2} (31 + 49) = 140 \text{ мм}$$

$$m_3 = 12,6 \sqrt[3]{\frac{109 \cdot 2,54}{0,276 \cdot 12 \cdot 45 \cdot 247}} = 3,37 \text{ мм}$$

Приймаємо  $m_3 = 3,5$  мм.

Міжосьова відстань:

$$A_3 = \frac{3,5}{2}(45 + 38) = 145 \text{ мм}$$

$$m_4 = 12,6 \cdot \sqrt[3]{\frac{374 \cdot 2,54}{0,258 \cdot 12 \cdot 29 \cdot 266}} = 2,71 \text{ мм}$$

Приймаємо  $m_4 = 3$  мм.

Тоді,

$$A_4 = \frac{m_{\max} \cdot Z}{2 \sin \delta} = \frac{3 \cdot 29}{2 \cdot \sin 90^\circ} = 43,5 \text{ мм}$$

$$m_5 = 12,6 \cdot \sqrt[3]{\frac{352 \cdot 2,54}{0,276 \cdot 12 \cdot 20 \cdot 247}} = 2,97 \text{ мм}$$

Приймаємо  $m_5 = 3,5$  мм.

Тоді,

$$A_5 = \frac{3,5}{2}(29 + 80) = 175 \text{ мм}$$

Для приводу переміщення інструменту вздовж власної осі.

$$m_1 = 12,6 \cdot \sqrt[3]{\frac{2,5 \cdot 2,54}{0,276 \cdot 12 \cdot 24 \cdot 247}} = 1,91 \text{ мм}$$

Приймаємо  $m_1 = 2$  мм.

Міжосьова відстань:

$$A_1 = \frac{2}{2}(24 + 33) = 57 \text{ мм}$$

$$m_2 = 12,6 \cdot \sqrt[3]{\frac{3,2 \cdot 2,54}{0,276 \cdot 12 \cdot 33 \cdot 247}} = 1,92 \text{ мм}$$

Приймаємо  $m_2 = 2$  мм.

Тоді,

$$A_2 = \frac{2}{2}(33 + 48) = 81 \text{ мм}$$

$$m_3 = 12,6 \cdot \sqrt[3]{\frac{4,5 \cdot 2,54}{0,276 \cdot 12 \cdot 26 \cdot 247}} = 1,9 \text{ мм}$$

Приймаємо  $m_3 = 2$  мм.

Тоді,

$$A_3 = \frac{2}{2}(26 + 40) = 66 \text{ мм}$$

Для черв'ячної передачі

$$A_4 = 61 \sqrt[3]{\frac{T_4}{[\sigma]_4^2}} = 61 \sqrt[3]{\frac{6,5 \cdot 10^3}{247^2}} = 40 \text{ мм}$$

Тоді,

$$m_4 = (1,5 \dots 1,7) \cdot \frac{A_4}{Z_k} = (2,4 \dots 2,72) \text{ мм}$$

Приймаємо  $m_4 = 2,5$  мм.

### 5.1.1.3. Розрахунок діаметрів валів.

Розрахунок валів проводимо за формулою:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16M_k}{\pi \cdot [\tau]_n}}, \quad (5.3)$$

де:  $M_k$  – крутний момент на валу;

$$[\tau]_n = 25 \text{ Н/мм}^2$$

Отже, для приводу головного руху:

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 65}{3,14 \cdot 25}} = 22,6 \text{ мм}$$

Приймаємо  $d_1 = 23$  мм.

$$d_2 \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 94,5}{3,14 \cdot 25}} = 25,9 \text{ мм}$$

Приймаємо  $d_2 = 26$  мм.

$$d_3 \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 103}{3,14 \cdot 25}} = 27,3 \text{ мм}$$

Приймаємо  $d_3 = 40$  мм.

$$d_4 \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 374}{3,14 \cdot 25}} = 44,1 \text{ мм}$$

Приймаємо  $d_4 = 45$  мм.

$$d_5 \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 352}{3,14 \cdot 25}} = 43,5 \text{ мм}$$

Приймаємо  $d_5 = 60$  мм.

$$d_6 \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1366}{3,14 \cdot 25}} = 62,6 \text{ мм}$$

Приймаємо  $d_6 = 80$  мм.

Для приводу переміщення інструмента вздовж власної осі.

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 2,5}{3,14 \cdot 25}} = 0,8 \text{ мм}$$

Приймаємо  $d_1 = 18$  мм.

Провівши аналогічні обчислення приймаємо:  $d_2 = 20$  мм,  $d_3 = 23$  мм,  $d_4 = 23$  мм,  $d_5 = 40$  мм.

## 5.2. Розрахунок шпиндельного вузла.

### 5.2.1. Характеристика шпиндельного вузла.

Шпиндель є кінцевою ланкою приводу головного руху і призначений для закріплення інструменту чи заготовки. Шпиндельні вузли верстатів у відповідності з пред'явленими до них вимогами повинні забезпечувати ряд вимог.

1. Передачу на заготовку чи ріжучий інструмент розрахункових режимів для заданих технологічних операцій.
2. точність обертання, яка оцінюється радіальним та осьовим биттям переднього кінця шпинделя:

$$\Delta \leq \frac{\Delta_\partial}{3}, \quad (5.3)$$

де  $\Delta$  – биття шпинделя;

$\Delta_\partial$  – допуск на лімітуючий розмір виробу.

В нашому випадку:

$$\Delta \leq \frac{63}{3} = 0,021 \text{ мм}$$

3. Жорсткість визначається по деформації шпинделя під навантаженням і при цьому жорсткість на передньому кінці шпинделя:

$$j = \frac{F}{y}, \quad (5.4)$$

де  $F$  – сила прикладена на передньому кінці шпинделя, Н;  
 $y$  – прогин переднього кінця, мкм.

Виходячи з нормальної роботи підшипників жорсткість на ділянці між опорами обмежується величиною:

$$250 \leq j \leq 500 \text{ Н/мкм}$$

$$d \geq \sqrt[4]{(0,05 \dots 0,1) l^3}, \quad (5.5)$$

де  $l$  – відстань між опорами, мм.

$$d \geq \sqrt[4]{(0,05 \dots 0,1) 124^3}$$

$$d \geq (18 \dots 21) \text{ мм}$$

4. Високі динамічні якості, які визначаються амплітудою коливань переднього кінця шпинделя і частотою власних коливань. Бажано, щоб власна частота шпинделя була не нижче 500-600 Гц.

5. Мінімальні тепловиділення і температурні деформації впливають як на точність обробки, так і на працездатність опор. Тепловиділення регламентуються допустимим нагрівом підшипників.

6. довговічність шпиндельних вузлів, яка залежить від довговічності опор, що в свою чергу залежить від ефективності системи змащування, ущільнень, частоти обертання, попереднього натягу в підшипниках. Довговічність шпиндельного вузла не регламентована. Діаметр шийки шпинделя вибирають по критерію жорсткості., що забезпечує довговічність підшипників до  $(12-20) \cdot 10^3$  год.

7. Швидке і точне закріплення деталі.

8. Мінімальні затрати на виготовлення, складання і експлуатацію.



### 5.2.2. Вибір компоновальної схеми шпиндельного вузла.

В шпинделях верстатів для забезпечення високої вантажоздатності, точності обертання, підвищеної жорсткості і мінімального тепловиділення, як правило, використовують підшипники кочення спеціальних конструкцій.

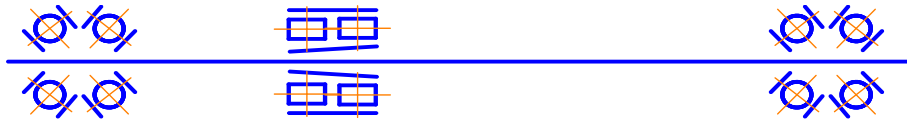


Рисунок 5.1. Конструктивна схема шпиндельного вузла.

Точність підшипників, яка регламентується радіальним і осьовим биттям обертового кільця, в великій мірі визначає точність обертання шпинделя. При цьому радіальне биття передньої  $\delta_A$  і задньої  $\delta_B$  опор можна знайти формули:

$$\delta = \delta_A \left(1 + \frac{a}{l}\right) + \delta_B \frac{a}{l}, \quad (5.5)$$

$$\delta \leq \frac{\Delta}{3}, \quad (5.6)$$

Прийнявши, що  $\delta_A = \delta_B \frac{a}{l}$ , дістанемо

$$\delta_A = \frac{\Delta}{6 \left(1 + \frac{a}{l}\right)}, \quad (5.7)$$

$$\delta_B = \frac{\Delta}{6 \frac{a}{l}}, \quad (5.8)$$

Враховуючи, що  $l=124$  мм,  $a=150$  мм отримаємо:

$$\delta_A = \frac{0,021}{6 \left(1 + \frac{150}{124}\right)} = 1,58 \cdot 10^{-3} \text{ мм}$$

$$\delta_B = \frac{0,021}{6 \frac{150}{124}} = 2,89 \cdot 10^{-3} \text{ мм}$$

По величинах  $\delta_A$  і  $\delta_B$  виберемо підшипники відповідного класу точності.

Жорсткість підшипників визначається пружним зближенням тіл кочення з кільцями і контактними деформаціями кілець з спряженими поверхнями. Жорсткість залежить головним чином від типу підшипника і його діаметра.

Посадки підшипників кочення впливають на точність обертання шпинделя та інші критерії роботи здатності, так як вони повинні мати попередній натяг. Кільця, які обертаються, потрібно встановлювати з невеликим натягом (2-4 мкм) і кільця, які нерухомі також встановлюють з натягом в низькошвидкісних шпиндельних вузлах. Відхилення розмірів і форми спряжених з підшипником поверхонь деталей шпиндельного вузла не повинні перевищувати допустимих відхилень для тих елементів підшипників, з якими контактує дана деталь.

Затрати на тертя в підшипниках кочення оцінюються по моменту тертя або теплових потоках. Теплота, яка виділяється в підшипнику приводить до температурних деформацій. В підшипниках нерівномірність нагріву приводить до зміни натягу, тому кінцеве регулювання натягу здійснюють при встановленій температурі.

### 5.2.3. Вибір геометричних параметрів шпиндельного вузла.

Діаметр шпинделя в передній опорі

$$d \leq \frac{(d_n)_{\text{табл}}}{n_{\text{max}}}, \quad (5.9)$$

$$d \leq \frac{0,3 \cdot 10^6}{400} = 80,25 \text{ мм}$$

Приймаємо  $d=80$  мм.

Міжопорна відстань:

$$l = (2...6)d = (2...6)80 = 160...480 \text{ мм}$$

Приймаємо  $l=460$  мм.

Діаметр переднього кінця шпинделя:

$$d_n = (1..1,2)d = (1...1,2)80 = 80...96 \text{ мм}$$

Приймаємо  $d_n=100$  мм.

Діаметр шпинделя в задній опорі:

$$d_3 = (0,8...1)d = (0,8...1)80 = 64...80 \text{ мм}$$

Приймаємо  $d_3=80$  мм.

Діаметр шпинделя між опорами:

$$d_m = (0,9...1)d = (0,9...1)80 = 72...80 \text{ мм}$$

Приймаємо  $d_m=80$  мм.

Діаметр шпинделя в передній опорі:

Прийmemo рівним діаметру оправки:

$$d_{no}=50 \text{ мм}$$

Виліт кінця шпинделя:

$$c=50 \text{ мм.}$$

#### 5.2.4. Характеристика елементів шпиндельного вузла.

##### 5.2.4.1. Розрахунок оптимальної між опорної відстані.

Конструктивні параметри шпиндельного вузла в значній мірі впливають на його жорсткість. Рациональний вибір цих параметрів дозволяє одержати оптимальну жорсткість вузла. При наближених розрахунках шпиндель замінюють балкою на двох опорах, з силою  $F$  прикладеною на консолі [12].

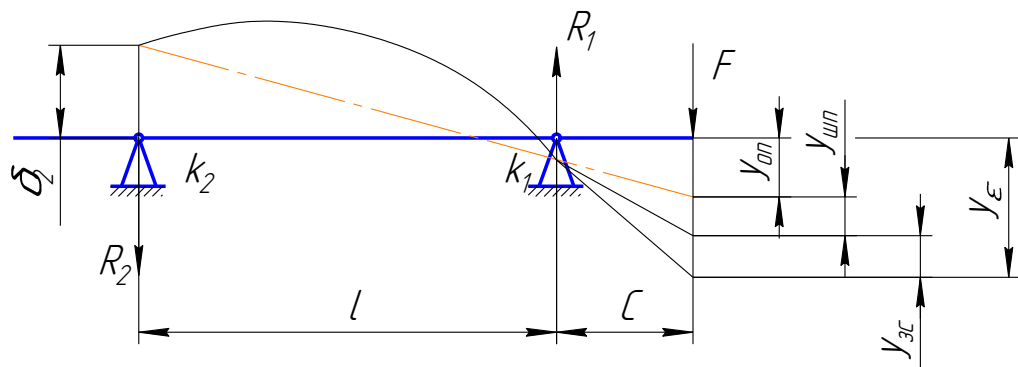


Рисунок 5.6. Схема биття шпинделя.

Радіальну деформацію робочого кінця шпинделя можна представити в вигляді:

$$y_{\Sigma} = y_{шп} + y_{он} + y_{зс}, \quad (5.10)$$

де:  $y_{um}$  – зміщення, викликане прогином тіла шпинделя;  
 $y_{on}$  – зміщення, викликано податливістю опор;  
 $y_{zc}$  – зміщення зсуву від дії поперечних сил.

Так як зміщення  $y=(3-6)y_1 \cdot y_2$ , то при наближених розрахунках не враховуємо. Сумарну деформацію визначаємо за формулою [5, с.92]:

$$y = F \cdot C^2 / 3E \cdot [(C/I_2) + (l \cdot (1 - \xi_3) / I_1)] + F \{ k_1 \cdot [(C(1 - \xi) + 1) / l]^2 + k_2 (1 - \xi_3) (C^2 / l^2) \},$$

де:  $E$  - модуль пружності матеріалу шпинделя;  
 $I_1, I_2$  - осьовий момент інерції січення шпинделя на консолі і між опорами;  
 $k_1, k_2$  - податливість передньої і задньої опор;  
 $\xi_3$  - коефіцієнт защемлення в передній опорі.

Загальна податливість шпиндельного вузла:

$$K = C^2 / 3E \cdot [(C/I_2) + (l \cdot (1 - \xi_3) / I_1)] + k_1 \cdot [(C(1 - \xi) + 1) / l]^2 + k_2 (1 - \xi_3) (C^2 / l^2) \quad (5.11)$$

Крива загальної податливості  $k(l)$  має екстремум. Виходячи з критерію одержання максимальної жорсткості, рівняння диференціюють по  $l$  і прирівнюють до нуля:  $d_k/dl=0$ .

В результаті отримано алгебраїчне рівняння третього порядку для визначення оптимальної між опорної відстані:

$$l^3 - \{ (6EI_1 k_1 / C) \cdot l + 6EI_1 [k_1 (1 - \xi) + k_2] \} = 0 \quad (5.12)$$

Рівняння розв'язують з допомогою формул Карно або наближено графічним методом. При позначенні між опорної відстані враховують її вплив на точність обертання шпинделя, тому виходячи з критерію мінімального радіального биття переднього кінця шпинделя, розміри між опорної відстані обмежують умовою:  $l_{opt} \geq 2,5C$ .

## 5.2.4.2. Розрахунок радіальної жорсткості шпиндельного вузла.

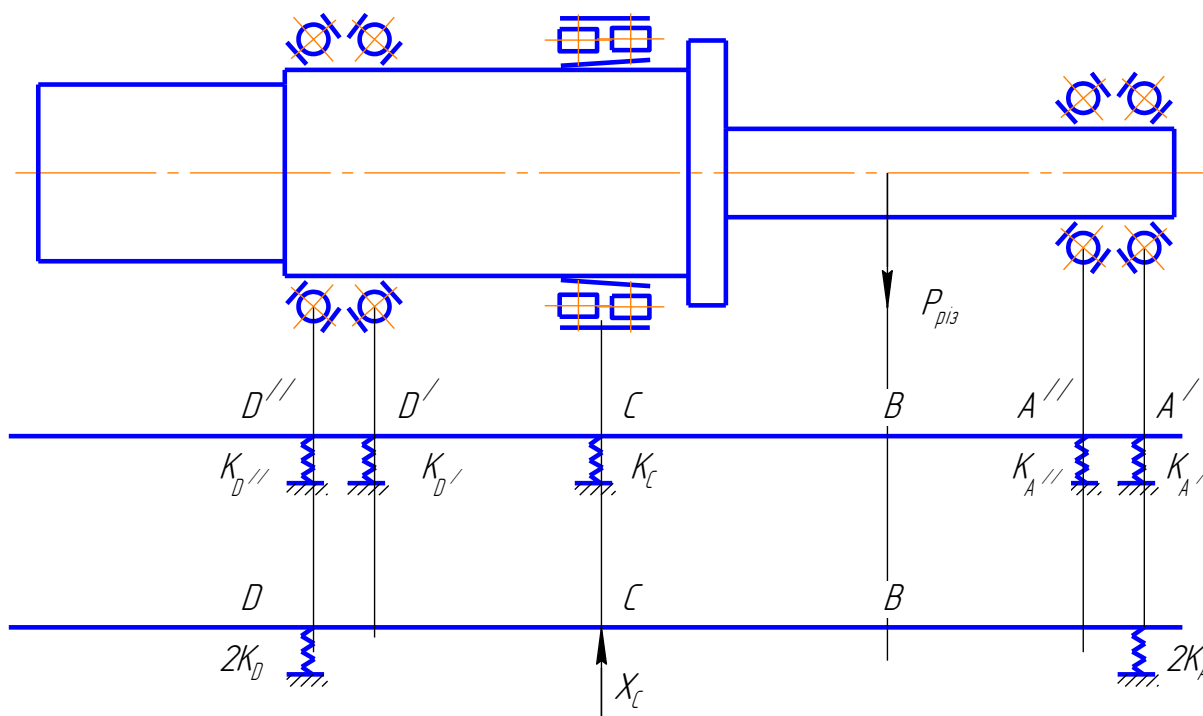


Рисунок 5.8. Конструктивна, повна та приведена схема ШВ.

## 5.2.4.3. Розрахунок моментів інерції.

Момент інерції ділянок січення знаходимо за формулою:

$$I = \pi(D^4 - d^4)/64, \quad (5.13)$$

де:  $D$  - зовнішній діаметр, мм;

$d$  - діаметр отвору в шпинделі, мм.

$$I_1 = (3,14 \cdot 27^4)/64 = 26074 \text{ мм}^4;$$

$$I_2 = (3,14 \cdot 100^4)/64 = 4906250 \text{ мм}^4;$$

$$I_3 = (3,14 \cdot 80^4)/64 = 2009600 \text{ мм}^4;$$

$$I_4 = (3,14 \cdot 71^4)/64 = 1250761 \text{ мм}^4.$$

Приведений момент інерції знаходимо за формулою:

$$I_{np} = \frac{\sum I_i \cdot l_i}{\sum l_i} = \frac{(I_1 l_1 + I_2 l_2 + I_3 l_3 + I_4 l_4)}{(l_1 + l_2 + l_3)}, \quad (5.14)$$

де:  $I_i$  - моменти інерції січення окремих ділянок;

$l_i$  - відповідні довжини ділянок.

Приведення здійснюємо у випадку перепаду діаметрів до 10%.

$$I_{np} = \frac{26074 \cdot 300 + 4906250 \cdot 24 + 2009600 \cdot 186 + 1250761 \cdot 424}{300 + 24 + 186 + 424} = 1250748 \text{ мм}^4$$

#### 5.2.4.4. Математична модель розрахунку жорсткості ШВ.

Якщо шпиндельний вузол являє собою невизначену систему, то для розрахунку використовуємо канонічне рівняння методу сил.

Статично невизначена система приводиться до статично визначеної шляхом відкидання надмірних опор. На місці опор прикладаються реакції і прогин на місці відкинутої опори при дії всіх сил рівний нулю:

$$\delta_i = 0$$

Якщо на систему діють реакції відкинутих опор  $X_j$  та зовнішнє зусилля  $P$ , тоді по принципу незалежності дії сил будемо мати:

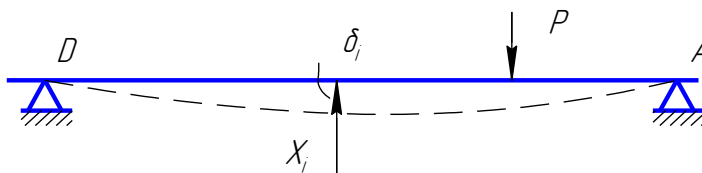
$$\delta_i = \sum_{j=1}^n \delta_{ij} X_j + \delta_{ip}, \quad (5.15)$$

де:  $\delta_{ij}$  – коефіцієнт впливу податливості, тобто деформація в  $i$ -й точці від зусилля в  $j$ -й точці;

$\delta_{ip}$  – сумарна деформація в  $i$ -й точці від дії зовнішньої сили.

Для шпиндельного вузла необхідно врахувати як жорсткість шпинделя, так і жорсткість опор.

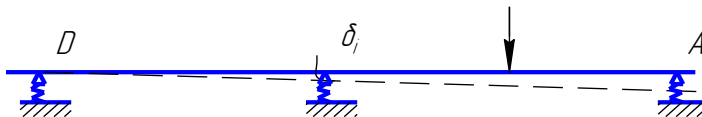
1. Врахуємо пружну балку на жорстких опорах.



$$\delta_i' = 0; \delta_i' = \sum \delta_{ij}' X_j + \delta_{ip}', \quad (5.16)$$

де:  $\delta_{ij}'$  – коефіцієнт впливу податливості балки;

## 2. Жорстка балка на пружних опорах.



$$\delta_i'' = C_i X_i, \quad (5.17)$$

$$\delta_i = \delta_i' + \delta_i'' = 0,$$

$$\sum \delta_{ij}' + \delta_{ip}' = -C_i X_i, \quad (5.18)$$

де:  $\delta_{ij}'$  – узагальнені коефіцієнти впливу основної і статично визначеної системи;

$X_i$  – узагальнені реакції відкинутих опор (сила чи момент);

$C_i$  – узагальнені податливості відкинутих опор;

$\delta_{ip}'$  – деформація в  $i$ -й точці від впливу зовнішніх сил;

$n$  – ступінь статичної невизначеності системи.

### 5.2.4.5. Визначення коефіцієнтів впливу податливості.

Знаходимо коефіцієнт впливу податливості:

$$\alpha_{BB} = \alpha_{BB}' + \alpha_{BB}'', \quad (5.19)$$

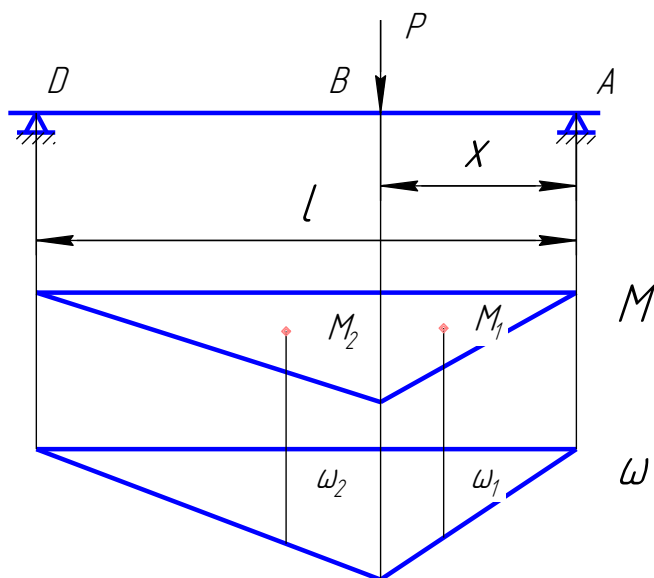
де:  $\alpha_{BB}'$  – коефіцієнт впливу податливості пружної балки на жорстких опорах;

$\alpha_{BB}''$  – коефіцієнт впливу податливості жорсткої балки на пружних опорах.

$$\alpha = \frac{1}{EI_{np}} \sum M w, \quad (5.20)$$

де:  $M$  – площа епюри моментів від прикладеного навантаження;

$w$  – координата центра ваги епюри від прикладеного динамічного навантаження.



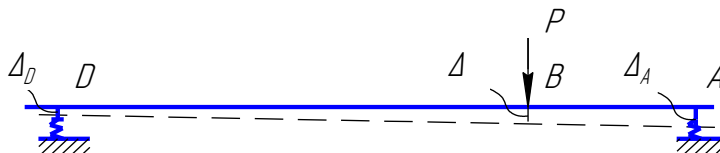
$$X=220 \text{ мм}; l=460 \text{ мм}$$

Рисунок 5.9. Схема розрахунку.

Згідно рекомендацій, враховуючи, що  $X=E$ :

$$\alpha'_{BB} = \frac{X^2(l-X)^2}{3EI} = \frac{220^2(460-220)^2}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 1250748 \cdot 460} = 7,691 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н}$$

Знаходимо коефіцієнт впливу податливості жорсткої балки на пружних опорах.



$$\Delta_A = C_A \cdot R_A = \frac{l-x}{l} C_A;$$

$$\Delta_D = C_D \cdot R_D = \frac{x}{l} C_D.$$

де:  $C_A$  і  $C_D$  – податливості опор.

З подібності трикутників:

$$\frac{\Delta_A - \Delta_D}{\Delta - \Delta_D} = \frac{l}{l-X}$$

Звідси:

$$\Delta = \alpha''_{BB} = \frac{(\Delta_A - \Delta_D)(l-X) + \Delta_D l}{l} = \frac{(l-X)^2 C_A}{l^2} + \frac{X^2 C_D}{l^2}, \quad (5.21)$$



Отже,

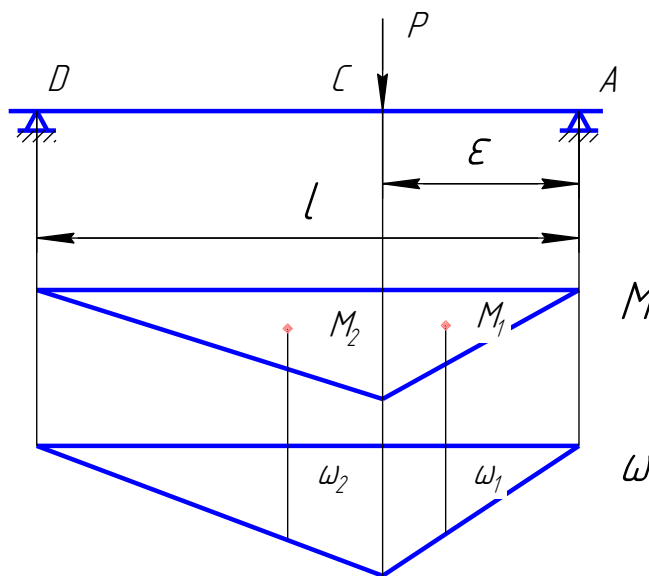
$$\delta_{BB}'' = \frac{(460 - 220)^2 \cdot 1,25 \cdot 10^{-5}}{460^2} + \frac{220^2 \cdot 8,3 \cdot 10^{-6}}{460^2} = 5,3 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н}$$

Тоді,

$$\alpha_{BB} = 7,691 \cdot 10^{-6} + 5,3 \cdot 10^{-6} = 1,29 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н}$$

Знаходимо коефіцієнт впливу податливості  $\alpha_{CC}$  аналогічно попередньому:

$$\alpha_{CC} = \alpha'_{CC} + \alpha''_{CC}$$



$$l = 460 \text{ мм}; \quad \varepsilon = 340 \text{ мм}$$

Рисунок 5.10. Схема розрахунку.

$$\alpha'_{CC} = \frac{\varepsilon(l - \varepsilon)}{6EI} (2l\varepsilon - 2\varepsilon^2) = \frac{\varepsilon^2(l - \varepsilon)^2}{3EI} = \frac{340^2(460 - 340)^2}{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 1250748 \cdot 460} = 4,59 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н}$$

Знаходимо коефіцієнт впливу податливості жорсткої балки на пружних опорах.

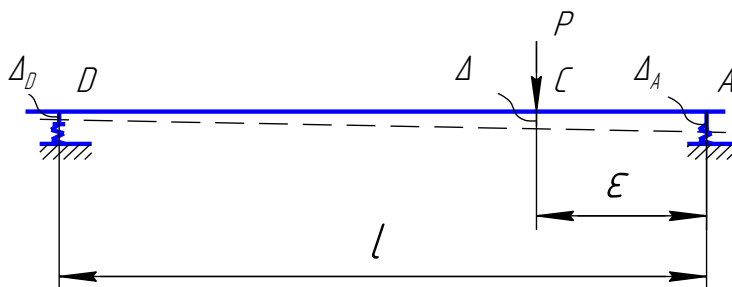


Рисунок 5.11. Схема розрахунку.

$$R_A = \frac{l-\varepsilon}{l}; R_D = \frac{\varepsilon}{l};$$

$$\Delta_A = C_A \cdot R_A = \frac{l-\varepsilon}{l} C_A;$$

$$\Delta_D = C_D \cdot R_D = \frac{\varepsilon}{l} C_D.$$

З подібності трикутників:

$$\frac{\Delta_A - \Delta_D}{\Delta - \Delta_D} = \frac{l}{l - \varepsilon}$$

Звідси:

$$\begin{aligned} \Delta = \alpha''_{CC} &= \frac{(\Delta_A - \Delta_D)(l - \varepsilon) + \Delta_D l}{l} = \frac{(l - \varepsilon)^2 C_A}{l^2} + \frac{\varepsilon^2 C_D}{l^2} = \frac{(460 - 340)^2 \cdot 1,25 \cdot 10^{-5}}{460^2} + \\ &+ \frac{340^2 \cdot 8,3 \cdot 10^{-6}}{460^2} = 5,4 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н} \end{aligned}$$

Тоді,

$$\alpha_{CC} = 4,59 \cdot 10^{-6} + 5,4 \cdot 10^{-6} = 9,99 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н}$$

Знаходимо коефіцієнт впливу податливості:

$$\alpha_{BC} = \alpha'_{BC} + \alpha''_{BC}$$

$$X=220 \text{ мм}; \varepsilon=340 \text{ мм}; l=460 \text{ мм}.$$

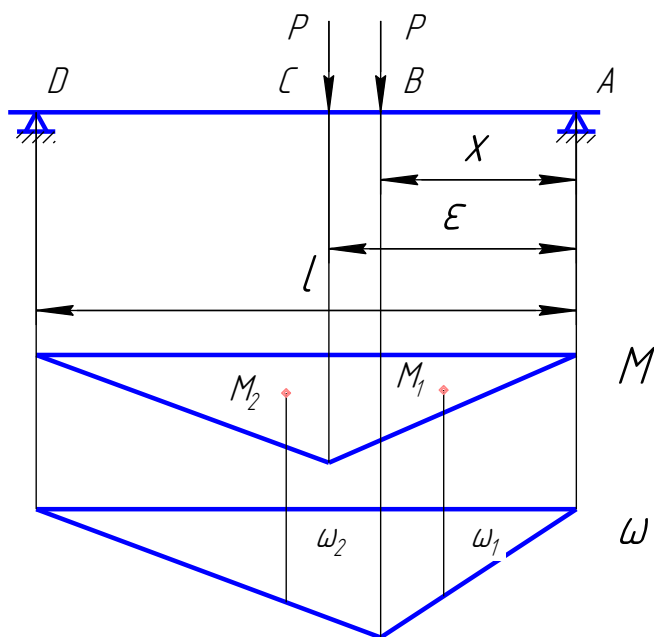


Рисунок 5.12. Схема розрахунку.

$$\alpha'_{BC} = \frac{\varepsilon(l-\varepsilon)}{6EI} (2l\varepsilon - X^2 - \varepsilon^2) = \frac{340(460-220)(2 \cdot 460 \cdot 220 - 220^2 - 340^2)}{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 1250748 \cdot 460} = 4,32 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н}$$

Знаходимо коефіцієнт впливу податливості жорсткої балки на пружних опорах.

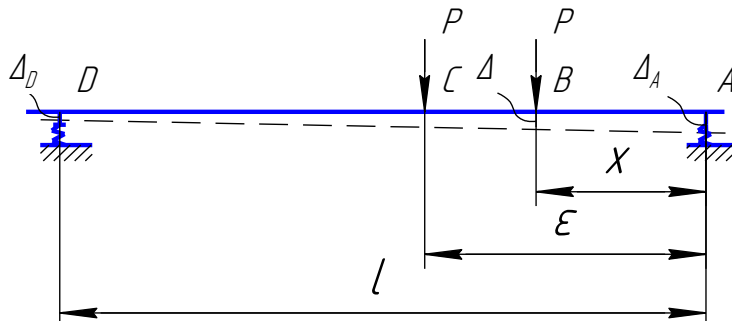


Рисунок 5.13. Схема розрахунку.

З подібності трикутників:

$$\frac{\Delta_A - \Delta_D}{\Delta - \Delta_D} = \frac{l}{l - \varepsilon}$$

Звідси:

$$\Delta = \alpha''_{BC} = \frac{(l-X)(l-\varepsilon) \cdot C_A + X\varepsilon C_D}{l^2} = \frac{(460-220)(460-340) \cdot 1,25 \cdot 10^{-5}}{460^2} + \frac{220 \cdot 340 \cdot 8,3 \cdot 10^{-6}}{460^2} = 4,64 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н}$$

Тоді,

$$\alpha_{BC} = 4,32 \cdot 10^{-6} + 4,64 \cdot 10^{-6} = 8,96 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н}$$

Податливість шпинделя в точці B буде:

$$\delta_{BB} = \alpha_{BB} - \frac{\alpha_{BC}^2}{\alpha_{CC} + C_C}, \quad (5.22)$$

де:  $C_C$  – податливість опори в точці C.

Тоді,

$$\delta_{BB} = 1,29 \cdot 10^{-5} - \frac{(8,96 \cdot 10^{-6})^2}{9,99 \cdot 10^{-6} + 1,1 \cdot 10^{-6}} = 5,66 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н}$$

Жорсткість шпинделя:

$$K_{ун} = \frac{1}{\delta_{BB}} = \frac{1}{5,66 \cdot 10^{-6}} = 1,77 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}$$

### 5.2.4.6 Визначення реакцій опор із загального рівняння.

Визначаємо реакцію відігнутої опори за формулою:

$$\sum_{j=1}^n \delta_{ij} X_j + \delta_{ip} = 0$$

Оскільки система один раз статично невизначена, то формула прийме вид:

$$\delta_{BC} \cdot X_C + \delta_{Bp} = 0, \quad (5.23)$$

де:  $\delta_{Bp}$  – деформація в точці  $B$  від сили різання.

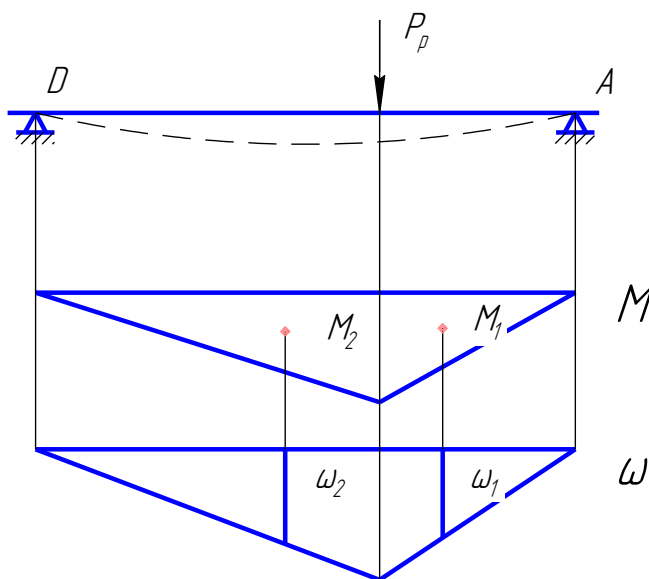


Рисунок 5.14. Схема розрахунку.

$$\delta_{Bp} = \delta_{um} + \delta_{on},$$

$$\delta_{um} = \frac{PX^2(l-X)^2}{3EI} = \frac{6698 \cdot 220^2 (460-220)^2}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 1250748 \cdot 460} = 5,2 \cdot 10^{-2} \text{ мм}$$

$$\begin{aligned} \delta_{on} &= \frac{P(l-X)^2 \cdot C_A}{l^2} + P \frac{X^2 C_D}{l^2} = 6698 \frac{(460-220)^2 \cdot 1,25 \cdot 10^{-5}}{460^2} + \\ &+ 6698 \frac{220^2 \cdot 8,3 \cdot 10^{-6}}{460^2} = 3,56 \cdot 10^{-2} \text{ мм} \end{aligned}$$

Тоді,

$$\delta_{Bp} = 5,2 \cdot 10^{-2} + 3,55 \cdot 10^{-2} = 8,75 \cdot 10^{-2} \text{ мм}$$

Знайдемо рівняння опор.

$$X_C = \frac{\delta_{Bp}}{\delta_{BC}} = \frac{8,75 \cdot 10^{-2}}{8,96 \cdot 10^{-6}} = 9766 \text{ Н}$$

$$X_A = P \frac{l - X}{l} = 6698 \frac{460 - 220}{460} = 3494,6 \text{ Н}$$

$$X_D = P \frac{X}{l} = 6698 \frac{220}{460} = 3203 \text{ Н}$$

### 5.2.5. Уточнений розрахунок радіальної жорсткості шпинделя.

Розрахунок жорсткості опор дозволяє оцінити, в якій мірі податливість підшипника відіб'ється на точності обертання шпинделя верстата, а також на загальній жорсткості всього шпиндельного вузла. При розрахунку враховується не тільки деформація підшипника в контактні тіл кочення з доріжками, але і деформація в контактні посадочних поверхонь підшипника із спряженими елементами опори.

Радіальна жорсткість підшипника у вузлі рівна:

$$j_r = \frac{F_r}{\delta_r}, \quad (5.24)$$

де:  $F_r$  – радіальне навантаження на опору, Н;

$\delta_r$  – радіальна податливість підшипника під навантаженням, мкм.

$$\delta_r = \delta_r' + \delta_r''$$

де:  $\delta_r'$  – радіальна податливість в контактні найбільш напруженого тіла кочення з доріжкою кочення;

$\delta_r''$  – радіальна податливість в контактні кілець з посадочними поверхнями вала і корпуса, мкм.

$$\delta_r' = \beta \delta_{r_0}, \quad (5.25)$$

де:  $\delta_{r_0}$  – радіальна податливість в контактні найбільш напруженого тіла кочення з доріжкою при нульовому зазорі, мкм;

$\beta$  – коефіцієнт, що враховує натяг чи зазор в підшипниках.

Для радіального підшипника:

$$\delta_{r_0} = 8 \cdot 10^{-5} \frac{Q_0^{0,9}}{l_w^{0,8}}, \quad (5.26)$$

Для радіально-упорних підшипників:

$$\delta_{r_0} = \frac{4 \cdot 10^{-4}}{\cos \alpha} \sqrt[3]{\frac{Q_0}{D_w}}, \quad (5.27)$$

$$Q_0 = \frac{5F_r}{iz \cos \alpha}, \quad (5.28)$$

де:  $i$  – число рядів тіл кочення;

$z$  – число тіл кочення в ряду.

Для радіального підшипника з номограми:

$$\delta_{r_0} = 6,2 \text{ мкм}$$

По графіку:  $\beta = 0,5$

Тоді,

$$\delta'_r = 0,5 \cdot 6,2 = 3,1 \text{ мкм}$$

Для радіально-упорних підшипників:

$$Q_{01} = \frac{5 \cdot 3495}{2 \cdot 14 \cdot \cos 12^\circ} = 638,1 \text{ Н}$$

$$Q_{02} = \frac{5 \cdot 3203}{2 \cdot 20 \cdot \cos 12^\circ} = 409,3 \text{ Н}$$

$$\delta_{r_{01}} = \frac{4 \cdot 10^{-4}}{\cos 12^\circ} \sqrt[3]{\frac{638,1}{12,7}} = 1,51 \text{ мкм}$$

$$\delta_{r_{02}} = \frac{4 \cdot 10^{-4}}{\cos 12^\circ} \sqrt[3]{\frac{409,3}{13,49}} = 1,28 \text{ мкм}$$

$$\beta_1 = 0,5; \beta_2 = 0,4$$

Тоді:

$$\delta'_{r_1} = 0,5 \cdot 1,51 = 0,755 \text{ мкм}$$

$$\delta'_{r_2} = 0,4 \cdot 1,28 = 0,512 \text{ мкм}$$

Радіальна податливість  $\delta''_r$ :

$$\delta''_r = \frac{4Pk}{\pi dB} \left( 1 + \frac{d}{D} \right), \quad (5.29)$$

Приймаємо  $k = 0,05$ .

Для радіального підшипника:

$$\delta_r'' = \frac{4 \cdot 9766 \cdot 0,05}{3,14 \cdot 80 \cdot 34} \left(1 + \frac{80}{125}\right) = 0,375 \text{ мкм}$$

Для радіально-упорних підшипників:

$$\delta_{r_1}'' = \frac{4 \cdot 3495 \cdot 0,05}{3,14 \cdot 50 \cdot 20} \left(1 + \frac{50}{90}\right) = 0,346 \text{ мкм} \quad \delta_{r_2}'' = \frac{4 \cdot 3203 \cdot 0,05}{3,14 \cdot 80 \cdot 22} \left(1 + \frac{80}{125}\right) = 0,19 \text{ мкм}$$

Отже, для підшипників:

$$2-31821116: \delta_r = 3,1 + 0,375 = 3,475 \text{ мкм}$$

$$4-36210E: \delta_r = 0,755 + 0,346 = 1,101 \text{ мкм}$$

$$4-46116: \delta_r = 0,512 + 0,19 = 0,702 \text{ мкм}$$

Радіальна жорсткість підшипників:

$$2-31821116: I_{on} = \frac{9766}{3,475} = 2810,4 \text{ Н/мкм}$$

$$4-36210E: I_{on} = \frac{3495}{1,101} = 3174,4 \text{ Н/мкм}$$

$$4-46116: I_{on} = \frac{3203}{0,702} = 4562,7 \text{ Н/мкм}$$

Податливість опор є величина, обернена до жорсткості:

$$C = \frac{1}{j}, \quad (5.30)$$

Тоді:

$$C_C = \frac{1}{2810,4} = 0,356 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н} \quad C_A = \frac{1}{3174,4} = 0,315 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н}$$

$$C_D = \frac{1}{4562,7} = 0,219 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н}$$

Маючи точні значення податливості опор можна знайти уточнене значення радіальної жорсткості шпиндельного вузла.

Знаходимо уточнені значення коефіцієнтів впливу податливості:

$$\alpha_{BB}' = 7,691 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н}$$

$$\alpha_{BB}'' = \frac{(460 - 220)^2 \cdot 0,315 \cdot 10^{-6}}{460^2} + \frac{220^2 \cdot 0,219 \cdot 10^{-6}}{460^2} = 1,36 \cdot 10^{-7} \text{ мм/Н}$$

$$\alpha_{BB} = 7,691 \cdot 10^{-6} + 1,36 \cdot 10^{-7} = 7,83 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н}$$

$$\alpha'_{CC} = 4,59 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н}$$

$$\alpha''_{CC} = \frac{(460-340)^2 \cdot 0,315 \cdot 10^{-6}}{460^2} + \frac{340^2 \cdot 0,219 \cdot 10^{-6}}{460^2} = 1,41 \cdot 10^{-7} \text{ мм/Н}$$

$$\alpha_{CC} = 4,59 \cdot 10^{-6} + 1,41 \cdot 10^{-7} = 4,73 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н}$$

$$\alpha'_{BC} = 4,32 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н}$$

$$\alpha''_{BC} = \frac{(460-220)(460-340) \cdot 0,315 \cdot 10^{-6}}{460^2} + \frac{220 \cdot 340 \cdot 0,219 \cdot 10^{-6}}{460^2} = 1,2 \cdot 10^{-7} \text{ мм/Н}$$

$$\alpha_{BC} = 4,32 \cdot 10^{-6} + 1,2 \cdot 10^{-7} = 4,44 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н}$$

Податливість шпинделя в точці  $B$ :

$$\delta_{BB} = 7,83 \cdot 10^{-6} - \frac{(4,44 \cdot 10^{-6})^2}{4,73 \cdot 10^{-6} + 0,356 \cdot 10^{-6}} = 3,95 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н}$$

Жорсткість шпинделя:

$$K_{un} = \frac{1}{\delta_{BB}} = \frac{1}{3,95 \cdot 10^{-6}} = 2,53 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}$$

Жорсткість шпиндельного вузла відповідає вимозі:

$$250 \leq j \leq 500 \text{ Н/мм}$$

### 5.2.6. Розрахунок осової жорсткості шпиндельного вузла.

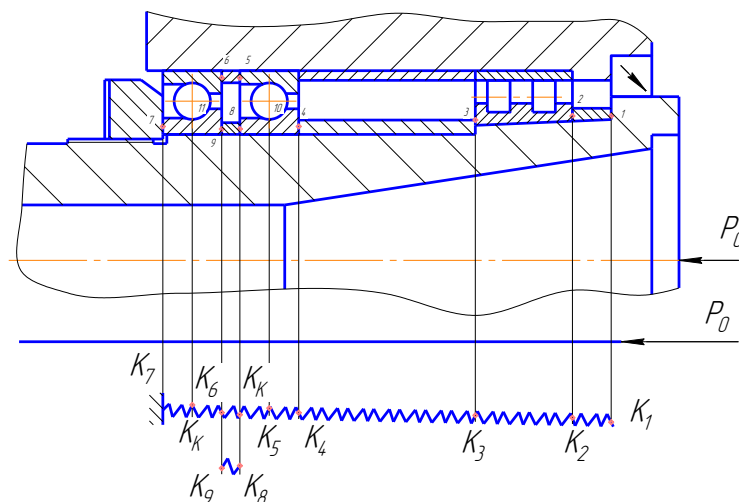


Рисунок 5.15. Конструктивна та еквівалентна схема ШВ.

Плоский нерухомий стик визначається за формулою:



$$e_1 = mC_p^{m-1}, \quad (5.31)$$

$$\delta = C_\sigma \cdot \sigma^{10}$$

Оскільки стик нерухомий, то  $m = 0,5$ :

$$e_1 = \frac{C_\sigma}{2F^{0,5} \cdot p^{0,5}}, \quad (5.32)$$

де:  $F$  – площа стику, м<sup>2</sup>;

$P$  – осьова сила, Н.

Для підшипників:

контактна деформація

$$\delta = K_p \cdot p, \quad (5.33)$$

де:  $K_p$  – коефіцієнт податливості, м/Н.

Для радіально-упорних підшипників:

$$K_p = 5,2 \cdot 10^{-5} / d, \quad (5.34)$$

де:  $d$  – діаметр вала, м.

$$e_1 = \frac{d\delta}{dp} = K_p, \quad (5.35)$$

Знаходимо площі стиків:

$$F = \frac{\pi(D_3^2 - D_6^2)}{4}, \quad (5.36)$$

$$F_1 = \frac{3,14(0,092^2 - 0,082^2)}{4} = 1,366 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

$$F_2 = \frac{3,14(0,092^2 - 0,082^2)}{4} = 1,62 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

$$F_3 = \frac{3,14(0,092^2 - 0,082^2)}{4} = 1,62 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

$$F_4 = F_7 = F_8 = F_9 = 1,62 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

$$F_5 = \frac{3,14(0,12^2 - 0,11^2)}{4} = 1,81 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

Шукаємо податливість аргументів.

$$C_1 = \frac{1,9 \cdot 10^{-9}}{2 \cdot (1,366 \cdot 10^{-3})^{0,5} \cdot 1000^{0,5}} = 7,91 \cdot 10^{-10} \text{ м/Н}$$

$$C_2 = C_1 = 7,91 \cdot 10^{-10} \text{ м/Н}$$

$$C_3 = \frac{1,9 \cdot 10^{-9}}{2 \cdot (1,62 \cdot 10^{-3})^{0,5} \cdot 1000^{0,5}} = 7,55 \cdot 10^{-10} \text{ м/Н}$$

$$C_4 = C_7 = C_8 = C_9 = C_3 = 7,55 \cdot 10^{-10} \text{ м/Н}$$

$$C_5 = C_6 = \frac{1,9 \cdot 10^{-9}}{2 \cdot (1,81 \cdot 10^{-3})^{0,5} \cdot 1000^{0,5}} = 7,06 \cdot 10^{-10} \text{ м/Н}$$

$$C_{10} = C_{11} = 5,2 \cdot 10^{-5} / 0,105 = 4,95 \cdot 10^{-4} \text{ м/Н}$$

Приводимо податливості складної крутної системи за формулою:

$$C_{12} = 2 \cdot 7,91 \cdot 10^{-10} = 15,82 \cdot 10^{-10} \text{ м/Н} \quad C_{34} = 2 \cdot 7,55 \cdot 10^{-10} = 15,1 \cdot 10^{-10} \text{ м/Н}$$

$$C_{56} = 2 \cdot 7,06 \cdot 10^{-10} = 14,12 \cdot 10^{-10} \text{ м/Н} \quad C_{89} = 2 \cdot 7,55 \cdot 10^{-10} = 15,1 \cdot 10^{-10} \text{ м/Н}$$

$$C_{1234567,10,11} = 15,82 \cdot 10^{-10} + 15,1 \cdot 10^{-10} + 14,12 \cdot 10^{-10} + 7,55 \cdot 10^{-10} + 2 \cdot 4,95 \cdot 10^{-10} = 9,9 \cdot 10^{-4} \text{ м/Н}$$

Тоді:

$$C_{1,11} = \frac{9,9 \cdot 10^{-4} \cdot 15,1 \cdot 10^{-10}}{9,9 \cdot 10^{-4} + 15,1 \cdot 10^{-10}} = 15,1 \cdot 10^{-10} \text{ м/Н}$$

Осьова жорсткість рівна:

$$I_{\Sigma} = \frac{1}{C_{\Sigma}} = \frac{1}{15,1 \cdot 10^{-10}} = 6,6 \cdot 10^8 \text{ Н/м}$$

### 5.3. Динамічний розрахунок шпиндельного вузла.

Для розрахунку динамічних властивостей шпиндельного вузла слід від конструктивної схеми перейти до розрахункової схеми.

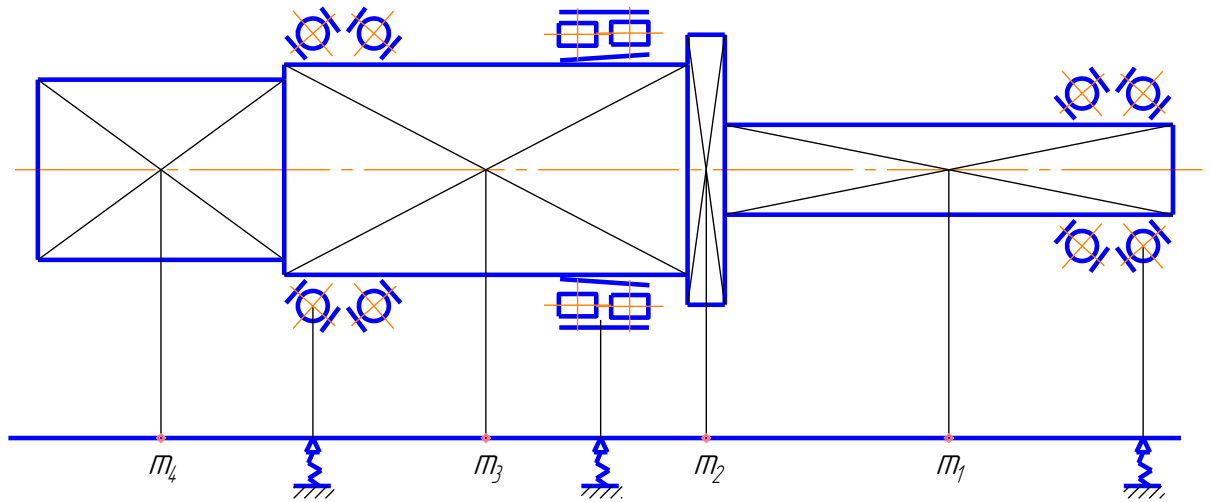


Рисунок 5.16. Конструктивна і розрахункова схеми ШВ.

Таким чином шпиндель замінюється системою із чотирма зосередженими масами.

#### 5.3.1. Визначення приведених мас ділянок ШВ.

Шпиндель являє собою систему із розподіленою масою, тому його слід замінити на систему із зосередженою масою на невагомій балці. Метод приведення мас полягає у розбитті роз приділеної маси на ділянки постійного діаметра. Для цих ділянок визначаємо центри мас і вся маса ділянки приводиться до нього. Вся система із зосередженими масами приводиться до двохмасової системи.

Приведення мас здійснюється із умови рівності першої власної частоти реальної і розрахункової схем.

Розраховуємо маси за формулою:

$$m_i = \frac{\pi d_i^2}{4} l_i \rho, \quad (5.37)$$

де:  $d_i$  – діаметр ділянки шпинделя;

$l_i$  – довжина ділянки;

$\rho$  – густина матеріалу шпинделя.

Отже,

$$m_1 = \frac{3,14 \cdot 27^2 \cdot 300}{4} \cdot 7,8 \cdot 10^{-6} = 1,34 \text{ кг} \quad m_2 = \frac{3,14 \cdot 100^2 \cdot 24}{4} \cdot 7,8 \cdot 10^{-6} = 1,47 \text{ кг}$$

$$m_3 = \frac{3,14 \cdot 80^2 \cdot 186}{4} \cdot 7,8 \cdot 10^{-6} = 7,29 \text{ кг} \quad m_4 = \frac{3,14 \cdot 71^2 \cdot 424}{4} \cdot 7,8 \cdot 10^{-6} = 13,09 \text{ кг}$$

Для приведення маси  $m_2$  до  $m_1$  використаємо формулу:

$$m_{np.1} = m_1 + \frac{a_1^2 (b_1 + b_2)^2}{a_2^2 \cdot b_2^2} \cdot m_2, \quad (5.38)$$

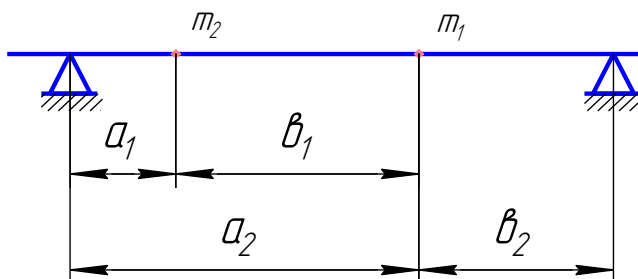


Рисунок 5.17. Схема розрахунку.

$$m_{np.1} = 1,34 + \frac{40^2 (162 + 150)^2}{282^2 \cdot 150^2} \cdot 1,47 = 1,43 \text{ кг}$$

Для приведення маси  $m_4$  до  $m_3$  використаємо формулу:

$$m_{np.2} = m_3 + \frac{a^2 \cdot b^2}{C^2 (C+l)} \cdot m_4, \quad (5.39)$$

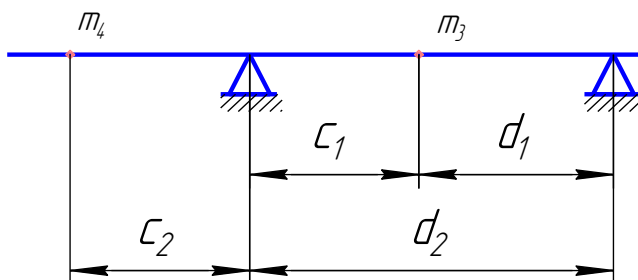


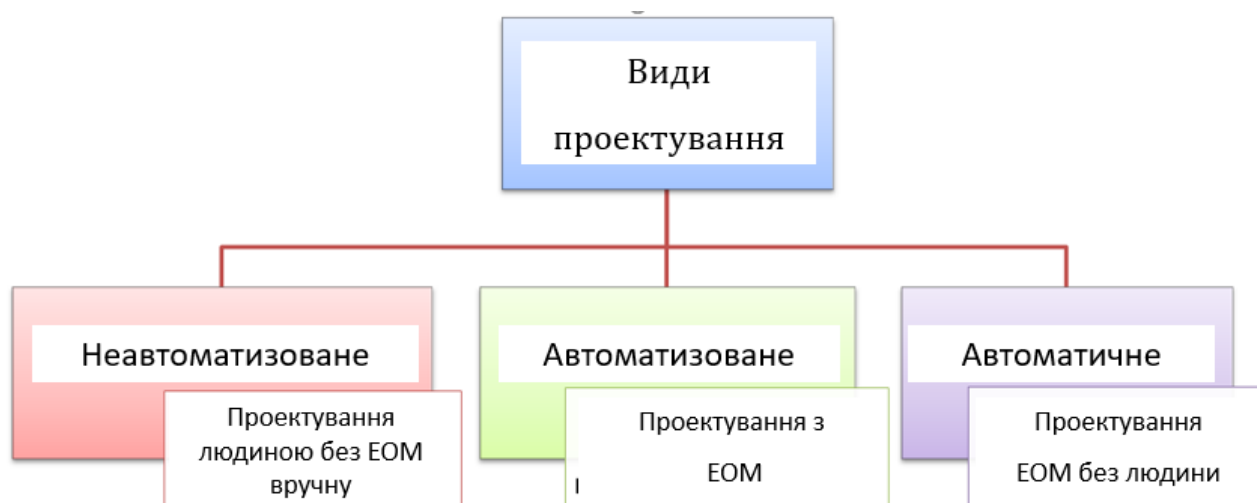
Рисунок 5.18. Схема розрахунку.

$$m_{np.2} = 7,29 + \frac{62^2 \cdot 62^2}{240^2 (240 + 124) \cdot 124} \cdot 13,09 = 7,36 \text{ кг}$$

## 6. НАУКОВО-ДОСЛІДНА ЧАСТИНА.

### 6.1. Проектування. Види проектування

Проектування – це інженерний комплекс робіт для досліджень, розрахунків та конструювання нового виробу чи нового процесу. В основі процесу проектування лежить технічне завдання.



Ефективність застосування САПР забезпечується наступними її можливостями [14-22]:

- автоматизацією процесів щодо оформлення проектної документації;
- інформаційної підтримки та автоматизації процесу прийняття рішень;
- використання сучасних технологій, а саме алгоритмів паралельного проектування;
- уніфікації проектних рішень і процесів проектування;
- повторного використання попередньо створених проектних рішень;
- заміни натурних випробувань та макетування математичним та твердотілим моделюванням;
- підвищення якості менеджменту проектування;
- застосування методів багатоваріантного проектування, раціоналізації проектних рішень та оптимізації за рядом критеріальних оцінок.

## 6.2. Створення твердотілої моделі вузла.

Система твердотілого проектування SolidWorks пропонує досить гнучкі можливості створення вузлів і складок. Система підтримує як створення збірки способом "від низу до верху", тобто на основі вже наявних деталей, число яких може доходити до сотень і тисяч, так і проектування «зверху вниз» (від збірки до деталі).

Проектування збірки починається із задання взаємного розташування деталей один щодо одного, причому забезпечується попередній перегляд просторового зв'язку, що накладається. Для циліндричних поверхонь можуть бути задані зв'язки концентричності, для площин - їх збіг, паралельність, перпендикулярність або кут взаємного розміщення. Працюючи із збіркою, можна в міру необхідності створювати нові деталі, визначаючи їх розміри і розташування в просторі відносно інших елементів збірки. Накладені зв'язки дозволяють автоматично перебудовувати всю збірку при зміні параметрів будь-якої з деталей, що входять у вузол.

### 6.2.1. Створення ескізу деталі.

У машинобудуванні є деталі, які виготовляються методом обертання: на токарному верстаті, відцентровим литвом і т.д. Як правило, це циліндричні деталі або деталі, що мають вісь обертання. У програмному комплексі SolidWorks є засоби для зручнішої побудови тривимірних моделей деталей типу тіл обертання, хоча їх можна побудувати, використовуючи тільки спосіб призматичного витягування і вирізування [29]. Ці засоби дозволяють швидше і ефективно проектувати такі деталі, і дерево конструювання виходить компактнішим. Повернені елементи додають або видаляють матеріал шляхом повороту одного або декількох профілів навколо осьової лінії або лінії обертання.

Оскільки деталі типу тіл обертання виготовляються переважно способом обертання, то і тривимірні моделі таких деталей будуватимемо також обертанням контура ескіза навколо якоїсь осьової лінії, яку необхідно задавати в ескізі. При проектуванні таких деталей в SolidWorks необхідно ретельно продумати, які елементи деталі слід отримати шляхом обертання, а які шляхом призматичного витягування, і визначити послідовність дій. Оскільки подальші ескізи будуються на основі витягування або вирізування побудов з попередніх, може створитися ситуація, коли неможливо буде поміняти порядок побудови елементів деталі і проектування доведеться починати спочатку [23, 28].

### 6.2.2. Побудова ескіза.

Процес моделювання починається з побудови ескіза, а побудова ескіза починається з вибору конструктивної площини, в якій будуватиметься цей двомірний ескіз. Згодом його можна тим або іншим способом легко перетворити в тверде тіло. При створенні ескіза доступний повний набір геометричних побудов і операцій редагування. Немає ніякої необхідності відразу точно витримувати необхідні розміри, достатньо приблизно дотримувати конфігурацію ескіза. Пізніше, якщо буде потрібно, можна змінити значення будь-якого розміру і накласти зв'язки, що обмежують взаємне розташування відрізків, дуг, кіл і т.п. Ескіз конструктивного елемента може бути легко відредагований у будь-який момент роботи над моделлю. Будується новий ескіз контура шпинделя на робочій площині Спереду з Дерева Конструювання. Спочатку побудуємо горизонтально осьову лінію рис. 6.1, а потім замкнутий контур так, як показано на рис. 6.2.

Вікно, в якому відбувається побудова, по замовчуванню покрите сіткою. Вона слугує для зручності роботи. Параметри її можна легко змінити. Масштабна сітка дає візуальне уявлення про розміри і кути, тим самим полегшуючи роботу при створенні деталі.

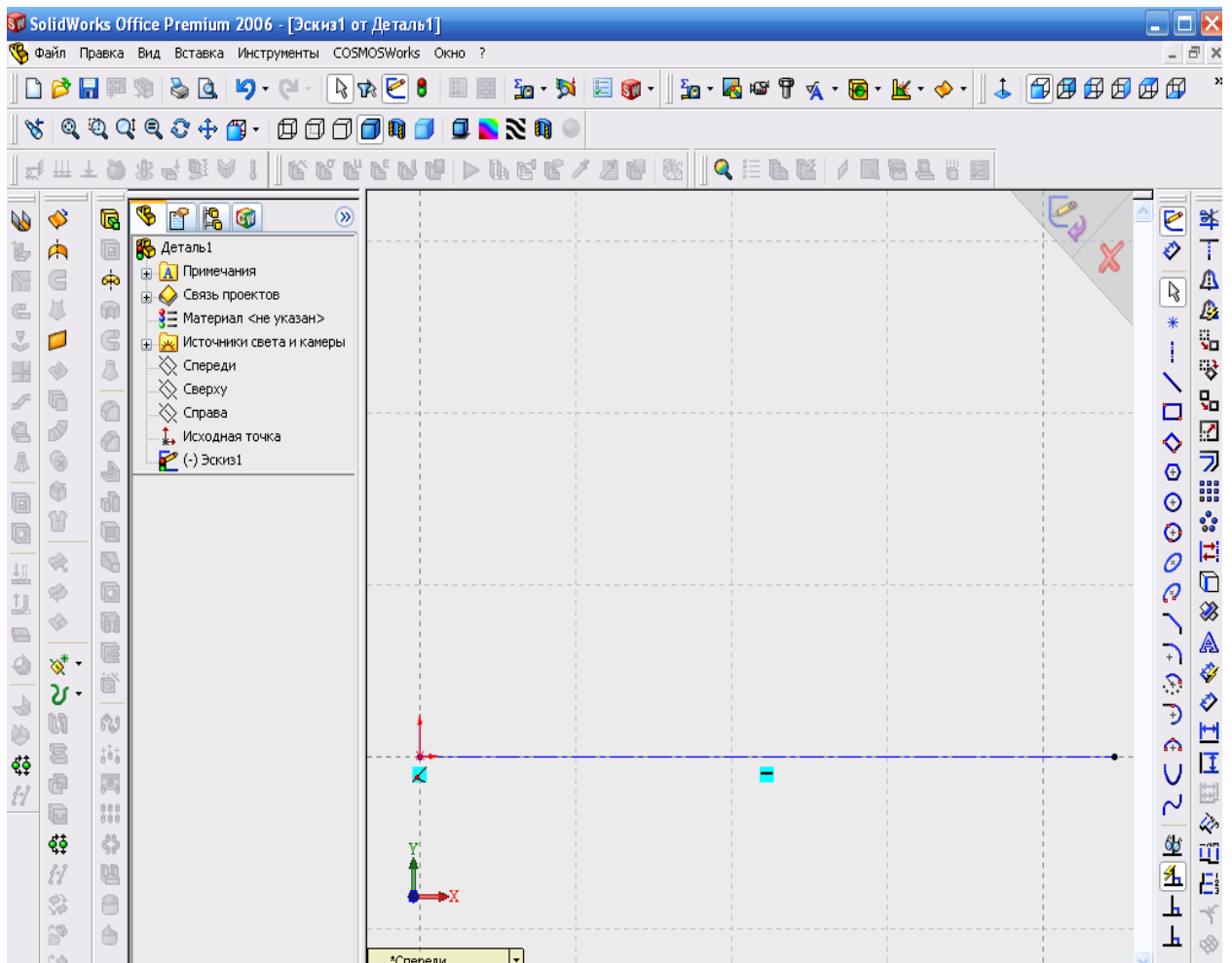


Рисунок 6.1. Вибір площини і побудова осьової лінії.

Замкнутий контур створюється за допомогою команди "Лінія" на панелі ескізів. Сам ескіз може мати приблизні розміри і форму. Щоб він був правильним, всі лінії повинні бути замкнені. Взаємозв'язки допомагають в цьому, оскільки запобігають пересіканню кінців відрізків.



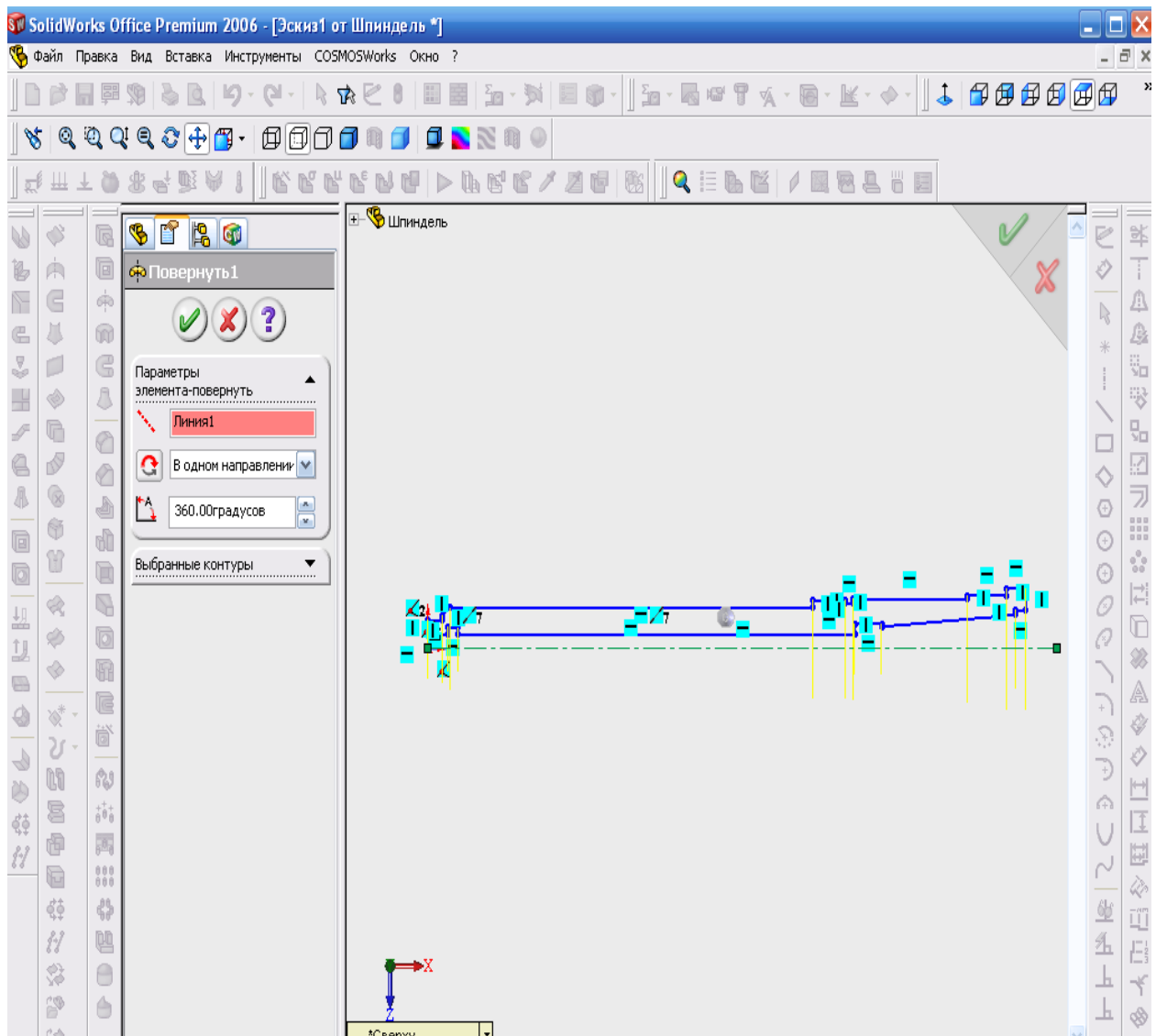


Рисунок 6.2. Побудова замкнутого контура

Дальше відбувається нанесення розмірів. Це здійснюється за допомогою виклику команди автоматичного нанесення розмірів. Програма нам пропонує динамічний зразок розміру тієї лінії на яку вказуємо курсором. Запропоноване системою проектування значення розміру можна легко коректувати. При вказанні нового розміру система автоматично виконує перебудову геометричного зображення рис. 6.3.

При закінченні всіх операції, ескіз набуває правильного вигляду (лінія матиме забарвлення синього кольору, в протилежному випадку – чорний).

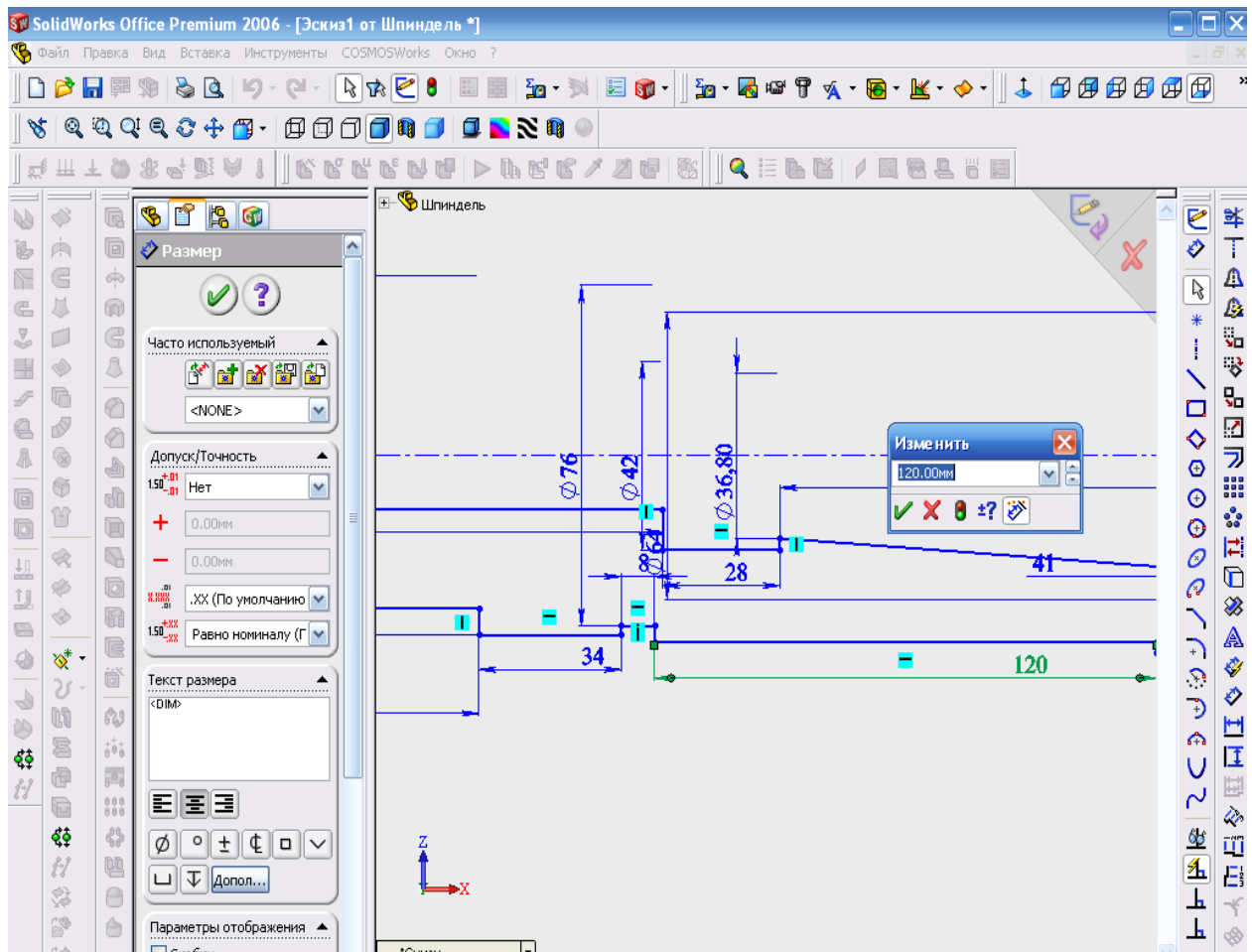


Рисунок 6.3. Простановка розмірів шпинделя.

При відкритті діалогового вікна Змінити, відбувається зміна поточного значення розміру. Оскільки це програма параметричного моделювання, то геометрія ескіза підлаштовується зміненій довжині лінії.

Після закінчення нанесення розмірів, створюється об'ємна модель шпинделя. Для цього здійснюється перевірка правильності нанесення розмірів, замкнутості контура. Задається вихід із режиму ескіза.

Виконується витягування обертання контура навколо осьової лінії. Оскільки побудована тільки одна осьова лінія і один контур, програма автоматично їх прийняла і автоматично повернула контур по замовчуванню на 360° рис. 6.4.

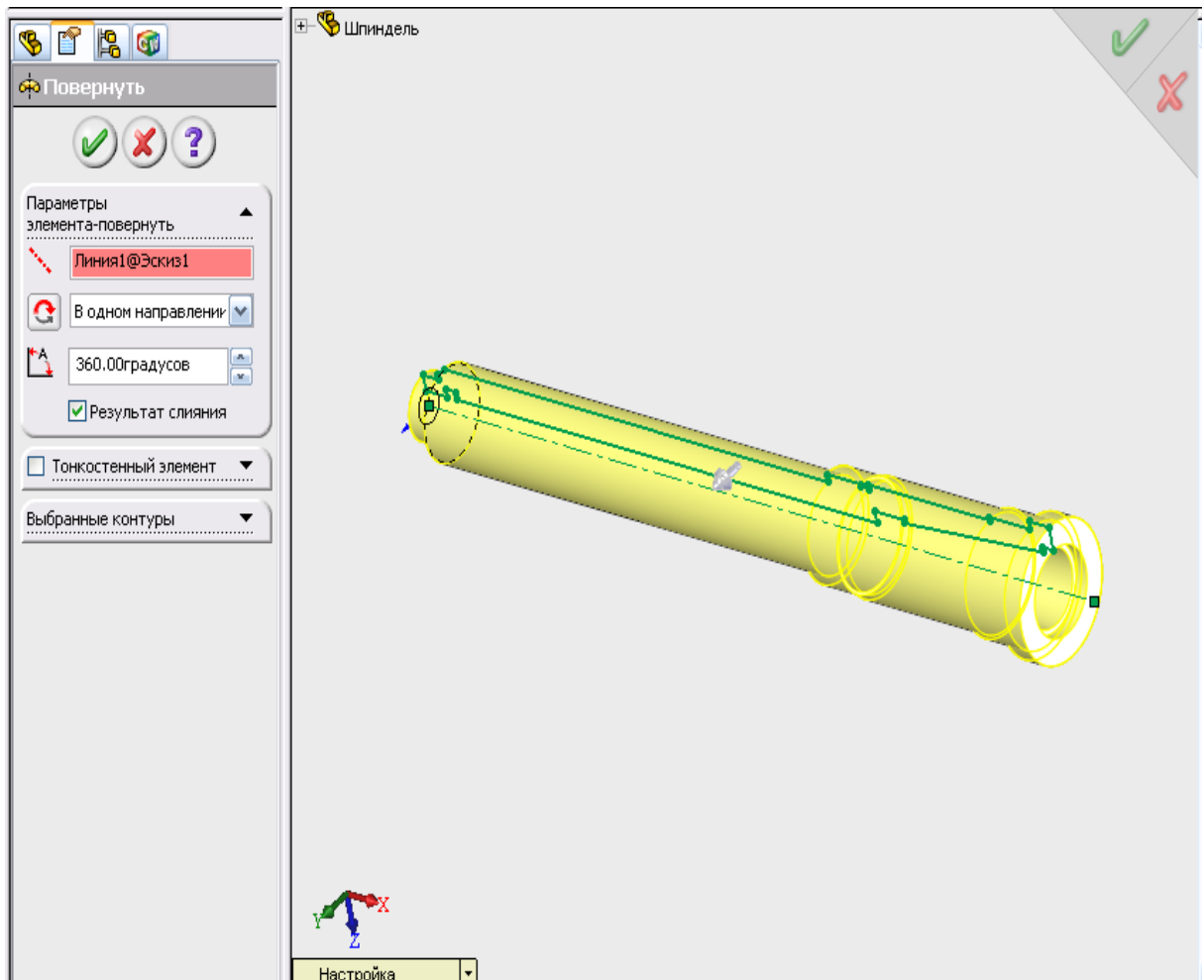


Рисунок 6.4. Побудова об'ємної моделі шпинделя за допомогою команди повернути

Підтвердженням команди, отримується готова деталь. Дану модель можна повернути за допомогою команди повертати вид.

Проводиться подальша корекція шпинделя. Робляться фаски на гострих кромках. Задається колір і матеріал виробу рис. 6.5.

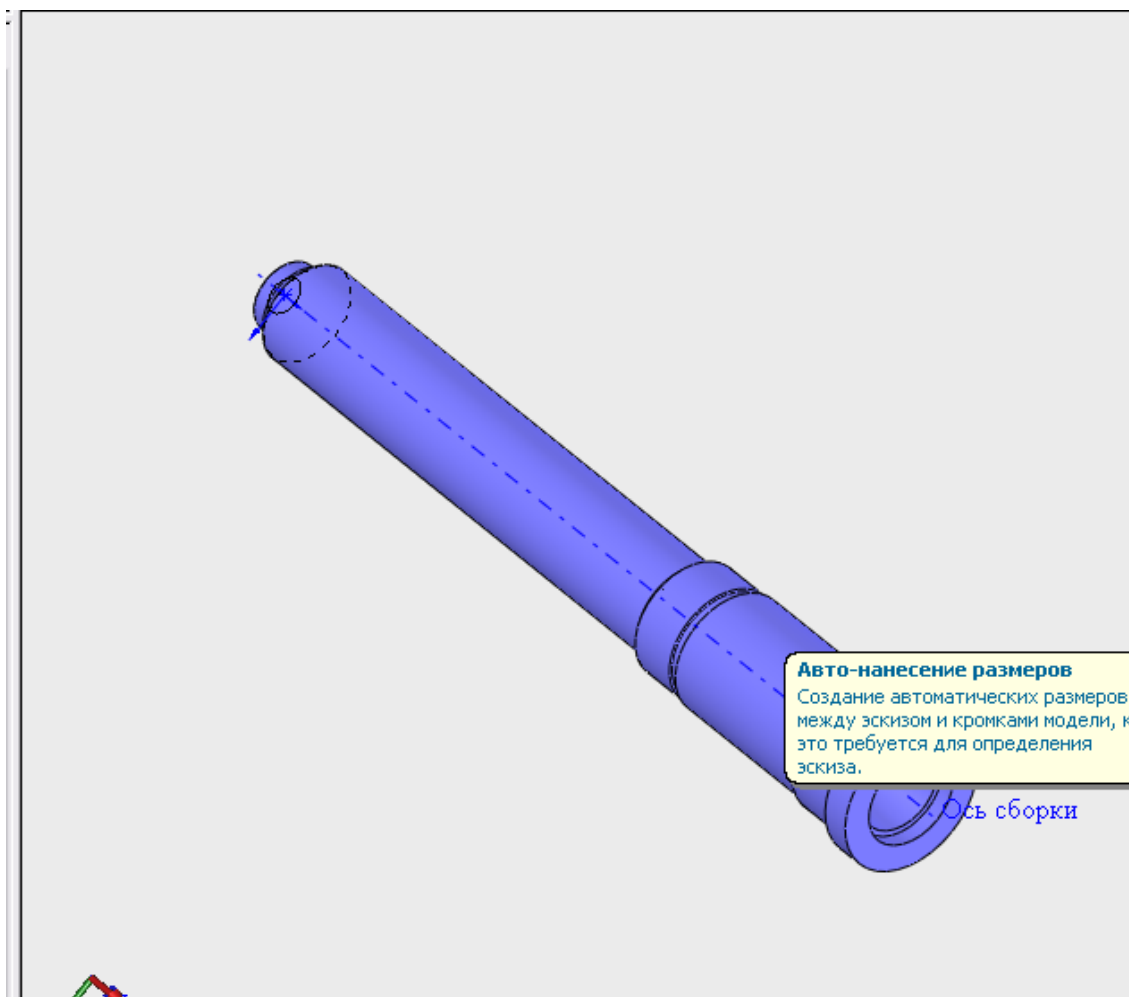


Рисунок 6.5. Ізометрія побудованого шпинделя.

Аналогічно відбувається побудова інших тіл обертання.

### 6.3. Розрахунок напружено-деформованого стану конструкції шпиндельного вала в середовищі Solid Works.

Програма SolidWorks являє собою інтегроване середовище тривимірного моделювання, що використовує графічний інтерфейс Microsoft Windows. Вона надає повний цикл моделювання: проектування тривимірних деталей, складання з окремих деталей, складальних креслень і деталювань, а також представлення моделей у реалістичному (візуалізація) і динамічному (анімація) виді.

Розрахунок напружено деформованого стану конструкції шпиндельного вала в середовищі Solid Works здійснюється за допомогою програмного модуля COSMOS Works, побудованого на основі методу кінцевих елементів.

В межах проектування даного дипломного проекту я провів оптимізацію варіантів матеріалу шпиндельного вала. По даних розрахунків, приведених нижче оптимальною є сталь 40ХН2МА, що і була вибрана попередньо. Опрацьовані матеріали приведено на діаграмі (рис. 6.6).

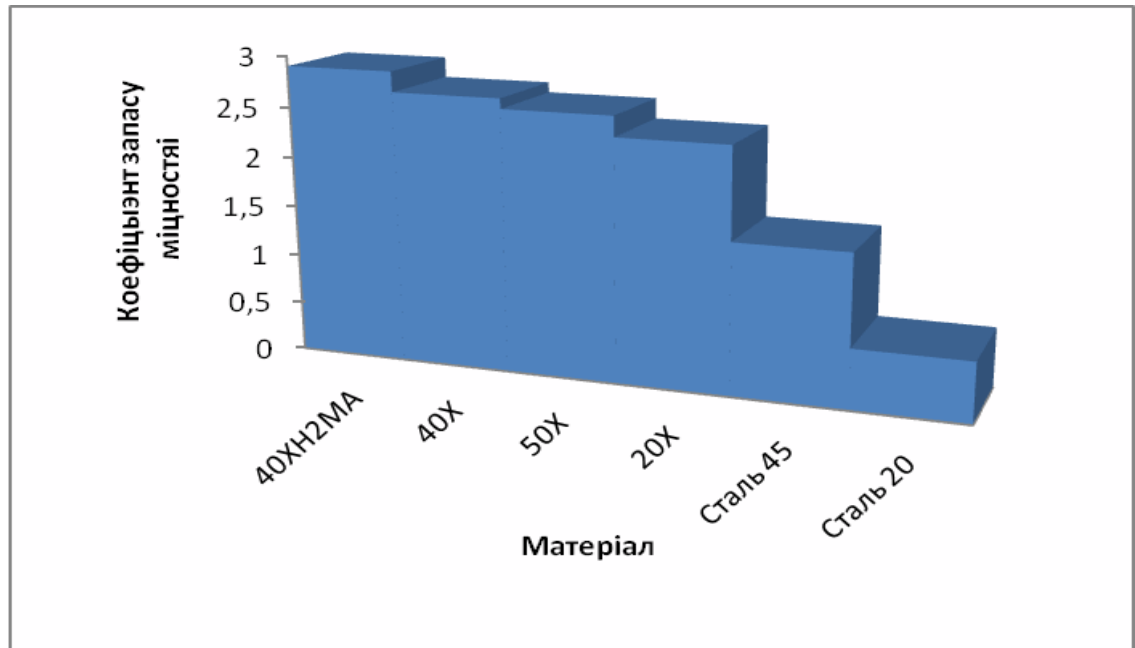


Рисунок 6.6. Діаграма коефіцієнтів запасу міцності для проаналізованих матеріалів.

Вибравши матеріал я провів дослідження поведінки деталі при зміні температури робочого середовища в діапазоні від 30 до 150°C і визначив що перегрів є недопустимим явищем, оскільки при підвищенні температури сильно збільшуються деформації, аж до критичних, що катастрофічно впливає на точність обробки і довговічність верстату. Результати перевірки зводжу у графіки залежності коефіцієнту запасу міцності і деформації від температури (рис. 6.7 та 6.8)



Рисунок 6.7. Графік залежності максимальної деформації від температури.

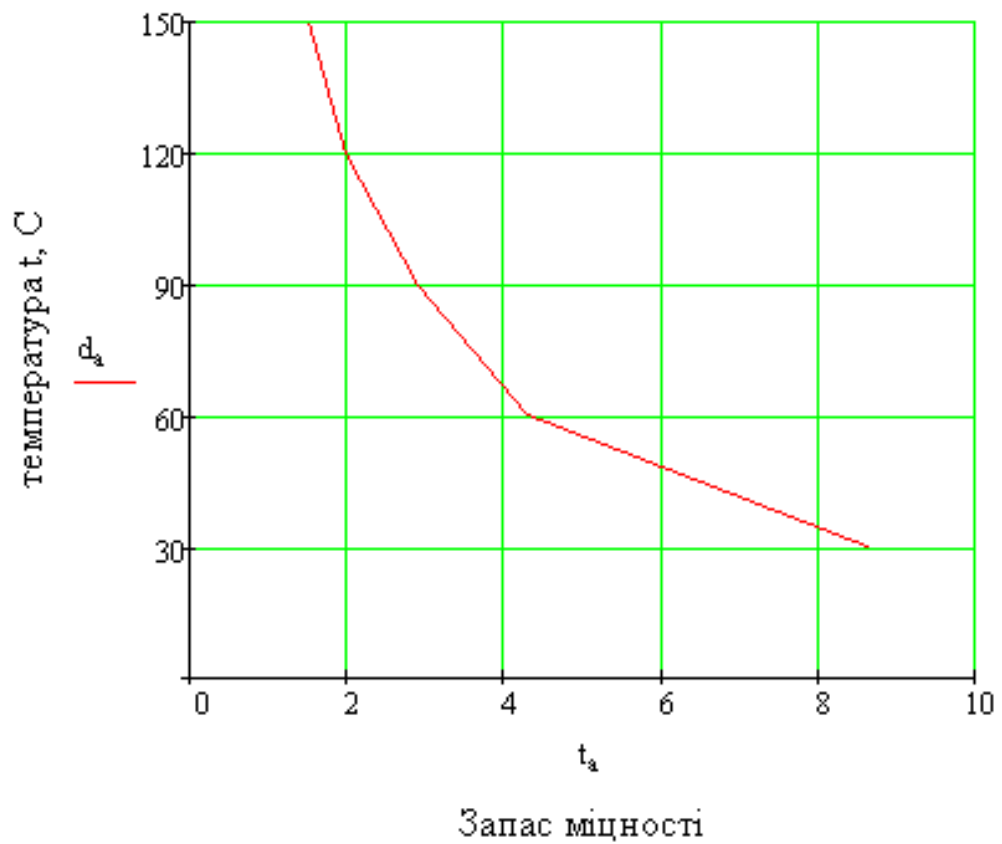


Рисунок 6.8 Графік залежності коефіцієнта запасу міцності від температури.

## Робочий звіт COSMOS Works:

## 1. Матеріали

№.	Имя детали	Материал	Масса	Объем
1	Шпиндель	<a href="#">[SW]Легированная сталь</a>	16.7235 kg	0.00217189 m <sup>3</sup>

*Інформація про навантаження*

Ограничение		
<b>Ограничение-1</b> <Шпиндель>	вкл 3 Грани в зафиксированном состоянии.	
<b>Описание:</b>		
Нагрузка		
<b>Сила-7</b> <Шпиндель>	вкл 1 Грани приложение нормальной силы <b>2500 N</b> используя равномерное распределение	Последовательная загрузка
<b>Описание:</b>		
<b>Сила-8</b> <Шпиндель>	вкл 1 Грани применение вращающего момента <b>2500 N-m</b> относительно выбранной исходной точки <b>Ось сборки</b> используя равномерное распределение	Последовательная загрузка
<b>Описание:</b>		
<b>Температура-1</b> <Шпиндель>	вкл 2 Грани с температурой <b>150 Celsius</b>	
<b>Описание:</b>		

### Властивості розрахунків

Информация о сетке	
Тип сетки:	Сетка на твердом теле
Используемое слияние:	Стандартный
Автоматический переход:	Выкл
Сглаживание поверхности:	Вкл
Якобиева проверка:	4 Points
Размер элемента:	12.953 mm
Допуск:	0.64765 mm
Качество:	Высокая
Количество элементов:	5150
Количество узлов:	9901

Информация о решающей программе	
Качество:	Высокая
Тип решающей программы:	FFE
Параметр:	Включить тепловые эффекты
Термальный параметр:	Исходная температура
Термальный параметр:	Справочная температура при нулевом напряжении: 25 Celsius

### Результати опису силових факторів

Имя	Тип	Мин	Место	Макс	Место
Построение1	VON: усилие Von Mises	1.84776 N/m <sup>2</sup> Узел: 8408	(119.853 mm, 0 mm, 34 mm)	4.15182e+008 N/m <sup>2</sup> Узел: 1319	(445 mm, - 40.4595 mm, - 9.23462 mm)



## Шпиндель-Упражнение 1-Усилие сжатия-Построение1

JPEG

Имя модели: Шпиндель  
Имя упражнения: Упражнение 1  
Тип эюры: Деформированная форма Построение1  
Шкала деформации: 4656.8

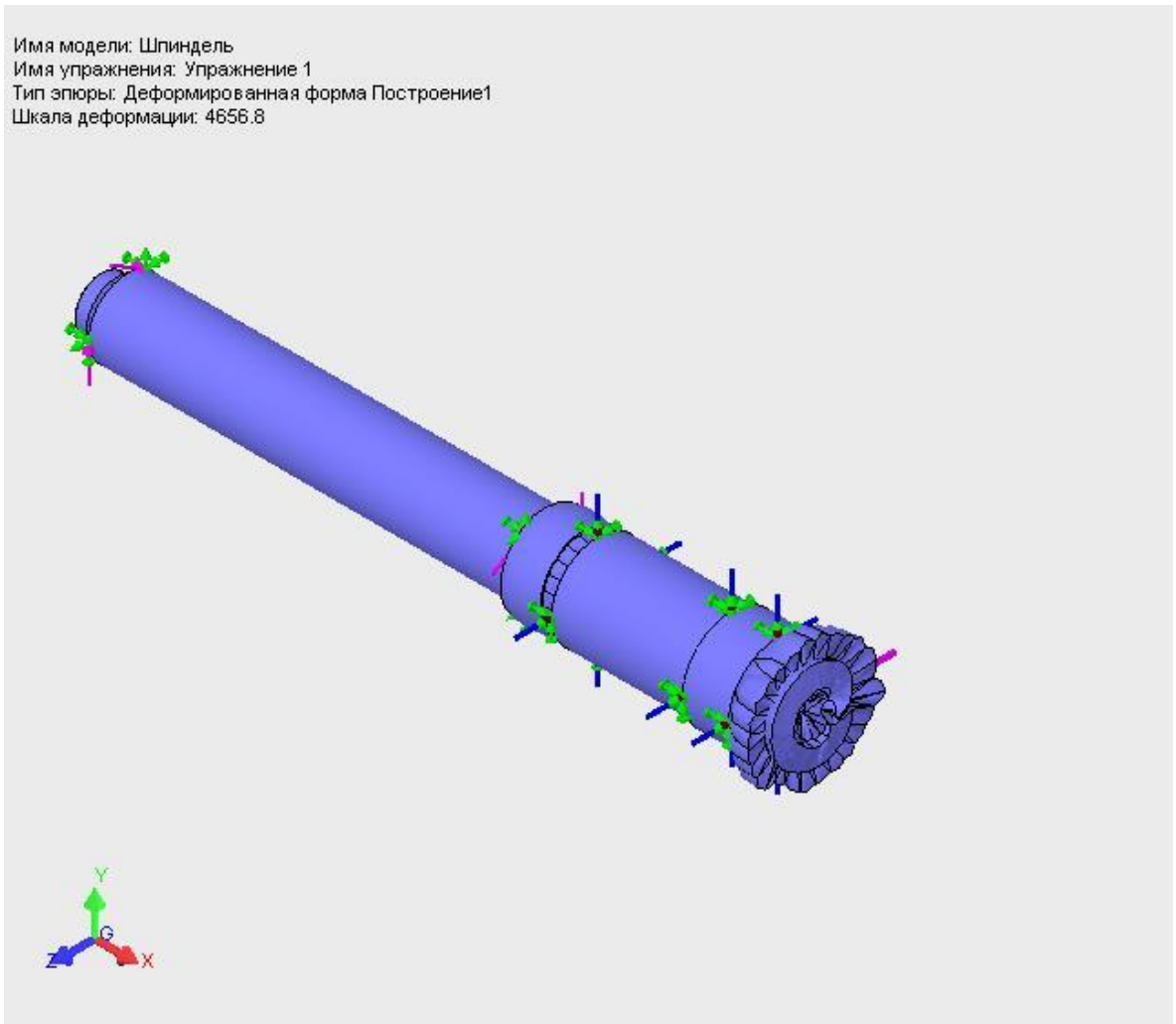


Рисунок 6.9. Заданния зусилля стиснення шпиндельного вала

### Результати розрахунку напруженого стану

Имя	Тип	Мин	Место	Макс	Место
Построение 1	ESTRN: Эквивалентное напряжение	9.00068e-012 Элемент: 3554	(127.733 mm, -25.2115 mm, 12.5152 mm)	0.00115267 Элемент: 4620	(453.389 mm, -30.6498 mm, -26.8698 mm)

## Шпиндель-Упражнение 1-Напряжение-Построение1

JPEG

Имя модели: Шпиндель  
 Имя упражнения: Упражнение 1  
 Тип эюры: Статическое напряжение Построение1  
 Шкала деформации: 4656.8

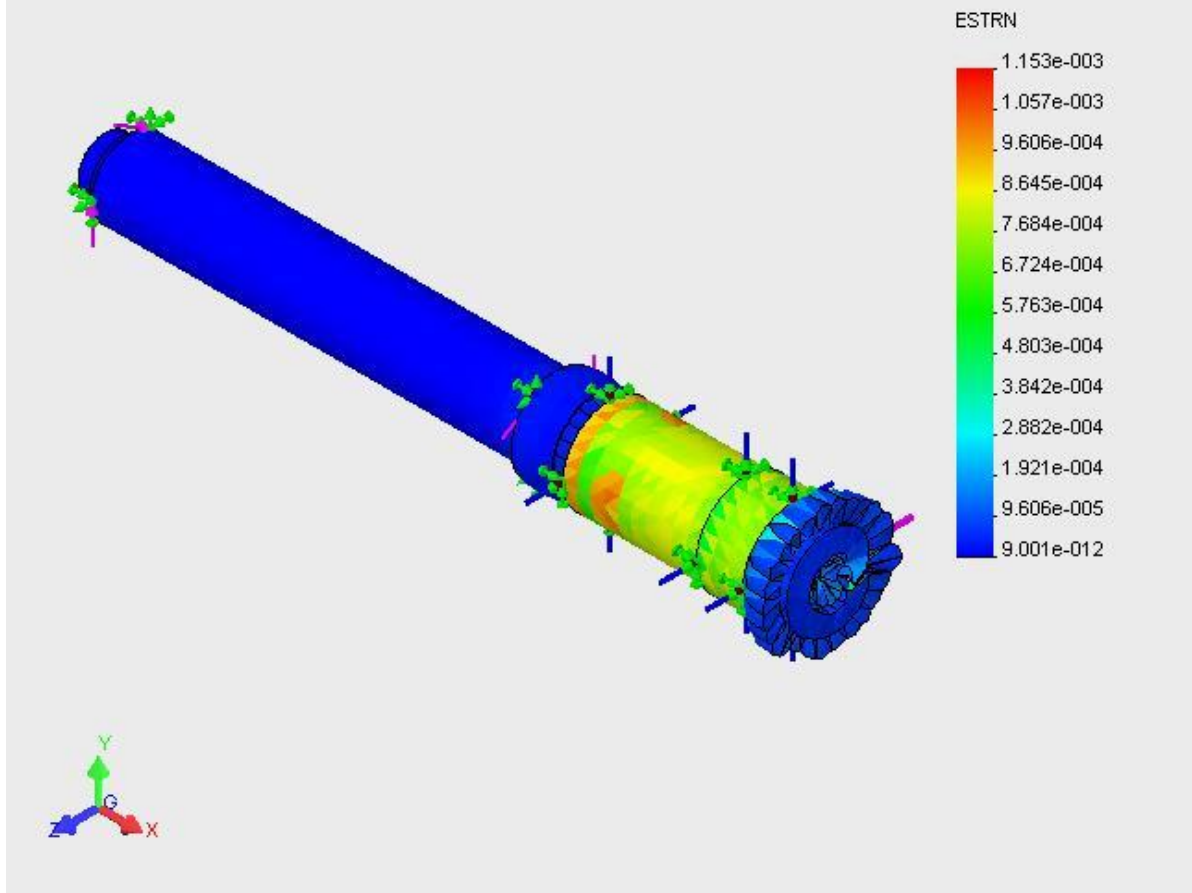


Рисунок 6.10. Схема статичних напружень.

## Результати дослідження переміщень елементів моделі

Имя	Тип	Мин	Место	Макс	Место
Построение 1	URES:Результирующе е перемещение	0 mm Узел: 7	(397.5 mm, -29.4449 mm, 17 mm)	0.0137263 mm Узел: 4902	(493.545 mm, -29.9447 mm, -6.33031 mm)

## Шпиндель-Упражнение 1-Перемещение-Построение1

JPEG

Имя модели: Шпиндель  
Имя упражнения: Упражнение 1  
Тип эюры: Статическое перемещение Построение1  
Шкала деформации: 4656.8

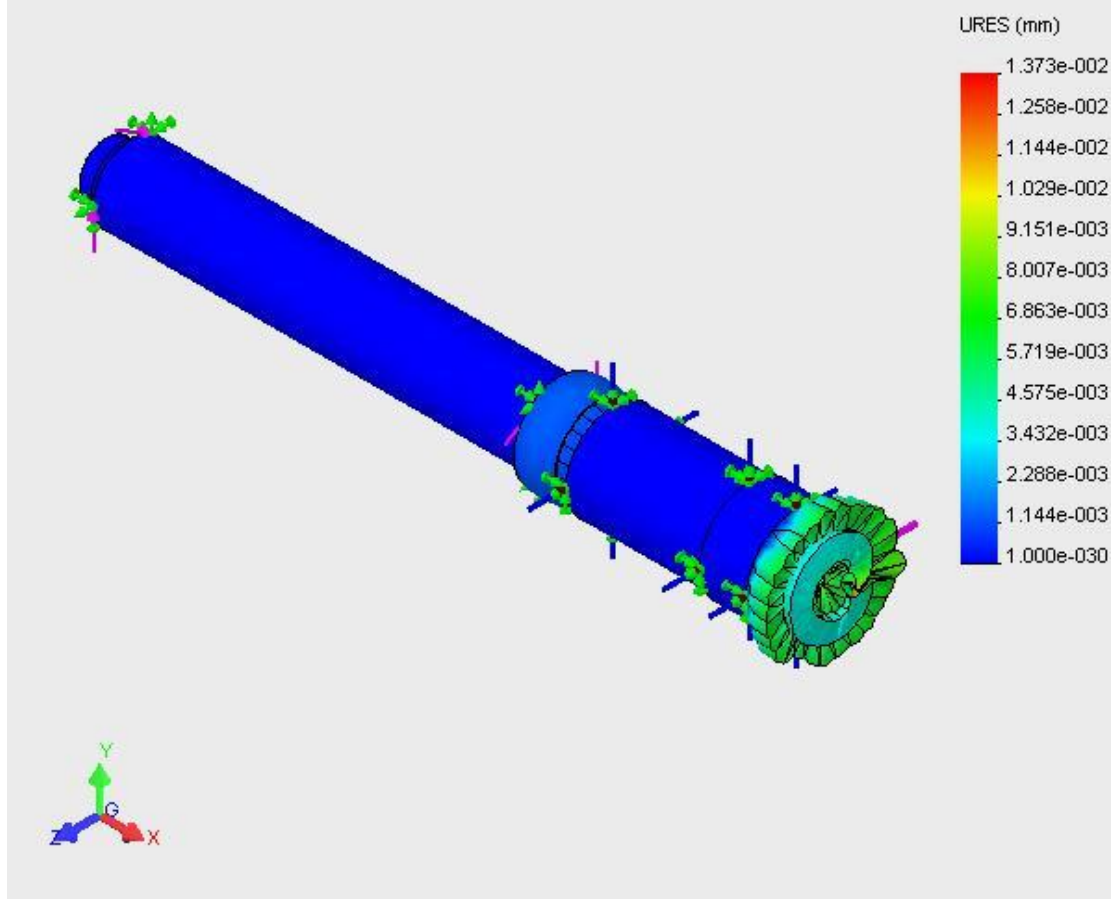


Рисунок 6.11. Схема деформацій.

Приведений вище розрахунок показав що найбільш небезпечним перерізом є переріз по шліцах кріплення втулки із зубчатими колесами. Деформації не перевищують допустимі норми, отже шпиндельний вал придатний до роботи. Розрахунки зроблені в програмі Solid Works є співставними із результатами аналітичних розрахунків, які були виконані поза межами дипломної роботи.

## 7 ОБГРУНТУВАННЯ ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ

### 7.1 Обґрунтування економічної ефективності розробленої конструкції верстата

#### 7.1.1 Загальні положення

Виходячи з конструктивного призначення та точності обробки деталі пропонуємо виконувати обробку на вертикально-фрезерному верстаті з числовим програмним керуванням. Необхідно провести розрахунок економічної ефективності модернізованого верстата. В розробленій конструкції застосовуються уніфіковані вузли, що випускаються вітчизняною промисловістю. Це зменшує вартість виготовлення верстата.

#### 7.1.2 Зміст організаційно-технічної частини дипломної роботи

В організаційній частині роботи розробляється система організації виконується техніко-економічне обґрунтування модернізованого верстата, а також визначаються загальні техніко-економічні показники і проводиться їх аналіз.

#### 7.1.3 Зміст та етапи конструкторської підготовки виробництва

Відповідно до вимог ГОСТ 2.103-68 встановлені такі етапи конструкторської підготовки: технічне завдання, технічна пропозиція, ескізний проект, технічний проект, розробка робочої документації:

- технічне завдання;
- технічна пропозиція;
- ескізний проект;
- технічний проект;
- розробка робочої документації.

При розробці конструкції верстата пройдені всі вищеперелічені етапи конструкторської підготовки

#### 7.1.4 Зміст та етапи технологічної підготовки виробництва

Згідно з положеннями Єдиної системи технологічної підготовки виробництва (ЄСТПВ) ГОСТ 14002-73 встановлені такі етапи технологічної підготовки виробництва: технологічний контроль креслень, складання міжцехових технологічних маршрутів, розробка технологічних процесів проектування та виготовлення технологічного оснащення, наладка та впровадження технологічних процесів.

При впровадженні у виробництво та при виготовленні верстата будуть пройдені всі етапи технологічної підготовки виробництва.

Деталі верстата та складальні одиниці технологічні і відповідають вимогам ГОСТ 14202-73.

#### 7.1.5 Визначення трудомісткості та об'єму робіт конструкторської підготовки виробництва

Величина трудових та фінансових витрат на підготовку виробництва нових зрізів 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, група складності 2.

Проєктовані вузли та схеми відносяться до групи складності 2 [24]. Деталі відносяться до 1, 2, 3 груп складності [24].

Кількість умовних деталей визначається за формулою:

$$D_{\text{умов}} = \sum D \cdot k \quad (7.3)$$

де  $D_{\text{умов}}$ —кількість умовних деталей;

$D$  - кількість деталей кожного роду;

$k$  - поправочний коефіцієнт кожного роду.

Кількість деталей		Поправочний коефіцієнт		$D_{\text{умов}}$	
Оригінальні деталі	86	1.00		86.00	
Деталі, які розроблені як уніфіковані для моделей даної групи обладнання					
	148	1.20		177.60	
Уніфіковані деталі і деталі з інших машин, які застосовуються при проектуванні:					
	37	0.30		11.10	
Уніфіковані вузли які використовуються при проектуванні обладнання:					
	12	0.10		1.20	

Трудомісткість розробки технічного  $T_T$  та робочого проектів визначається за формулою [25]:

$$\left. \begin{aligned} T_T &= m_i \cdot kT_i \cdot k_c \cdot k_T \cdot \sum NT_i \\ T_P &= m_i \cdot kT_i \cdot k_c \cdot k_T \cdot \sum NP_i \end{aligned} \right\} \quad (7.4)$$

де  $NT_i$  та  $NP_i$  - 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;

$m_i$  - кількість умовних деталей, визначених із врахуванням коефіцієнтів, наведених в табл. 6 [24];

$k_{T_i}$  - коефіцієнт зміни норм часу при проектуванні верстатів різної складності,  $k_{T_i} = 1,1$ ;

$k_c$  - коефіцієнт серійності,  $k_c = 1,0$ ;

$k_r$  - коефіцієнт габаритності,  $k_r = 1,0$  (при масі верстата більшій за 1,58 т).

$$k_{T_i} = 1.10$$

$$k_c = 1.00$$

$$k_r = 1.00$$

Норми робочого часу на розробку технічного і робочого проектів (люд.год.)					
1-ї групи складності		2-ї групи складності		2-ї групи складності	
Тех. Проект	1.40		2.00		3.00
Роб. Порект	2.20		2.60		3.50

Визначаємо трудомісткість розробки технічного проекту.

Технічне завдання :		15 форматів	A4
	норма	к-ть	Разом
група складності	1 20	5	100
	2 33.3	10	333
		Всього	433

Технічна пропозиція :		8 форматів	A4
	норма	к-ть	Разом
група складності	1 62	5	310
	2 106	5	530
		Всього	840

Ескізний порект		4 форматів	A1
	норма	к-ть	Разом
група складності	2 201	4	804

			Всього	804
Технічний проект :			60 форматів	A4
		норма	к-ть	Разом
група складності	1	1.54	16	24.64
	2	2.2	21	46.2
	3	3.3	23	75.9
			Всього	146.7
Робочий проект :			95 форматів	A4
		норма	к-ть	Разом
група складності	1	2.42	22	53.24
	2	2.86	30	85.8
	3	3.85	43	165.6
			Всього	304.6
Складання технічного паспорта на верстат			50 форматів	A4
		норма	к-ть	Разом
група складності	1	32	50	1600
			Всього	1600
Монтажні креслення			5 форматів	A1
		норма	к-ть	Разом
група складності	2	3	5	15
			Всього	15
Розробка електричної схеми верстата			4 форматів	A3
		норма	к-ть	Разом
група складності	2	38	4	152
			Всього	152
Розробка гідравлічної схеми верстата			3 форматів	A3
		норма	к-ть	Разом
група складності	2	71.5	3	214.5



			Всього	214.5
Складання технічних умов			6 форматів	A4
	норма		к-ть	Разом
група складності	1 65		6	390
			Всього	390

Участь у налазці верстата - 6 % від трудомісткості технічного і робочого проектів:

люд.год.	коєф.	Значення
451.33	0.06	27.08

Коректування технічної документації - до 14% від трудомісткості технічного і робочого проектів:

люд.год.	коєф.	Значення
451.33	0.12	54.16

Впровадження верстата у замовника - 6% від трудомісткості технічного і робочого проектів:

люд.год.	коєф.	Значення
451.33	0.06	27.08

Копіювально-множилні роботи складають 8-10% від трудомісткості конструкторських робіт:

люд.год.	коєф.	Значення
2461.59	0.09	221.54

Виконання робіт, які не ввійшли у даний перелік, складає до 5 % від трудомісткості конструкторських робіт [24]:

люд.год.	коєф.	Значення
2461.59	0.04	98.46

Результати розрахунку трудомісткості конструкторської підготовки виробництва поетапно зводимо в табл. 7.2.

Таблиця 7.2

## Трудомісткість конструкторської підготовки проекту

Найменування конструкторської документації або видів робіт	Стадії проектування	Кількість облікових одиниць			Групи		Норми часу, люд.год.		Кваліфікація виконавця
					Новизни	Складності	На одиницю	ВСЬОГО	
Розробка техзавдання	технічне завдання	форматів	5 10	A4 A4	Б Б	1 2	20 33.3	100 333	Ін.2к. Ін.2к.
Підготовка техн. пропозиції	технічна пропозиція	форматів	5 5	A4 A4	Б Б	1 2	62 106	310 530	Ін.1к. Ін.1к.
Проробка конструкції верст.	ескізний проект	форматів	4	A1	Б	2	201	804	Ін.1к.
Пропрацювання деталей та вузлів	технічний проект	ум. од.	16	A4	Б	1	1.54	24.64	Ін.3к.
			21	A4	Б	2	2.2	46.2	Ін.2к.
			23	A4	Б	3	3.3	75.9	Ін.1к.
Креслення загаль-го вигляду вузлів і деталей	розробка роб. докум по проекту	ум. од.	22	A4	Б	1	2.42	53.24	Ін.3к.
Складання техн-го паспорта на верст.	розробка роб. докум	форматів	21	A4	Б	2	2.86	60.06	Ін.2к.
			23	A4	Б	3	3.85	88.55	Ін.1к.
Монтажне кресл	розробка роб. докум	форматів	50	A4	Б	1	32	1600	ст. тех. констр.
Монтажне кресл	розробка роб. докум	форматів	5	A1	Б	2	3	15	Ін.3к.
Розробка електр. схеми верстата	розробка роб. докум	форматів	4	A3	Б	2	38	152	Ін.1к.
Розробка гідравл. схеми верстата	розробка роб. докум	форматів	3	A3	Б	2	71.5	214.5	Ін.1к.

Продовження табл. 7.2

1	2	3			4	5	6	7	8
Складання техн-х умов	розробка тех. докум	форматів	6	A4	Б	1	65	390	Ст.ін
Участь у налазці досл. Взірця	Авт. контр за виготов	6% від Тт+Тр			Б	2	451.33	27.08	Ін.1к.
Корег. Техн. документації	тех. докум по проекту	12% від Тт+Тр			Б	2	451.33	54.16	Ін.1к.
Копіювальні множильні роб.	тех. докум по проекту	9% від ТКР			Б	2	2461.59	221.54	ст.тех
Роботи, що не увійшли у перелік	тех. докум по проекту	5% від ТКР			Б	2	2461.59	98.46	ст.тех
Впровадження верст. у замовн.	Авт. контр за виготов	6% від ТКР			Б	2	451.33	27.08	Ін.1к.
Загальна трудомісткість								<b>5225.42</b>	

#### 7.1.6 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 техпроцесу - укрупнена технологія. Розрахунок виконується для оригінальних, стандартних і уніфікованих деталей.

Таблиця 7.3

#### Трудомісткість технологічної підготовки

Види робіт	Групи складності	Кількість об'єктів, одиниць	Норми часу, люд.год.		Кваліфікація виконавців
			на одиницю	Разом	
Проєктування технологічних процесів	1	22	3	57.2	ін.-техн.3 кат.
	2	30	5	156	ін.-техн.2 кат.
	3	43	9	404.2	ін.-техн.1 кат.
Всього:				617.4	

### 7.1.7 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 (із врахуванням всіх доплат);
- в) вартість всіх 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 формулою:

$$Z_{\text{пр}} = T_{\text{заг}} \cdot C_{\text{г}} \quad (7.5)$$

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

$C_{\text{г}}$  - середньо годинна оплата праці робітників відповідної категорії.

Доплати приймаємо у розмірі 50%, соціальне страхування - у розмірі 61% від загального фонду зарплати.

Визначаємо зарплату по відповідних категоріях працюючих:

Категорія працівника	Трудо-місткість	Оплата за год.	Заробітна плата
конструктори	5225.42	19.78	103358.7265
технологи	617.4	18.75	11576.25
креслярі і копію-ки	221.54	15.55	3444.995205
Всього витрат:			118379.9717

Визначаємо доплату по відповідних категоріях працюючих:

Категорія працівника	Частка доплат	Заробітна плата	Розмір доплат
конструктори	0.50	103358.7265	51679.36325
технологи	0.50	11576.25	5788.125
креслярі і копію-ки	0.50	3444.995205	1722.497603
Всього витрат:			59189.98585

Визначаємо додаткову зарплату по відповідних категоріях працюючих:

Категорія працівника	Частка доплат	Заробітна плата	Розмір доплат
конструктори	0.20	155038.0898	31007.61795
технологи	0.20	17364.375	3472.875
креслярі і копію-ки	0.20	5167.492808	1033.498562
Всього витрат:			35513.99151

Визначаємо сумарну зарплату по відповідних категоріях працюючих із врахуванням коштів на соціальне страхування:

Таблиця 7.4

Кошторис витрат на технічну підготовку виробництва

Статті витрат по етапах	Сума, грн.
Конструкторська підготовка виробництва	299533.59
Технічна підготовка виробництва	33547.97
Організаційна підготовка виробництва	9983.60
Всього витрат	343065.16

Висновок. Виконані економічні розрахунки показали, що комплекс робіт по розробці технічної документації та організаційно-підготовчих заходів щодо впровадження елементів модернізації верстатного обладнання складає 343 065 грн.

## 8 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

### 8.1 ОХОРОНА ПРАЦІ

#### 8.1.1 Типова інструкція для обслуговуючого персоналу на випадок виникнення аварії, пожежі

1. При роботі на деревообробних верстатах ситуації, які можуть привести до аварії і нещасних випадків, являються наслідком: ураження електричним струмом, вильоту заготовок та їх осколків, вильоту інструменту, відсутності захисних огорожень.

2. У разі виникнення аварійної ситуації треба негайно відключити верстат від електромережі, загородити небезпечну зону, не допускати в неї сторонніх осіб.

3. Повідомити про те, що сталося, керівника робіт.

4. Якщо є потерпілі, необхідно надавати їм першу медичну допомогу; при необхідності, викликати швидку медичну допомогу.

5. Надання першої медичної допомоги:

5.1. Надання першої медичної допомоги при ураженні електричним струмом:

У разі ураження електричним струмом необхідно негайно звільнити потерпілого від дії електричного струму, відключивши електроустановку від джерела живлення, а при неможливості відключення – відтягнути його від струмоведучих частин за одяг або застосувавши підручний ізоляційний матеріал.

У разі відсутності у потерпілого дихання і пульсу необхідно робити йому штучне дихання і непрямий (зовнішній) масаж серця, звернувши увагу на зіниці. Розширені зіниці свідчать про різке погіршення кровообігу мозку. При такому стані необхідно негайно приступити до оживлення потерпілого і викликати швидку медичну допомогу.

5.2. Перша допомога при пораненні:

Для надання першої допомоги при пораненні необхідно розкрити індивідуальний пакет, накласти стерильний перев'язочний матеріал, що міститься у ньому, на рану і зав'язати її бинтом. Якщо індивідуального пакету

якимсь чином не буде, то для перев'язки необхідно використати чисту носову хустинку, чисту полотняну ганчірку і т. ін. На те місце ганчірки, що приходитьсья безпосередньо на рану, бажано накапати декілька крапель настойки йоду, щоб одержати пляму розміром більше рани, а після нього накласти ганчірку на рану. Особливо важливо застосовувати настойку йоду зазначеним чином при забруднених ранах.

### 5.3. Перша допомога при переломах, вивихах, ударах:

При переломах і вивихах кінцівок необхідно пошкоджену кінцівку укріпити шиною, фанерною пластикою, палицею, картоном або іншим подібним предметом. Пошкоджену руку можна також підвісити за допомогою перев'язки або хустки до шиї і прибинтувати до тулуба. При переломі черепа (несвідомий стан після удару голови, кровотеча з вух або роту) необхідно прикласти до голови холодний предмет (грілку з льодом або снігом, чи холодною водою) або зробити холодну примочку.

При підозрінні перелому хребта необхідно потерпілого покласти на дошку, не підіймаючи його, чи повернути потерпілого на живіт обличчям униз, наглядаючи при цьому, щоб тулуб не перегинався, з метою уникнення ушкодження спинного мозку. При переломі ребер, ознакою якого є біль при диханні, кашлю, чханні, рухах, необхідно туго забинтувати груди чи стягнути їх рушником під час видиху.

### 5.4. Надання першої допомоги при теплових опіках:

При опіках вогнем, парою, гарячими предметами ні в якому разі не можна відкривати пухирі, які утворюються, та обв'язувати опіки бинтом.

При опіках першого ступеня (почервоніння) обпечене місце обробляють ватою, змоченою етиловим спиртом.

При опіках другого ступеня (пухирі) обпечене місце обробляють спиртом, 3%-ним марганцевим розчином або 5%-ним розчином таніну.

При опіках третього ступеня (зруйнування шкіряної тканини) накривають рану стерильною пов'язкою та викликають лікаря.

### 5.5. Перша допомога при кровотечі:

Для того, щоб зупинити кровотечу, необхідно:

- підняти поранену кінцівку вгору;
- кровоточиву рану закрити перев'язочним матеріалом (із пакета), складеним у клубочок, надавити зверху, не торкаючись самої рани, потримати на протязі 4-5 хвилин; якщо кровотеча зупинилася, то не знімаючи накладеного матеріалу, поверх нього покласти ще одну подушечку з іншого пакета чи кусок вати і забинтувати поранене місце (з деяким натиском);
- при сильній кровотечі, яку не можна зупинити пов'язкою, застосовується здавлювання кровоносних судин, які живлять поранену область, за допомогою згинання кінцівок в суглобах, а також пальцями, джгутом або закруткою; при великій кровотечі необхідно терміново викликати лікаря.

6. У разі виникнення пожежі викликати пожежну частину та приступити до гасіння її наявними засобами пожежогасіння.

7. Виконувати всі вказівки керівника робіт по ліквідації небезпеки.

### 8.1.2 Вплив шуму на організм людини і розробка заходів щодо зниження рівня шуму

Шум визначають як звук, котрий має негативну оцінку і завдає школи здоров'ю людини [25]. Прояви шкідливого впливу шуму дуже різноманітні.

Тривалий вплив інтенсивного шуму (більше 80 дБ) на слух людини може призвести до його часткової або повної втрати. В залежності від тривалості та інтенсивності впливу шуму відбувається зниження чутливості органів слуху.

Для профілактичної роботи по забезпеченню безпечних умов праці по шумовому фактору слугує аудіометричний контроль працівників, який проводять для оцінки стану органів слуху. Проведення аудіометричного контролю та оцінка його результатів здійснюється шляхом виявлення слухової



функції як середньостатистичного значення зниження порогів слухової чутливості у діапазоні мовних частот (500 – 2000 Гц) і на частоті 4000 Гц.

Вплив шуму на організм людини не обмежується дією на органи слуху. Через волокна слухових нервів подразнення шумом передається у центральну і вегетативну нервові системи, а через них діє на внутрішні органи, приводить до значних змін функціонального стану організму, впливає на психічний стан людини викликаючи відчуття страху та переживання. Працівник, який підпадає під вплив інтенсивного шуму затрачає в середньому на 10-20% більше фізичних зусиль на підтримання рівня праці, який був досягнутий ним при рівні звукового навантаження до 70 Дб. Виходячи з концепції впливу шуму на цілісний організм, висунута гіпотеза про те, що шуми середніх рівнів (до 80 Дб), не викликають втрати слуху, але викликають втому та інші несприятливі впливи.

Соціальне значення проблеми по боротьбі з шумом, у першу чергу, полягає у покращенні умов праці та відпочинку, зниженні текучості кадрів, проявленні періоду активної діяльності працівників, підвищенні задоволення працею. Велике значення має встановлення реальної кількості людей, котрі працюють в умовах підвищеного шумового навантаження. На підприємствах металургійної галузі та машинобудування значна кількість робітників працюють в умовах з достатньо високим рівнем шуму.

Зниження шуму від його джерела може бути досягнуто шляхом впровадження технологічних процесів та обладнання, які не створюють надмірних шумових навантажень [26]. До таких заходів слід віднести електрофізичні методи металообробки, створення нероз'ємних з'єднань зварюванням, склеюванням, пресуванням за допомогою безударних заклепок тощо.

#### 8.1.2.1 Будівельно-акустичні заходи при боротьбі з шумом

Зниження виробничого шуму по шляху його поширення досягається комплексом будівельно-акустичних заходів, які поділяються на акустичні та архітектурно-планувальні. Для зменшення шуму, який випромінюється

промисловим обладнанням в атмосферу, передбачають використання матеріалів та конструкцій при проектуванні перекриттів, зовнішніх стін, фонарів природного освітлення, воріт, дверей, що можуть забезпечити необхідну звукоізоляцію. В окремих випадках доцільно використовувати звукоізоляційні екрани, шумові глушники, розміщувати обладнання, яке має найбільші коефіцієнти шумовиділення, в окремі приміщення.

При встановленні обладнання з динамічними навантаженнями доцільно передбачити впровадження заходів по його віброізоляції. Це необхідно для усунення передачі вібрацій та звуку у суміжні приміщення через елементи будівельних конструкцій.

#### 8.1.2.2 Заходи щодо зниження рівня механічного шуму

На підприємствах машинобудівної галузі домінує механічний шум. Його наявність обумовлена взаємовідносними коливними рухами деталей машин та їх взаємним переміщенням. Також механічний шум викликається силовою дією невірноважених обертових мас, ударами у спряженні деталей, стуками в зазорах, рухом деталей у трубопроводах або лотках тощо. Вище перелічені коливні процеси слугують причиною як повітряного, так і структурного шуму.

Оскільки збудження механічного шуму зазвичай носить ударний характер, а випромінюючі його конструкції і деталі представляють собою просторові розподілені системи з багато численними розподіленими резонансними частотами, то спектр механічного шуму займає широку область частот.

Шум зубчатих передач викликаний коливаннями коліс та елементів конструкцій, які спряжені з ними. Причинами цих коливань є взаємний співудар зубів при вході у зачеплення, змінна деформація зубів, яка обумовлена змінним характером силових факторів у зачепленні, кінематичні похибки зубчатих коліс, змінний характер сил тертя у зачепленні.

Спектр шуму особливо значимий в діапазоні 2000 – 5000 Гц. Складові вібрацій та шуму від деформації зубів під навантаженням мають дискретний характер з основною частотою, яка рівна частоті переспряження зубів

$$f_z = \frac{z \cdot n}{60},$$

де  $z$  – число зубів колеса;

$n$  – частота обертання колеса об/с.

Зниження рівня механічного шуму може бути досягнуто через зменшення величини діючого перемінного навантаження; збільшенням механічного імпеданса у місцях дії величин перемінного навантаження; зменшення коефіцієнта передачі звукових коливань від місця їх виникнення до місць випромінювання; зменшення коливних швидкостей за рахунок зменшення коливних швидкостей через покращення конструкції деталі, яка перебуває у коливному стані.

Для зменшення динамічних навантажень у зубчатій парі рекомендують виготовляти одне із коліс з пластмаси. Зубчаті колеса, які виготовлені з пластичних матеріалів мають ряд переваг у порівнянні із стальними, а саме: зносостійкість, безшумність у роботі, здатність відновлювати свою геометричну форму після деформації, більш прості у виготовленні. Відтак не слід забувати і про їх недоліки: відносно мала міцність зубів, низька теплопровідність, великий коефіцієнт лінійного термічного розширення.

Порівняльні випробування різних пар зубчатих коліс показали, що рівень звукового тиску у зубчатій парі сталь-капрон знизився на 18 дБ. Підвищення навантаження пластмасових зубчатих передач викликає менше зростання шуму ніж у стальних. Також одним із способів зменшення вібрацій і шуму зубчатих коліс є підвищення точності їх виготовлення, а також за умови виготовлення зубів максимально пружними за рахунок модифікації по висоті їх профілю, зменшення частоти їх обертання.

## 8.2 БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

### 8.2.1 Оцінка стійкості роботи промислового підприємства до впливу вражаючих факторів

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

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

Промислові підприємства відрізняються одне від одного як по конструктивному рішенню, так і по технологічному процесі. Відмінності об'єктів полягають в будинках і спорудах, устаткуванні і технології виробництва, комунально-енергетичних мережах і території, на якій розташований об'єкт. Тому в усіх випадках оцінка стійкості кожного об'єкта має свої особливості і вимагає конкретного підходу до рішення цього питання. У даному випадку розглянемо загальні для всіх об'єктів питання оцінки їх стійкості до впливу вражаючих факторів зброї масового знищення.

Оцінка стійкості роботи об'єкта починається з вивчення району розташування. Об'єкт може знаходитися в місті, за межею його проектної забудови і на деякій віддалі від міста. Досліджується територія району, його структура, щільність і тип забудови, сусідні об'єкти і можливість виникнення на них вторинних чинників поразки. На об'єкті визначаються щільність забудови, розміщення основних будинків і споруджень, що впливають на характер руйнування, можливе утворення завалів і виникнення пожеж. Особлива увага приділяється ділянкам, де можливе виникнення небезпечних вторинних чинників ушкоджень. Беруться на облік усі будинки і споруди, робиться оцінка

їх статичної стійкості. Вивчають кожен цех і його окремі елементи як по конструктивному рішенню, так і за матеріалами, що були використані в будівництві. Розглядаються умови розміщення внутрішнього технологічного устаткування і визначаються види руйнувань і ушкоджень, що можуть мати місце при ядерному вибуху і заваленні огорожуваних конструкцій цехів. Особливо важливо визначити захист цінного й унікального устаткування, насиченість виробництва автоматикою і можливість продовження виробництва у випадку виходу з ладу контрольно-виміральної апаратури. Обстежуються комунально-енергетичні системи об'єкта і робиться оцінка стійкості споруджень і ліній, тобто визначаються параметри вражаючих факторів, при яких комунально-енергетичні мережі одержать ті або інші руйнування. Визначається забезпеченість працюючих захисними спорудженнями: встановлюється кількість сховищ, укриттів і оцінюються їхні захисні властивості. Вивчається система керування, зв'язку й оповіщення на основі вивчення стану захищених пунктів керування, вузлів і ліній зв'язку. Аналізується система матеріально-технічного постачання і виробничих зв'язків. Встановлюється об'єм запасів і можливих термінів продовження роботи без постачань; визначається відповідність їхньої кількості і номенклатури вимогам, запропонованим до виробництва у військовий час. Оцінюється стійкість складів сировини, комплектуючих виробів, готової продукції й інших матеріалів, а також сховища паливних матеріалів. Досліджується підготовка об'єкту до відновлення виробництва у випадку одержання слабких або середніх руйнувань. Аналіз виробничої діяльності об'єкта дозволяє виявити слабкі елементи, ділянки і підготувати план підвищення стійкості їх роботи і план відновлювальних робіт, забезпечити їх будівельно-монтажною і проектною документацією.

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

### 8.2.2 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 збережуться або одержать слабкі і середні руйнування.

При оцінці стійкості об'єкта необхідно виявити найбільш уразливі елементи і ділянки, від яких залежить робота всього підприємства. Після оцінки окремих споруджень оцінюється об'єкт у цілому. При цьому стійкість об'єкта визначається по тій будівлі або спорудженню, що руйнується при найменшому надлишковому тиску. Після оцінки стійкості об'єкта намічаються заходи, що необхідно провести для підвищення стійкості об'єкта до впливу ударної хвилі ядерного вибуху. Для цього визначають доцільні межі підвищення стійкості кожної споруди [30].

### 8.2.3 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: незаймисті, важкозаймисті і займисті.

Незаймисті - 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; глино-солом'яні матеріали при щільності не менше 900 кг/м<sup>3</sup>; 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 °С з іншого боку.

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 безпеці в залежності від характеру виробництва. При цьому виникнення пожеж можливо від світлового випромінювання і руйнування виробничих будівель ударною хвилею.

По пожежній безпеці всі об'єкти поділяють на п'ять категорій: А - Д.

До підприємств категорії А відносяться нафтопереробні заводи, хімічні підприємства, склади бензину, цехи обробки і застосування металевого натрію, калію й ін.

До підприємств категорії Б 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 В відносяться лісопильні, деревообробні, столярні, модельні і лісо-тарні 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 А і Б. Практично можливість виникнення пожеж у виробничих будівлях категорій В, 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.



#### 8.2.4 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.

#### 8.2.5 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, легкозаймисті 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.

#### 8.2.6 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 навколишнього середовища

З кожним роком збільшується ступінь негативної дії на природу. Внаслідок цього її відновлювальний потенціал став меншим, що спричинило початок незворотних змін навколишнього середовища.

На даний час актуальною є проблема охорони навколишнього середовища, а особливо у верстатобудуванні.

Життя нерозривно пов'язане з природним середовищем. На ранніх етапах свого становлення людина, користуючись продуктами природи, не завдавала помітної шкоди природним ресурсам. Але з посиленням практичної діяльності, пов'язаної з винаходом знарядь праці, вплив її на природу неухильно зростає. В останні десятиліття ХХ століття у зв'язку із високими темпами науково-технічного прогресу, небувалим розширенням сфер матеріального виробництва він став особливо значним і великомасштабним [27].

Неухильно зростає населення нашої планети, що потребує відповідного збільшення видобутку й виготовлення життєвих ресурсів для забезпечення його проживання. Наслідки впливу людини на навколишнє середовище сумні й тривожні: порушуються природні угруповання й ландшафти, забруднюється атмосфера, морські акваторії і прісні водойми, руйнується ґрунтовий покрив, зменшуються лісові ресурси та чисельність видів рослин і тварин, хімічні сполуки, які циркулюють у біосфері, шкодять здоров'ю людини та всьому живому. Взаємодія виробничо-господарських та природничих процесів привела до порушення взаємних зв'язків між елементами живої і неживої природи.

Основою здійснення природоохоронної політики в машинобудівній галузі мають стати: істотне зменшення викидів забруднюючих речовин підприємств машинобудівного комплексу в довкілля; впровадження екологічно чистих технологій в усіх напрямках діяльності машинобудівного виробництва, зокрема вирішення питань утилізації і знешкодження токсичних відходів гальванічного виробництва.

## 9.2. Забруднення довкілля, що виникає внаслідок механічної обробки

При виготовленні деталей очікується забруднення навколишнього середовища промисловими відходами, пилом і твердими частинками.

Під промисловими відходами слід розуміти залишки сировини, матеріалів та напівфабрикатів, що виникають у результаті виготовлення деталі і повністю або частково втратили свої властивості, наприклад, стружка чорних металів, браковані деталі, а також продукти механічної обробки заготовок, одержання яких не є метою виробничого процесу і які в подальшому можуть бути використані як готова продукція після відповідної переробки.

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

Механічна обробка на верстатах супроводжується виділеннями пилу, туманів, мастил, які через вентиляційну систему викидаються у повітря.

За одну годину виділяється (із розрахунку на 1 кВт потужності):

- масляний туман – 0,2 г;
- пари води – 150 г ;
- туман емульсону – 0,0063 г.

Для очистки використовуємо:

- а) попередня очистка – скрубери і електричні фільтри;
- б) повна очистка від шкідливих домішок – флокаційні камери (очищується вода із скруберів).

Розмір пилу – 38 мкм при середньоквадратичному відхиленні  $\sigma = 1,64$  і густині матеріалу частинок пилу 4,23 г/см<sup>3</sup>.

З метою забезпечення технічного, економічного обґрунтованого викиду шкідливих речовин в якості фільтрів використовують тканині фільтри.

Механічний цех містить у своєму складі заготівельні та обробні виробництва, більшість з яких є в процесі виконання операцій технологічного процесу джерелом забруднення атмосферного повітря. Так, при заточуванні рі-

жучого інструмента та при зачистці на шліфувальних верстатах деталі від заусенців, які виникли після ливарного виробництва, у повітря виділятиметься пи́л абразивний та абразивно-металевий. Окрім того, на певних операціях механічної обробки деталі використовуються змащувально-охолоджувальні рідини, які після втрати своїх властивостей, збираються у тару й вивозяться. Усі види відходів можна поділити на ті, що переробляються або переробка яких планується, та ті, які на даному етапі розвитку економіки переробляти недоцільно.

Відходи, що утилізуються, складають 2% від вхідної сировини. Вони переробляються на місці їх утворення або на інших підприємствах, що мають відповідну технологію. Відходи, які не піддаються утилізації, захоронюють, якщо вони не несуть небезпеку для навколишнього середовища.

Виробничі і побутові стоки складають 15,4 м/год, вони відводяться в систему побутової каналізації підприємства. Для мережі побутової каналізації передбачена система очистки (відстійники, фільтри, хлорування і т.д.)

На території підприємства для потреб опалення і виробітку пари розташована котельня на природному газі. Викиди шкідливих речовин з димовими газами від котельні буде здійснюватись через трубу діаметром 2,5 м і висотою 12,5 м.

Максимальні приземні концентрації всіх шкідливих викидів з урахуванням фонового забруднення не перевищують ГДК і становлять: Азоту діоксин - 0,9 ГДК;

Вуглецю диоксид - 0,4 ГДК.

При експлуатації технологічного обладнання у виробничому процесі виготовлення стійки ножа будуть діяти джерела шуму та вібрації. Обладнання відповідає санітарним нормам і рівень звукового тиску не перевищує 80 дБ, вплив шуму та вібрації поза межами санітарно - захисної зони спостерігатися не буде. Масштабний вплив на мікрокліматичні умови району не спостерігається.

Негативного впливу на водне середовище, ґрунти, геологічне середовище, рослинний та тваринний світ, заповідні об'єкти, навколишнє середовище від проектованої ділянки об'єкта не передбачається.

Нами були враховані нормативні вимоги і закладені комплексні заходи для забезпечення нормативного стану навколишнього середовища.

Тверді відходи підприємства мають обмежену номенклатуру і досить постійні за складом, хоча кількість відходів того чи іншого від може коливатися в межах широких в залежності не тільки від масштабів виробництва. Але й від характеру технології.

Метали:	Кількість, т/рік
чорні	до 8750
кольорові	до 400
шлаки	до 600
абразиви	0,5-48

Ці відходи збираються у накопичувачі і утилізуються. Відходи шлаків ідуть на переплавку.

Так, відходи металообробної, металургії, які містять частинки піску, породи і механічні домішки, змінюють структуру, фізико – хімічні властивості та механічний склад ґрунтів.

Зазначені відходи використовуються при будівництві доріг, засипанні котлованів і відпрацьованих кар'єрів.

Основними видами забруднення стічних вод підприємства є механічні суспензії, пісок, окалина, лита стружка і пил, флюси та мінеральні мастила.

Активна реакція таких стічних вод близька до нейтральної (рН = 6,5 ...8,5).

Масова концентрація суспензій може досягти 3000 г/л.

Забруднену воду пропускають через решітки, потім збирають у відстійниках та очищують. Після чого випускають у канал.

Очистку води від шлаків здійснюємо у шлаконакопичувачах з використанням коагулянтів.

Для очистки води від нафтопродуктів використовуємо гідро циклон, в якому іде попередня очистка води. Після очистки води стікає в каналізаційну систему, а мастило в спеціальні накопичувачі.

### 9.3 Заходи по зменшенню і ліквідації забруднення довкілля

Згідно із законом, підприємства повинні видаляти промислові відходи до того часу, поки їх кількість не перевищить гранично допустимої норми.

Так, промислові відходи, що виникають у результаті реалізації технологічного процесу, а саме: брухт і відходи чорних металів, які відрізняються від інших промислових відходів тим, що є особливо дорогою сировиною для металургійної промисловості, - повинні піддаватися утилізації.

Вторинні метали і сплави - це метали і сплави, отримані шляхом переробки відходів металургійної і машинобудівної промисловості, а також брухту виробів, що вийшли з ладу. Процес одержання металів і сплавів полягає в переплавці й рафінуванні забрудненої сировини.

В цехах, де виникають шкідливі викиди, необхідно встановлювати апарати механічної очистки газів. Найдоцільнішим буде використання інерційних пиловловлювачів, що відрізняються простотою виготовлення і достатньо широким застосуванням. В основі їх роботи лежить інерційний метод осадження. На цьому принципі працює цілий ряд пиловловлювачів. У пристрої частинки стикаються з осаджуваною поверхнею, втрачають швидкість, випадають з газового потоку і видаляються через розвантажувальний колектор.

Таким чином, підприємства, установи й організації, діяльність яких пов'язана з викидами забруднюючих речовин в атмосферне повітря, шкідливим впливом фізичних та біологічних факторів на нього, зобов'язані:

- здійснювати організаційно-господарські, технічні та інші заходи щодо забезпечення виконання умов і вимог, передбачених у дозволах на викиди забруднюючих речовин та інший шкідливий вплив;
- вживати заходів щодо зменшення обсягів викидів забруднюючих речовин і зниження шкідливого впливу фізичних та біологічних факторів;

- забезпечувати безперебійну ефективну роботу та підтримання у справному стані споруд, устаткування й апаратури для очищення викидів та зменшення рівнів іншого шкідливого впливу;
- здійснювати контроль за обсягом та складом забруднюючих речовин, що викидаються в атмосферне повітря, і рівнями іншого шкідливого впливу та вести їх постійний облік;
- мати заздалегідь розроблені спеціальні заходи щодо охорони атмосферного повітря на випадок аварійних ситуацій і несприятливих метеорологічних умов та вживати заходів для ліквідації причин та наслідків забруднення атмосферного повітря.

Пил шкідливо діє на дихальні шляхи і легені, шкіру, очі, ясна і слухові органи. При вдиханні пилинки розміром 5 – 10 мк затримуються в дихальних шляхах частково, а розміром менше 0,3 мк не затримується. Найпоширеніші в машинобудуванні отруєні свинцевий, марганцевий та хромовий пил. Розчинюючись у слині, на слизових оболонках дихальних шляхів та шлункового тракту, вони діють як рідкі отрути. Тепер застосовують також автоматичні способи аналізу запиленості атмосферного повітря.

Запиленість повітря на виробництві можна усунути такими шляхами і технічними засобами:

- 1) спеціально спрямована раціоналізація технологічного процесу (очищення литва стальним дротом або гідравлічним методом, пєбрехід на мокре загострення і мокре шліфування);
- 2) ізоляція та герметизація пильних процесів у спеціальних камерах, шафах і кабінах;
- 3) механізація ручних робіт при формуванні в ливарних цехах, завантаженні, пересипанні і упакованні сипких речовин;
- 4) обладнання загальної вентиляції, місцевих підсосів, витяжних шаф.

Крім того, треба застосовувати засоби індивідуального захисту робітників: шоломи і респіратори; спеціальні шоломи з підведення свіжого повітря ззовні; окуляри закритого типу; проти пиловий одяг.



## ВИСНОВКИ

В дані кваліфікаційні роботі магістра:

1. Проаналізовано конструкції приводів головного руху вертикально-фрезерних, зубофрезерних та шліцефрезерних верстатів.
2. Модернізовано конструкцію шпindelної бабки верстата із застосуванням САD-технологій з метою підвищення технологічних можливостей шпindelного вузла.
3. Проведено аналітичний розрахунок шпindelного вузла.
4. Проведено раціональний підбір матеріалу шпindelного вала. За даними розрахунків, найбільш раціональним матеріалів є сталь 40ХН2МА.
5. Здійснено дослідження напружено-деформованого стану конструкції шпindelного вала в середовищі Solid Works. Проведений розрахунок показав, що найбільш небезпечним перерізом є переріз по шліцах кріплення втулки із зубчатими колесами. Деформації не перевищують допустимі норми. Запропонована конструкція шпindelного вала придатна до роботи.
6. Виконані аналітичні розрахунки підтвердженні результатами автоматизованого аналізу методом скінченних елементів у САПР Cosmos Works.
7. Здійснено техніко-економічне обґрунтування прийнятих інженерних рішень. Виконані економічні розрахунки показали, що комплекс робіт по розробці технічної документації та організаційно-підготовчих заходів щодо впровадження елементів модернізації верстатного обладнання складає 343 065 грн.

## БІБЛІОГРАФІЯ

1. Кудинов В.А. Динамика станков. / В.А.Кудинов – М.: Машиностроение, 1967 – 360 с.
2. Подураев Ю.В. Мехатроника: основы, методы, применение: учебн. пос. для вузов. / Ю.В. Подураев – М.: Машиностроение, 2006. – 256 с.
3. Струтинський В.Б. Математичне моделювання процесів та систем механіки: підручник. / В.Б. Струтинський – Житомир, ЖИТІ, 2001– 612 с.
4. Детали и механизмы металлорежущих станков. В 2-х т. Под ред. Решетова Д.Н. Издательство: Машиностроение, 1972.
5. Левина З.М., Решетов Д.Н. Контактная жесткость машин. / З.М. Левина, Д.Н. Решетов – М.: Машиностроение, 1971. – 264 с
6. Пуш В.Э. Конструирование металлорежущих станков / В.Э.Пуш – М.: Машиностроение, 1977. — 390 с.
7. В.Г. Рубан Решение Задач Динамики Железнодорожных Экипажей В Пакете Mathcad : учеб. пособие / В.Г. Рубан, А.М. Матва ; Рост. гос. ун-т путей сообщения. – Ростов н/Д, 2009. – 99 с. : ил. Библиогр.
8. Ясев О.Г., Расчубкін В.Г. Моделювання динаміки технічних систем з використанням пакета програм Mathcad: Навч. посібник (рос. мовою). – Дніпропетровськ: НМетАУ, 2011. – 76 с.
9. Расчет деталей и узлов металлорежущих станков с использованием ЭВМ/ С.А.Дубиняк, С.Г.Нагорняк, И.В.Луцив, И.Д.Дубецкий :Киев УМК ВО, 1989. – 152 с.
- 10.Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. С74 Т. 2 /Под ред. А. Г. Косиловой и Р. К. Мещерякова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1986. 496 с., ил.
- 11.Врагов Ю.Д. Анализ компоновок металлорежущих станков: (Основы компютерики)/ Врагов Ю.Д. –М: Машиностроение, 1978. – 208 с.
- 12.Скляр Р., Шанайда В. Розробка критеріальних оцінок для аналізу компоновок верстатів з паралельною кінематикою / Р. А. Скляр, В. В.

- Шанайда // Матеріали ХІХ наукової конференції ТНТУ ім. Ів. Пулюя, 18-19 травня 2016 року — Т. : ТНТУ, 2016 — С. 74. — (Машинобудування).  
<http://elartu.tntu.edu.ua/handle/123456789/17396>
13. Общемашиностроительные нормативы вспомогательного времени и времени на обслуживание рабочего места на работы, выполняемые на металлорежущих станках. Серийное производство. М, 1970.
  14. Кириченко А.Ф., Бережной В.А. Математическое моделирование геометрии зуба при расчёте напряжённо-деформированного состояния эвольвентных прямозубых передач. // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». – Харків: НТУ «ХПІ», 2004. – Вип.46.- С.78-85.
  15. Шанайда В.В. Пакет MathCAD в інженерних розрахунках / Шанайда В.В. – Тернопіль: Видавництво ТДТУ, 2001. – 163 с.
  16. Олейников И.А. Практическое использование пакета Mathcad при решении задач: учеб. пособ. / И.А. Олейников. – М.: РГОТУ, 2002. – 114 с.
  17. Березовский Б.А. Многокритериальная оптимизация. Математические аспекты // Ю.М. Барышников, В.К. Борзенко, Л.М. Кемпнер. – М.: Наука, 1989. –128 с.
  18. Нинул А.С. Оптимизация целевых функций: Аналитика. Численные методы. Планирование эксперимента. / А.С. Нинул. – М.: Издательство Физико-математической литературы, 2009. – 336 с.
  19. Ногин В.Д. Принятие решений при многих критериях: учебно-метод. пособ. / В.Д. Ногин. – СПб.: ЮТАС, 2007.
  20. Соболев И.М. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями: учеб. пособие для вузов /И.М. Соболев, Р.Б. Статников. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Дрофа, 2006. – 175 с.
  21. Скляр Р., Шанайда В. Використання багатofункціонального пакету MathCad при прогнозуванні параметрів металорізальних верстатів. Збірник тез доповідей ХVІ наукової конференції Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя, 2012, С. 69.

22. Шанайда В. Дослідження перехідних процесів електропривода металорізального верстата з використанням інформаційних технологій / Скляр Р., Шанайда В., Савчук М. // Вісник ТНТУ. — 2011. — Том 16. — № 1. — С.117-125.
23. T. Vitenko, V. Shanaida, P. Drożdziel, R. Madleňák (2017) Features of creating a solid models and assembly operations at cad-systems, *EDULEARN17 Proceedings*, pp. 7464-7469.
24. Кривий П.Д. Трудомісткість конструювання та виготовлення металорізальних і деревообробних верстатів: Навчальний посібник/ Кривий П.Д., Шарик М.В., Сотник І.П. – Тернопіль: ТДТУ, 2005. – 128 с.
25. Юдин Е.Я. Борьба с шумом на производстве. Справочник/ Юдин Е.Я., Борисов Л.А., Горенштейн И.В. и др. / Под общ. ред. Юдина Е.Я. – М.: Машиностроение, 1985. – 400 с.
26. Фоменко, И. А. Охрана труда при обработке металлов резанием [Текст] / И. А. Фоменко, В. В. Коваленко, Н. П. Стародуб. - К. : Техніка, 1989. - 158 с.
27. Апостолук С.О. Промислова екологія. Навчальний посібник/ С.О. Апостолук, В.С. Джигирей, І.А.Соколовський та ін. Видання друге – К.: Знання, 2012. – 430 с.
28. ГЕРАСИМЧУК, Г. А.; СКЛЯРОВ, Р. А.; ШАНАЙДА, В. В. Розробка математичної моделі та дослідження складних профільних з'єднань у спеціалізованих пакетах комп'ютерного моделювання. *Наукові нотатки*, 2013, 42: 75-80.
29. В.В. Шанайда, В.Р.Паньків. Особливості створення твердотільних моделей та виконання складальних операцій у програмному середовищі САПР КОМПАС (АСКОН)/ Поступ в науку. Збірник наукових праць Бучацького інституту менеджменту і аудиту . - Бучач. - 2011. - №7. – 447 с. С. 366 – 370
30. Атаманчук П.С., Мендерецький В.В., Панчук О.П., Чорна О.Г. Безпека життєдіяльності. Навч. посіб. – К.: Центр учбової літератури, 2011. – 276 с.

## **ДОДАТКИ**

Форм.	Зона	Поз.	Позначення	Назва	К-сть	Примітка		
				<u>Документація</u>				
			ДР 18-205.04.00.000	Складальне креслення				
				<u>Деталі</u>				
		1		Корпус	1			
		2		Вал	1			
		3		Вал	1			
		4		Кришка	1			
		5		Стакан	1			
		6		Черв'ячне колесо	1			
		7		Втулка	1			
		8		Стакан	1			
		9		Кришка	1			
		10		Конічне колесо	1			
		11		Корпус	1			
		12		Маточина	1			
		13		Втулка	1			
		14		Конічне колесо	1			
		15		Черв'ячне колесо	1			
		16		Стакан	1			
		17		Стакан	1			
		18		Колесо зубчасте	1			
		19		Гвинт	1			
		20		Втулка	1			
		21		Кришка	1			
		22		Втулка	1			
			ДР 18-205.04.00.000					
			Літ	Зм.	№ докум.	Підп.	Дата	
Інв. № підп.		Розроб.	Федорів					
		Перевірив	Шанайда					
		Резенз.						
		Н. контр.	Ярема					
		Зав. каф.	Кобельник					
			<b>ШПИНДЕЛЬНА БАБКА</b>			Літ	Аркуш	Аркушів
							1	4
						ФМТ, гр. МВм -61 ТНТУ, Тернопіль		

Форм.	Зона	Поз.	Позначення	Назва	К-сть	Примітка
		23		Стакан	1	
		24		Колесо зубчасте	1	
		25		Кришка	1	
		26		Втулка	1	
		27		Шпindelь	1	
		28		Кришка	1	
		29		Гайка	1	
		30		Втулка	1	
		31		Втулка	1	
		32		Кришка	1	
		33		Кришка	1	
		34		Втулка	1	
		35		Планшайба	1	
		36		Кільце	1	
		37		Кришка	1	
		38		Колесо зубчасте	1	
		39		Втулка	1	
		40		Колесо зубчасте	1	
		41		Зубчасте колесо	1	
		42		Вал	1	
		43		Стакан	1	
		44		Шайба	1	
		45		Пружина	1	
		46		Вал	1	
		47		Кришка	1	
		48		Колесо зубчасте	1	
		49		Корпус	1	
		50		Кільце	1	
		51		Кільце	1	
		52		Втулка	1	
		53		Стакан	1	

Інв. № підп.	Підп. і дата
	Зам. інв. №
Інв. № дубл.	Підп. і дата
	Зам. інв. №
Інв. № підп.	Підп. і дата
	Зам. інв. №

Форм.	Зона	Поз.	Позначення	Назва	К-сть	Примітка
		54		Шайба	1	
		55		Втулка	1	
		56		Кільце	1	
		57		Кільце	1	
		58		Втулка	1	
		59		Кільце	1	
		60		Кришка	1	
		61		Гайка	1	
		62		Втулка	1	
		63		Втулка	1	
		64		Кришка	1	
		65		Кришка	1	
		66		Втулка	1	
		67		Планшайба	1	
		68		Кільце	1	
		69		Кришка	1	
		70		Колесо зубчасте	1	
		71		Втулка	1	
		72		Колесо зубчасте	1	
		73		Зубчасте колесо	1	
		74		Вал	1	
		75		Стакан	1	
		76		Шайба	1	
				<u>Стандартні вироби</u>		
				Гвинти ГОСТ 11738-72		
		77		M10-6gx32	5	
		78		M10-6gx65	12	
		79		M8-6gx30	18	
		83		M8-6gx65	4	
		84		M4-6gx10	6	

Інв. № підп.	Підп. і дата
	Зам. інв. №
Інв. № дубл.	Підп. і дата
	Зам. інв. №
Інв. № дубл.	Підп. і дата
	Зам. інв. №
Інв. № підп.	Підп. і дата
	Зам. інв. №



Форм.	Зона	Поз.	Позначення	Назва	К-сть	Примітка
				ГОСТ 7808-70		
		85		M6-6g-10	5	
		86		M10-6g-15	8	
				ГОСТ 1476-75		
		80		M8x10	1	
		81		M4x5	1	
		83		M8x5	1	
		89		M10x10	1	
				Гайки ГОСТ 11871-80		
		94		M25x1,5	2	
		95		M15x1,0	2	
		96		M20x1,5	1	
		97		M68x1,5	1	
		98		M50x2,0	1	
		99		M20x1,0	1	
				Підшипники		
				ГОСТ 333-79		
		100		7212	2	
				ГОСТ 8328-75		
		109		4019	1	
				ГОСТ 8338-75		
		101		309	2	
		103		209	2	
		107		206	4	
		110		204	2	
				ГОСТ 831-75		
		104		216	2	
				ГОСТ 6874-54		
		102		81010	2	
		106		8105	2	
		111		88011	2	

Інв. № підп.	Підп. і дата
Інв. № дубл.	Інв. № дубл.
Зам. інв. №	Зам. інв. №
Підп. і дата	Підп. і дата

Літ	Зм.	№ докум.	Підп.	Дата	ДР 18-205.04.00.000	Арк. 4
-----	-----	----------	-------	------	---------------------	-----------