

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

магістр

(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему **Розробка та дослідження компонентів шпиндельної бабки
зубофрезерного верстата засобами 3D-моделювання**

Виконав: студент (ка) 6 курсу, групи МВм-61
напряму підготовки (спеціальності) 133 –
Галузеве машинобудування

(шифр і назва напряму підготовки, спеціальності)

	<u>Войцїх В.М.</u> (підпис)	(прізвище та ініціали)
Керівник	<u>Шанайда В.В.</u> (підпис)	(прізвище та ініціали)
Нормоконтроль	<u>Кобельник В.Р.</u> (підпис)	(прізвище та ініціали)
Завідувач кафедри	<u>Крупа В.В.</u> (підпис)	(прізвище та ініціали)
Рецензент	<u></u> (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

Володимир КРУПА

«__» _____ 2025 р.

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

ВОЙЦІХУ ВІТАЛІЮ МИРОНОВИЧУ

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи) *Розробка та дослідження компонентів шпиндельної бабки зубофрезерного верстата засобами 3D-моделювання*

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

затверджені наказом вищого навчального закладу від 15 серпня 2025 року № 4/7-756

2. Строк подання студентом проекту (роботи) *19 грудня 2025 р.*

3. Вихідні дані до проекту (роботи) *паспорт верстата мод. 5Б352ПФ2*

базовий технологічний процес виготовлення деталі зубчасте колесо;

робочі креслення окремих вузлів верстата

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) *Аналітичний розділ: провести огляд та виконати аналіз проблематики кваліфікаційної роботи; здійснити інформаційно-патентний пошук. Виконати розрахунки інерційних характеристик вала шпинделя. Визначити напрям подальших досліджень. Описати методи проведення дослідження; сформулювати модель вивчення об'єкта дослідження. Відобразити результати оприлюднення отриманих результатів. Розробити заходи з ОП та БНС.*

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

Титульний аркуш – 1 арк. ф.А1; ; Схеми формоутворення – 1 арк. ф.А1;

Кінематична схема верстата – 1 арк. ф.А1Шпиндельна бабка верстата – 4 арк. ф.А1;

Результати інформаційно-патентного рошуку – 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
Безпека в надзвич.			
ситуаціях	ас. каф ОХ Теслюк В.М.		
Охорона праці	к.т.н., доц. Сенік А.А.		

7. Дата видачі завдання 25 серпня 2025 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
	<i>Службове призначення та характеристика типового представника об'єкту виробництва</i>		
	<i>Аналіз конструктивних особливостей деталі-представника</i>	29.08.2025 р.	
	<i>Аналіз схем формоутворення</i>	29.08.2025 р.	
	<i>Аналіз параметрів жорсткості вала шпинделя</i>	21.11. 2025 р.	
	<i>Інформаційно-патентний огляд</i>	23.11. 2025 р.	
	<i>Аналіз методик та методів для виконання дослідження</i>	25.11. 2025 р.	
	<i>Розробка математичної моделі проведення дослідження</i>	25.11. 2025 р.	
	<i>Аналіз отриманих результатів</i>	02.12. 2025 р.	
	<i>Розробити заходи з охорони праці</i>	04.12.2025 р.	
	<i>Розробити заходи з безпеки у надзвичайних ситуаціях</i>	06.12. 2025 р.	
	<i>Оформлення графічної частини</i>	18.12. 2025 р.	
	<i>Оформлення пояснювальної записки</i>	18.12. 2025 р.	
	<i>Оформлення презентації доповіді</i>	19.12. 2025 р.	

Студент

(підпис)

Войцїх В.М.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Шанайда В.В.

(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Войціх В.М. Розробка та дослідження компонентів шпиндельної бабки зубофрезерного верстата засобами 3D-моделювання // Войціх Віталій Миронович: кваліфікаційна робота магістра: 133 – галузеве машинобудування/ кер. В.В. Шанайда. Тернопіль : факультет інженерії машин, споруд та технологій, кафедра конструювання верстатів інструментів та машин, група МВм-61 : ТНТУ, 2025.

Метою роботи є розробка та дослідження твердотілих моделей елементів шпиндельної бабки з використанням типових алгоритмів стандартних модулів CAD-системи.

У кваліфікаційній роботі проведено аналіз теоретичних досліджень стосовно проектування зубофрезерних верстатів. Проведено аналіз схем формотворення та на їх основі сформовано кінематичну схему для зубофрезерного верстата. Здійснено 3D моделювання окремих компонентів шпиндельної бабки верстатного обладнання. Проведено дослідження твердотілих комп'ютерних моделей деталей супорта зубофрезерного верстата. Детально пропрацьовано конструкцію вала шпинделя зубофрезерного верстата. Розроблено заходи з охорони праці та безпеки життєдіяльності в умовах механообробного виробництва.

Об'єкт проектування: 3D модель вала шпинделя зубофрезерного верстата.

Предмет дослідження: напружено-деформований стан вала шпинделя.

Методи дослідження: при виконанні кваліфікаційної роботи було застосовано асоціативний метод через пошук нових рішень через вивчення аналогічних конструкцій; метод теоретичних досліджень через використання алгоритмів аналізу та синтезу; інженерний аналітичний метод через застосування методу скінченних елементів та метод комп'ютерного моделювання через використання CAD системи для віртуального моделювання та тестування.

Загальні висновки:

1. запропоновано модернізацію конструкції шпиндельної бабки верстата із застосуванням CAD-технологій з метою підвищення технологічних можливостей шпиндельного вузла.
2. проведено аналітичне дослідження динамічних характеристик шпиндельного вузла.
3. конструктивні параметри вала шпинделя задовольняють вимоги, які висунуті до таких вузлів верстата;
4. розрахункові параметри податливості та жорсткості при заданих умовах навантаження в повній мірі відповідають умовам забезпечення працездатності для шпиндельного вузла;
5. здійснено дослідження напружено-деформованого стану конструкції шпиндельного 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 шпиндельного вала придатна до роботи.
6. виконані аналітичні розрахунки підтвердженні результатами автоматизованого аналізу методом скінченних елементів в середовищі Solid Works.
7. найбільші сумарні переміщення в зоні передачі навантаження на вал шпинделя не перевищують $4,8 \cdot 10^{-3}$ мм, що свідчить про велику крутильну жорсткість вала шпинделя;
8. статичні деформації у зоні кріплення елементів передачі навантаження на вал шпинделя не перевищують $6,2 \cdot 10^{-6}$ мм, що свідчить про значне перевищення діаметральних розмірів у порівнянні із мінімально допустимими.

ANNOTATION

Voicikh V. Development and study of the components of the spindle head of a gear-hobbing machine using 3D modeling tools // Voicikh Vitalii: Thesis work for obtaining the educational qualification of Master degree of specialty 133 - Industrial machinery engineering / Supervisor: V. Shanaida. Ternopil: Faculty of Engineering of Machines, Structures and Technologies, Department of Machine Tool and Instrument Design, Group MVm-61: TNTU, 2025.

Research Objective: Development and analysis of solid-state models of headstock components using standard algorithms of typical CAD system modules.

The qualification thesis provides an analysis of theoretical studies related to the design of gear hobbing machines. It examines various shaping schemes and develops a kinematic diagram for a gear hobbing machine. Additionally, 3D modeling of individual components of the machine tool's spindle head was conducted, and solid computer models of the carriage components of the gear hobbing machine were created. The design of the spindle shaft was explored in detail. Furthermore, measures for occupational health and safety in the context of machining production were developed.

Design Object: 3D model of the gear- milling machine's spindle shaft.

Subject of Research: Stress- strain state of the spindle shaft.

Research Methods: The qualification work utilized the associative method for exploring new solutions through the study of similar structures; theoretical research through analysis and synthesis algorithms; analytical engineering methods employing finite element analysis; and computer modeling using the CAD system for virtual modeling and testing.

General Conclusions:

1. A modernization of the headstock design using CAD technologies was proposed to enhance the spindle assembly's technological capabilities.
2. Dynamic characteristics of the spindle assembly were analyzed.

3. The design parameters of the spindle shaft meet the required standards for such machine components;

4. The calculated compliance and rigidity parameters under specified loading conditions fully support the operational reliability of the spindle assembly;

5. The stress- strain analysis of the spindle shaft was performed in SolidWorks. The calculations identified the spline section of the bushing mount with gears as the most critical point. Deformations are within permissible norms. The proposed design of the spindle shaft is suitable for use.

6. Analytical calculations, verified by automated finite element analysis in SolidWorks, confirmed the results.

7. The maximum total displacements in the load transfer area to the spindle shaft do not exceed $4.8 \cdot 10^{-3}$ mm, indicating high torsional rigidity.

8. Static deformations in the load transfer fastening area do not exceed $6.2 \cdot 10^{-6}$ mm, demonstrating a significant margin over the minimum required dimensions.

З М І С Т

	стор.
ВСТУП	10
1 АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ	12
1.1 Аналіз приводів головного руху вертикально-фрезерних верстатів	12
1.2 Вибір напрямку модернізації шпиндельної бабки	16
1.3 Мета і задачі кваліфікаційної роботи	17
2. ПРОЕКТНИЙ РОЗДІЛ	18
2.1 Розрахунок режимів різання	18
2.2 Аналіз схем формоутворення	22
2.3 Шпиндельна бабка верстата	26
2.4 Елементи розрахунку шпиндельного вузла	26
2.4.1 Загальний аналіз шпиндельного вузла	26
2.4.2 Геометричні параметри шпиндельного вузла	28
2.4.3 Аналіз елементів шпиндельного вузла	29
2.4.4 Математична модель для розрахунку жорсткості вала шпинделя	29
2.4.4.1 Визначення коефіцієнтів впливу податливості	31
2.4.4.2 Визначення реакцій опор	35
2.4.5 Розрахунок радіальної жорсткості шпинделя	37
2.4.6 Розрахунок осьової жорсткості шпиндельного вузла	40
2.5 Динамічний розрахунок шпиндельного вузла	42
2.6 Висновки по розділу	44

3	ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ	45
3.1	Види проектних робіт	45
3.2	Основи твердотілого моделювання	46
3.2.1	Механізми створення ескіза деталі	46
3.2.2	Побудова ескізу	47
3.2.3	Результати виконання 3D моделювання	53
3.3	Дослідження напружено-деформованого стану вала шпинделя	57
3.3.1	Фіксація об'єкта дослідження	59
3.3.2	Результати аналізу напружено-деформованого стану	60
3.3.3	Зведений звіт результатів аналізу напружено-деформованого стану	64
3.4	Оприлюднення результатів кваліфікаційної роботи	71
3.5	Висновки до розділу	71
4	ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	72
4.1	ОХОРОНА ПРАЦІ	72
4.1.1	Інструкція з безпечних прийомів роботи при обслуговуванні верстатів з ЧПК	72
4.2.	БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	75
4.2.1	Дії населення в надзвичайних ситуаціях (пожежа)	75
	Висновки	78
	Перелік посилань	79
	Додатки	83

ВСТУП

Виробництво зубчастих коліс нерозривно пов'язане з необхідністю модернізації верстатного обладнання з метою підвищення точності механічної обробки, підвищення продуктивності власне зубообробних верстатів та зменшення їх вартості. Такі підходи ініціюють створення нових конструктивних схем верстатів, використання сучасних матеріалів для виготовлення конструктивних елементів такого устаткування, впровадження інноваційних технологій проектування прогресивного верстатного обладнання.

Актуальність теми. В типових моделях верстатів, які серійно випускали на верстатобудівних заводах, привід головного руху, за звичай, включав асинхронний двигун, коробку швидкостей та шпиндельний вузол. Таку конструкцію приводу використовували до кінця ХХ ст. Тодішні інженерні рішення не відповідають вимогам до сучасних верстатів з кількох причин. По-перше, велика кількість деталей у структурі приводу головного руху знижує надійність самого приводу. По-друге, трудомісткість виготовлення зубчастих коліс та валів коробки швидкостей є надто високою. По третє, такий привід, з великою кількістю компонентів, має велику масу. І на останок, привід, в якому реалізоване ступеневе регулювання, в багатьох випадках, не забезпечує максимальної продуктивності обладнання.

У двигунах постійного струму з діапазоном регулювання $R=10..12$ створено передумови для усунення з конструкції металоємку коробку швидкостей і конструктивно, привід головного руху розмістити на шпиндельній бабці. При цьому, в умовах виробництва, буде використано не значну кількість додаткових компонентів між двигуном приводу головного руху та шпинделем верстату. Такий підхід дозволяє покращити силові та динамічні характеристики для приводу головного руху і підвищити його надійність.

Головний керунок при розробці нової техніки — покращення експлуатаційних, кінематичних та динамічних характеристик зубо-фрезерного верстату через модернізацію приводу головного руху. Такий підхід потребує деякої

модернізації шпиндельної бабки. Запропоновано високомоментний двигун розмістити безпосередньо на шпиндельному вузлі.

Мета і задачі кваліфікаційної роботи.

Метою роботи є розробка та дослідження твердотілих моделей елементів шпиндельної бабки з використанням типових алгоритмів стандартних модулів CAD-системи.

Для досягнення цієї мети у роботі вирішено наступні задачі:

- провести аналіз теоретичних досліджень стосовно проектування зубонарізних та шліцефрезерних верстатів;
- провести кінематичний аналіз схем формоутворення та кінематичної схеми проектного верстата;
- провести 3D моделювання окремих компонентів верстатного обладнання;
- дослідити твердотілі комп'ютерні моделі деталей супорта зубофрезерного верстата;
- виконати комплексне дослідження 3D моделі вала шпинделя зубофрезерного верстата;
- розробити заходи з охорони праці;
- розробити заходи з безпеки життєдіяльності в умовах механообробного виробництва.

Об'єкт проектування. 3D модель валу шпинделя зубофрезерного верстата.

Предмет дослідження. Напружено-деформований стан валу шпинделя.

1. АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ

Механічні передачі, без сумніву, є одними з найпоширеніших видів передач. Їх основне призначення полягає у передачі крутного моменту від ведучої ланки до веденої. Такі передачі, на сьогодні, є невід'ємною частиною у структурі більшості механізмів та машин і мають визначальний вплив на їх надійність, довговічність та якість забезпечення виробничого процесу. Підвищення якості експлуатаційних показників передач нерозривно пов'язані з покращенням експлуатаційних характеристик елементів для передачі крутного моменту. До таких елементів відносять зубчаті колеса, шліцеві з'єднання тощо. Використання сучасних методів аналітичного та графічного моделювання дозволяє виконувати аналіз працездатності таких вузлів та передач ще на етапі їх проєктування. Різні алгоритми вивчення внутрішнього стану елементів передач при їх робочому навантаженні та засоби генеративного дизайну відкривають нові технологічні можливості для створення нових видів механізмів, прогресивних типів передач, реалізації новітніх конструктивних рішень.

Таким чином, ми можемо зробити висновок про актуальність роботи, яка пов'язана із формуванням нових проєктних рішень при проєктуванні вузлів механізмів для забезпечення функціонування механічних передач, проєктуванні нових видів геометричних профілів для зубчатих передач та різноманітних профільних з'єднань. Використання засобів 3D моделювання сприяє підвищенню якості проєктних робіт та реалізації комплексного підходу при вивченні нових властивостей елементів у структурі нової техніки.

1.1. Аналіз приводів головного руху вертикально-фрезерних верстатів.

Головним завданням приводу головного руху металорізального верстата є виконання руху формотворення для забезпечення процесу механічної обробки. На сучасному етапі виконання проєктних робіт намагаються досягнути

максимально простих технічних рішень для спрощення структурних компоновок металообробного обладнання. Найбільшої простоти ця структура буде досягати у тому випадку, коли двигун для приводу головного руху буде перебувати у безпосередньому зв'язку з робочим органом. Для більшості конструктивних рішень приводи головного руху мають спеціальні ланки, які відповідають за узгодження швидкості на привідному елементі двигуна та виконавчому органі. Також у структуру входять елементи передачі інформації чи перетворення руху у зворотному зв'язку, від кінцевої ланки приводу до джерела рушійної сили чи моменту на робочому органі. У приводах головного руху такими ланками можуть бути зубчасті чи пасові передачі. Відомо, що обертання шпинделя змінюють в широких межах, тому такі приводи оснащують засобами реалізації регулювання кількістю обертів у заданому діапазоні.

Привід головного руху забезпечує обробку при постійній затрачуваній потужності в певній частині від загального діапазону регулювання $D_{\text{п}}$. Загальний діапазон регулювання $D_{\text{п}}$, а також діапазон регулювання з постійною потужністю $D_{\text{пN}}$ залежать від розмірного ряду оброблюваних деталей, а також призначуваних режимів різання. На конструкцію приводу головного руху має суттєвий вплив форма оброблюваної поверхні, тип металорізального інструменту, задані параметри точності обробки та якості обробленої поверхні, продуктивність обладнання, рівень автоматизації виробничих процесів тощо. Привід головного руху має забезпечувати жорсткі механічні характеристики, короткий час для перехідних процесів, малі втрати потужності холостого ходу, витримувати постійну потужність на кінцевій виконавчій ланці [1-4]. Для фрезерних верстатів, найбільш розповсюдженим типом приводів без необхідності змінювати частоту обертання шпинделя є привід із застосуванням асинхронного нерегульованого двигуна і коробки швидкостей. Структуру подібного приводу подано на рисунку 1.1.



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

У приводах головного руху для фрезерних верстатів з ЧПК широкого поширення надано приводам із безступеневим регулюванням. У таких приводах використовують двигуни постійного струму та асинхронні частотно регульовані двигуни. Використання таких двигунів має певну специфіку, і навіть при тому, що діапазон регулювання при постійній потужності лежить в межах 5...10, в певних випадках, ця характеристика це не забезпечує необхідних параметрів в усьому діапазоні регулювання. На практиці широко використовують приводи із безступеневим регулюванням. Такі приводи, як правило, оснащені двигунами постійного струму та коробками передач для розширення діапазону регулювання частотою обертів. Для двигунів з електричним регулюванням частоту обертання змінюють у двох зонах. У діапазоні від мінімальної частоти обертання $n_{\min}$ до номінальної $n_{\text{ном}}$ регулювання проводять при постійному моменті. У діапазоні вищому $n_{\text{ном}}$ регулювання частоти обертання проводять при постійній потужності.

Типові структури стосовно приводу головного руху для фрезерних верстатів з ЧПК подано на рис. 1.2. Привід згідно схеми а (рис. 1.2) містить регульований двигун, пасову передачу та шпиндельний вузол. Привід головного руху поданий на схемі б (рис. 1.2) має пряме виконання, тобто реалізовано інженерне рішення, коли вал електродвигуна передає навантаження на з'єднувальну муфту і в такий спосіб кінематично нерозривно пов'язаний зі шпинделем верстата.

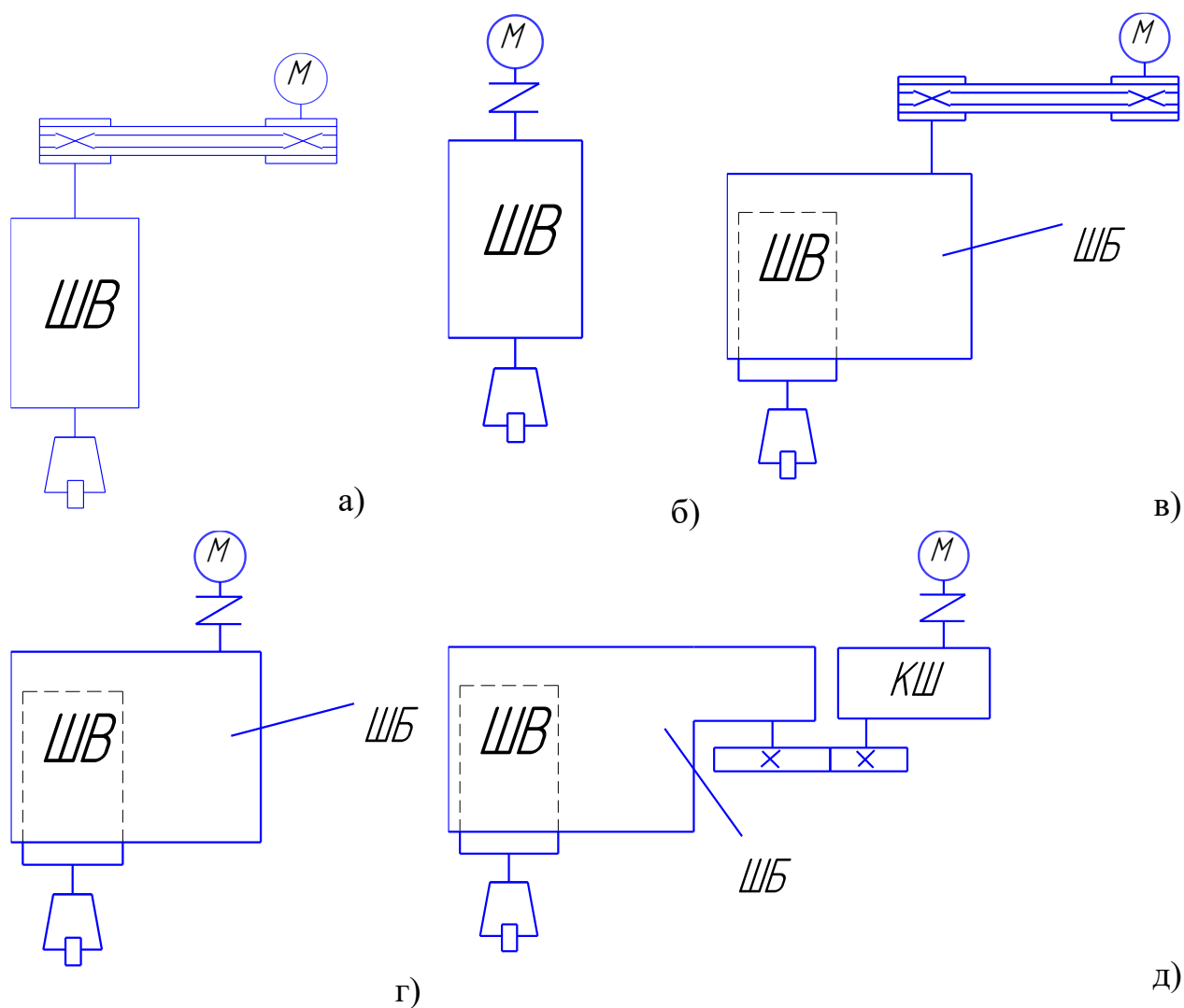


Рисунок 1.2 - Структури приводів із безступеневим регулюванням частоти обертання шпинделів

Схеми в, г демонструють приводи головного руху, до складу котрих входять регульований двигун та шпиндельна бабка із шпиндельним вузлом. У шпиндельній бабці змонтована коробка швидкостей. Кількість ступеней регулювання коробки швидкостей перебуває у кількісній залежності від величини діапазону регулювання з постійним моментом та діапазону регулювання шпинделя верстата з постійною потужністю. Для передачі невеликих крутних моментів використовують привід головного руху із пасовою передачею. Привід, який виконаний по схемі д (рис. 1.2) містить регульований двигун, коробку швидкостей та шпиндельну бабку із шпиндельним вузлом. За

звичай таку структуру приводу використовують при використанні вертикально-рухомої шпиндельної бабки.

1.2 Вибір напрямку модернізації шпиндельної бабки.

В моделях верстатів, які серійно випускали на верстатобудівних заводах, привід головного руху включав з асинхронний двигун, коробку швидкостей та шпиндельний вузол. Таку конструкцію приводу використовували до кінця XX ст. [5]. Такий підхід не відповідає вимогам до сучасних верстатів з кількох причин. По-перше, значна кількість деталей у структурі приводу головного руху знижує надійність самого приводу. По-друге, трудомісткість виготовлення зубчастих коліс та валів коробки швидкостей є надто високою. По третє, такий привід, з великою кількістю компонентів, має велику масу, а отже приводить до збільшення габаритних розмірів верстату. І на останок, привід, в якому реалізоване ступеневе регулювання, в багатьох випадках не забезпечує максимальної продуктивності обладнання.

У двигунах постійного струму з діапазоном регулювання $R=10..12$ створено передумови для усунення з конструкції і конструктивно, привід головного руху розмістити на шпиндельній бабці. При цьому, в умовах виробництва, буде використано не значну кількість додаткових компонентів між двигуном приводу головного руху та шпинделем верстату. Такий підхід дозволяє покращити силові та динамічні характеристики для приводу головного руху і підвищити його надійність.

Головний керунок при розробці нової техніки — покращення експлуатаційних, кінематичних та динамічних характеристик зубо-фрезерного верстату через модернізацію приводу головного руху. Такий підхід потребує деякої модернізації шпиндельної бабки. Запропоновано високомоментний двигун розмістити безпосередньо на шпиндельному вузлі.

1.3 Мета і задачі кваліфікаційної роботи.

Метою роботи є розробка та дослідження твердотілих моделей елементів шпиндельної бабки з використанням типових алгоритмів стандартних модулів CAD-системи.

Для досягнення цієї мети у роботі вирішено наступні задачі:

- провести аналіз теоретичних досліджень стосовно проектування зубонарізних та шліцефрезерних верстатів;
- провести кінематичний аналіз схем формоутворення та кінематичної схеми проектованого верстата;
- провести 3D моделювання окремих компонентів верстатного обладнання;
- дослідити твердотілі комп'ютерні моделі деталей супорта зубофрезерного верстата;
- виконати комплексне дослідження 3D моделі вала шпинделя зубофрезерного верстата;
- розробити заходи з охорони праці;
- розробити заходи з безпеки життєдіяльності в умовах механообробного виробництва.

Об'єкт дослідження: 3D модель валу шпинделя зубофрезерного верстата.

Предмет дослідження: напружено-деформований стан валу шпинделя.

Методи дослідження: при виконанні кваліфікаційної роботи було застосовано асоціативний метод через пошук нових рішень через вивчення аналогічних конструкцій; метод теоретичних досліджень через використання алгоритмів аналізу та синтезу; інженерний аналітичний метод через застосування методу скінченних елементів та метод комп'ютерного моделювання через використання CAD системи для віртуального моделювання та тестування.

2. ПРОЄКТНИЙ РОЗДІЛ

2.1. Розрахунок режимів різання

Параметри режимів різання можна призначити шляхом виконання аналітичних розрахунків або використавши метод призначення за параметрами нормативних таблиць. Згідно даних технологічного процесу Операція 35 призначена для зубофрезерної обробки. При виконанні цієї операції проводять нарізання зубів на зубчастому колесі з параметрами: $z=39$; $m=5$; $W=70,639$. При цьому слід врахувати наступні параметри: ширина вінця зубчастого колеса $B=25$ мм; матеріал зубчастого колеса - сталь 25ХГТ. Обробку проводять на зубофрезерному верстаті моделі 53А80Н з використанням черв'ячної модульної фрези діаметром $D=60$ мм.

Відповідно до даних нормативних таблиць вибираємо величину подачі $s_o=1,9$ мм/об, а також далі враховуємо поправочні коефіцієнти для корекції подачі в залежності від матеріалу обробки тощо $K_{s1}=1,0$ і $K_{s2}=0,5$ [4, 37].

Таким чином нормативне значення подачі:

$$s_o = s_o \cdot K_{s1} \cdot K_{s2} = 1,9 \cdot 1,0 \cdot 0,5 = 0,95 \text{ мм/об.} \quad (2.1)$$

Приймаємо найближче значення з паспортних даних верстата:

$$s_o = 0,92 \text{ мм/об.}$$

За даними нормативних таблиць призначаємо швидкість різання $v_n=29,8$ м/хв, а також вибираємо значення для поправочних коефіцієнтів: від матеріалу обробки $K_{mv}=1,0$, від кількості осьових переміщень $K_{wv}=1,0$; для призначеного кута нахилу зубів шестерні $K_{\beta v}=1,1$. Звідси швидкість різання рівна:

$$V = v_n \cdot K_{mv} \cdot K_{wv} \cdot K_{\beta v} = 29,8 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,1 = 32,78 \text{ м/хв.} \quad (2.2)$$

Для призначеної швидкості різання $V=32,8$ м/хв розраховуємо число оборотів фрези:

$$n = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot D_u} = \frac{1000 \cdot 32,8}{3,14 \cdot 60} = 170,8 \text{ об/хв.} \quad (2.3)$$

Для параметрів режимів різання приймаємо найближче значення з числа паспортних значень для верстата $n=170$ об/хв. Перераховуємо фактичне значення швидкості різання

$$v = \frac{\pi D_u n}{1000} = \frac{3,14 \cdot 60 \cdot 170}{1000} = 32,02 \text{ м/хв.} \quad (2.4)$$

Визначивши значення подач та швидкості різання призначають мінімальне значення потужності для приводу головного руху. Для $s_o=1,9$ мм/об і значення модуля зуба $m=5$, за даними таблиць мінімальна потужність має бути $N_H=3,6$ кВт. З цих же таблиць призначають поправочні коефіцієнти з врахуванням оброблюваного матеріалу $K_{MN}=1,0$; від кількості осьових переміщень $K_{wN}=1,2$; кутів нахилу зубів $K_{\beta N}=0,97$. Звідси мінімальне значення потужності приводу головного руху буде:

$$N = N_H K_{MN} K_{wN} K_{\beta N} = 3,6 \cdot 1,2 \cdot 0,97 = 4,1 \text{ кВт} \quad (2.5)$$

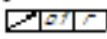
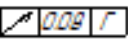
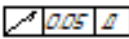
Розраховане значення потужності приймають як орієнтовне для призначення потужності електродвигуна приводу головного руху з врахуванням ККД всього ланцюга приводу головного руху. При потужності двигуна $N_o=7$ кВт і ККД ланцюга передач у приводі головного руху $\eta=0,6$ ефективна потужність в зоні обробки буде:

$$N_e = N_o \cdot \eta = 7 \cdot 0,6 = 4,2 \text{ кВт,} \quad (2.6)$$

В такий спосіб встановлено необхідні параметри для забезпечення процесу механічної обробки.

Зведена таблиця режимів різання

Номер, назва операції, зміст переходу	t , мм	L , мм	i	T_m , хв	S_m , мм/об	n , об/хв	V , м/хв	S , мм/хв	T_s , 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

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 $n_{ст}$ 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 Внутрішліфувальна 1. Шліфувати отвір $\varnothing 50,1_{+0,03}$	0,05	70	-	150	$S_{повзб}$ 0,8	n_d 250	39,3	$S_{пен}$ 0,18	1,4	1,2
2. Шліфувати торець, в розмір $33_{-0,25}$ 	0,05	25	-	150	$S_{повзб}$ 0,8	n_d 250	39,3	$S_{пен}$ 0,18	1,4	1,2
3. Шліфувати отвір $\varnothing 174H8$	0,05	25	-	150	$S_{повзб}$ 0,8	n_d 125	54,8	$S_{пен}$ 0,18	1,4	1,2
4. Шліфувати торець, в розмір $6,5_{+0,09}$; 	0,05	20	-	150	$S_{повзб}$ 0,8	n_d 125	54,8	$S_{пен}$ 0,18	1,2	1,2
055 Круглошліфувальна 1. Шліфувати поверхню, в розмір $\varnothing 75k6_{(-0,021/-0,002)}$ з підшліфовкою торця  витримуючи 	0,05	35	-	150	0,7	n_d 200	47,1	$S_{пен}$ 1,1	3,3	1,0

2.2 Аналіз схем формоутворення

Аналіз формоутворення поверхні зуба зубчастого колеса передуює перед аналізом та розглядом його конструктивних особливостей. Незалежно від геометричного профілю зуба у процесі формоутворення використовують чотири методи формоутворення та їх варіаційне поєднання. При утворенні поверхонь профілю зуба зубчастого колеса часто використовують ріжучі інструменти, в яких форма ріжучої кромки може співпадати з профілем зуба, а може бути відмінною. Як інструмент застосовують дискові, пальчикові, фасонні, черв'ячні фрези, а також гребінки, довб'яки, різці та шліфувальні круги.

Особливість цих методів полягає у відтворенні уявних кінематичних пар. В цих парах однією ланкою виступає різальний інструмент, а іншою ланкою зубчасте колесо чи профіль відтворюваного зуба колеса.

Виконано аналіз кількох методів для обробки зубів коліс.

1. черв'ячна модульна фреза

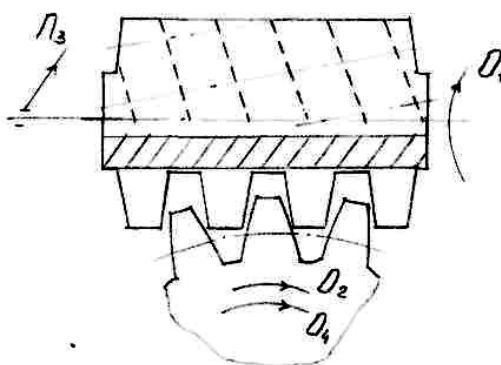


Рисунок 2.1 - Схема обробки черв'ячною фрезою

Профіль зуба в нормальному січенні утворюють методом обкату, а його профіль по довжині за методом дотику. Формотвірні рухи: $\Phi_v(O_1, O_2)$, $\Phi_s(P_3, O_4)$. Такий метод є самим продуктивним і забезпечує виконання чорнової і чистової обробки поверхонь з високими показниками геометричної точності. Метод обкату використовують в масовому і великосерійному виробництвах.

2. Пальчикова модульна фреза.

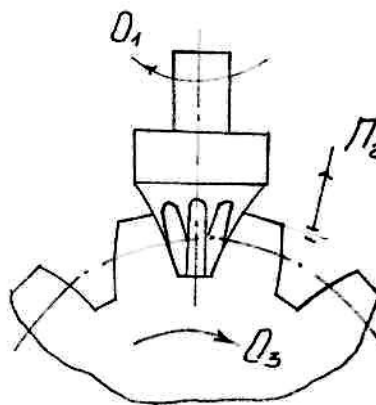


Рисунок 2.2 - Схема обробки пальчиковою фрезою.

Процес формотворення реалізує метод копіювання. Формоутвірні рухи: $\Phi_v(O_1)$, $\Phi_s(\Pi_2)$, $D(O_3)$.

Через наявність перервного руху ділення цей метод не настільки продуктивний і забезпечує меншу геометричну точність. Окрім того при його реалізації потрібно використовувати ділильну головку. Використовують у дрібносерійному та одиничному виробництві.

3. Дискова модульна фреза.

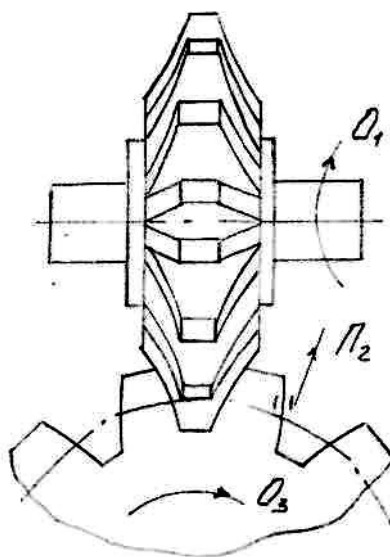


Рисунок 2.3 - Схема обробки дисковою фрезою

При такій обробці реалізовано метод копіювання. Формотвірні рухи: $\Phi_v(O_1)$, $\Phi_s(\Pi_2)$, $D(O_3)$.

За один прохід проводять обробку однієї впадини між зубами. Даний метод відносять до малопродуктивних, не достатньо точних і з необхідність використання ділильної головки.

4. Довбак.

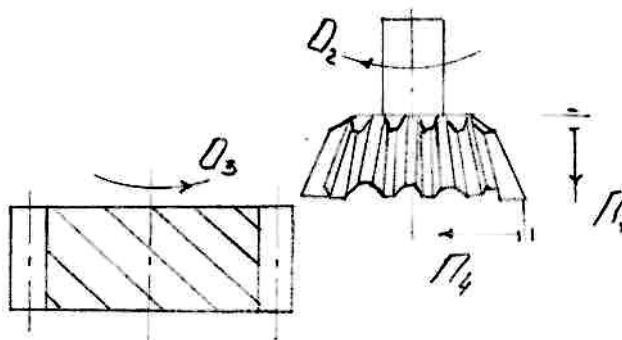


Рисунок 2.4 - Схема обробки довбаком

Схема обробки працює за методом обкату. Формотвірні рухи: $\Phi_v(P_1)$, $\Phi_s(O_2, O_3)$, $B_p(P_4)$.

Такий метод відносять до високопродуктивних і точних.

5. Зуборізні різці.

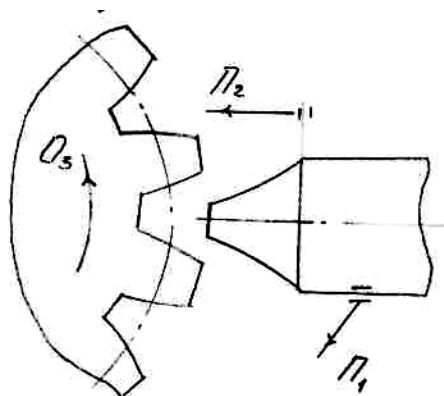


Рисунок 2.5 - Схема обробки різцем

Ріжучу частину різця виконують по геометричній формі впадини зубу. Різець виконує строгальну операцію і працює за методом копіювання. Формотвірні рухи: $\Phi_v(P_1)$, $\Phi_s(P_2)$, $D(O_3)$.

Такий метод відносять до малопродуктивних і не точних. наявність перервних додаткових рухів спрє накопиченню похибки геометричної форми у процесі обробки.

6. Зуборізна гребінка.

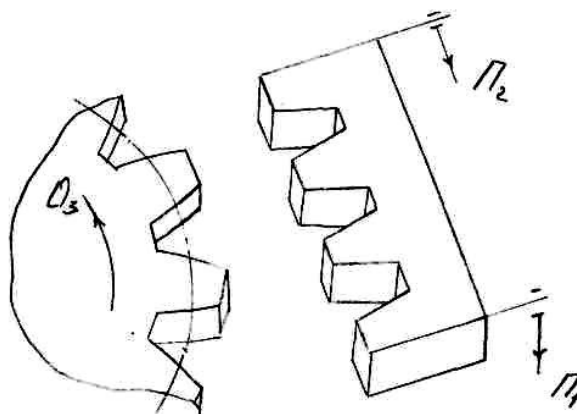


Рисунок 2.6 - Схема обробки зуборізною гребінкою

Інструмент забезпечує реалізацію методу обкату. Формотвірні рухи: $\Phi_v(\Pi_1)$, $\Phi_s(\Pi_2, O_3)$.

Цей метод відносять до точних і продуктивних.

7. Шліфувальний круг.

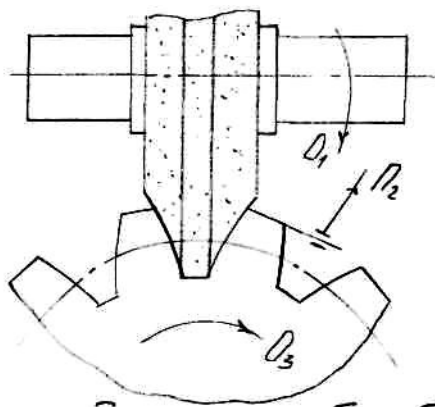


Рисунок 2.7 - Схема обробки шліфуванням

Спосіб обробки реалізує методи копіювання і дотику. Формотвірні рухи: $\Phi_v(\Pi_1)$, $\Phi_s(\Pi_2)$, $\Delta(O_3)$. Метод малопродуктивний.

Проведений аналіз методів обробки зубів зубчатих коліс показав, що обробка черв'ячною модульною фрезою є найбільш продуктивним і точним методом обробки.

2.3. Шпиндельна бабка верстата

Шпиндельні бабки металорізальних верстатів відносять до основних виконавчих вузлів, котрі забезпечують виконання головного руху у процесі механічної обробки. Головний рух може включати обертовий рух різального інструменту чи заготовки, їх переміщення вздовж осі обертання та радіальну подачу.

Шпиндельний вузол є основним виконавчим механізмом у структурі шпиндельної бабки. Додатково шпиндельна бабка може бути оснащена механізмом забезпечення осьового переміщення шпиндельного вузла вздовж головної осі. Як правило цей механізм оснащений окремим електродвигуном постійного струму, системою зубчастих передач та ходовим гвинтом з $t=10$ мм.

Передню частину корпусу шпиндельної бабки займає шпиндель. Типово його монтують на підшипниках кочення. Також до базових елементів шпиндельного вузла зубофрезерних верстатів стакан, котрий монтують в корпусі на радіально-упорних підшипниках. Його основне призначення полягає в розвантаженні шпинделя і забезпечення передачі крутного моменту на вал шпинделя у процесі його осьового переміщення

Опорою для оправки інструмента служить втулка встановлена на радіально-упорних підшипниках. Затяжку фрезерної оправки проводять через конусний отвір вала шпинделя за допомогою шомпола. В корпусі супорта монтують допоміжні, діагностичні механізми для забезпечення роботи вузла.

2.4 Елементи розрахунку шпиндельного вузла

2.4.1 Загальний аналіз шпиндельного вузла

Шпиндель відносять до кінцевої ланки приводу головного руху. Він може бути використаний для кріплення різального інструменту чи оброблюваної заготовки. До шпиндельних вузлів верстатів висувають ряд вимог:

1. забезпечити передавання до заготовки чи металорізального інструменту значень змінних параметрів режимів різання;

2. забезпечувати точність обертання, яку оцінюють за величиною радіального чи осьового биття переднього кінця шпинделя:

$$\Delta \leq \frac{\Delta_\partial}{3}, \quad (2.7)$$

де Δ – граничне значення биття шпинделя;

Δ_∂ – величина допуску на оброблюваний розмір.

В проектному варіанті:

$$\Delta \leq \frac{0,063}{3} = 0,021 \text{ мм}$$

3. забезпечувати достатню жорсткість, котру оцінюють по величині деформації кінця шпинделя під навантаженням:

$$j = \frac{F}{y}, \quad (2.8)$$

де F – силовий фактор на передньому кінці шпинделя, Н;

y – прогин на передньому кінці шпинделя, мкм.

Для виконання умови нормальної роботи підшипників жорсткість шпинделя в ділянці між опорами є регламентованою величиною:

$$250 \leq j \leq 500 \text{ Н/мкм},$$

а мінімальне розрахункове значення діаметра шпиндельного вала на цій ділянці

$$d \geq \sqrt[4]{(0,05 \dots 0,1) l^3}, \quad (2.9)$$

де l – дистанція між опорами, мм.

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

$$d \geq (18 \dots 21) \text{ мм}.$$

4. витримувати належні динамічні показники якості, які визначають за величиною амплітуди коливань переднього кінця шпинделя. Також при цьому враховують частоту власних коливань вала шпинделя, котра мала би бути не нижчою 500-600 Гц.

5. забезпечувати мінімальне тепловиділення і мінімізувати температурні деформації, які мають вплив на точність обробки та на працездатний стан опор. Тепловиділення регламентують величиною допустимого нагріву підшипників.

6. забезпечувати ефективну роботу системи змащування, ефективність ущільнень, зберігати величину попереднього натягу в підшипниках. Довговічність шпиндельного вузла не регламентують. Діаметр шийки шпинделя призначають з умови забезпечення жорсткості, при якій буде забезпечено довговічність підшипників на рівні $(12-20) \cdot 10^3$ год.

7. забезпечувати точність, надійність та швидкість закріплення деталі чи металорізального інструменту.

8. реалізовувати мінімізацію затрат на виготовлення, складання, обслуговування та експлуатацію шпиндельного вузла.

2.4.2 Геометричні параметри шпиндельного вузла

Рекомендований діаметр шпиндельного вала в передній опорі

$$d \leq \frac{(d_n)_{\text{табл}}}{n_{\text{max}}}, \quad (2.10)$$

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

Беремо для проєктних робіт $d=80$ мм.

Розраховуємо міжопорну відстань:

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

Беремо для проєктних робіт $l=460$ мм.

Діаметр на передньому кінці шпинделя:

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

Беремо для проєктних робіт $d_n=100$ мм.

Діаметр на задній опорі шпинделя :

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

Беремо для проєктних робіт $d_3=80$ мм.

Діаметр шпиндельного вала між опорами:

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

Беремо для проєктних робіт $d_m=80$ мм.

Виліт на кінці шпиндельного вала:

$$c=50 \text{ мм.}$$

2.4.3 Аналіз елементів шпиндельного вузла

Момент інерції на кожній ділянці у січенні шпиндельного вала проводимо за формулою:

$$I=\pi(D^4-d^4)/64, \quad (2.11)$$

де: D - зовнішній діаметр вала шпинделя, мм;

d - діаметр отвору у валі шпинделя, мм.

Приведений момент інерції визначаємо з формули:

$$I_{np} = \frac{\sum I_i \cdot l_i}{\sum l_i} = \frac{(I_1 l_1 + I_2 l_2 + I_3 l_3 + I_4 l_4)}{(l_1 + l_2 + l_3 + l_4)}, \quad (2.12)$$

де: I_i – моменти інерції на окремих ділянках;

l_i – довжини відповідних ділянок.

Приведення здійснюють у випадку зміни перепадів діаметрів понад 10%.

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

2.4.4 Математична модель для розрахунку жорсткості вала шпинделя

Статично невизначена систему можна привести до типу статично визначеної через видалення не значимих опор. Ці опори замінюють реакціями від дії зовнішніх силових факторів та приймають, що прогин на цьому місці рівний нулю:

$$\delta_i = 0$$

$$\delta_i = \sum_{j=1}^n \delta_{ij} X_j + \delta_{ip}, \quad (2.13)$$

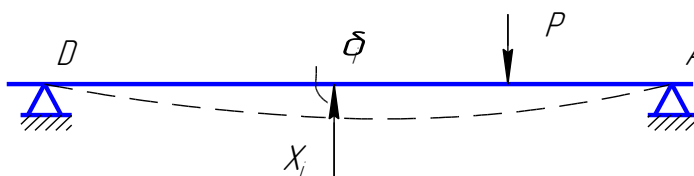
де: δ_{ij} – коефіцієнт податливості;

δ_{ip} – деформація в i -й точці.

При силовому аналізі конструкції шпиндельного вузла враховують і жорсткість шпинделя і жорсткість опор.

Проаналізуємо кілька варіантів розміщення балок на опорах:

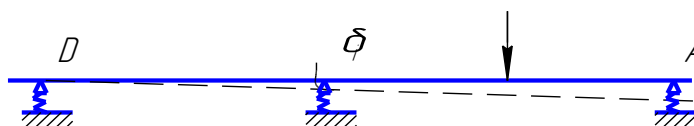
1. пружна балка на жорстких опорах.



$$\delta_i' = 0; \quad \delta_i' = \sum \delta_{ij}' X_j + \delta_{ip}', \quad (2.14)$$

де: δ_{ij}' – коефіцієнт впливу податливості балки;

2. жорстка балка на пружних опорах.



$$\delta_i'' = C_i X_i, \quad (2.15)$$

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

$$\sum \delta_{ij}' + \delta_{ip}' = -C_i X_i, \quad (2.16)$$

де: δ_{ij}' – узагальнені коефіцієнти впливу;

X_i – узагальнені реакції від усунутих опор (сила чи момент);

C_i – узагальнені податливості усунутих опор;

δ_{ip}' – деформація в i -й точці від зовнішніх сил;

n – ступінь статичної невизначеності.

2.4.4.1 Визначення коефіцієнтів впливу податливості

Коефіцієнти впливу податливості вузла визначають за формулами:

$$\alpha_{BB} = \alpha_{BB}' + \alpha_{BB}'', \quad (2.17)$$

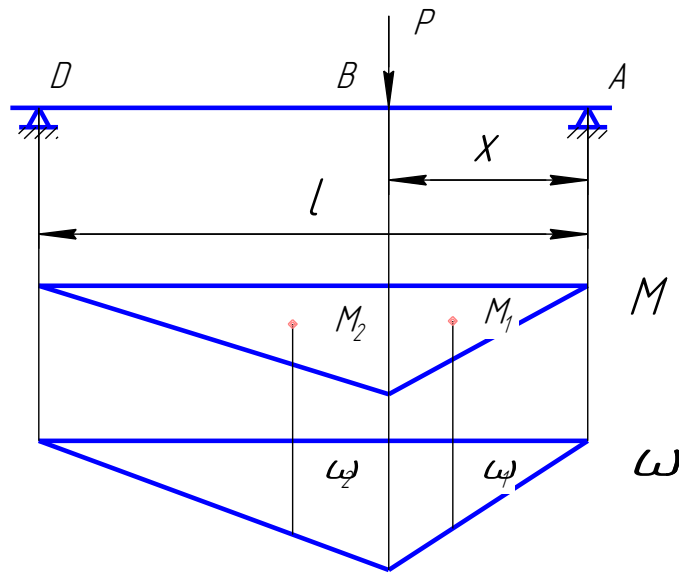
де: α_{BB}' – коефіцієнт впливу податливості для пружної балки;

α_{BB}'' – коефіцієнт впливу податливості для жорсткої балки.

$$\alpha = \frac{1}{EI_{np}} \sum Mw, \quad (2.18)$$

де: M – площа епюри моментів;

w – розташування центра ваги в епюрі.



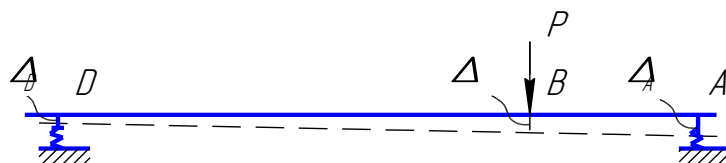
$$X=220 \text{ мм}; l=460 \text{ мм}$$

Рисунок 2.8 - Розрахункова схема.

Враховуючи результати попередніх розрахунків отримуємо:

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

Визначаємо значення коефіцієнта впливу податливості для 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.

Беручи до уваги властивості подібних трикутників отримуємо:

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

$$\Delta = \alpha_{BB}'' = \frac{(\Delta_A - \Delta_D)(l - X) + \Delta_D l}{l} = \frac{(l - X)^2 C_A}{l^2} + \frac{X^2 C_D}{l^2}, \quad (2.19)$$

Тому,

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

Звідки,

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

Визначаємо коефіцієнт податливості α_{CC} за аналогічним алгоритмом:

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

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

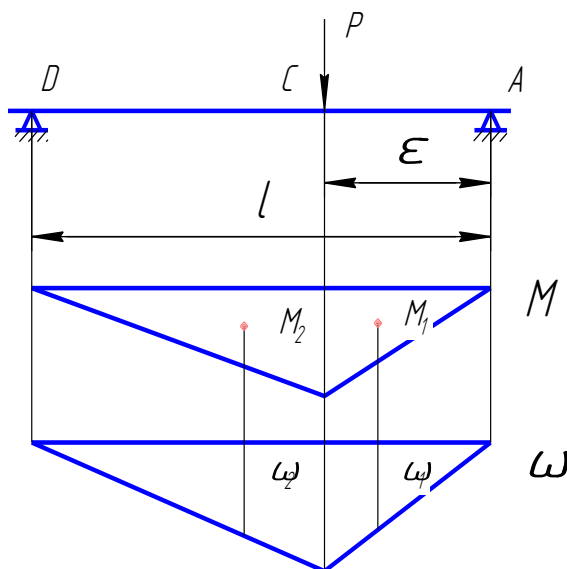


Рисунок 2.9 - Розрахункова схема

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

Коефіцієнт податливості для жорсткої балки на пружних опорах:

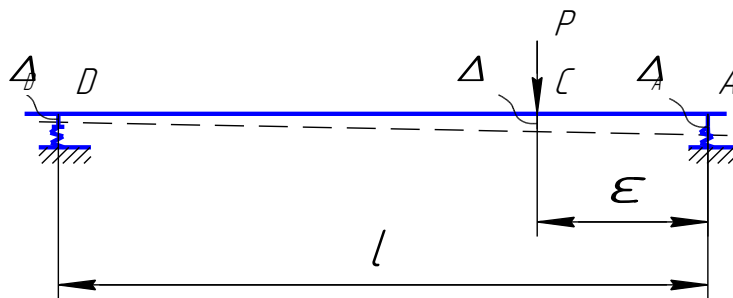


Рисунок 2.10 - Розрахункова схема

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

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

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

Враховуючи властивості подібних трикутників отримуємо:

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

Тому:

$$\Delta = \alpha_{CC}'' = \frac{(\Delta_A - \Delta_D)(l - \varepsilon) + \Delta_D l}{l} = \frac{(l - \varepsilon)^2 C_A}{l^2} + \frac{\varepsilon^2 C_D}{l^2} = \frac{(460 - 340)^2 \cdot 1,25 \cdot 10^{-5}}{460^2} +$$

$$+ \frac{340^2 \cdot 8,3 \cdot 10^{-6}}{460^2} = 5,4 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н}$$

Звідки,

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

Розраховуємо значення коефіцієнту впливу податливості:

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

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

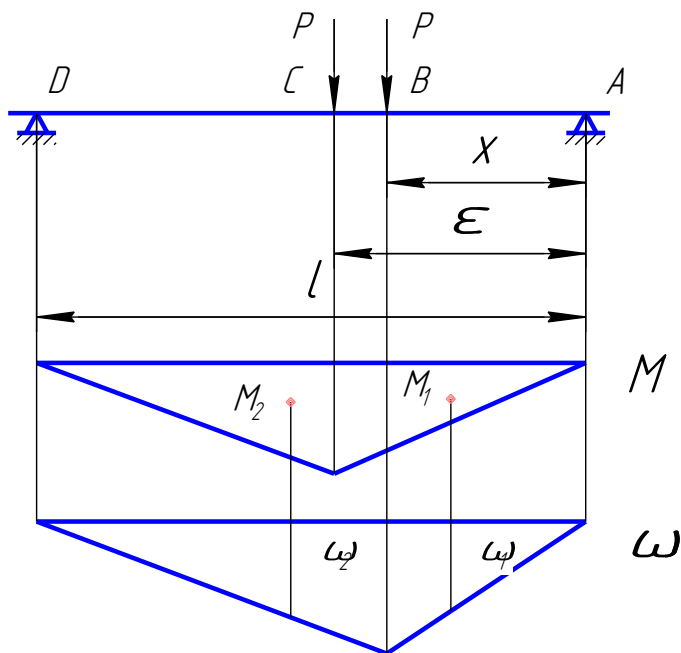


Рисунок 2.11 – Розрахункова схема

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

Для визначення коефіцієнту впливу податливості жорсткої балки на пружних опорах:

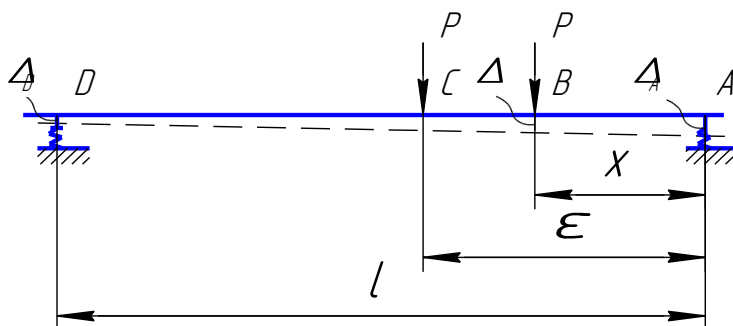


Рисунок 2.12 - Розрахункова схема

З подібності трикутників:

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

Отримуємо:

$$\Delta = \alpha''_{BC} = \frac{(l-X)(l-\varepsilon) \cdot C_A}{l^2} + \frac{X\varepsilon C_D}{l^2} = \frac{(460-220)(460-340) \cdot 1,25 \cdot 10^{-5}}{460^2} +$$

$$+ \frac{220 \cdot 340 \cdot 8,3 \cdot 10^{-6}}{460^2} = 4,64 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н}$$

Далі,

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

Податливість вала шпинделя в точці B :

$$\delta_{BB} = \alpha_{BB} - \frac{\alpha_{BC}^2}{\alpha_{CC} + C_C}, \quad (2.20)$$

де: C_C – податливість опори в точці C .

Тепер,

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

звідки приведена жорсткість вала шпинделя:

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

2.4.4.2 Визначення реакцій опор

Визначаємо реакцію у місці відкинутої опори:

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

Враховуючи, що система статично невизначена один раз, то результуюча формула матиме вид:

$$\delta_{BC} \cdot X_C + \delta_{Bp} = 0, \quad (2.21)$$

де: δ_{Bp} – деформація в точці B від зовнішнього навантаження.

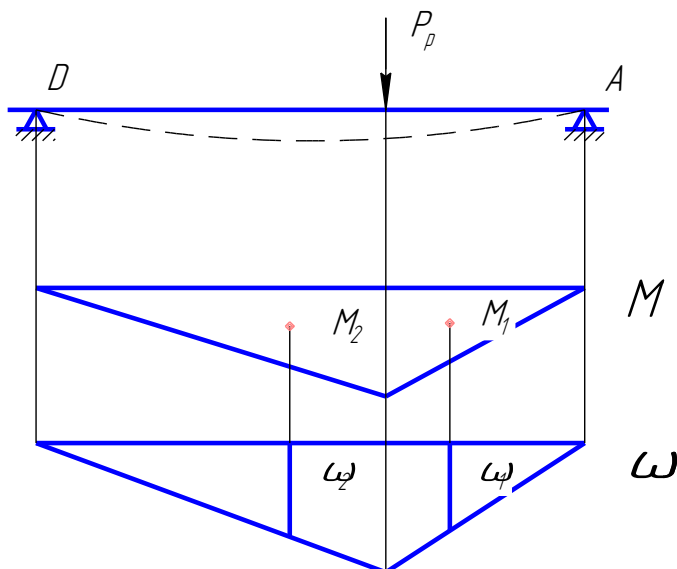


Рисунок 2.13. Розрахункова схема

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

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

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

Тоді,

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

Розраховуємо реакції в опорах:

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

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

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

2.4.5 Розрахунок радіальної жорсткості шпинделя

Виконуючи розрахункові операції для дослідження жорсткості опор ми можемо оцінити міру податливості підшипника, яка може вплинути на точність обертання вала шпинделя верстата. При розрахунку враховують деформацію складових підшипника в зоні контакту тіл кочення з доріжками нижньої та верхньої обойм, деформацію в місцях контакту посадочної поверхні підшипника із елементами опори.

Жорсткість підшипника (радіальна):

$$j_r = \frac{F_r}{\delta_r}, \quad (2.22)$$

де: F_r – радіальне навантаження в опорі, Н;

δ_r – радіальна податливість підшипника, мкм.

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

де: δ_r' – радіальна податливість в контакті найбільш напруженого тіла кочення;

δ_r'' – радіальна податливість в контакті з посадочними поверхнями, мкм.

$$\delta_r' = \beta \delta_{r_0}, \quad (2.23)$$

де: δ_{r_0} – радіальна податливість найбільш напруженого тіла кочення при нульовому зазорі, мкм;

β – коефіцієнт натягу чи зазору в підшипнику.

Для обраного радіального підшипника:

$$\delta_{r_0} = 8 \cdot 10^{-5} \frac{Q_0^{0,9}}{l_w^{0,8}}, \quad (2.24)$$

Для інших з радіально-упорного підшипника:

$$\delta_{r_0} = \frac{4 \cdot 10^{-4}}{\cos \alpha} \sqrt[3]{\frac{Q_0}{D_w}}, \quad (2.25)$$

$$Q_0 = \frac{5F_r}{iz \cos \alpha}, \quad (2.26)$$

де: i – кількість рядів тіл кочення;

z – кількість тіл кочення в ряді.

Для радіального підшипника за даними номограми:

$$\delta_{r_0} = 6,2 \text{ мкм}$$

З номограмного графіка: $\beta = 0,5$

Отримаємо,

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

Для інших підшипників (радіально-упорних):

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

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

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

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

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

Розраховано:

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

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

Звідки δ''_r :

$$\delta''_r = \frac{4Pk}{\pi dB} \left(1 + \frac{d}{D} \right), \quad (2.27)$$

Приймаємо $k = 0,05$.

Радіальний підшипник:

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

Радіально-упорний підшипник:

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

Результуючі значення:

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

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

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

Для підшипників приведена радіальна жорсткість:

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

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

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

Відомо, що податливість є величиною оберненою до жорсткості:

$$C = \frac{1}{j}, \quad (2.28)$$

Тому:

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

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

Отримавши розрахункові значення податливості опор можна приступити до розрахунку уточненого значення радіальної жорсткості для шпиндельного вузла в цілому.

Уточнені значення коефіцієнтів впливу податливості:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Тоді в точці B податливість шпинделя буде:

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

Жорсткість шпиндельного вала:

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

Таким чином розрахунковими методами доведено, що розрахункова жорсткість шпиндельного вала відповідає нормам вимоги:

$$250 \leq j \leq 500 \text{ Н/мкм}$$

2.4.6 Розрахунок осьової жорсткості шпиндельного вузла

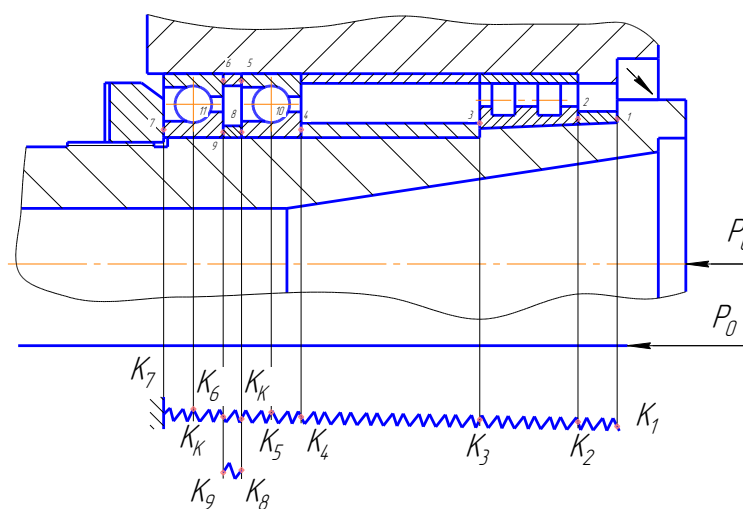


Рисунок 2.14 - Конструктивна та схема заміщення

Плоский нерухомий стик описують формулою:

$$e_1 = m C_p^{m-1}, \quad (2.29)$$

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

Враховуючи, що згідно конструктивних даних стик є нерухомий, то $m = 0,5$:

$$e_1 = \frac{C_\sigma}{2 F^{0,5} \cdot p^{0,5}}, \quad (2.30)$$

де: F – площа стику, м²;

P – осьова сила, Н.

Стосовно підшипників:

величина контактної деформації в цілому:

$$\delta = K_p \cdot p, \quad (2.31)$$

де: K_p – коефіцієнт податливості, м/Н.

зокрема для радіально-упорних підшипників:

$$K_p = 5,2 \cdot 10^{-5} / d, \quad (2.32)$$

де: d – діаметр вала, м.

$$e_1 = \frac{d\delta}{dp} = K_p, \quad (2.33)$$

Розраховуємо площу кожного із досліджуваних стиків:

$$F = \frac{\pi(D_3^2 - D_6^2)}{4}, \quad (2.34)$$

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

$$F_2 = \frac{3,14(0,092^2 - 0,08^2)}{4} = 1,62 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

$$F_3 = \frac{3,14(0,092^2 - 0,08^2)}{4} = 1,62 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

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

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

Податливість елементів.

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

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

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

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

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

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

Податливості інших контактних елементів:

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

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

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

Отже:

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

Звідки загальна осьова жорсткість опор рівна:

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

2.5 Динамічний розрахунок шпиндельного вузла

При розрахунку динамічних характеристик шпиндельного вала проводять перехід від конструктивної схеми до розрахункової.

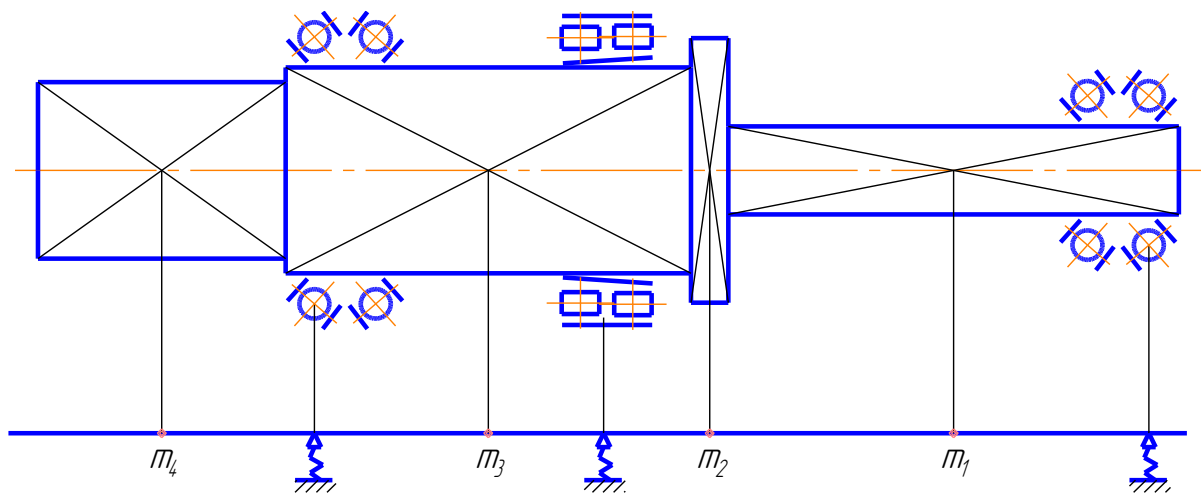


Рисунок 2.15 Конструктивна і розрахункова схеми шпиндельного вузла

З наведеної схеми видно, що шпиндельний вузол слід розглядати як систему із чотирма зосередженими масами.

По структурі шпindelний вузол утворює систему із розподіленими масами. Для спрощення алгоритму динамічного аналізу доцільно розглянути шпindelний вузол як схему із зосередженою масою на невагомій балці. Суть методу приведення мас полягає в тому, щоб виокремлені розприділені маси привести на ділянки з постійним діаметром. Для цих ділянок визначають центр, до якого приводять всю масу досліджуваної ділянки. Таким чином, всю систему із зосередженими масами можна привести до двохмасової системи.

Приведення мас виконують з умови забезпечення рівності першої власної частоти для реальної і розрахункової схем.

Визначаємо маси за формулою:

$$m_i = \frac{\pi d_i^2}{4} l_i \rho, \quad (2.35)$$

де: d_i – діаметр ділянки шпинделя;

l_i – довжина ділянки;

ρ – густина матеріалу шпинделя.

Таким чином,

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

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

Приводимо масу m_2 до m_1 за формулою:

$$m_{np.1} = m_1 + \frac{a_1^2 (b_1 + b_2)^2}{a_2^2 \cdot b_2^2} \cdot m_2, \quad (2.36)$$

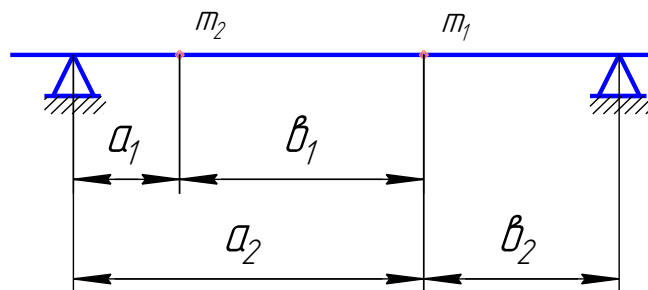


Рисунок 2.16 - Схема розрахунку.

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

Приводимо масу m_4 до m_3 за формулою:

$$m_{np.2} = m_3 + \frac{a^2 \cdot b^2}{C^2 (C + l) l} \cdot m_4, \quad (2.37)$$

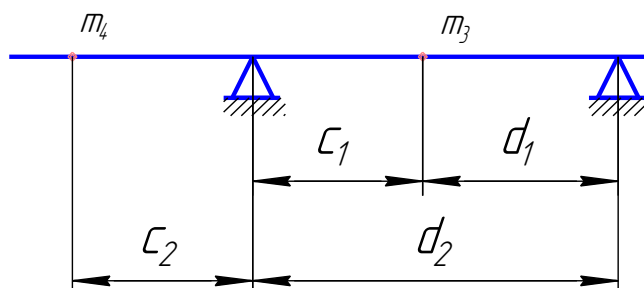


Рисунок 2.17 - Схема розрахунку.

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

Отримані дані можна в подальшому використати для вивчення амплітудних фазово-частотних характеристик шпиндельного вузла шляхом розв'язання диференціальних рівнянь другого порядку. При дослідженні більш складних систем використовують формування еквівалентних схем заміщення з подальшим описом системи рівняннями Лагранжа 2-го порядку. Такі рівняння формують у систему диференціальних рівнянь і розв'язують шляхом застосування типових алгоритмів [31].

2.6 Висновки по розділу

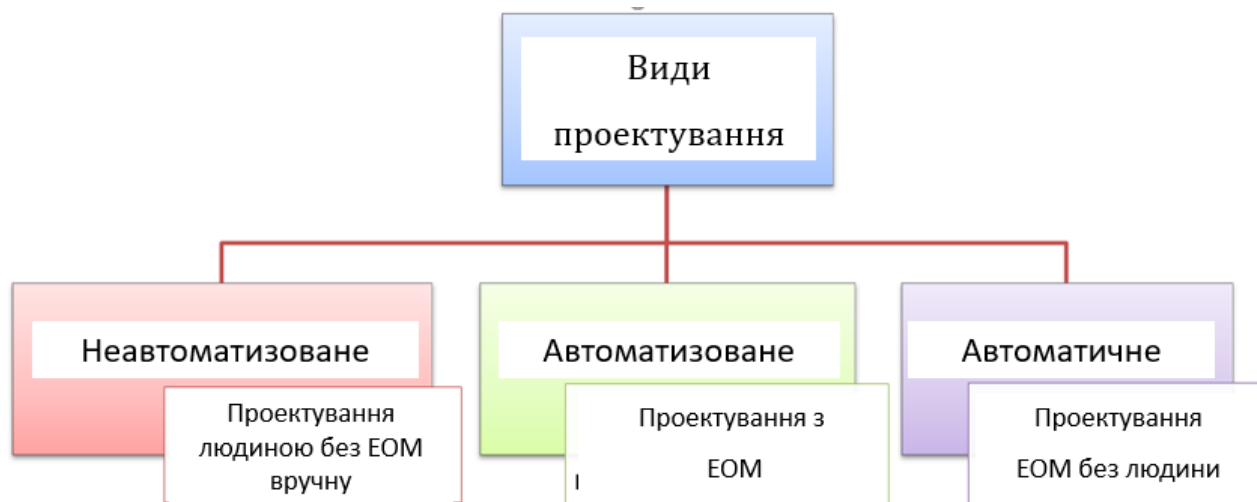
1. Конструктивні параметри вала шпинделя задовольняють вимоги, які висунуті до таких вузлів верстата;
2. Розрахункові параметри податливості та жорсткості при заданих умовах навантаження в повній мірі відповідають умовам забезпечення працездатності для шпиндельного вузла;

3. Обґрунтовано доцільність створення твердотілої моделі вала шпинделя та проведення його комплексного дослідження в системі автоматизованого проєктування.

3. ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ

3.1. Види проектних робіт

Проектування – це специфічний комплекс інженерних робіт, які призначені для проведення розрахунків, виконання досліджень, здійснення конструювання нової деталі, виробу чи генерації нового технологічного процесу. В основу процедури проектування покладено технічне завдання.



Рівень ефективності від впровадження САПР оцінюють за рівнем виконання та реалізації можливостей систем автоматизованого проектування [27, 30-33]:

- рівнем автоматизації процесів стосовно оформлення проектів;
- рівнем інформаційного забезпечення та інформаційної підтримки;
- рівнем та ступенем автоматизації для процесів з прийняття рішень;
- рівнем використання алгоритмів паралельного проектування;
- рівнем уніфікації процесів проектування і прийняття проектних рішень;
- рівнем використання баз даних проектних рішень;
- рівнем заміни математичним та твердотілим моделюванням натурних випробувань та макетування;
- рівнем впровадження систем менеджменту проектування;
- рівнем використання методів раціоналізації проектних рішень та їх оптимізації.

3.2 Основи твердотілого моделювання

Система 3D моделювання (твердотілого моделювання) SolidWorks надає користувачеві гнучкі можливості при створенні деталей, вузлів і збірок. Система забезпечує підтримку процесу створення збірки методом "від низу до верху" спираючись на використання вже наявних деталей, або виконання проєктних операцій методом «зверху вниз» (тобто від збірки до деталі).

Проектування збірки розпочинають із визначення взаємного розташування деталей чи інших складових одиниць збірки один щодо одного. При цьому забезпечують попередній аналіз просторових зв'язків. Типово, що для циліндричних поверхонь вказують зв'язки концентричності, а для площин - їх співпадіння, перпендикулярність, паралельність або кутове взаємне розміщення. Працюючи над збіркою, можна, по мірі необхідності, створювати нові деталі, вказавши і визначивши їхні розміри та взаємне розташування у просторі стосовно інших елементів збірки. Накладені зв'язки формують просторові зв'язки між окремими деталями, та дозволяють перебудовувати всю збірку в автоматичному режимі за умови зміни геометрії деталей, які входять у вузол.

3.2.1 Механізми створення ескіза деталі

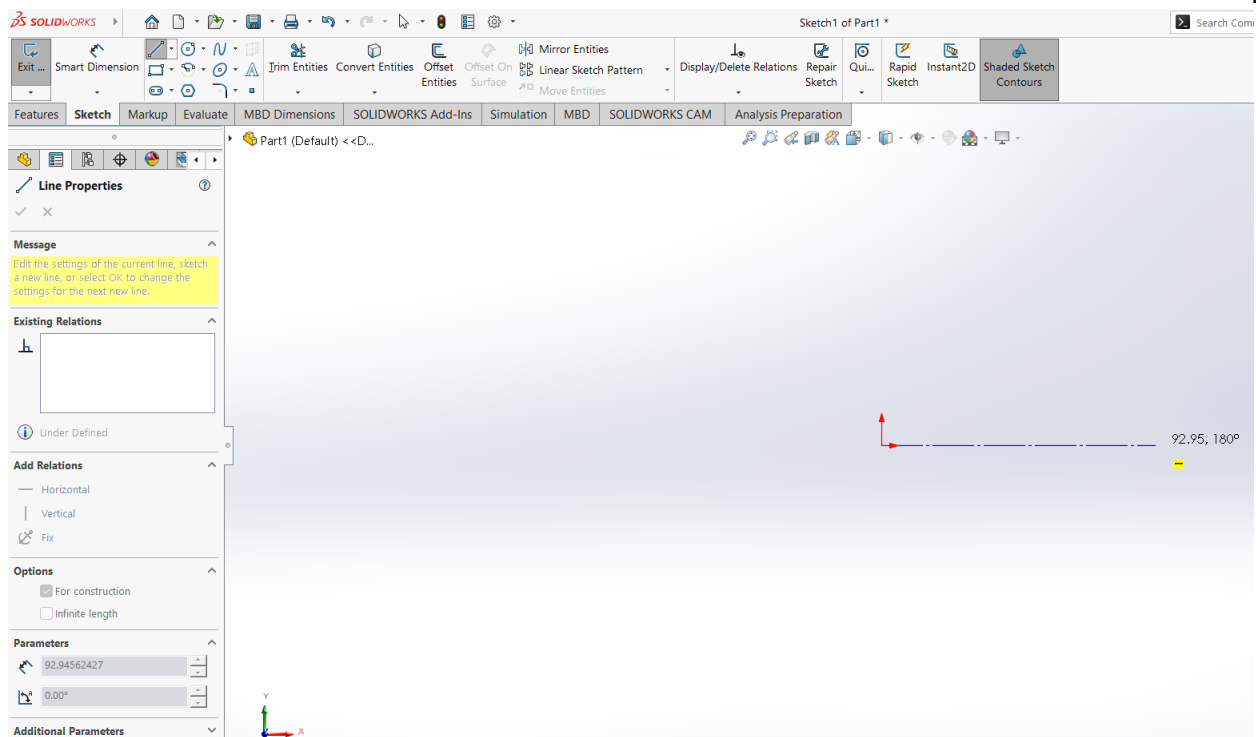
У загальному машинобудуванні виокремлено окрему групу деталей, які називають тілами обертання. Такі деталі виготовляють методом, при якому оброблюваній заготовці надають обертовий рух під час якого проходить надання йому геометричної форми. Це можуть бути круглі чи не круглі деталі, які мають умовну центральну вісь обертання [34, 35]. Система 3D моделювання (твердотілого моделювання) SolidWorks має комплекс конструкторських інструментів для формування деталей типу тіла обертання. В цілому проєктант може реалізувати два алгоритми: перший – забезпечити виконання команди обертання ескіза навколо лінії, яку прийнято за вісь обертання; другий виконувати операції видавлювання чи вирізаня вздовж прийнятої осі деталі

[32]. Тороподібні деталі також формують шляхом обертання заданого профілю відносно прийнятої осі обертання.

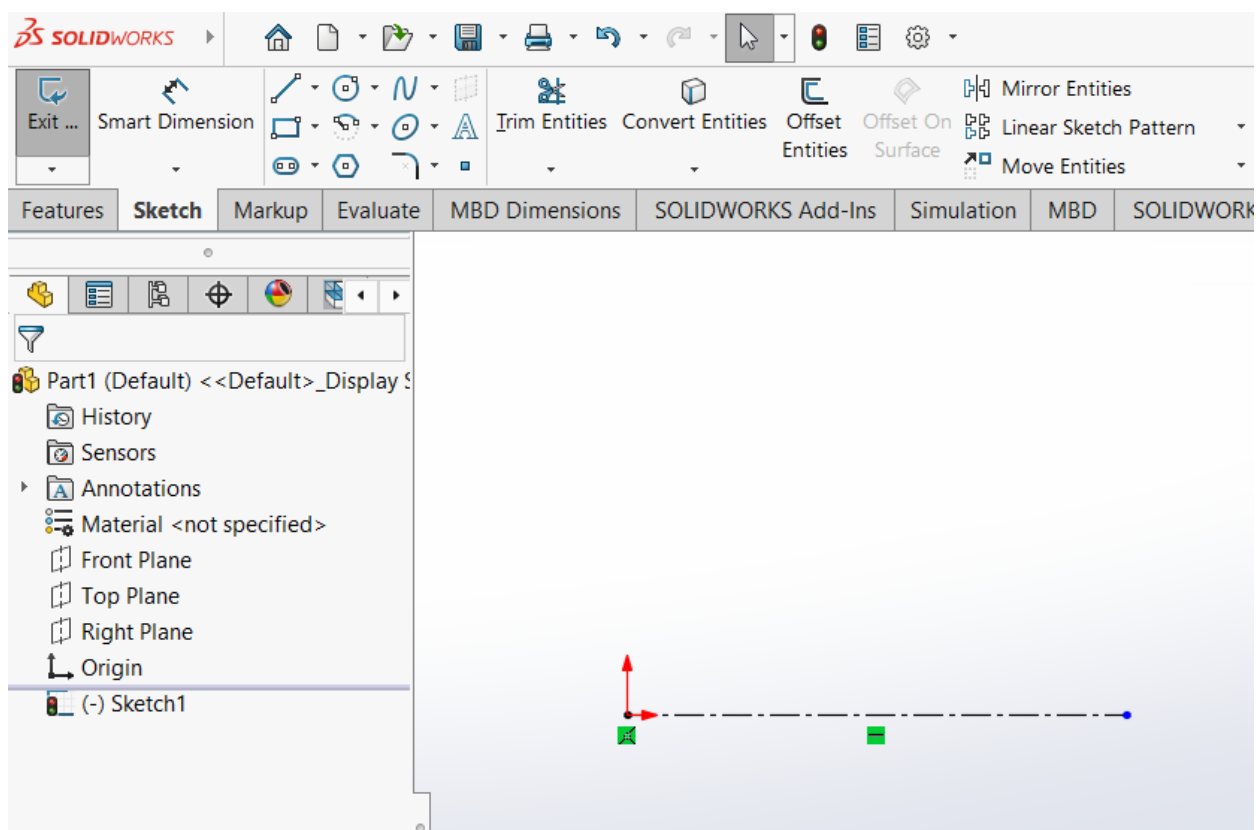
При реалізації технологічного підходу до формування тіл обертання проєктант, першочергово, має створити замкнутий контур у вигляді ескіза, а далі дати команду на його обертання навколо, обраної за осьову, лінії або технологічної осі обертання. Технологічні осі виокремлюють як елемент допоміжної геометрії. Цей етап проєктування відносять до найбільш визначальних, оскільки всі подальші побудови будуть нерозривно пов'язані із попередньо створеними поверхнями. В окремих випадках, для формування нових поверхонь, виникатиме необхідність у створення додаткових площин для створення на них ескізів (контурів) тих елементів, які мають бути умвореними на вже створених поверхнях шляхом обертання базового ескіза [32].

3.2.2 Побудова ескізу

Процес моделювання розпочинають з побудови ескізу. Ескіз будують на одній з конструктивних площин: фронтальна площина; вид зверху; вид з боку [36]. Далі створений ескіз перетворюють у модель твердого тіла. У процесі створення ескіза використовуємо повний набір інструментів для виконання геометричних побудов, встановлення зав'язків взаємного розміщення та їх редагування. На початкових етапах створюємо концептуальну модель деталі без дотримання розмірів, а лише витримуючи конфігурацію деталі. На цьому етапі зручно використовувати типові шаблони, наприклад, триступеневий вал або п'ятиступеневий вал. Наступним етапом вказуємо необхідні геометричні розміри ступеней, їх взаємне розміщення, описуємо закономірності і прив'язки для окремих поверхонь. Ескіз довільного конструктивного елемента можна редагувати у будь який момент при виконанні геометричних побудов. Типово, для побудови ескіза обрають Фронтальну площину або Вид Спереду. Формуємо умовну вісь обертання (рис. 3.1), яку доцільно розмістити у початковій точці системи координат.



a)



б)

Рисунок 3.1 – Початок геометричних побудов:

а – формування осьової лінії; б – ескіз з осьовою лінією.

Далі навколо цієї осі формуємо принциповий контур вала шпинделя, який буде в подальшому перетворений у твердотілу модель (рис. 3.2)

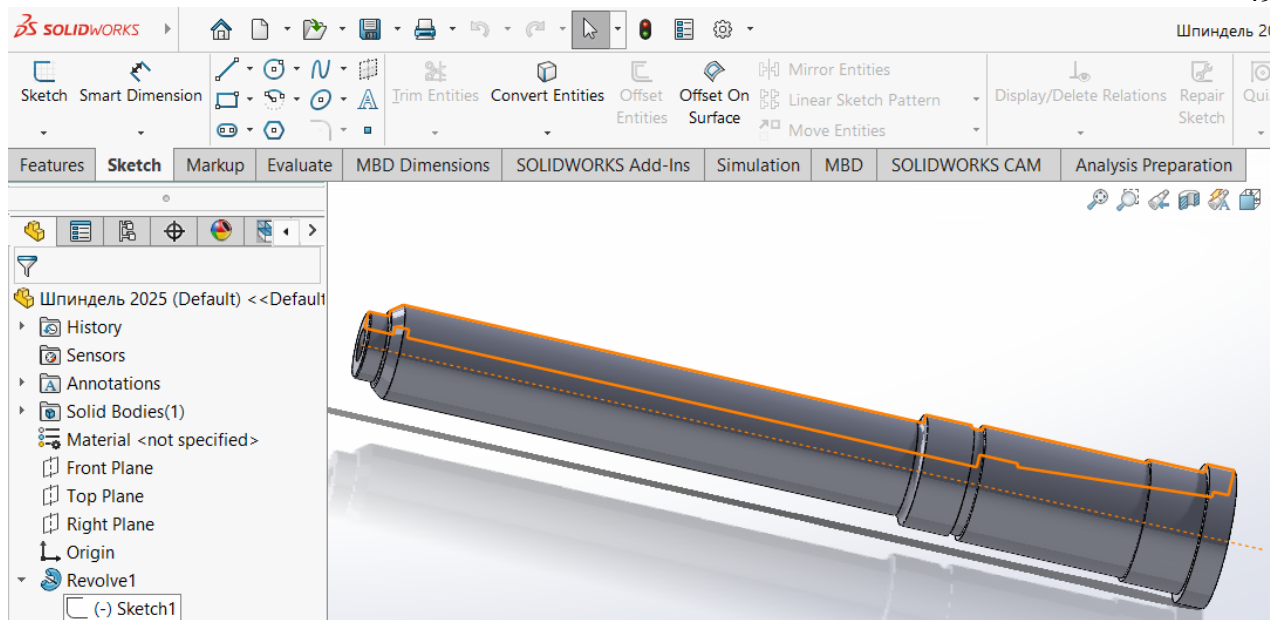


Рисунок 3.2 – Принципова модель вала шпинделя

У вікні для виконання геометричних побудов можна відворити розмірну сітку. Її параметри користувач встановлює через сервіси головного меню пакета. Її застосування не є обов'язковим і залежить від вподобань користувача.

Замкнутий контур ескіза створюють за допомогою команди "Лінія" з панелі Ескіз (рис. 3.3). Як було зазначено попередньо, ескіз може мати лише концептуальні розміри і форму.

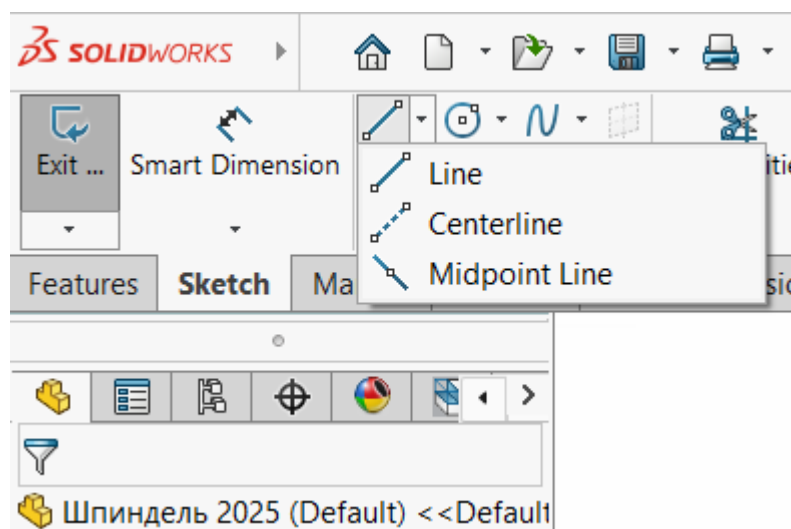


Рисунок 3.3 – Розгорнута панель для побудови ліній

Для коректної побудови 3D моделі всі лінії контура мають бути замкненні, а накладені залежності запобігають спотворенню геометричного контура (рис. 3.4).

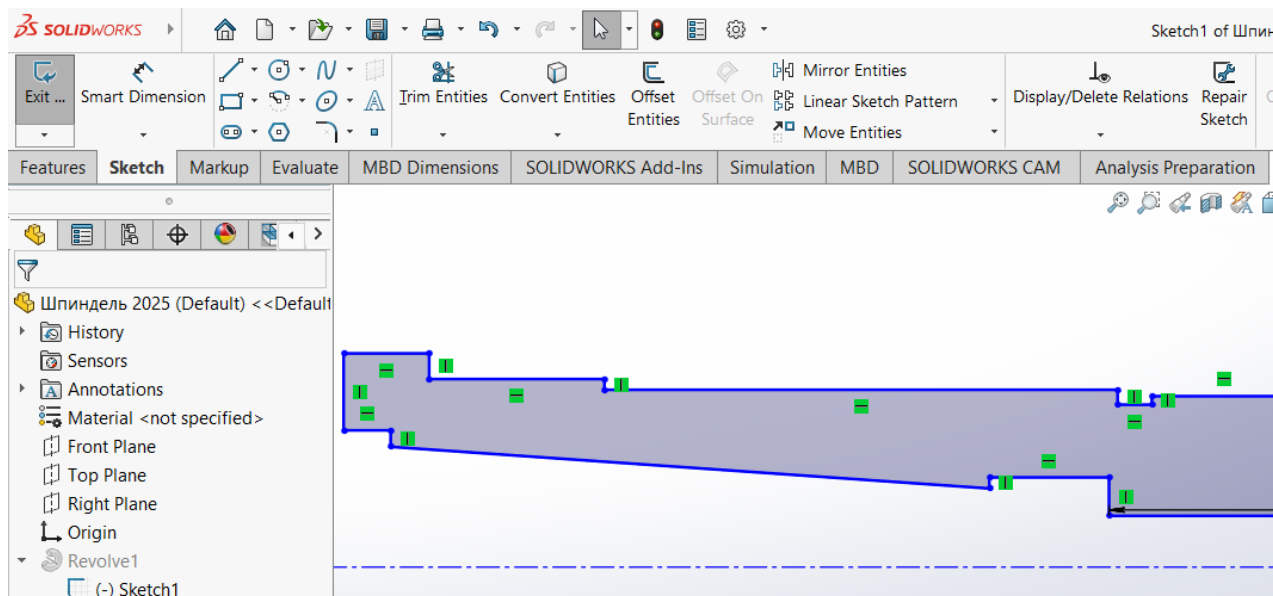


Рисунок 3.4 – Елементи виконання замкнутого контура вала шпинделя

Далі наносимо розміри на кожен компонент ескіза до його повного визначення. Цю операцію рекомендовано виконувати з використанням панелі автоматичного нанесення розмірів (рис. 3.5). Для уникнення непорозумінь при визначенні типу розміру, який необхідно встановити, рекомендовано використовувати опцію Smart Dimension.

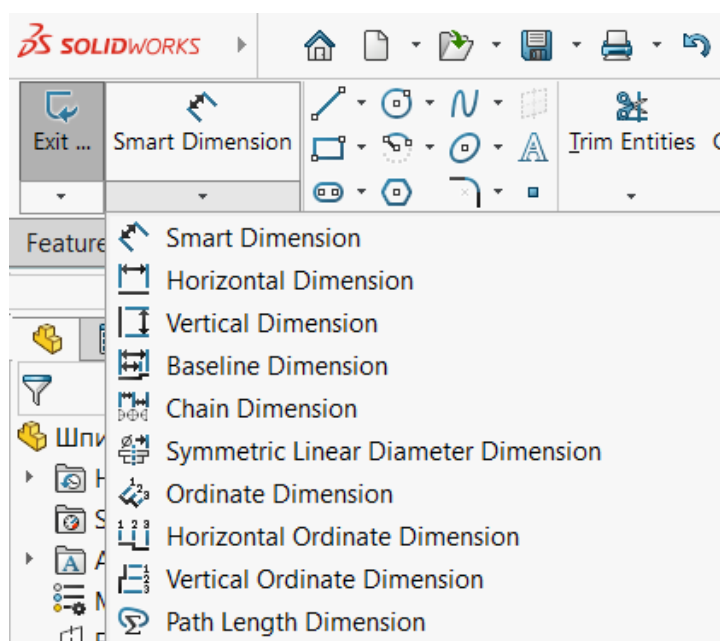


Рисунок 3.5 – Панель автоматизованого нанесення розмірів

При нанесенні розмірів система SolidWorks у динамічному режимі пропонує прораховане розмірне значення. Для цього необхідно лише вказати на графічний примітив (лінія, дуга чи коло) і система автоматично визначає статус цього примітиву та прораховує його розмір. На екрані бачимо вікно із зазначенням пропонованого розміру. При необхідності користувач встановлює необхідне значення розміру. Після погодження цього розміру система виконує перебудову графічного профілю (рис. 3.6.).

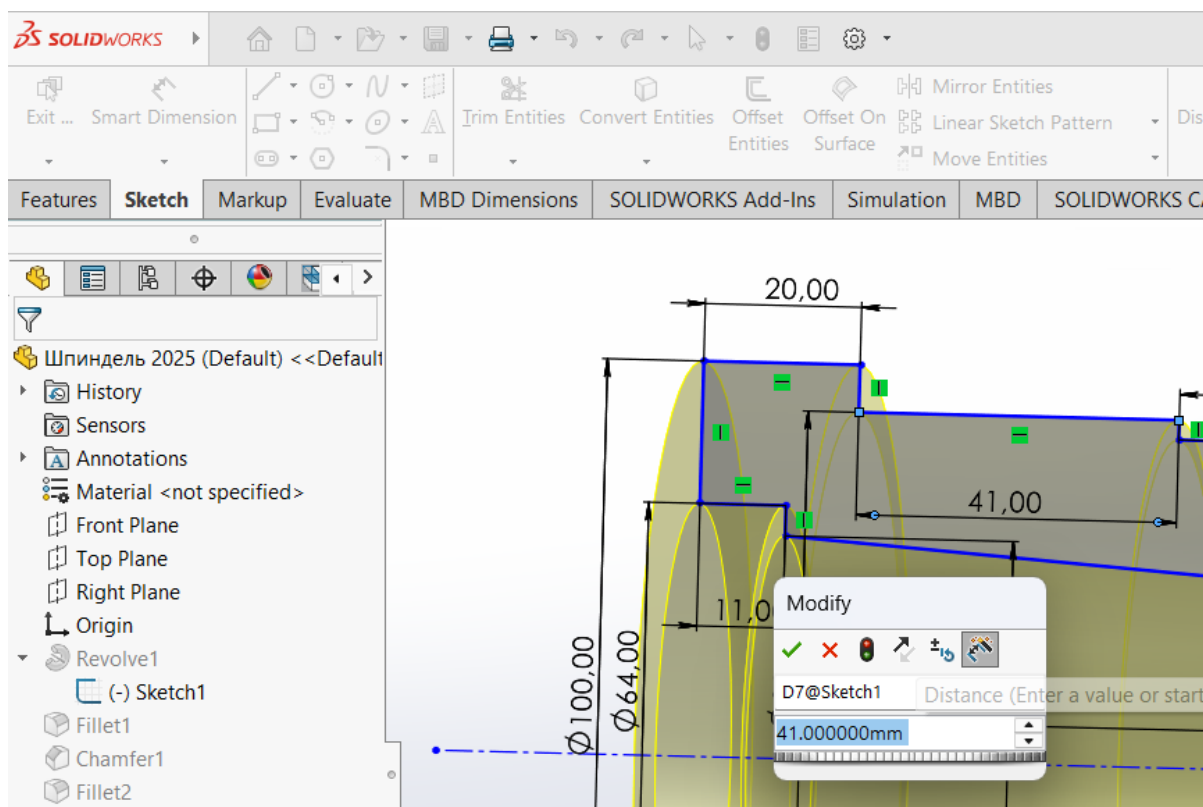


Рисунок 3.6 – Редагування розмірів

Після нанесення всіх необхідних розмірів ескіз переходить у статус повністю визначеного, про що у нижньому правому куті робочого простору буде виведене відповідне повідомлення. Якщо користувач не може добитися статусу Повністю визначеного Ескіза, то варто скористатися опцією Автоматичне нанесення розмірів. Система запропонує власну схему розставлення розмірів, яку в подальшому можна коригувати.

Після завершення операцій з нанесення розмірів можна створити об'ємну модель для вала шпинделя. При цьому здійснюють перевірку коректності

нанесення розмірів та замкнутість контуру. Далі користувач завершує процедуру редагування ескізу.

Переходимо на виконання команди утворення моделі по ескізу шляхо обертання навколо Осі. Виконання цієї команди можна супроводжувати зазначенням ряду обмежень. По замовчуванні система пропонує провести обертання визначеного ескізу на 360° . Обертання контура навколо осьової лінії. Враховуючи, що для виконання операції обертання необхідні лише одна осьова лінія і один контур, то система автоматично їх визначила і обернула контур по замовчуванню на 360° . При бажанні користувач може виконати необхідні січення для покращення візуального сприйняття розробленої моделі (рис. 3.7).

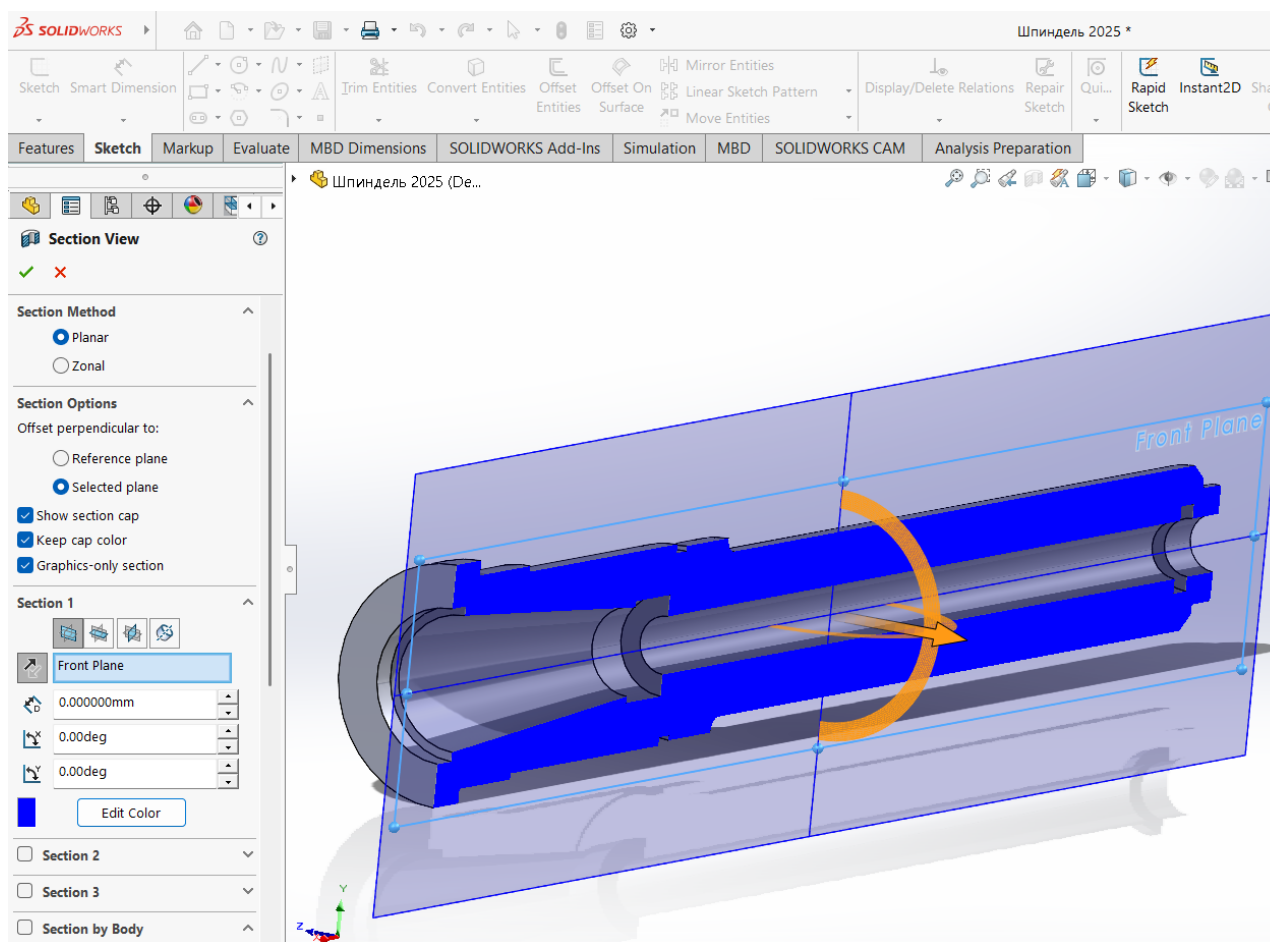


Рисунок 3.7 – Модель вала шпинделя

На завершальному етапі користувач має змогу виконати додаткові геометричні побудови (створити скруглення, виконати фаски) (рис. 3.8).

Створену модель можна переглянути з різних ракурсів, перевірити її відповідність до попередньо прогнозованих ескізних проєктів.

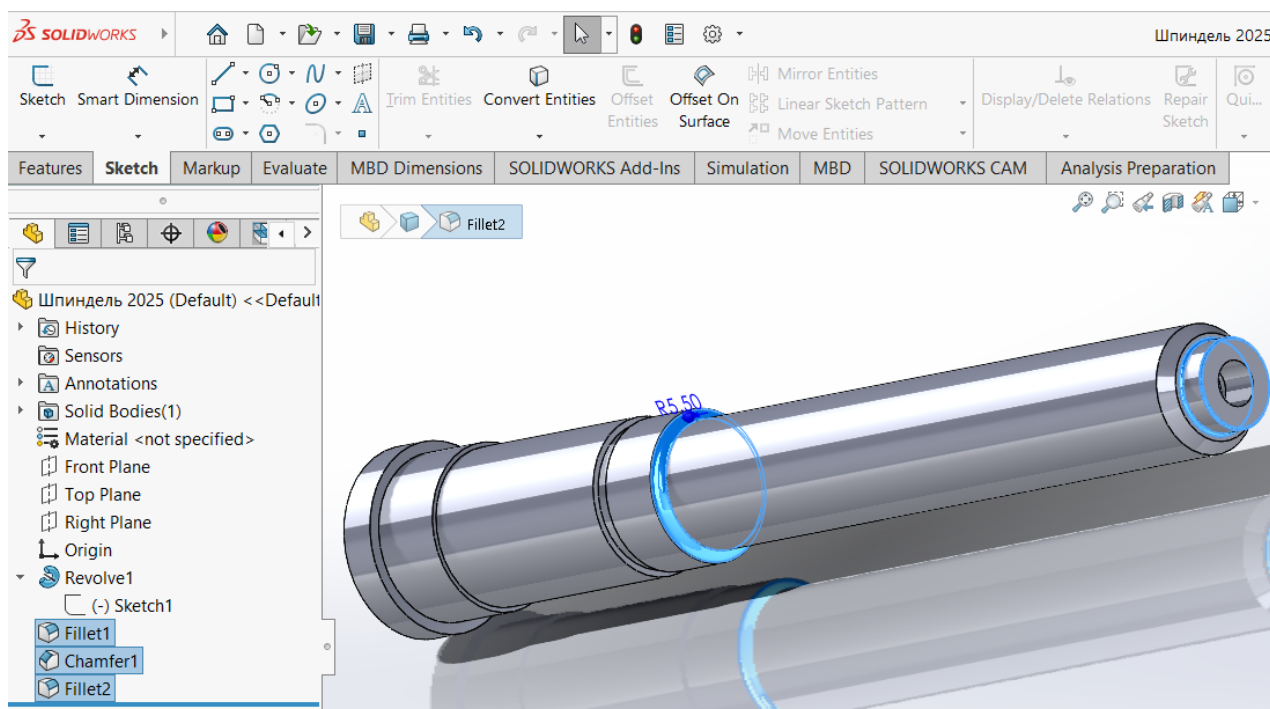


Рисунок 3.8 – Нанесення скруглень та фасок

За таким самим алгоритмом виконуємо побудову інших моделей деталей, які входять до складу шпиндельного вузла.

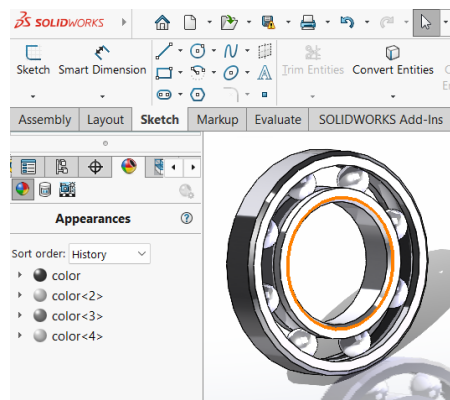
3.2.3 Результати виконання 3D моделювання

При проєктуванні конструкції шпиндельної бабки зубофрезерного верстата з прямим приводом було створено окремі групи деталей з різним цільовим призначенням. Серед них таких груп є:

підшипники (рис. 3.9);



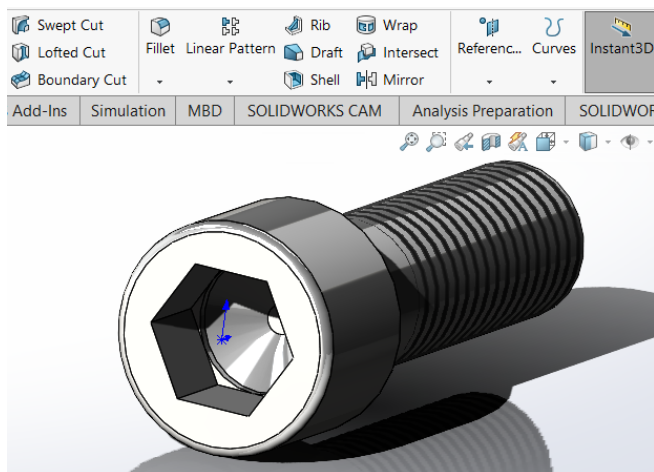
Підшипник 216 роликовий



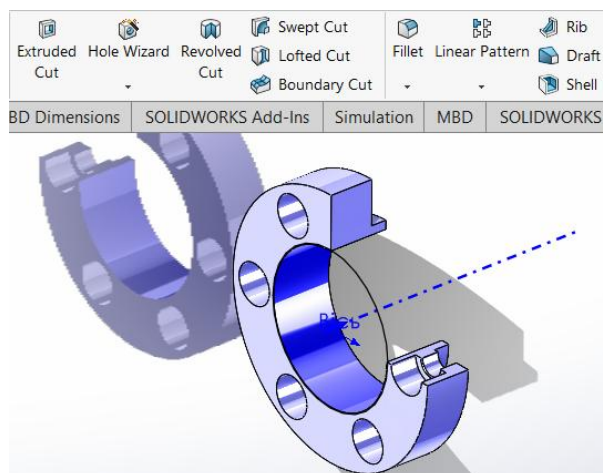
Підшипник 318 без сепаратора

Рисунок 3.9 – Приклади моделей підшипників

кріпильні елементи та втулки (рис. 3.10)



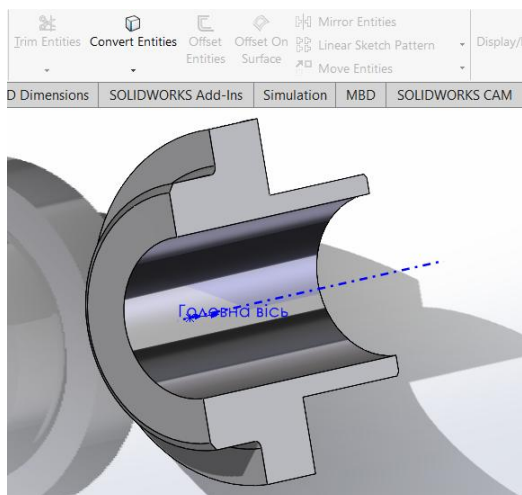
Гвинт M16x50



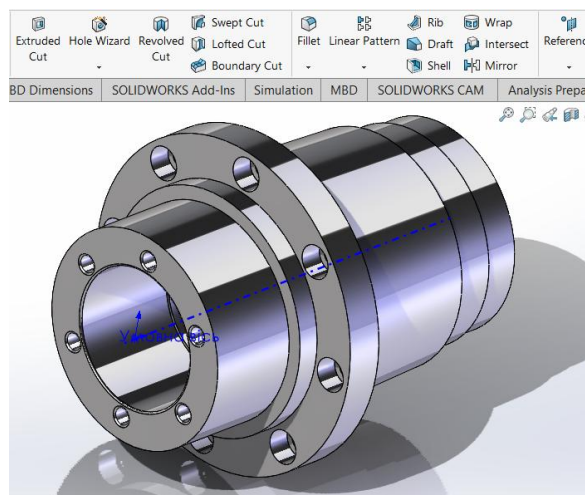
Ущільнююча втулка

Рисунок 3.10 – Приклади моделей кріпильних елементів та втулок

ступиці (рис. 3.11)

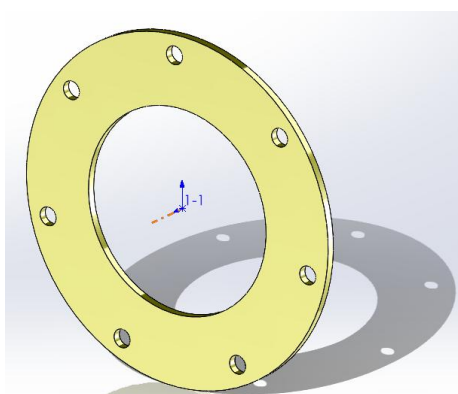


Напрямна ступиця

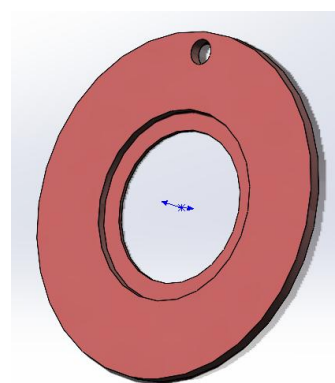


Перехідна ступиця

Рисунок 3.11 – Приклади моделей ступиць різного призначення



Кришка вузла



Кришка підшипника

Рисунок 3.12 – Приклади моделей кришок

Після виконання операцій твердотілого моделювання всіх елементів, які входять до складу конструкції шпиндельного вузлата виконавши операції спряжень для всіх конструктивних елементів, сформовано збірку шпиндельного вузла зубофрезерного верстата (рис. 3.13).

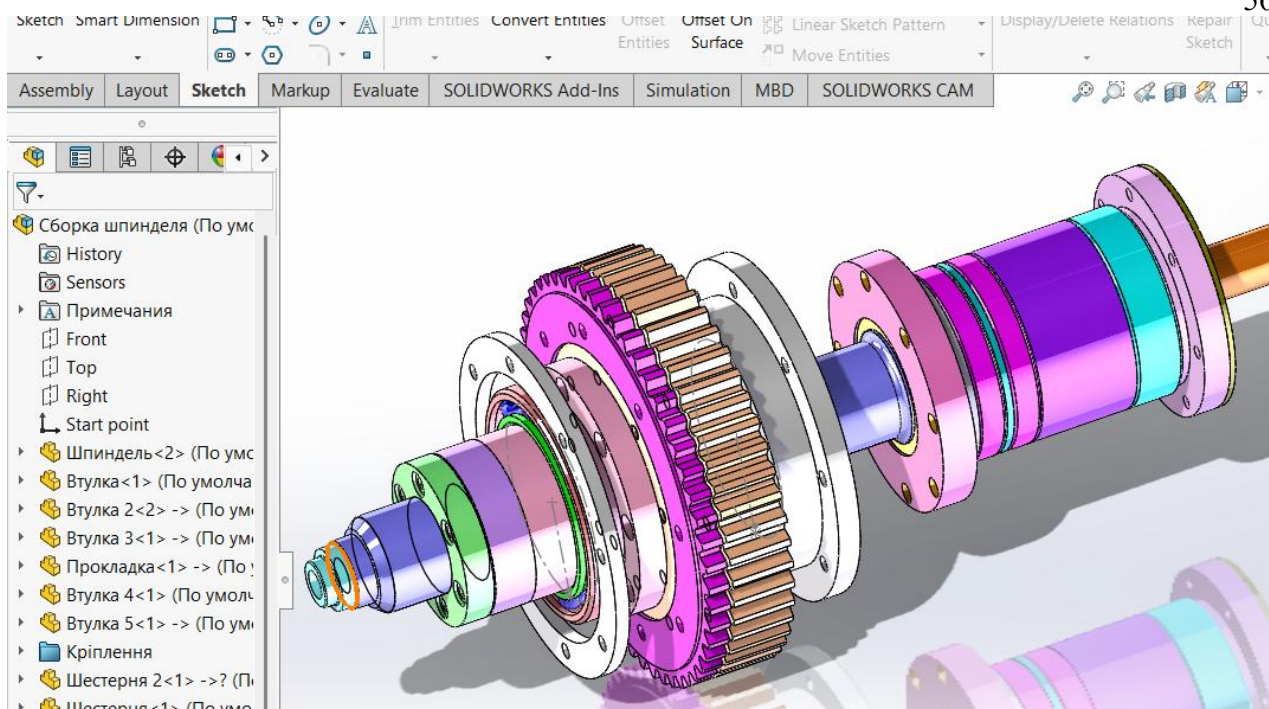


Рисунок 3.13 – Модель шпиндельного вузла

При виконанні операцій моделювання також було сформовано моделі для додаткових конструкцій, таких як кожухи, корпуси, несучі елементи тощо (рис. 3.14). Їх об'єднання у цілісну конструкцію дозволяє комплексно оцінити прийняті технічні рішення.

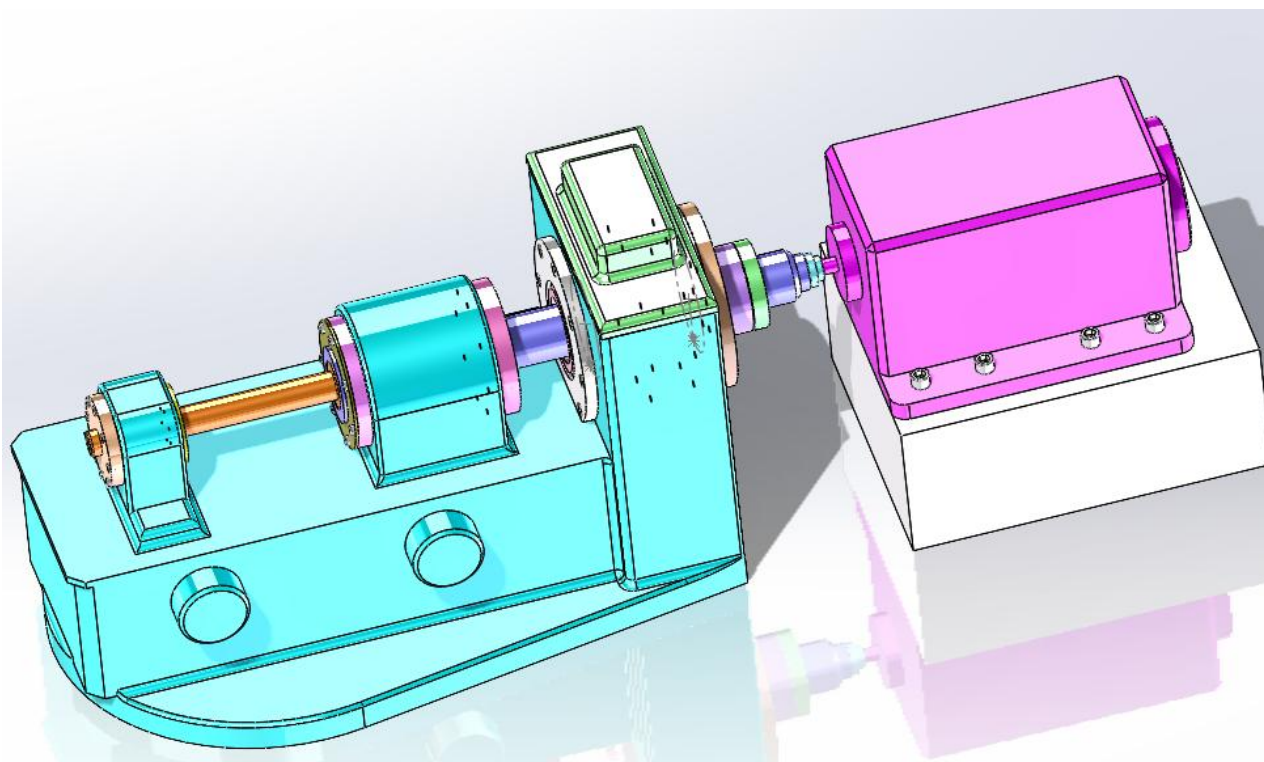


Рисунок 3.14– Модель супорта зубофрезерного верстата

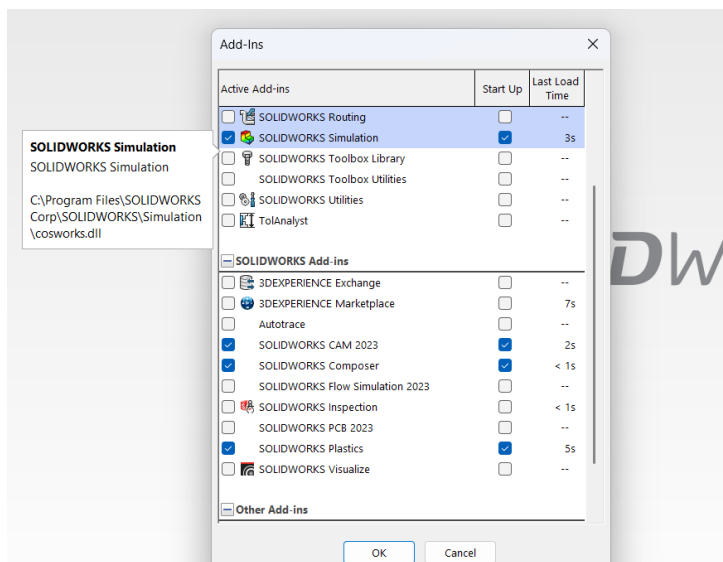


Рисунок 3.16 – Активація бібліотек у системі SolidWorks

Процес активації можна виконати як при запуску системи проектування, так і в процесі роботи, використавши для цього головне меню пакета. В основу принципу роботи модуля з дослідження напружено-деформованого стану покладено алгоритми на основі методу кінцевих елементів. Для створення нового дослідження можна використовувати як інструментальні панелі після активації відповідної закладки, так і опцію з головного меню пакета. При використанні головного меню пакета в якості випадаючого підменю можна використати повний інструментальний набір команд. Ці опції з випадаючого меню містять додаткові включення, котрі можуть суттєво розширити області використання чи модифікації даних про об'єкт дослідження (рис. 3.17). Вказавши всі необхідні для розрахунку конструктивні дані приступають до створення самого Дослідження.

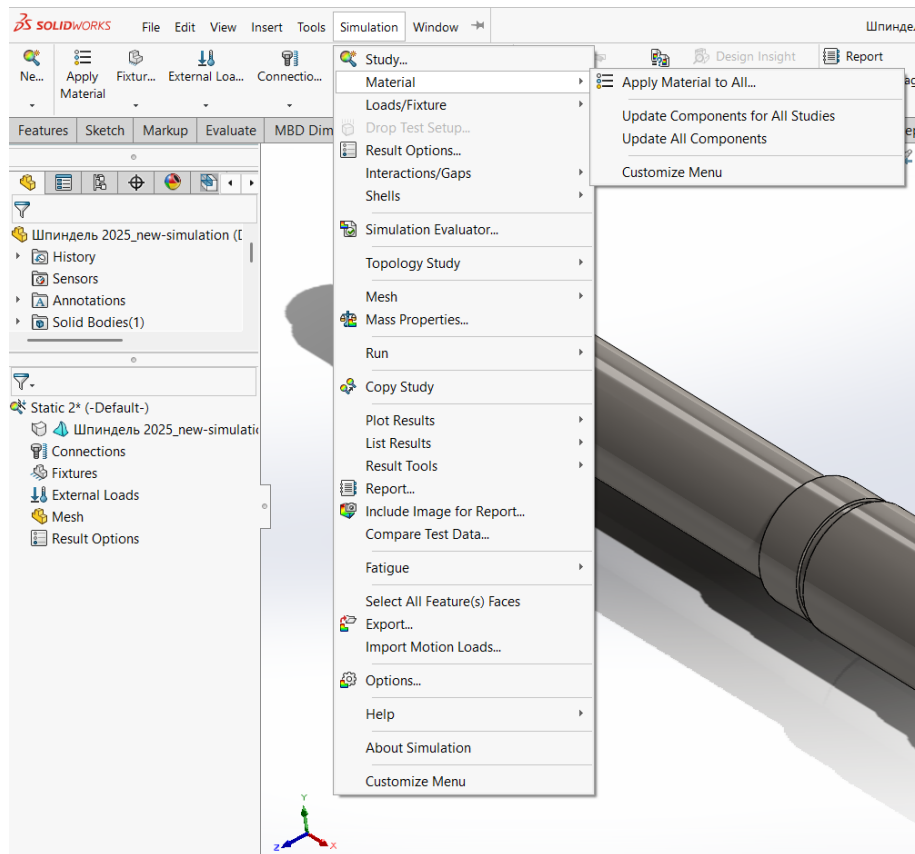


Рисунок 3.17 – Позиції опції Simulation головного меню системи SolidWorks

3.3.1 Фіксація об'єкта дослідження

На першому етапі поміщають об'єкт дослідження в робоче поле і на його поверхні накладають в'язі (рис. 3.18).

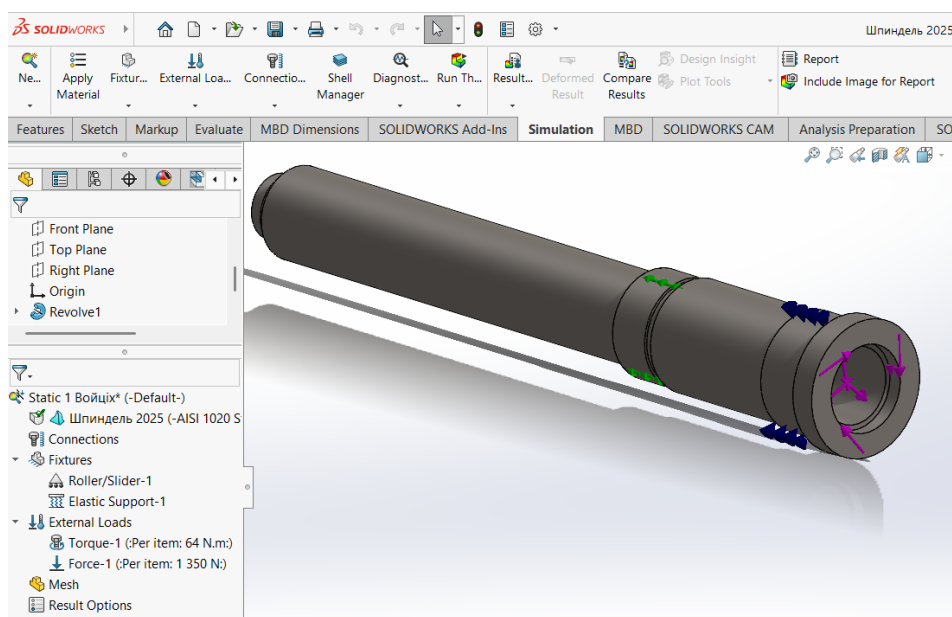


Рисунок 3.18 – Створення схеми фіксації об'єкта

Під в'язями слід розуміти обмеження, які мають місце при реальному розташуванні об'єкта відносно інших деталей у конструкції. Такі обмеження, як правило встановлюють на опори та в місцях жорсткого закріплення об'єкта. Поняття жорсткого закріплення стосується також і зони передачі активного навантаження від приводу головного руху верстата. До ділянок, які виконують активну роботу прикладають певні крутні моменти, сконцентровані силові фактори та розподілене навантаження. Після завершення опису стану деталі у схемі закріплення та дії зовнішніх силових факторів приступають до виконання аналізу.

3.3.2 Результати аналізу напружено-деформованого стану

Процес дослідження проходить у напівавтоматичному режимі після натискання кнопки з командою Run This Study (рис. 3.19).

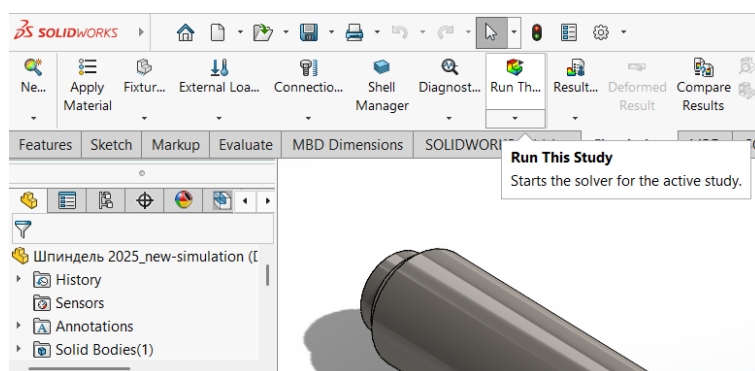


Рисунок 3.19 – Запуск процесу дослідження

Після активації цієї команди система розраховує розмір кінцевого елемента та проводить загальний аналіз об'єкта на наявність похибок проєктування і вхідних даних. У разі виявлення не коректних даних чи даних, які приводять до збою в алгоритмі, користувачу буде запропоновано переглянути всі вхідні дані. У випадку успішного завершення аналізу, система продовжує роботу і надає користувачу результати аналізу. Перелік таких результатів користувач визначає на панелі керування і може змінювати по ходу виконання розрахунків.

Розрахунок напружень для всіх елементів моделі (рис. 3.20)

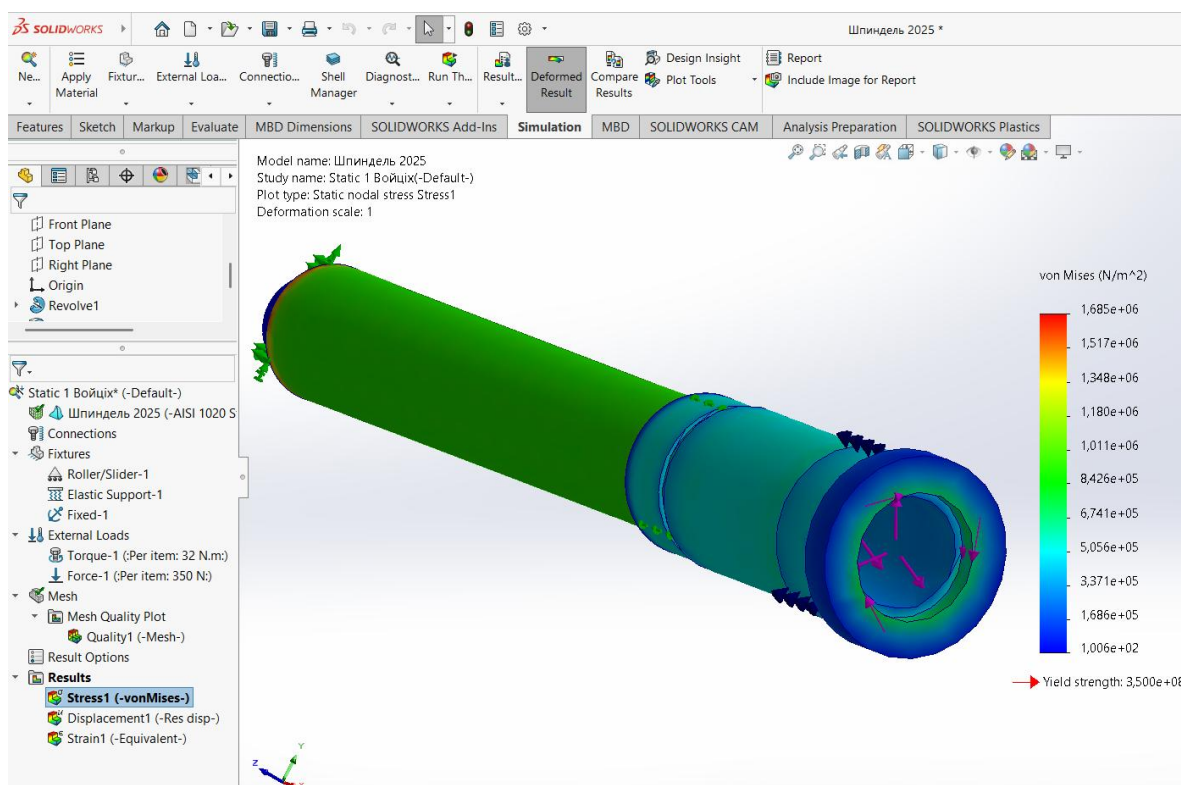


Рисунок 3.20 – Епюра напружень по досліджуваній моделі

Розрахунок сумарних переміщень для всіх елементів моделі (рис. 3.21)

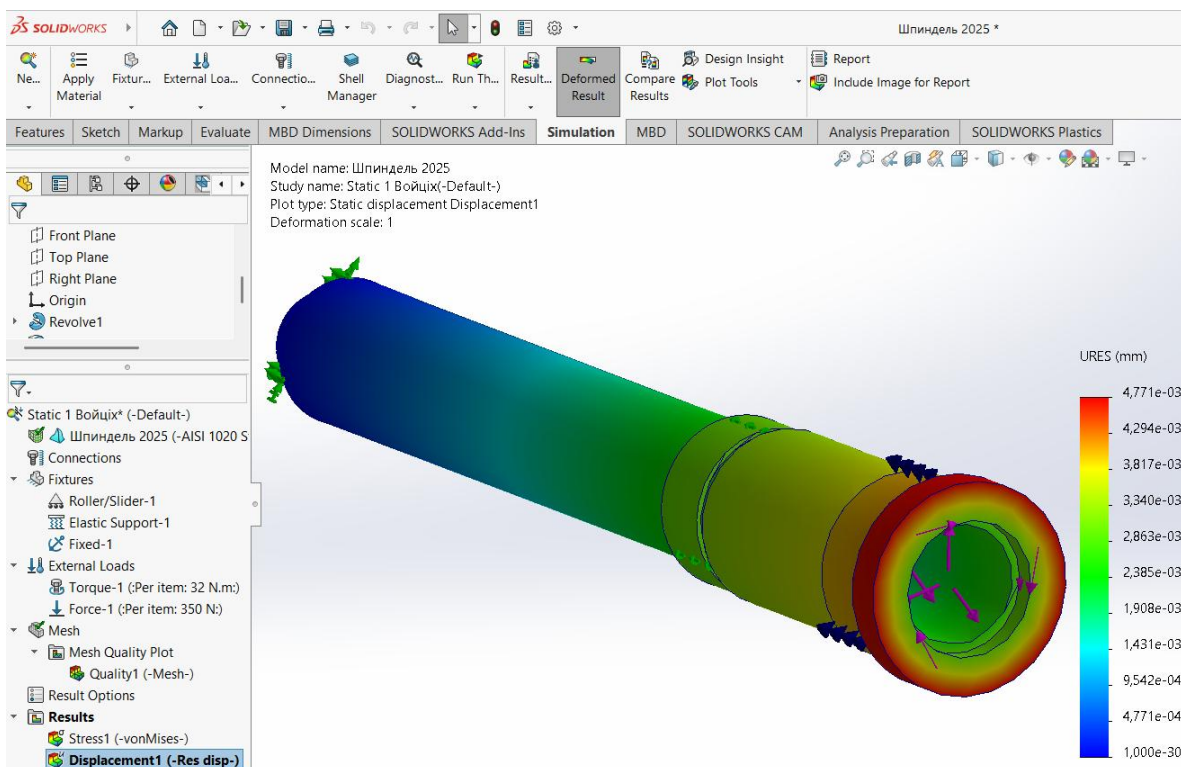


Рисунок 3.21 – Епюра переміщень відносно зони фіксації

Розрахунок еквівалентних деформацій за принципом локального навантаження для всіх елементів моделі (рис. 3.22)

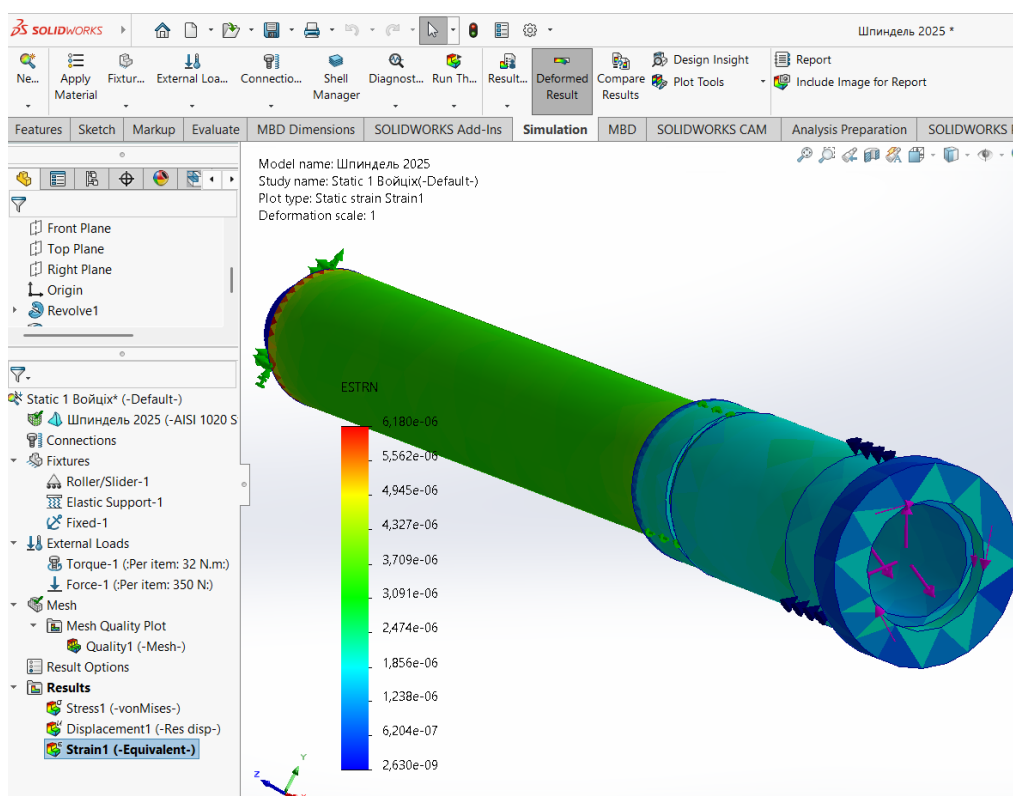


Рисунок 3.22 – Епюра еквівалентних деформацій

Розрахунок запасу міцності відносно заявлених геометричних параметрів та величини зовнішнього навантаження (рис. 3.23)

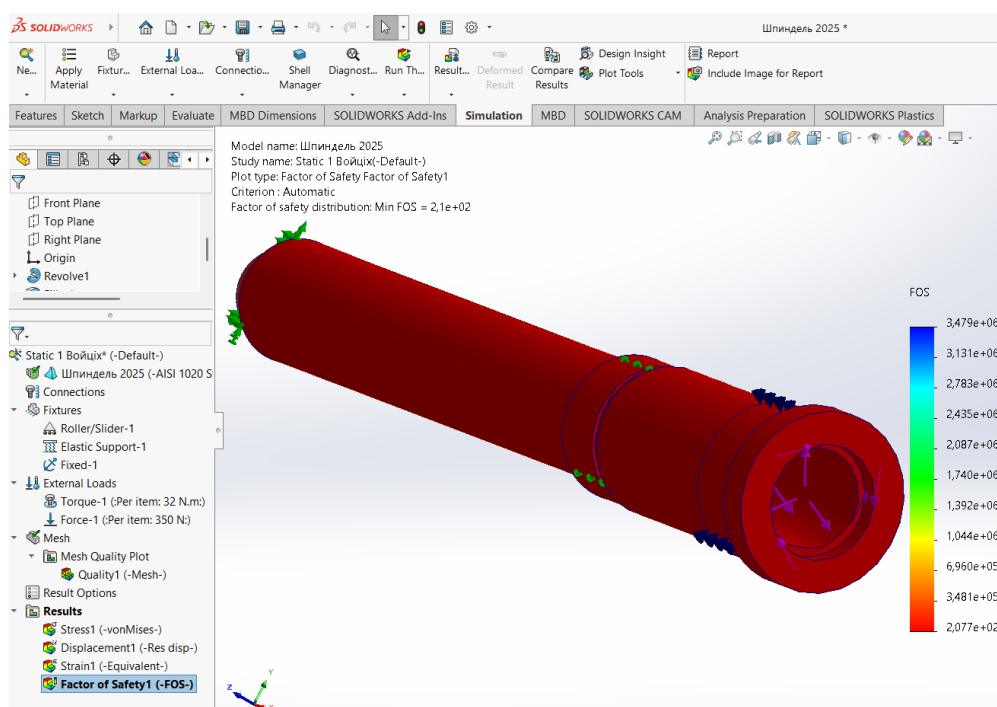


Рисунок 3.23 – Епюра запасу міцності

За бажанням всі результати аналізу можуть бути зведені на один екран. Такий підхід дозволяє виконати комплексну оцінку результатів проєктування та, за необхідності внести корективи як у конструкцію об'єкта аналізу, так у значення і характер прикладання зовнішнього навантаження (рис. 3.24).

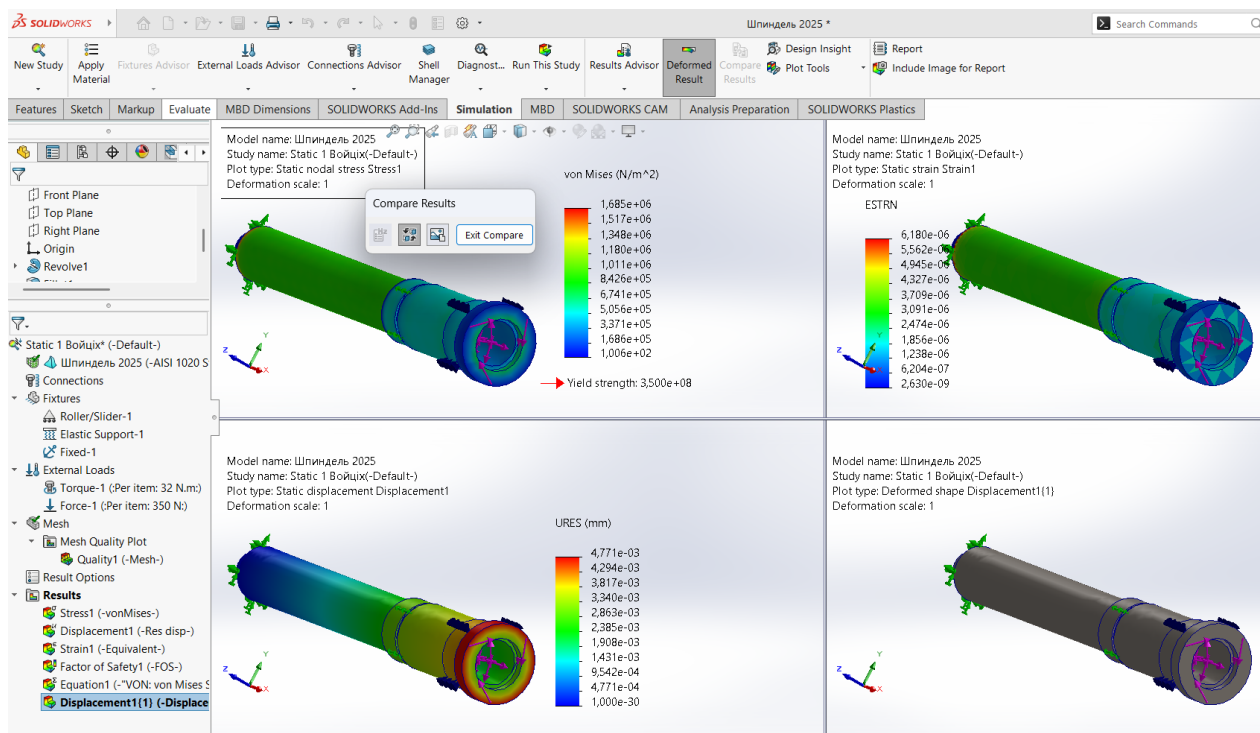


Рисунок 3.24 – Зведене вікно для аналізу

3.3.3 Зведений звіт результатів аналізу напружено-деформованого стану

Simulation of
Шпиндель 2025

Date: 11 вересня 2025 р.
Designer: Solidworks
Study name: Static 1 Войцїх
Analysis type: Static

No Data

Description

Table of Contents

Description 1

Model Information 1

Study Properties 2

Units 2

Material Properties 3

Loads and Fixtures..... 3

Connector Definitions 4

Mesh information 4

Resultant Forces 4

Study Results 5

Conclusion 7

Model Information

Model name: Шпindelъ 2025

Current Configuration: Default

Solid Bodies

Document Name and Reference	Treated As	Volumetric Properties	Document Path/Date Modified
Fillet2	Solid Body	Mass:17,0933 kg Volume:0,00217196 m ³ Density:7 870 kg/m ³ Weight:167,515 N	C:\1_DISK_E\Зборка шпиндельного вузла\Шпindelъ 2025.SLDPRТ Sep 10 13:00:47 2025

Study Properties

Study name	Static 1 Войцїх
Analysis type	Static
Mesh type	Solid Mesh
Thermal Effect:	On
Thermal option	Include temperature loads
Zero strain temperature	298 Kelvin
Include fluid pressure effects from SOLIDWORKS Flow Simulation	Off
Solver type	Automatic
Inplane Effect:	Off
Soft Spring:	Off
Inertial Relief:	Off
Incompatible bonding options	Automatic
Large displacement	On

Compute free body forces	On
Friction	Off
Use Adaptive Method:	Off
Result folder	SOLIDWORKS document (C:\1_DISK_E\Маг_Войцїх\Матеріали\Зборка шпиндельного вузла)

Units

Unit system:	SI (MKS)
Length/Displacement	mm
Temperature	Kelvin
Angular velocity	Rad/sec
Pressure/Stress	N/m ²

Material Properties

Model Reference	Properties	Components
	Name: AISI 1020 Steel, Cold Rolled Model type: Linear Elastic Isotropic Default failure criterion: Max von Mises Stress Yield strength: 3,5e+08 N/m² Tensile strength: 4,2e+08 N/m² Elastic modulus: 2,05e+11 N/m² Poisson's ratio: 0,29 Mass density: 7 870 kg/m³ Shear modulus: 8e+10 N/m² Thermal expansion coefficient: 1,17e-05 /Kelvin	SolidBody 1(Fillet2)(Шпиндель 2025)
Curve Data:N/A		

Loads and Fixtures

Fixture name	Fixture Image	Fixture Details		
Roller/Slider-1		Entities: 1 face(s) Type: Roller/Slider		
Resultant Forces				
Components	X	Y	Z	Resultant
Reaction force(N)	24,0163	-6,32256e-17	0	24,0163
Reaction Moment(N.m)	0	0	0	0
Fixed-1		Entities: 1 face(s) Type: Fixed Geometry		
Resultant Forces				
Components	X	Y	Z	Resultant
Reaction force(N)	0,250081	0,192639	0,787594	0,848502
Reaction Moment(N.m)	0	0	0	0

Load name	Load Image	Load Details
Torque-1		Reference: Face< 1 > Type: Apply torque Value: 32 N.m
Force-1		Entities: 1 face(s) Type: Apply normal force Value: 350 N

Connector Definitions

Connector Name	Connector Details	Connector Image
Elastic Support-1	Entities: 1 face(s) Type: Elastic Support Normal stiffness value: 1 350 Shear stiffness value: 0 Units: (N/m)/m^2	Elastic Support-1

Mesh information

Mesh type	Solid Mesh
Mesher Used:	Blended curvature-based mesh
Jacobian points for High quality mesh	16 Points
Maximum element size	25,9061 mm
Minimum element size	1,29531 mm
Mesh Quality	High

Mesh information - Details

Total Nodes	23842
Total Elements	14243
Maximum Aspect Ratio	25,948
% of elements with Aspect Ratio < 3	90,7
Percentage of elements with Aspect Ratio > 10	0,4
Percentage of distorted elements	0
Time to complete mesh(hh:mm:ss):	00:00:01
Computer name:	Voicikh

Resultant Forces

Reaction forces

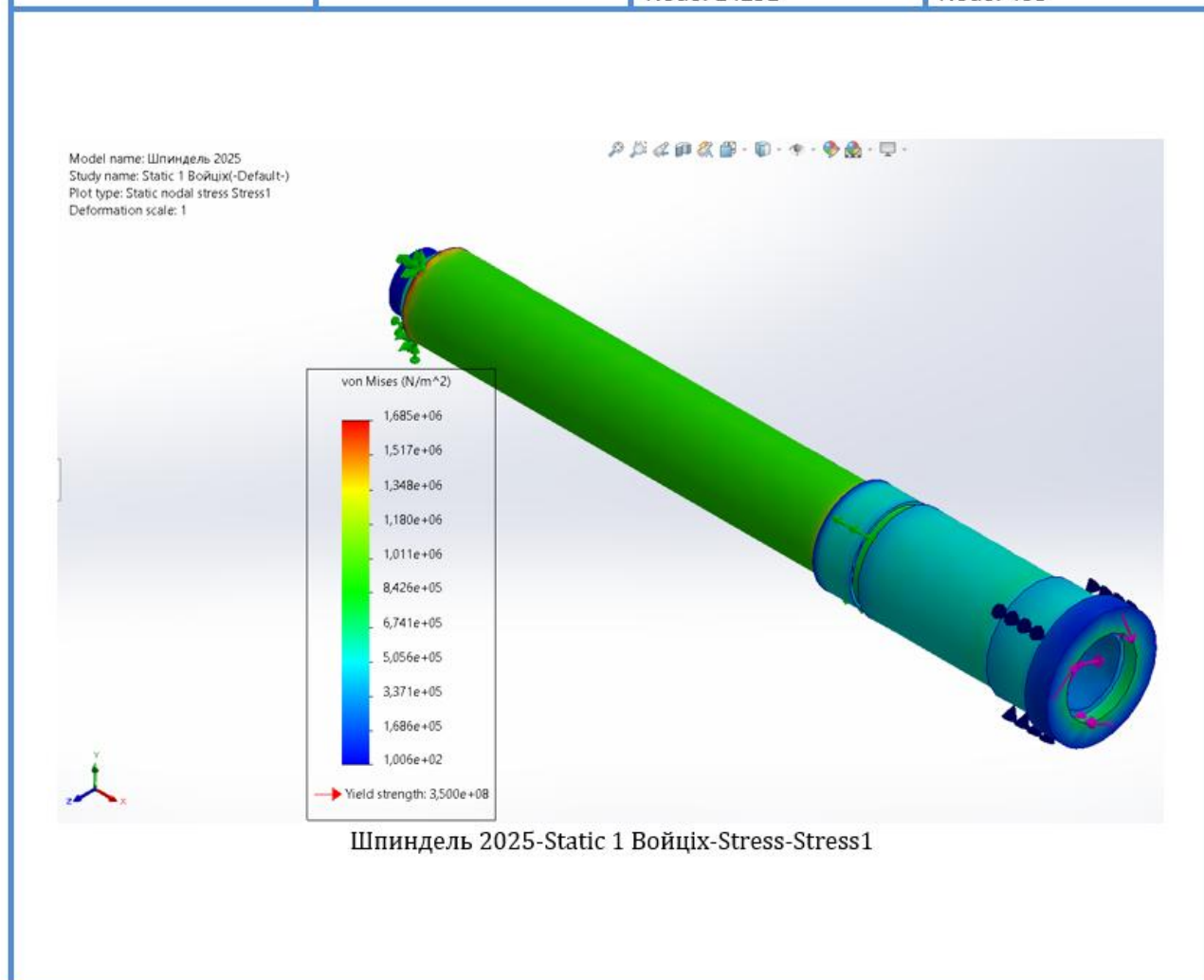
Selection set	Units	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultant
Entire Model	N	24,2664	0,19264	0,787592	24,2799

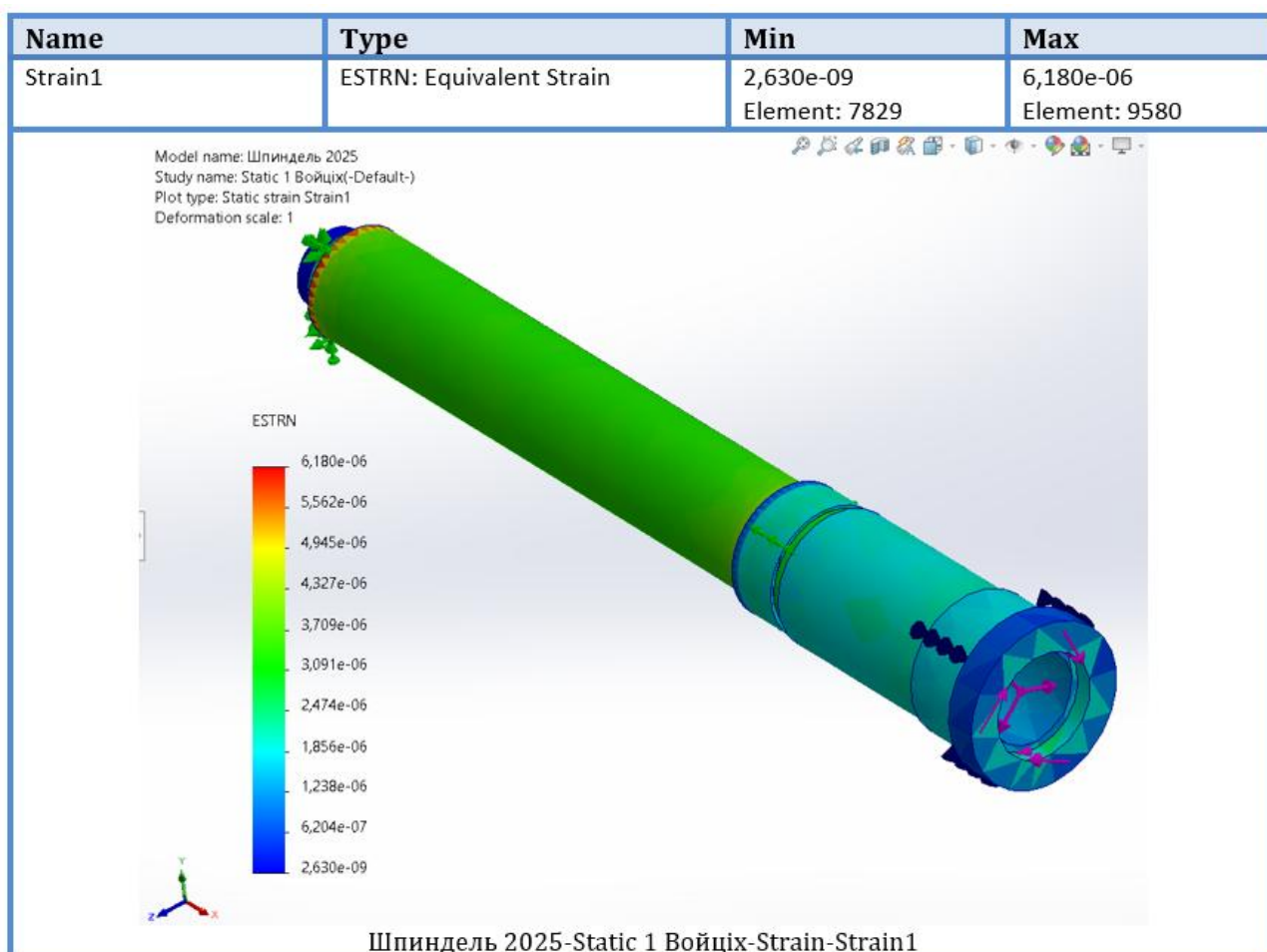
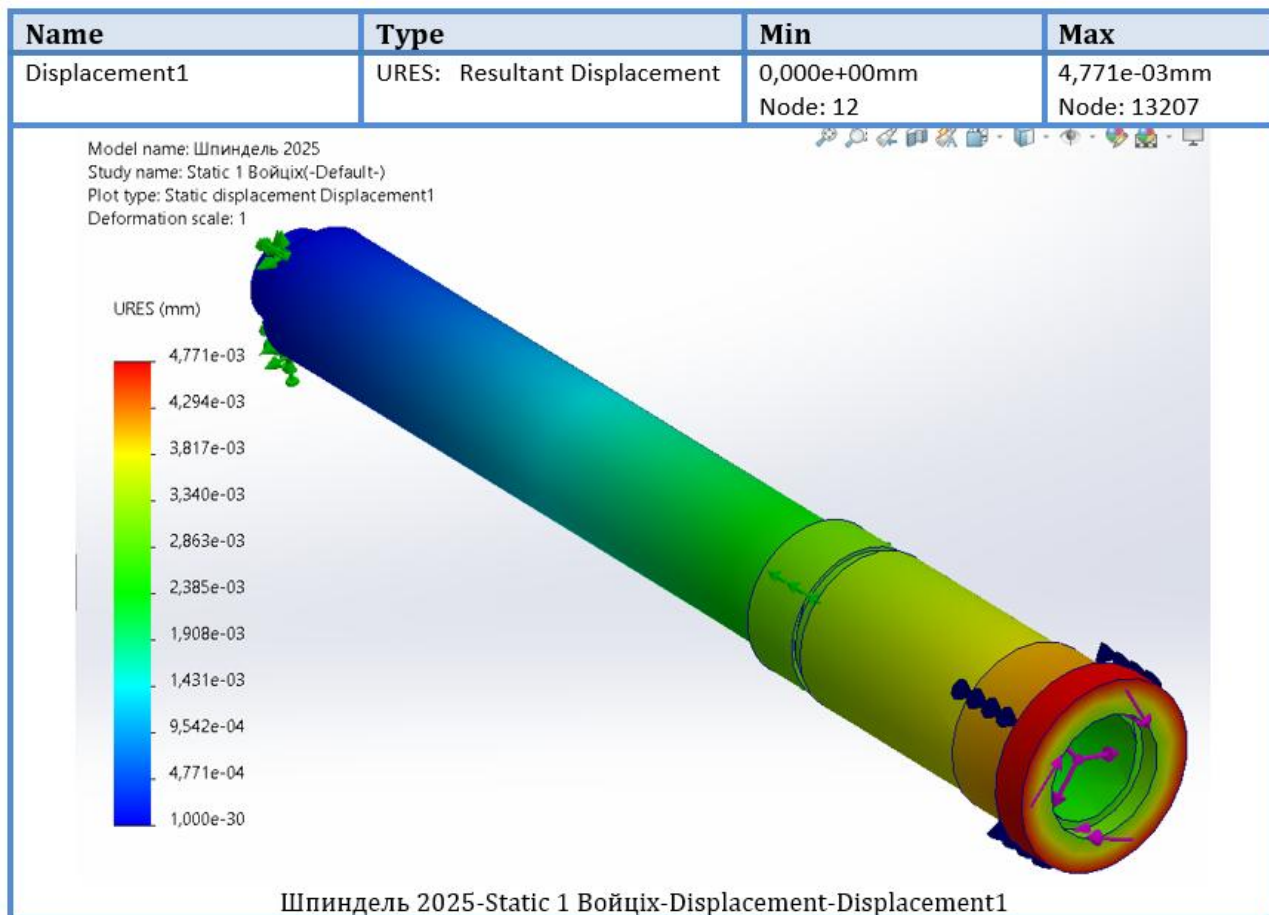
Reaction Moments

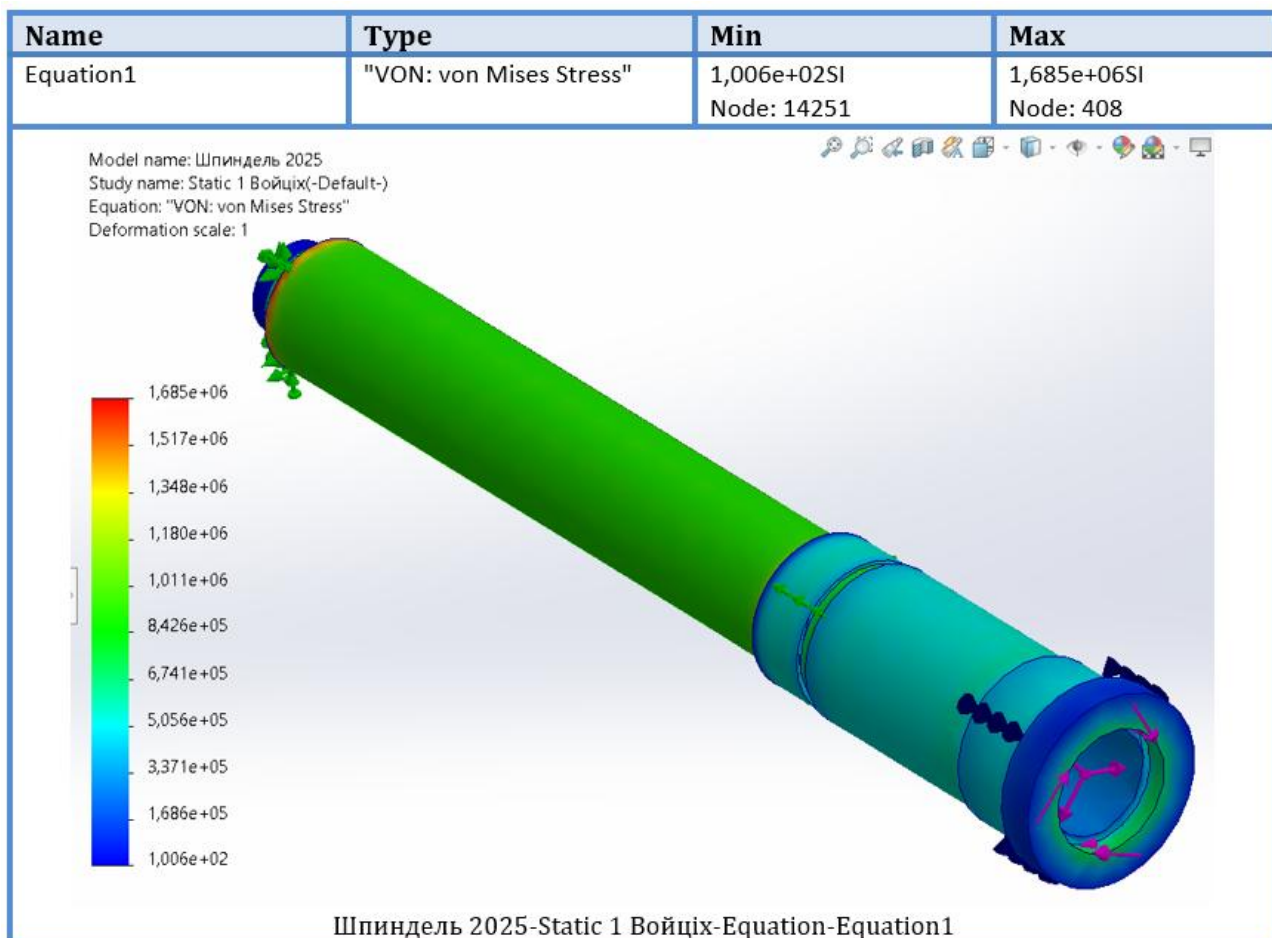
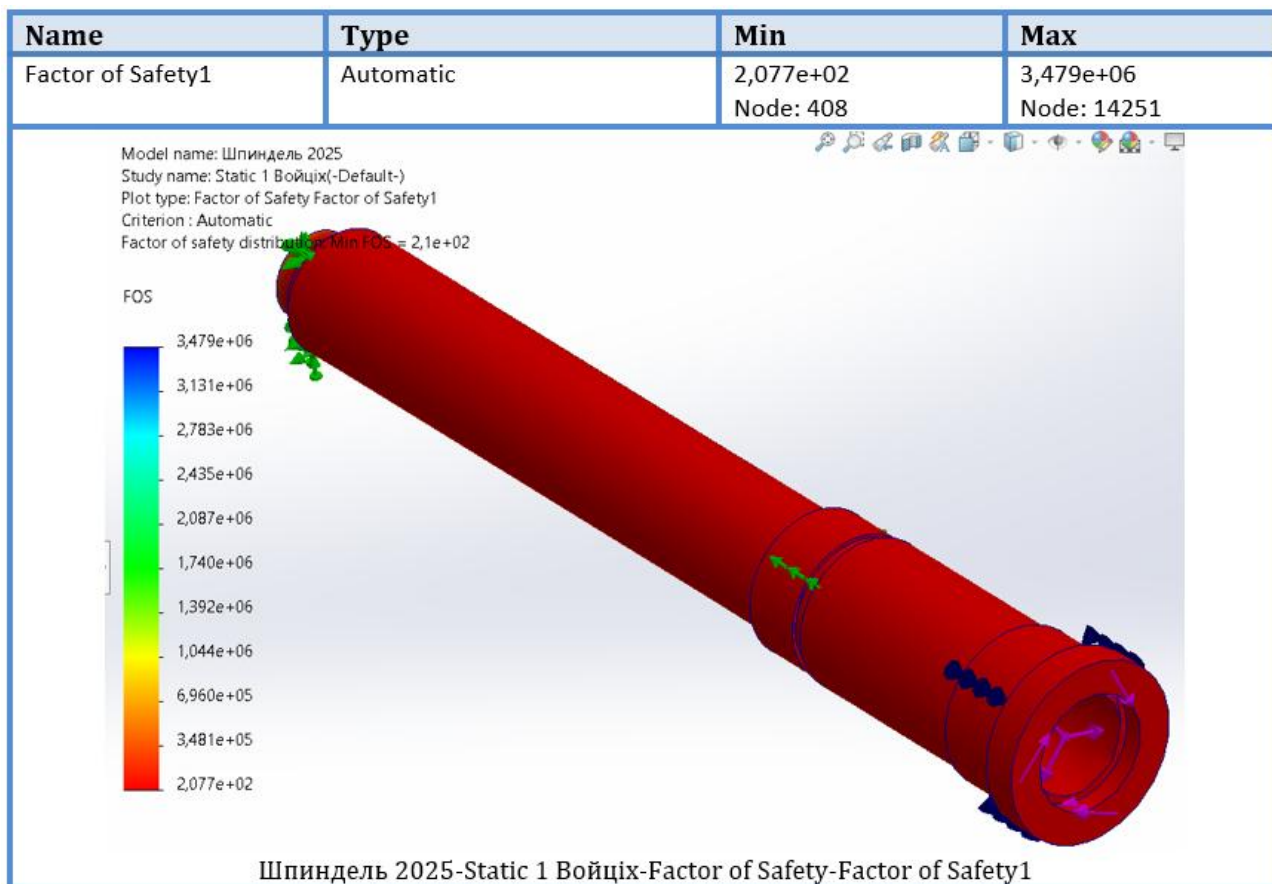
Selection set	Units	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultant
Entire Model	N.m	0	0	0	0

Study Results

Name	Type	Min	Max
Stress1	VON: von Mises Stress	1,006e+02N/m ² Node: 14251	1,685e+06N/m ² Node: 408







3.4 Оприлюднення результатів кваліфікаційної роботи

Результати виконання кваліфікаційної роботи оприлюднені у матеріалах:

Войціх В.М., Шанайда В.В. Дослідження напружено-деформованого стану вала шпинделя зубофрезерного верстата. *Здобутки та досягнення прикладних та фундаментальних наук XXI століття: збірник наукових праць з матеріалами X Міжнародної наукової конференції, м. Дніпро, 7 листопада, 2025 р. / Міжнародний центр наукових досліджень.* — Вінниця: ТОВ «УКРЛОГОС Груп», 2025. С.283-285.

3.5 Висновки до розділу

За результатами виконаного твердотілого моделювання вала шпинделя та проведеного дослідження його напружено-деформованого стану можна зробити наступні висновки:

1. сумарні напруження по шкалі Мізеса не перевищують 2 МПа, що свідчить про значне недовантаження вала шпинделя;
2. найбільші сумарні переміщення в зоні передачі навантаження на вал шпинделя не перевищують $4,8 \cdot 10^{-3}$ мм, що свідчить про велику крутильну жорсткість вала шпинделя;
3. статичні деформації у зоні кріплення елементів передачі навантаження на вал шпинделя не перевищують $6,2 \cdot 10^{-6}$ мм, що свідчить про значне перевищення діаметральних розмірів у порівнянні із мінімально допустимими;
4. розрахунковий коефіцієнт запасу міцності становить 208, що свідчить про можливість заміни матеріалу вала шпинделя на більш дешевий при умові забезпечення його експлуатаційних характеристик;
5. прийняті конструктивні параметри шпіндельного вала перебувають у безпосередній залежності від посадочних розмірів конуса Морзе для закріплення металорізального інструмента;
6. доведено, що не можливо зменшити номер для конуса Морзе через величини контактних напружень у зоні його посадки та регламентовану величину крутного моменту, який він здатний передати на інструмент.

4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1. ОХОРОНА ПРАЦІ

4.1.1 Інструкція з безпечних прийомів роботи при обслуговуванні верстатів з ЧПК

Обслуговування верстатів з ЧПК включає в себе організаційні та технічні заходи, що забезпечують контроль за станом верстатів і пристроїв ЧПК і підтримують їх вихідні параметри на заданому рівні протягом періоду експлуатації [37, 38]. До них відносять: огляд і контроль стану, чищення, промивання і змазування механізмів станка, додання масла, регулювання механізмів верстата та елементів системи управління, зміну зношених деталей, що вийшли з ладу блоків системи ЧПК, перевірку і наладку гідро-і електроприводів, роботи з усунення несправностей. Технічне обслуговування повинно проводитися відповідно до загальних правил, а також з урахуванням вимог, визначених документацією на верстати.

У загальних правилах містяться вимоги до приміщень, де встановлюють верстати з ЧПК, порядок монтажу верстатів і пристроїв ЧПК. Верстати з ЧПК класу Н (нормальної точності) і верстати класу П (підвищеної точності) встановлюють у закритих опалювальних приміщеннях механічних цехів. Верстати, обробні деталі абразивним інструментом (шліфувальні), або верстати, обробні матеріали, що пилять (наприклад, чавун, деревину), встановлюють в ізольованому приміщенні, в якому забезпечені умови для очищення повітря і видалення абразивною і металевого пилю.

У механічних цехах, де встановлені верстати з ЧПК, необхідно передбачити захист повітря від зовнішніх забруднень. Для пристрою ЧПК необхідно використовувати індивідуальну витяжну вентиляцію.

Температура приміщень для верстатів класів Н і П повинна бути рівна $20 \pm 5^{\circ} \text{C}$. Відносна вологість у приміщеннях з ЧПК повинна бути не більше 80%. Освітленість на робочих поверхнях столів верстатів повинна бути не менше

2000 лк при висвітленні люмінесцентними лампами і 1500 лк при висвітленні лампами розжарювання. Загальне освітлення приміщень, де встановлені верстати з ЧПК має бути 200 лк при люмінесцентному освітленні і 150 лк при лампах розжарювання.

Розміри і планування приміщень повинні забезпечувати вільний доступ до усіх вузлів і пристроїв верстатів з ЧПК під час роботи, можливість розбирання верстатів і пристроїв ЧПК під час ремонту. Ширина проходів та проїздів у цих приміщеннях повинні забезпечувати можливість транспортування складальних одиниць, пристроїв і систем верстатів. Покриття стін приміщень повинно бути матовим і забезпечувати поліпшення видимості оброблюваних металів. Наприклад, при обробці сталі, алюмінію колірний фон стін повинен бути сірий, при обробці міді, латуні, бронзи - блакитний і т. д. Верхні ділянки стін і стеля повинні бути пофарбовані в білий колір, що володіє максимально відображає здатність і тим самим збільшує освітленість.

Для захисту від зовнішніх вібраційних збурень обладнання з ЧПК необхідно монтувати на фундаменті або віброізоляційних опорах. Згідно установчого кресленням укладають на підлозі або в спеціальні канали гідророзводку від насосної станції, труби, броньовані шланги з жгутами електропроводів.

Силові шафи, тиристорні перетворювачі, пристрої й пульти ЧПК пов'язують з верстатом за допомогою відповідних роз'ємів з джгутами згідно монтажною схемою. Перед монтажем гідросистеми необхідно видалити дерев'яні заглушки з труб і штуцерів, очистити їх, а потім прокачати через них олію. Після закінчення монтажу всі гідросистеми заповнюють маслами та іншими рідинами. Відфільтроване масло заливають через батистову серветку. У ємність верстата заливають МОР, заповнюють маслом всі місця групової та індивідуальної змащення відповідно до експлуатаційної документації, після чого перевіряють герметичність трубних з'єднань.

Перед налагодженням систем верстата з ЧПК [39] необхідно оглянути електрообладнання верстата і систему ЧПК, переконатися у відсутності

ушкоджень ізоляції. Перевірити відповідність написів на обох частинах з'єднань штепсельних роз'ємів і проконтролювати їх стикування. Підтягти гвинтові з'єднання на всіх клемах силовий апаратури в шафі верстата, в тиристорних перетворювачах, пультах управління і регулювання та ін. Перевірити надійність пайки на роз'ємах, в міжблокових з'єднаннях ЧПК і блоках тиристорних перетворювачів.

Після виконання цих заходів верстат випробовують на холостому ході в налагоджувальних режимі. На холостому ході повинна бути перевірена робота кінематичних ланцюгів верстата. Якщо при цьому не будуть виявлені дефекти, що перешкоджають нормальній роботі, то приступають до налагодження і регулювання окремих блоків і пристроїв верстата з ЧПК відповідно до інструкції на налагодження верстата і пристрій ЧПК.

Після перевірки нормальної роботи всіх пристроїв і механізмів на холостому ході приступають до випробувань верстата з ЧПК під навантаженням. Тривалість випробування на холостому ході < 2 год, а при випробуванні під навантаженням < 30 хв. Після випробування під навантаженням верстат передають в експлуатацію. Через 200 год роботи слід зупинити верстат і, зробивши його огляд і промивання, заповнити маслобак та індивідуальні точки змащення новим маслом. З цього моменту верстат з ЧПК переходить на режим нормальної експлуатації.

Щоб гарантувати високу надійність складним верстатним комплексам з ЧПК, їм надається система забезпечення їх працездатності при експлуатації, що включає діагностичні та ремонтні засоби, комплекти запасних вузлів, агрегатів, елементів і т. д.

З огляду на велику складність і високу вартість верстатів з ЧПК, їх компоновально-конструктивну різноманітність, відсутність необхідного статистичного матеріалу про характер зміни вихідних параметрів, слід вважати основним завданням служби обслуговування організацію постійного спостереження за роботою верстатів з ЧПК, періодичного контролю їх вихідних параметрів і систематизацію неполадок. Ці заходи дозволяють удосконалювати

систему безвідмовності та технічного обслуговування верстатів з ЧПК. Відсутність своєчасного обслуговування та ремонту призводить до великих відхилень вихідних параметрів верстата з ЧПК, що надалі вимагає проведення більш важкого та тривалого ремонту.

Для пристроїв ЧПК та систем управління електроприводом більш доцільна система ремонту по мірі виникнення відмови. Тому для них відсутній поділ на поточні і капітальні ремонти, зникає й саме поняття капітальний ремонт.

4.2 БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.2.1 Дії населення в надзвичайних ситуаціях (пожежа)

Пожежа – це неконтрольований процес горіння, який спричиняє загибель людей та нищення матеріальних цінностей [40].

Причинами виникнення пожеж є недбала поведінка людей з вогнем, порушення правил пожежної безпеки, природні явища (блискавка, посуха). Відомо, що 90% пожеж виникає з вини людини і тільки 7 – 8% спричинені блискавками.

Під час пожежі остерігайтеся: високої температури, задимленості та загазованості, обвалу конструкцій будинків і споруд, вибухів технологічного обладнання і приладів, падіння обгорілих дерев і провалів. Небезпечно входити в зону задимлення.

Заходи щодо рятування потерпілих з палаючих будинків, та під час гасіння пожежі:

- перед тим, як увійти у приміщення, що горить, накрийтеся мокрою ковдрою, будь - яким одягом чи компактною тканиною;
- двері в задимлене приміщення відчиняйте обережно, щоб уникнути спалахування від великого притоку свіжого повітря;
- в дуже задимленому приміщенні рухайтесь рачки або пригинаючись; для захисту від чадного газу необхідно дихати через зволожену тканину; у першу чергу

рятуйте дітей, інвалідів та людей похилого віку;

— пам'ятайте, що маленькі діти від страху часто ховаються під ліжку, в шафу та забиваються у куток;

— виходити із осередку пожежі необхідно в той бік, звідки дме вітер;

— побачивши людину, на якій горить одяг, зваліть її на землю та швидко накиньте пальто, плащ або будь - яку ковдру чи покривало (бажано зволожено) і щільно притисніть до тіла, за необхідності слід викликати медичну допомогу;

— якщо загорівся ваш одяг, падайте на землю і перевертайтеся, щоб збити полум'я, ні в якому разі не біжіть — це ще більше роздмухує вогонь;

— під час гасіння пожежі використовуйте вогнегасники, пожежні гідранти, а також воду, пісок, землю, кошму, ковдри та інші засоби, пристосовані для гасіння вогню;

— бензин, гас, органічні олії та розчинники, що загорілися, гасить тільки за допомогою пристосованих видів вогнегасників, засипайте піском або ґрунтом, а якщо осередок пожежі невеликий, накрийте його азбестовим чи брезентовим покривалом, зволоженою тканиною чи одягом;

— якщо горить електричне обладнання або проводка, вимкніть рубильник, вимикач або електричні, пробки, а потім починайте гасити вогонь.

Пожежа застала вас у приміщенні:

— ви прокинулись від шуму пожежі і запаху диму, не сідайте в ліжку, а скотіться з нього прямо на підлогу;

— повзіть підлогою під хмарою диму до дверей вашого приміщення, але не відчиняйте їх відразу;

— обережно доторкніться до дверей тильним боком долоні, якщо двері не гарячі, то обережно відчиніть їх та швидко виходьте;

— якщо двері гарячі - не відчиняйте їх, дим та полум'я не дозволять вам вийти;

— щільно зачиніть двері, а всі щілини і отвори заткніть будь - якою тканиною, щоб уникнути подальшого проникнення диму, та повертайтеся рачки у глибину приміщення і вживайте заходів для порятунку;

- присядьте, глибоко вдихніть повітря, відчиніть вікно, вигляньте та кричіть: «Допоможіть, пожежа!»;
- ви не в змозі відчинити вікно — розбийте шибку твердим предметом та зверніть на себе увагу людей, які можуть викликати пожежну команду;
- якщо ви вибрались через двері, зачиніть їх і рачки рухайтесь до виходу із приміщення;
- обов'язково зачиніть за собою всі двері;
- під час пожежі заборонено користуватися ліфтами;
- якщо ви перебуваєте у висотному будинку, не біжіть вниз крізь вогонь, а користуйтеся можливістю врятуватися на даху будівлі.

У всіх випадках, якщо ви в змозі, зателефонуйте «101» і викличте пожежну команду.

ВИСНОВКИ

За результатами виконання кваліфікаційної роботи магістра зроблено наступні висновки:

1. запропоновано модернізацію конструкції шпиндельної бабки верстата із застосуванням CAD-технологій з метою підвищення технологічних можливостей шпиндельного вузла;
2. проведено аналітичне дослідження динамічних характеристик шпиндельного вузла;
3. конструктивні параметри вала шпинделя задовольняють вимоги, які висунуті до таких вузлів верстата;
4. розрахункові параметри податливості та жорсткості при заданих умовах навантаження в повній мірі відповідають умовам забезпечення працездатності для шпиндельного вузла;
5. здійснено дослідження напружено-деформованого стану конструкції шпиндельного 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 шпиндельного вала придатна до роботи;
6. виконані аналітичні розрахунки підтвердженні результатами автоматизованого аналізу методом скінченних елементів в середовищі Solid Works;
7. найбільші сумарні переміщення в зоні передачі навантаження на вал шпинделя не перевищують $4,8 \cdot 10^{-3}$ мм, що свідчить про велику крутильну жорсткість вала шпинделя;
8. статичні деформації у зоні кріплення елементів передачі навантаження на вал шпинделя не перевищують $6,2 \cdot 10^{-6}$ мм, що свідчить про значне перевищення діаметральних розмірів у порівнянні із мінімально допустимими.

Перелік посилань:

1. Струтинський В.Б. Математичне моделювання процесів та систем механіки: підручник. / В.Б. Струтинський – Житомир, ЖИТІ, 2001. 612 с.
2. Крупа В. В. Теорія технічних систем: особливості побудови, створення та розвитку : навч. посіб. Тернопіль : ФОП Осадця, 2023. 308 с.
3. Кобельник В.Р, Кривий П.Д. Жорсткість вертикально-свердлильних верстатів. *Вісник ЖДТУ. Технічні науки.* : Житомир : ЖДТУ, 2007. Вип. № 1 (40). – С. 34–40.
4. Паливода Ю. Є. Інструментальні матеріали, режими різання, технічне нормування механічної обробки : навчально-методичний посібник / Паливода Ю.Є., Дячун А.Є., Лещук Р.Я. – Тернопіль : Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, 2019. 240 с.
5. Кузнецов Ю. М., Скляр Р. А. Прогнозування розвитку технічних систем: навч. посібник / Ю. М. Кузнецов, Р. А. Скляр; під ред. Ю. М. Кузнецова. – Київ : ТОВ «ЗМОК» – ПП «ГНОЗІС», 2004. 323 с.
6. Крижанівський В. А., Кузнецов Ю. М., Скляр Р. А. Сучасний стан, прогнозування і перспективи розвитку верстатів з паралельною кінематикою. *Наукові праці ЖДТУ.-Житомир, 2005.- №6(1).* – С. 320-334.
7. Кузнецов Ю. М., Скляр Р. А. Формалізований опис шпиндельного вузла як основної компоненти багатшпиндельного токарного автомата. *Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем : зб. наук. праць.* - Краматорськ : ДДМА, 2009. - Вип. 25. – С. 139-146
8. Скляр Р., Шанайда В. Розробка критеріальних оцінок для аналізу компоновок верстатів з паралельною кінематикою. *Матеріали XIX наукової конференції ТНТУ ім. Ів. Пулюя, 18-19 травня 2016 року* – Т. : ТНТУ, 2016 – С. 74.
9. Скляр Р. А., Шанайда В. В. Прогнозування технічних характеристик металорізальних верстатів з використанням нейронних мереж. *Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку. Матеріали XXIII Міжнародної науково-технічної конференції 28 – 31 травня 2025 року / за заг. ред. В. Д. Ковальова.* – Краматорськ-Тернопіль-Свалява: ДДМА, 2025. – С. 252.
10. Струтинський В.Б. Багатокритеріальна оптимізація компоновок шпиндельних вузлів металорізальних верстатів на опорах кочення / В.Б.Струтинський, В.М.Чуприна. *Системи озброєння і військова техніка.* – 2016. – № 3(47). – С. 106-111.
11. Орищук Р.М., Чернявський І.В., Шанайда В.В. Дослідження точності позиціонування деталей різної геометричної форми у верстатних механізмах

- кріплення і силової фіксації. *Машинобудування очима молодих: прогресивні ідеї – наука – виробництво : матеріали XIX Міжнародної науково-практичної конференції (м. Суми, 25–26 листопада 2020 року) / редкол.: В. О. Залога, О. В. Івченко. – Суми : Сумський державний університет, 2020. – 183 с. - С.63-66*
12. Дослідження розсіювання величин подач токарних верстатів в імовірнісному аспекті / В. В. Крупа та ін. *Вісник Херсонського національного технічного університету*. 2023. № 4(83). С. 16–28. URL: <https://doi.org/10.35546/kntu2078-4481.2022.4.2>
 13. Кобельник В.Р. Підвищення ефективності процесу свердління наскрізних отворів регулюванням подачі: дис. канд. техн. наук: 05.03.01: Терноп. нац. техн. ун-т ім. Івана Пулюя. Т., 2013. 21 с.
 14. Кривий П.Д., Кобельник В.Р. Конструкторсько-технологічне забезпечення процесу свердління наскрізних отворів. *Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем : зб. наук. праць. : Краматорськ, 2011. Вип. № 28. – С. 77–85.*
 15. V. Krupa et al. Improved Method for Determining the Feed Influence on the Tangential Cutting Force During Re-drilling, Countersinking and Boring Based on the Small Sample Theory. *Periodica Polytechnica Mechanical Engineering*. 2024. URL: <https://doi.org/10.3311/ppme.29952> (date of access: 12.07.2025).
 16. Кобельник В.Р., Кривий П.Д. Методика дослідження кінематичної точності механізму подач вертикально-свердлильних верстатів на прикладі верстата моделі 2Н118. *Процеси механічної обробки в машинобудуванні : зб. наук. праць. : Житомир : ЖДТУ, 2010. Вип. 8. – С. 99–108.*
 17. Кривий П.Д. Підвищення продуктивності процесу і якості плоскої поверхні сформованої комбінаційним торцевим фрезеруванням / Кривий П.Д., Кобельник В.Р., Крупа В.В., Мимрик Н.П. *Вісник Донбаської державної машинобудівної академії : збірник наукових праць. – Краматорськ : ДДМА, 2019. – № 3 (47). – / Галузь науки: технічні - С.199 - 206.*
 18. Кривий П.Д., Кобельник В.Р. Конструкторсько-технологічне забезпечення зменшення задирок при наскрізному свердлінні. *Всеукраїнська молодіжна конференція «Машинобудування України очима молодих : прогресивні ідеї – наука – виробництво, 22 – 25 жовтня 2012 р.: тези допов. : К. : КПІ, 2012. Том 1. – С. 71–73.*
 19. Кобельник В.Р. Ефективність керованого процесу свердління наскрізних отворів шляхом забезпечення зміни подачі. *Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем : зб. наук. праць.: Краматорськ, 2012. – Вип. № 31. – С. 47–56.*

20. Дослідження розсіювання величин подач токарних верстатів в імовірнісному аспекті / В. В. Крупа та ін. *Вісник Херсонського національного технічного університету*. 2023. № 4(83). С. 16–28. URL: <https://doi.org/10.35546/kntu2078-4481.2022.4.2>
21. Кобельник В. Р. Методика дослідження кінематичної точності механізму подач вертикально-свердлильних верстатів на прикладі верстата моделі 2Н118 / В. Р. Кобельник, П. Д. Кривий // *Процеси механічної обробки в машинобудуванні : зб. наук. праць. – Житомир : ЖДТУ, 2010. – Вип. 8. – С. 99–108.*
22. А. Вовкотруб, В. Шанайда. Аналіз особливостей роботи приводу головного руху верстата/А. Вовкотруб, В. Шанайда // *Актуальні задачі сучасних технологій : зб. тез доповідей XII міжнар. наук.-практ. конф. Молодих учених та студентів, (Тернопіль, 6-7 грудня 2023) / М-во освіти і науки України, Терн. націон. техн. ун-т ім. І. Пулюя [та ін.]. – Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2023. – 497. – С. 35–36.*
23. Склярів Р. А., Шанайда В. В., Савчук М. А. Дослідження перехідних процесів електропривода металорізального верстата з використанням інформаційних технологій / Р. Склярів, В. Шанайда, М. Савчук. *Вісник ТНТУ*. – 2011. – Том 16. – № 1. – С.117-125.
24. Volodymyr Shanaida, Ruslan Skliarov, Valeriy Lazaryuk. Mathematical models for the analysis of the parameters of channels in the planning of mechanical processing and welding operations. *Proceedings ITTAP'2023: 3rd International Workshop on Information Technologies: Theoretical and Applied Problems, November 22–24, 2023, Ternopil, Ukraine, Opole, Poland. 2023, 3628, pp. 43–54.* <https://ceur-ws.org/Vol-3628/paper12.pdf>
25. Кобельник В.Р, Крупа В.В., Тимошенко Н.М. Використання методу ітерацій для дослідження точності подач металорізальних верстатів. *Машинобудування очима молодих: прогресивні ідеї : наука : виробництво: тези допов. : Краматорськ: ДДМА, 2018. –С. 78-80.*
26. Кривий П. Д. Конструкторсько-технологічне забезпечення підвищеної якості згортих втулок : монографія / Кривий П. Д., Сенік А. А. – Тернопіль : Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, 2019. 232 с. <http://elartu.tntu.edu.ua/handle/lib/27951>
27. Склярів Р., Шанайда В. Використання багатофункціонального пакету MathCad при прогнозуванні параметрів металорізальних верстатів. *Збірник тез доповідей XVI наукової конференції Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя*. Т.: ТНТУ, 2012. С. 69.
28. Кривий П. Д., Кобельник В. Р., Кузьмін М.І. Про характер зміни подачі при виході інструменту із тіла заготовки в процесі свердління наскрізних отворів. *Вісник ТНТУ : Науковий журнал.*: Тернопіль : ТНТУ, 2012. № 4 (68). С. 114–127.

29. Кривий П.Д., Тимошенко Н.М., Дзюра В.О., Кобельник В.Р. Уточнений метод апіорно-емпіричних функцій визначення закону розподілу та його характеристик на основі малої вибірки. *Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції „Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій“ до 60-річчя з дня заснування Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя та 175-річчя з дня народження Івана Пулюя, 14-15 травня 2020 року.*: ТНТУ, 2020. С. 132–133.
30. Герасимчук Г. А., Склярів Р. А., Шанайда В. В. Розробка математичної моделі та дослідження складних профільних з'єднань у спеціалізованих пакетах комп'ютерного моделювання. *Міжвузівський збірник «Наукові нотатки»*. 2013. № 42. С. 75–80.
31. Шанайда В. В. Пакет MathCAD в інженерних розрахунках. Тернопіль : Вид-во ТДТУ, 2001. 163 с.
32. Ворошук В. Я., Вітенько Т. М. Інжиніринг та 3D моделювання в середовищі SolidWorks. Навчальний посібник. 2023. 164 с.
33. Shanaida, V., Lazaryuk, V., Skliarov, R. Software module for project analysis in mechanical processing and welding of frame structures. *CEUR Workshop Proceedings*, 2024, 3896, pp. 532-539. <https://ceur-ws.org/Vol-3896/short12.pdf>
34. Довбуш Т.А. Опір матеріалів: навчальний посібник до виконання розрахунково-графічних робіт і самостійної роботи / Т.А. Довбуш, Н.І. Хомик, А.В. Бабій, Г.Б. Цьонь, А.Д. Довбуш. Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2022. 220 с.
35. Гевко Р.Б., Хомик Н.І., Жаровський О.С., Довбуш Т.А. Деталі машин та основи автоматизованого конструювання: навчальний посібник до лабораторних робіт Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2021. 256 с.
36. Ковбашин В. І., Пік А. І. Інженерна графіка : навч. посіб. м. Тернопіль : Підруч. і посіб., 2023. 240 с.
37. Ізгородін В.А. Охорона праці на підприємстві. Практичний посібник з розробки та ведення документації. Ізгородін В.А.+CD диск. Видання 3-є перероблене і доповнене. В-во ФОРТ, 2019. 457 с.
38. Вимоги безпеки при експлуатації верстатів з ЧПУ. Електронний ресурс: <http://um.co.ua/3/3-7/3-7425.html> (оновлено 27.08.2025 р.)
39. Севостьянов І. В. Експлуатація та обслуговування машин. Навчальний посібник. – Вінниця: ВНТУ, 2006. 127 с.
40. Стручок В.С. Безпека в надзвичайних ситуаціях: Методичний посібник . Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2022. – 156 с.