

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
ім. ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»
НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ МЕХАНІКО-МАШИНОБУДІВНИЙ ІНСТИТУТ
КАФЕДРА КОНСТРУЮВАННЯ МАШИН

До захисту допущено

Завідувач кафедри

Юрій ДАНИЛЬЧЕНКО

(підпис) (ініціали, прізвище)

“ ” 2022 р.

Дипломний проект

на здобуття ступеня бакалавра

зі спеціальності 131 Прикладна механіка

на тему **Інструментальне оснащення для позиціювання різця в
мікрометричному діапазоні**

Виконав студент групи

IV курсу, групи МВ-92

Стожаров Євген Олегович

(прізвище ім'я по батькові)

(підпис)

Керівник проекту

Д.т.н., професор Шевченко О.В

(вчена ступінь та звання, прізвище, ініціали)

(підпис)

КОНСУЛЬТАНТИ:

РЕЦЕНЗЕНТ:

(посада, наукова ступінь, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)

(підпис)

Засвідчую, що у цьому дипломному проекті
немає запозичень з праць інших авторів без
відповідних посилань.

Студент _____
(підпис)

Київ - 2022

№ з/п	Формат	Позначення	Найменування	Кількість листів	Примітка
1	A4		Завдання на дипломний проект		
2	A4	МВ9213.ДПБ000.000.00	Пояснювальна записка		
3	A1		Патентно-інформаційний пошук		Плакат
4	A1		Методика та результати досліджень статичних характеристик пристрою малих переміщень		Плакат
5	A1		Дослідження залежності жорсткості конструкції інструментального оснащення від ширини деталі		Плакат
6	A1	МВ9213.ДПБ400.100	Кінематична схема різцетримача		Плакат
7	A1	МВ9213.ДПБ400.101	Загальний вигляд		
8	A1	МВ9213.ДПБ400.102	Суппорт		
9	A1	МВ9213.ДПБ400.103	Суппорт		
10	A1	МВ9213.ДПБ400.104	Шпиндельна бабка		

				МВ9213ДПБ 000.000.00		
	ПБ	Підп.	Дата			
Розробн.	Стожаров Є.О.			Відомість дипломного проекту	Лист	Листів
Керівн.	Шевченко О.В.					
Консульт.					КПІ ім. Ігоря Сікорського, ННММІ,КМ, гр.МВ-92	
Н/контр.						
Зав.каф.						

**Пояснювальна записка
до дипломного проекту**

на тему: Інструментальне оснащення для позиціонування різця в
мікрометричному діапазоні

Київ – 2022 року

Національний технічний університет України
“Київський політехнічний інститут
ім. Ігоря Сікорського”
Механіко-машинобудівний інститут
Кафедра конструювання машин

Рівень вищої освіти _____ перший (бакалаврський) _____

Спеціальність _____ **131 «Прикладна механіка»** _____
(код і назва)

Освітньо-професійна програма _____ **«Технології комп'ютерного**
конструювання верстатів, роботів та машин» _____

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
Юрій ДАНИЛЬЧЕНКО
(підпис) (ініціали, прізвище)
“ _____ ” _____ 2023 р.

З А В Д А Н Н Я
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ СТУДЕНТУ

Стожаров Євген Олегович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту **Інструментальне оснащення для позиціювання різця в мікрометричному діапазоні**

керівник проекту Шевченко О.В., д.т.н., професор

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

затверджені наказом по університету від “ _____ ” _____ **2023 року** № _____

2. Термін подання студентом проекту червень 2023

3. Початкові дані до проекту: основні технічні характеристики токарно-револьверного верстата з ЧПК, розрахунки основних вузлів верстата, розробка спеціального інструментального оснащення для позиціювання різця в мікрометричному діапазоні. _____

4. Зміст пояснювальної записки: 1. Огляд та аналіз відомих методів та засобів для мікрорегулюванням різців при токарній обробці. 2. Технічний опис токарно-револьверного верстата з ЧПК. 3 Розрахунки базових вузлів верстата. 4. Розробка конструкції спеціального інструментального оснащення для позиціювання різця в мікрометричному діапазоні. _____

		Стожаров Є.О.			МВ9213.ДПБ000.000.00	Аркуш
		Шевченко О.В.				
Змн.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		3

5. Перелік графічного матеріалу (із зазначенням обов'язкових креслеників, плакатів, презентацій тощо): 1. Огляд відомих методів та пристроїв для позиціонування різця в мікрометричному діапазоні (плакат). 2. Загальний вид верстата. 3. Шпіндельний вузол. 4. Револьверний супорт. 6. Результати розробки спеціального інструментального оснащення для мікрорегулювання положення різця (плакат).

6. Консультанти розділів проекту

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів виконання дипломного проекту	Строк виконання етапів проекту	Примітка
1	Аналіз відомих методів та засобів для мікрорегулюванням різців при токарній обробці	Жовтень 2022	
2	Ознайомлення з технічним описом та конструкцією токарно-револьверного верстата з ЧПК.	Грудень 2022 Січень 2023	
3	Розрахунки базових вузлів верстата	Березень 2023	
4	Розробка конструкції спеціального інструментального оснащення	Квітень 2023	
5	Розрахунки параметрів інструментального оснащення	Травень 2023	
6	Оформлення результатів роботи	Червень 2023	
7			

Студент _____ **Стожаров Є.О.**
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник проекту _____ **Олександр ШЕВЧЕНКО**

		Стожаров Є.О.			МВ9213.ДПБ000.000.00	Аркуш
		Шевченко О.В.				4
Змн.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Зміст

Вступ.....	7
1. Проблематика мікрорегулювання	8
1.1. Проблема мікрорегулювання положення різця при токарній обробці консольним інструментом.....	8
2.Огляд та аналіз відомих методів та засобів для мікрорегулюванням різців при токарній обробці	12
2.1Серійні варіанти	12
2.1.1Розточувальні головки FBH з мікрорегулюванням для чистової обробки.....	12
2.2. Пострадянські патенти	13
2.2.1 Прилад руху образця №2377620.....	13
2.2.2. Пристрій позиціонування і привід обертання для нього	15
2.3. Іноземні патенти.....	19
2.3.1 Тримач інструмента з регулюванням нахилу з трьома ступенями свободи для чотирьох осьового верстата.....	19
2.3.2 Пристрій для регулювання положення пристрою відносно фундаменту в процесі вирівнювання валу	21
2.3.3 П'єзоелектричний привод з двома ступенями свободи, що роз'єднує легку поворотну платформу.....	22
2.3.4 Ступінчасте обладнання з малими переміщеннями	25
3. Технічний опис токарно-револьверного верстата з ЧПК 1В340Ф30.	27
3.1 Застосування токарно-револьверних верстатів та їхнє призначення	31
3.2. Технологічні можливості токарно-револьверних верстатів	32
3.3 Основні технічні характеристики верстата	33
4. Розрахунки базових вузлів верстата.	36
4.1 Розрахунок жорсткості шпиндельного вузла на консолі.....	37
4.2 Розрахунок швидкохідності шпиндельного вузла.....	38
4.3. Розрахунок зусилля затяжки револьверної головки.....	40
4.4. Розрахунок високомоментних двигунів приводів подач	43

5. Розробка конструкції спеціального інструментального оснащення для позиціювання різця в мікрометричному діапазоні	52
5.1 Методика та результати досліджень статичних характеристик пристрою малих переміщень	52
5.2 Аналіз жорсткості	53
5.3 Аналіз залежності переміщення різця від зусилля гвинта.....	56
5.4. Оптимізація ширини конструкції	60
Висновки	66
Посилання	67

		Стожаров Є.О.			МВ9213.ДПБ000.000.00	Аркуш
		Шевченко О.В.				
Змн.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		6

Вступ

Малі переміщення в металорізальних верстатах використовуються для коригування похибок, що виникають у процесі технологічної обробки через теплові та пружні деформації, динамічні навантаження на холостих ходах та під час різання, зміни розмірного настроювання верстата тощо.

Проте спроби вирішити проблему малих переміщень за допомогою традиційних електромеханічних систем стикаються зі значними технічними труднощами. При роботі з мікропереміщеннями та на наднизьких швидкостях електромашинні виконавчі пристрої постійного і змінного струму працюють в нестійких режимах, що призводить до нерегулярних коливань об'єкту позиціонування в напрямку руху. Крім того, нелінійності кінематичних передач (люфти, сухе тертя, зони нечутливості тощо) мають істотний вплив, який не можна ігнорувати в таких умовах. Навіть у найкращих шарико-гвинтових передачах повторюваність при позиціонуванні досягається з похибкою від десятих частин до одиниць мікрометрів. Тому можна зробити висновок, що традиційні електромашинні виконавчі пристрої позиціонування вичерпали свої можливості, і є необхідність переходу до нових конструктивних рішень, що дозволять долати зазначені недоліки.

Подолавши в проблеми проектування фізичної системи, динамічна модель запропонована система нанопозиціонування створена та перевірена за допомогою ідентифікація системи. Зокрема, динамічні нелінійності пов'язані з великими зсувами вигину визначено механізми та пов'язані з цим проблеми контролю. Фізична система виготовлена, зібрана та перевірена для підтвердження його одночасний великий діапазон і нанометричний рух можливості. Попередні результати випробувань замкнутого циклу, які висвітлити потенційні, а також очікувані виклики, пов'язані з цим з цією новою конфігурацією дизайну.

		Стожаров Є.О.			МВ9213.ДПБ000.000.00	Аркуш
		Шевченко О.В.				
Змн.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		7

1. Проблематика мікрорегулювання

1.1. Проблема мікрорегулювання положення різця при токарній обробці консольним інструментом

Незважаючи на високу точність виготовлення токарних верстатів, обробка деталей на них без попереднього переналагодження не досягає точності вище 9—11 квалітетів. Операторам необхідно виконувати розмірне налагодження технологічної системи верстата, що може займати до 80% часу поза циклом роботи.

При використанні верстатів з пристроєм підналагодження під час обробки, відбувається постійне або періодичне вимірювання розмірів деталей, і на основі цих вимірювань задається команда для корекції положення різця відносно розмірного налагодження верстата. Це дозволяє підтримувати розміри деталей в необхідних межах. Важливість автоматичних або ручних пристроїв підналагодження зростає зі збільшенням вимог до точності обробки.

У гнучкому автоматизованому виробництві часто використовуються замкнуті системи автоматичного управління, які адаптивно реагують на поточну інформацію про процеси, що відбуваються. Це дозволяє досягти необхідної точності і високої продуктивності, забезпечити надійну і безперервну роботу верстата без втручання людини, а також скоротити час, потрібний для програмування за мінімальною вихідною інформацією. Такі верстати оснащені пристроями для контролю розмірів деталей, стану ріжучого інструменту, навантаження на приводи, контролю і стабілізації теплового режиму та іншими, а також автоматичними пристроями для підналагодки ріжучого інструменту та його заміни.

У випадку обробки деталей з важкозрізувальних матеріалів або використання ненадійного або недостатньо жорсткого ріжучого інструменту, безперервна автоматична робота верстата протягом тривалого часу може бути забезпечена лише за допомогою адаптивного управління. ЧПУ-верстати з регульованою подачею та головним рухом дозволяють реалізувати адаптивне управління без великих витрат.

		Стожаров Є.О.			МВ9213.ДПБ000.000.00	Аркуш
		Шевченко О.В.				
Змн.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		8

Таким чином, підвищення точності та продуктивності обробки деталей на токарних верстатах є одним із основних завдань сучасного машинобудування, і пошук додаткових шляхів для досягнення цих цілей є актуальною проблемою в технології машинобудування.

Серед розточувальних верстатів можна виділити певні типи, в яких корекція положення ріжучого інструменту під час обробки не може бути здійснена за допомогою приводу подачі. Це стосується, наприклад, алмазно-розточних верстатів. Експлуатація таких верстатів пов'язана з певними проблемами, такими як тривале збереження запасу точності верстатів, складна та часо- та працезатратна процедура налагодження, потреба у високій кваліфікації наладчиків і операторів верстатів, обмеження на розсіювання параметрів заготовок і якості ріжучого інструменту, а також додаткові операції при обробці важливих поверхонь.

Для цих верстатів необхідно розробляти додаткові пристрої, які здатні працювати в мікрометричному діапазоні та забезпечувати механізми мікрометричного регулювання положення ріжучого інструменту. Оскільки звичайні передачі, такі як гвинт-гайка або сили тертя, не забезпечують достатню точність позиціонування в мікрометричному діапазоні через свою кінематичну похибку та стрибкоподібний рух, потрібно застосовувати інші принципи для досягнення точного позиціонування. Одна з головних проблем полягає у забезпеченні мікропереміщень при необхідній жорсткості передачі.

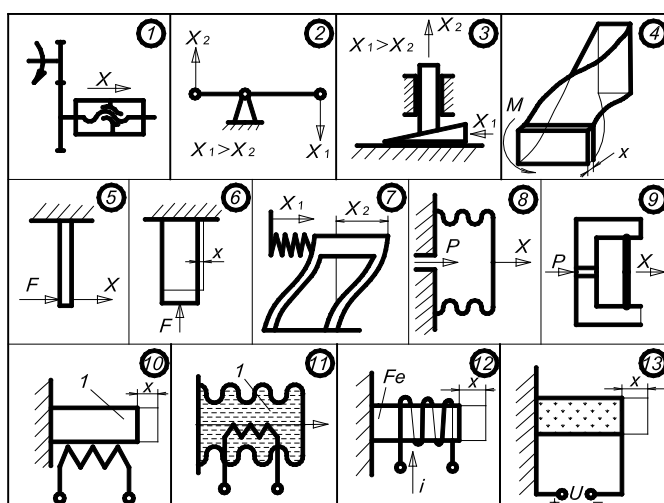


Рис.1.1. Основні принципи отримання мікропереміщень

Принципи, на яких можуть бути побудовані пристрої мікропереміщень представлені на рис.1.5., де:

- 1 – передача гвинт-гайка з редуктором;
- 2 – ричаг;
- 3 – клин;
- 4 – пружний елемент;
- 5 – пружний елемент, працюючий на згинання;
- 6 – пружний елемент з поперечним розширенням при поздовжньому стисненні;
- 7 – передавальний механізм з послідовно з'єднаних пружних елементів з меншою або більшою жорсткістю, у якому дія малої сили на більшому шляху X_1 викликає мале переміщення X_2 жорсткого елемента;
- 8 – сильфон, що подовжується пропорційно до величини підведеного тиску;
- 9 – мембрана, що деформується при подачі тиску;
- 10 – стержень, що деформується під впливом електричного струму;
- 11 – стержень, що заповнений рідиною з електронагріванням;
- 12 – стержень, що деформується при зміні магнітного поля поля;
- 13 – стержень, що деформується під дією електричної напруги.

Недоліками механізмів, які застосовують принципи 1,2,3, є зовнішнє тертя та зазори у передачах, що призводять до стрибків та "мертвих ходів" при зміні напрямку руху. У механізмах, що використовують принципи 4—13, ці недоліки відсутні, і вони здатні забезпечити точне переміщення в мікрометричному діапазоні.

Також можливе застосування комбінованих засобів мікрорегулювання.

Основні вимоги до механізмів мікрорегулювання різців включають:

- лінійну залежність між переміщенням вершини інструмента та вхідною силою привода;
- позиціювання інструмента відносно деталі;
- можливість обробки зовнішніх та внутрішніх поверхонь.

		Стожаров Є.О.			МВ9213.ДПБ000.000.00	Аркуш
		Шевченко О.В.				
Змн.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		10

При створенні різцетримачів з механізмами підналагодження для досягнення точного позиціонування різця рекомендується дотримуватися наступних конструктивних рекомендацій:

- Використання пружних елементів та шарнірів у приводі підналагодження для усунення зазорів та фрикційних контактів у з'єднаннях, що впливають на точність позиціонування інструментів.
- Мінімізація передатного відношення в останній передачі від приводного елемента до різця для зменшення впливу похибок позиціонування різця і вимог до точності привода.
- Забезпечення лінійної залежності між переміщеннями приводного елемента та вершиною різця та зведення гістерезису до мінімуму при зміні напрямку підналагодження за допомогою пружних елементів, які відновлюють свою форму як під час підналагодження, так і під час обробки деталі

		Стожаров Е.О.			МВ9213.ДПБ000.000.00	Аркуш
		Шевченко О.В.				
Змн.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		11

2.Огляд та аналіз відомих методів та засобів для мікрорегулюванням різців при токарній обробці

Виконавши пошук відомих методів мікрорегулювання мною було виявлено що засоби мікрорегулювання саме різців не є досить поширеними, із серійних зразків у відкритому доступі було знайдено лише розробки компанії Derek Tool[1], а також декілька зарубіжних та пострадянських патентів.

2.1Серійні варіанти

2.1.1Розточувальні головки FBH з мікрорегулюванням для чистової обробки

Розточувальні головки FBH мають наступні параметри:

Діапазон діаметрів від 29-38мм у моделі DCK2-FBH25-M до 110-150мм у DCK6-FBH80-BMB[1]

Мінімальний крок складає 0.002 мм

Довжина головки від 44 до 101 мм

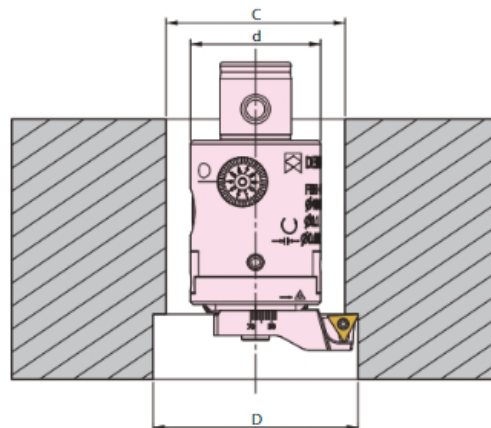


Рис.2 Схема розточувальної головки

де С – мінімальний діаметр отвору через який головка переміщується в зону обробки;

D – діаметр розточки з обратною подачею;

d – діаметр корпусу розточної головки.

		Стожаров Є.О.			МВ9213.ДПБ000.000.00	Аркуш
		Шевченко О.В.				12
Змн.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2. Пострадянські патенти

2.2.1 Прилад руху образця №2377620

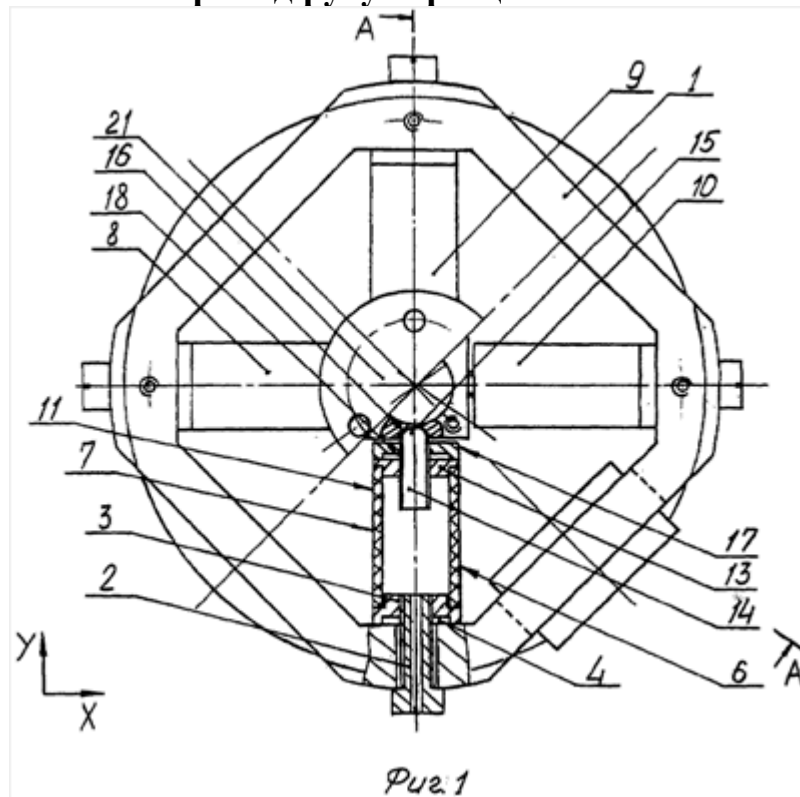


Рис.2.2.1 Схема виробу[2]

Винахід відноситься до нанотехнології, а більш конкретно до пристроїв, що забезпечують переміщення зразка за трьома координатами (X, Y, Z). Наприклад, пристрій може бути використаний для переміщення зразків, утримувачів зразків та інших елементів у скануючій зондовій мікроскопії.

Відомий координатний стіл, що складається з основи, каретки та напрямних з роликами, розташованих уздовж координат X, Y.

Перший недолік зазначеного пристрою полягає у неможливості швидкого зняття каретки з платформи, що ускладнює заміну зразка. Другий недолік пов'язаний зі складністю конструкції напрямних з роликами, що не дозволяє створити компактний пристрій. Третім недоліком є можливість переміщення каретки по третій координаті Z. Четвертий недолік полягає у неможливості точного повторення установки каретки.

Відомий координатний стіл, де платформа та каретка виконані у вигляді однієї деталі, а напрямними по координатах X та Y є тонкі перемички у вигляді плоских пружин.

Недоліками цього пристрою є неможливість зняття каретки з платформи, малий хід координатного столу і відсутність можливості переміщення каретки по третій координаті Z .

Відомий координатний стіл, що містить платформу, на якій за допомогою чотирьох плоских пружин закріплена перша каретка з можливістю переміщення по першій координаті X . У середині першої каретки, також за допомогою чотирьох плоских пружин, закріплена друга каретка з можливістю переміщення по другій координаті Y , перпендикулярній координаті X . Перша і друга каретки розташовані з можливістю взаємодії з першим та другим п'єзоприводами, закріпленими на платформі координатного столу. Положення кареток зафіксовані першим та другим пружинними упорами, також закріпленими на платформі.

Першим недоліком цього пристрою є малий хід кареток координатного столу, пов'язаний з використанням п'єзоприводів. Другий недолік полягає в неможливості зняття кареток, наприклад, для заміни зразка, що буває необхідним при використанні координатного столу в складних технологічних пристроях, наприклад, скандуючих зондових мікроскопах (СЗМ). Третій недолік полягає у відсутності можливості переміщення каретки по третій координаті Z . Четвертий недолік пов'язаний із неможливістю розвороту другої каретки.

Зазначений пристрій вибрано як прототип запропонованого рішення.

Завданням винаходу є створення пристрою зсуву зразка, що дозволяє використовувати його, наприклад, у скануючій зондовій мікроскопії для переміщення зразків у широкому діапазоні по трьох координатах з можливістю швидкої заміни зразків при жорсткому кріпленні їх до каретки і прецизійної повторюваності позиції каретки зі зразком при її установці.

Технічний результат винаходу полягає у розширенні функціональних можливостей запропонованого пристрою.

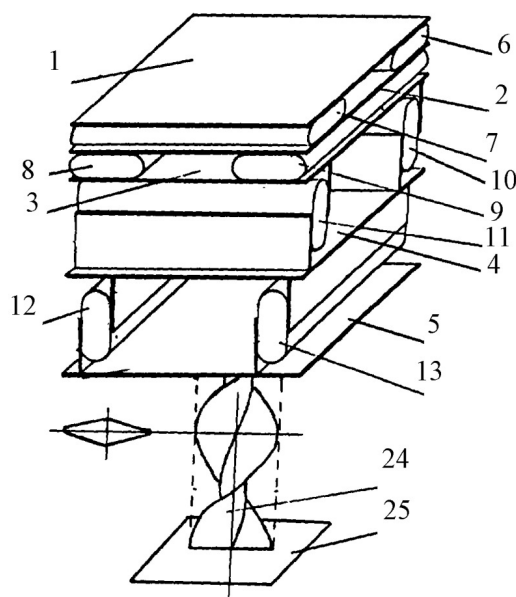
		Стожаров Є.О.			МВ9213.ДПБ000.000.00	Аркуш
		Шевченко О.В.				
Змн.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		14

Зазначений технічний результат досягається тим, що пристрій зсуву зразка, що містить корпус, на якому за допомогою перших напрямних встановлена перша каретка з іншими напрямними, закріплені перший і другий п'єзоприводи, пов'язані з першою кареткою, і другу каретку з власником зразка, встановлену за допомогою інших напрямних на першій каретці, введені третій або третій і четвертий п'єзоприводи, закріплені на корпусі та пов'язані з першою кареткою, при цьому перший, другий, третій і четвертий п'єзоприводи виконані у вигляді секційованих: п'єзотрубок, поздовжні осі яких розташовані в одній площині під кутами один до одного відповідно 120° і 90° , першими кінцями пов'язаних з корпусом, а другим кінцями - з першою кареткою за допомогою шарнірів і являють собою перші напрямні, при цьому друга каретка встановлена на першій каретці з можливістю знімання з неї.

Можливий варіант, у якому п'єзоприводи закріплені на корпусі за допомогою перших боби з вибірками.

Існує також варіант, у якому кожен шарнір виконаний у вигляді з'єднаних гвинтом другої бобишки і гайки з пониженням по осі, виготовленої з пружинного матеріалу і має осьову жорсткість менше фрагмента гвинта, розташованого в зниженні між бобишкою і гайкою.

2.2.2. Пристрій позиціонування і привід обертання для нього



Фиг. 1

Рис.2.2.2 Схема виробу[3]

		Стожаров Е.О.			МВ9213.ДПБ000.000.00	Аркуш 15
		Шевченко О.В.				
Змн.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Винахід відноситься до допоміжних пристроїв для електронних мікроскопів і може бути використане як координатний стіл при роботі з іншими контрольно-вимірювальними або технологічними приладами, що вимагають точного позиціонування об'єкта дослідження.

Відомі пристрої позиціонування, виконані на основі п'єзоелектричних приводів (DE 3833091 A1, G 12 B 5/00, 05.04.1990; EP 0149017 A2, G 02 B 21/26, 24.07.1985).

Недоліки відомих пристроїв пов'язані з малим числом ступенів свободи, що забезпечуються при регулюванні розташування об'єкта дослідження. Крім того, п'єзоелектричний принцип позиціонування визначає генерацію електромагнітних перешкод, що є вкрай небажаним при окремих дослідженнях та технологічних процесах.

Відомо шестикоординатний пристрій позиціонування для електронного мікроскопа, що містить основу, п'ять встановлених одна над одною горизонтальних платформ, верхня з яких є предметним столиком, а також пов'язані з відповідними платформами приводи лінійного переміщення та привод обертального переміщення, виконані з використанням кульок, пружних опор, шарнір зв'язків, а також механізмів з гнучкими ланками (UA 2160884 C1, G 01 5/00, 20.12.2000).

Недолік зазначеного пристрою визначається невисокою надійністю роботи, обмеженим терміном служби та суттєвою складністю налаштування, які зумовлені неякісними приводами.

Найбільш близьким до запропонованого є пристрій позиціонування на основі гідравлічного приводу, що містить дві паралельні платформи і привід вертикального переміщення, що включає розміщену між платформами трубку у вигляді тора, що пружно деформується під дією тиску енергоносія, і засіб створення тиску (DE 3427213 A1, G 02 / 26, 30.01.1986). Цей пристрій дозволяє варіювати параметри позиціонування лише у вертикальному напрямку.

Технічним результатом є створення пристрою, що дозволяє забезпечити позиціонування в будь-якому необхідному напрямку при забезпеченні його високої точності.

Технічний результат досягається тим, що в пристрої позиціонування, що містить дві паралельні платформи і привід переміщення, включає

		Стожаров Є.О.			МВ9213.ДПБ000.000.00	Аркуш
		Шевченко О.В.				
Змн.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		16

розміщену між платформами трубку, пружно деформується під дією тиску енергоносія, і засіб створення тиску, привід переміщення додатково включає розміщену між платформами другу трубку, аналогічну зазначеній трубці, обидві трубки виконані прямолінійними овального перерізу і розміщені так, що їх поздовжні осі паралельні, а кожна пов'язана з обома платформами в зонах своїх утворюючих, що лежать у площині малих осей поперечних їх перерізів.

Досягнення технічного результату сприяють окремі варіанти виконання пристрою.

У пристрої за першим варіантом трубки приводу переміщення розміщені з орієнтуванням великих осей поперечних перерізів паралельно зазначеним першої і другої платформ з можливістю забезпечення зміни відстані між платформами при одночасному створенні тиску в обох трубках і забезпечення повороту однієї з платформ навколо осі, паралельної осям трубок, в обидві сторони при створенні тиску в одній із трубок, а привід переміщення є приводом вертикального переміщення та/або повороту.

Цей пристрій може бути забезпечений третьою платформою та другим приводом вертикального переміщення та/або повороту, виконаним аналогічно першому зазначеному приводу, трубки другого зазначеного приводу розміщені між другою та третьою платформою так, що їх поздовжні осі перпендикулярні до осей трубок першого зазначеного приводу.

Крім того, воно також може бути забезпечене першою додатковою платформою і приводом горизонтального переміщення, що включає трубки, що пружно деформуються під дію тиску енергоносія, розміщені між однією з крайніх із зазначених двох або трьох платформ і першою додатковою платформою з орієнтуванням малих осей поперечних перерізів паралельно зазначеним платформам та пов'язані з відповідними платформами за допомогою наявних на цих платформах перпендикулярних до них виступів з можливістю плоскопаралельного переміщення цих платформ один щодо одного при одночасному створенні тиску в обох цих трубках.

Працює пристрій в такий спосіб.

Перед початком дослідження якогось об'єкта електронним мікроскопом виконують експериментальне градуювання позиціонуючого пристрою, а також градуювання з урахуванням температурних розширень.

		Стожаров Е.О.			МВ9213.ДПБ000.000.00	Аркуш
		Шевченко О.В.				
Змн.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		17

У процесі дослідження розташованого на предметному столику (платформі 1) об'єкта переміщення предметного столика здійснюється вручну дослідником або за заданою програмою спеціальним вузлом управління. У першому випадку проводиться необхідне переміщення підкручуванням приводних гвинтів 27, а в другому - централізоване управління кроковими електродвигунами. При стисканні-розширенні того чи іншого сильфона 26 відбувається пропорційна зміна обсягу та переміщення виконавчого органу - трубок відповідного приводу.

При подачі тиску трубку 24 відбувається обертальне переміщення платформи 5 щодо підстави 25 навколо осі Z при збереженні їх паралельності.

При подачі тиску трубки 12 і 13 платформа 4 лінійно переміщається відносно платформи 5 вздовж осі X.

При подачі тиску трубки 10 і 11 платформа 3 лінійно переміщається відносно платформи 4 вздовж осі Y.

При подачі тиску трубки 8 і 9 змінюються відстані між краями платформ 2 і 3, або платформа 2 нахиляється щодо осі X в ту або іншу сторону.

При подачі тиску трубки 6 і 7 змінюються відстані між краями платформ 1 і 2, і платформа 1 нахиляється щодо осі Y в ту чи іншу сторону.

При одночасної подачі тиску трубки 8 і 9 платформа 2 переміщається відносно платформи 3 вздовж осі Z.

При одночасної подачі тиску трубки 6 і 7 платформа 1 переміщається щодо платформи 2 вздовж осі Z.

Таким чином, описаний варіант запропонованого пристрою за досить простої і надійної конструкції забезпечує позиціонування предметного столика з шістьма ступенями свободи. Використані у пристрої гідравлічні приводи успішно витримують до 109 циклів роботи.

		Стожаров Е.О.			МВ9213.ДПБ000.000.00	Аркуш
		Шевченко О.В.				
Змн.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		18

2.3. Іноземні патенти

2.3.1 Тримач інструмента з регулюванням нахилу з трьома ступенями свободи для чотирьох осевого верстата ^[4]

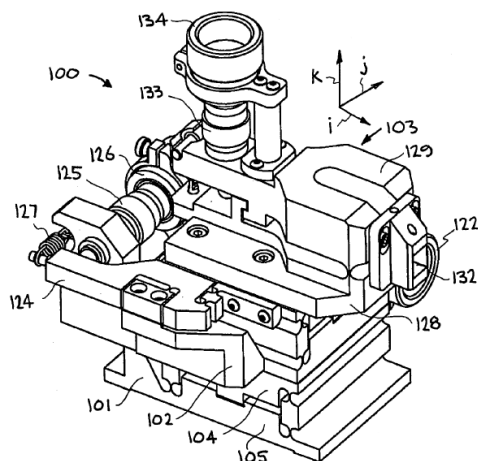


Рис 2.3.1 схема тримача і його розташування відносно одиничного координатного вектору ijk

Один аспект цього винаходу включає в себе пристрій для контролю просторового положення виробу який містить: перший механізм регулювання, що має першу основу фіксована відносно одиничного координатного вектору (далі ijk система координат), перша платформа, щонайменше дві паралельні гнучкі петлі, що з'єднують першу платформу до першої бази, щоб увімкнути та керувати рухом першої платформу в напрямку, паралельному осі ijk системи координат і засоби для приведення в дію першої платформи регулювати положення осі i відносно першої основи; другий механізм регулювання, що має другу зафіксовану основу по відношенню до першої платформи, друга платформа, принаймні дві паралельні згинальні петлі, що з'єднують другу платформу з другою основою, щоб увімкнути та спрямувати рух другої платформи в напрямку, паралельному осі ijk системи координат, а також засоби для приведення в дію другої платформу для регулювання положення осі j відносно друга основа; і третій механізм регулювання, що має а третя основа, закріплена відносно другої платформи, третя платформа, що має засоби для утримання виробу на ній, на щонайменше один згинальний шарнір, що з'єднує третю платформу з третя основа для спрямування руху утримуваного предмета в певному напрямку паралельно осі ijk системи координат, а середня для приведення в дію третьої платформи для регулювання положення осі k проведеної статті відносно третьої основи.

		Стожаров Є.О.			МВ9213.ДПБ000.000.00	Аркуш
		Шевченко О.В.				
Змн.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		19

Інший аспект цього винаходу включає а тримач інструменту для контролю відносного просторового положення а інструмент на платформі осі.

В чотирьохосового токарного верстата, що містить:

- першу ступінь, що керується вигином, яка має щонайменше два шарніри для вигину здатний згинатися лише в напрямку осі і іjk ортогональна система координат, яка нерухома відносно платформи осі В для спрямування інструменту в напрямку і-осі;
- друга керована вигином ступінь, що має щонайменше два згинальні петлі, здатні згинатися лише в напрямку осі j ортогональної системи координат іjk для спрямування інструменту а напрямком осі j;
- третя ступінь, керована згином, має засіб для утримання інструменту на ньому та щонайменше один згинальний шарнір, здатний згинатися лише в напрямку осі k іjk ортогональна система координат для наведення інструменту в а напрямком осі k;
- перший привод для приведення в дію першого Ступінь із керуванням згинанням для регулювання положення осі і утримується інструмент;
- другий привід для приведення в дію другого згину керована сходінка для регулювання положення осі j утримуваного інструменту;
- третій привід для приведення в дію третьої ступені керованого вигином щоб відрегулювати положення осі k утримуваного інструменту.

Загалом, даний винахід відноситься до тримача інструментів, здатний точно позиціонувати одноточковий інструмент mond на осі В чотиривісного алмазного точіння верстат або токарний верстат. Зокрема, інструментотримач призначений для регулювання положення ріжучого інструменту в трьох ортогональних напрямках із субмікронною роздільною здатністю, напр. роздільна здатність до 20 нм використання механізмів регулювання на основі згинання для переміщення ріжучого інструмента. Зокрема, використовуються гнучкі петлі, які дозволяють і направляють рух платформи важеля всередину тільки один із напрямків іjk з мінімальною паразитною помилкою. Як тримач інструменту не містить жодних механічних елементів компоненти з поверхнями, які ковзають одна відносно одної, тому немає потенціалу для вивільнення захопленого тертя викликати ненавмисне переміщення ріжучого інструменту.

Крім того, перехресні перешкоди між осями під час регулювання на основі вигину мінімальні та незначні, з паразитною помилкою руху зазвичай

		Стожаров Є.О.			МВ9213.ДПБ000.000.00	Аркуш
		Шевченко О.В.				
Змн.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		20

менше ніж 0,1 мкм, тому інструменти можуть бути відносно швидко обробляти складні компоненти з Підтемна точність. І коригування інструменту положення вимагає від користувача просто повернути ручний мікрометр ter регулятор, який набагато простіший, ніж необхідний процес для раніше розроблених тримачів інструментів.

2.3.2 Пристрій для регулювання положення пристрою відносно фундаменту в процесі вирівнювання валу[5]

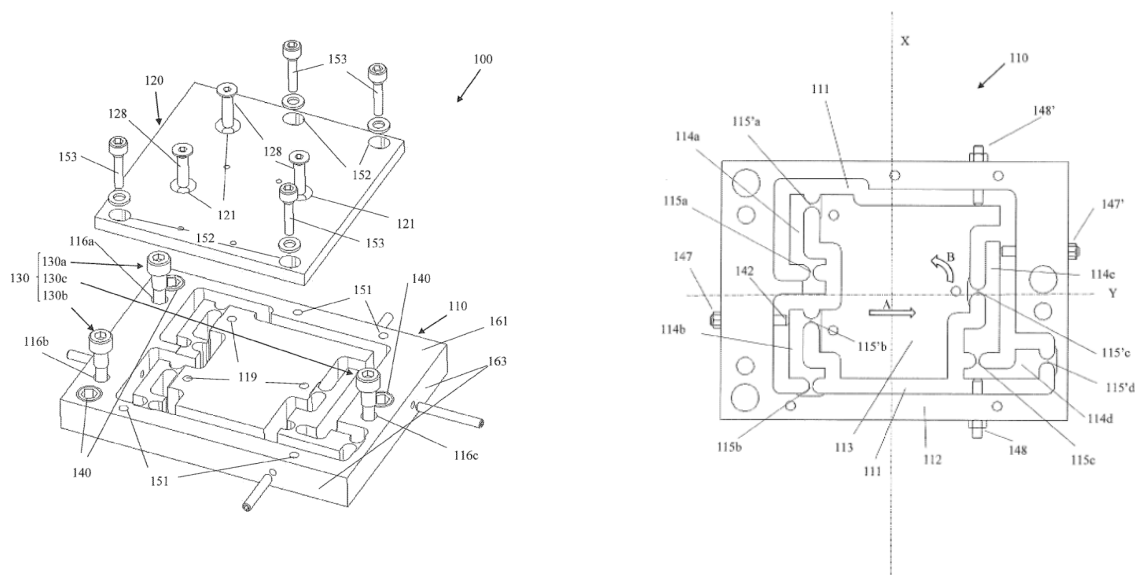


Рис 2.3.2 а) Складальна схема пристрою б) схема навантаження

Перший аспект винаходу стосується пристрою для регулювання положення пристрою відносно фундаменту в процесі вирівнювання валу, причому пристрій містить: і) пластину, яка містить: 9 рамну секцію, що тягнеться по периметру пластини, каркасна секція, що визначає внутрішній простір; * внутрішня секція для підтримки апарату, внутрішня секція розташована у внутрішньому просторі; 9 перший засіб регулювання; і * безліч згинальних шарнірів, що з'єднують внутрішню секцію з секцією рами для забезпечення переміщення зазначеної внутрішньої секції відносно секції рами вздовж першої осі, коли зазначена внутрішня секція штовхається першим засобом регулювання; і ii) опорний елемент для підтримки плити на основі, причому опорний елемент виконаний з можливістю виступати з каркасної секції для забезпечення переміщення плити відносно основи вздовж другої осі, поперечної до першої осі.

Другий аспект винаходу відноситься до способу вирівнювання вала пристрою в процесі вирівнювання валу, при цьому спосіб використовує пристрій для регулювання положення пристрою відносно фундаменту (490), причому пристрій (100) містить: і) плита, що містить: * каркасну секцію, що тягнеться по периметру пластини, рамна секція визначає внутрішній простір; * внутрішня секція, розташована у внутрішньому просторі; * перший засіб регулювання; і * безліч згинальних шарнірів, що з'єднують внутрішню секцію з секцією рами для забезпечення переміщення зазначеної внутрішньої секції відносно секції рами вздовж першої осі, коли зазначена внутрішня секція штовхається першим засобом регулювання; і ii) опорний елемент для підтримки плити на основі, причому опорний елемент виконаний з можливістю виступати з каркасної секції для забезпечення переміщення плити відносно основи вздовж другої осі, поперечної до першої осі; і при цьому спосіб включає етапи: розміщення пристрою (100) між фундаментом (490) і пристроєм таким чином, що зазначений пристрій може підтримуватися внутрішньою секцією (113), а опорний елемент підтримує пристрій (100) на фундамент (490); регулювання вала (470) пристрою вздовж другої осі (Z) шляхом висунення та/або втягування опорного елемента з рамної секції (112) для переміщення пластини (110); і регулювання вала (470) пристрою вздовж першої осі (Y) шляхом переміщення внутрішньої секції за допомогою першого засобу регулювання (147, 147')

2.3.3 П'єзоелектричний привод з двома ступенями свободи, що роз'єднує легку поворотну платформу[6]

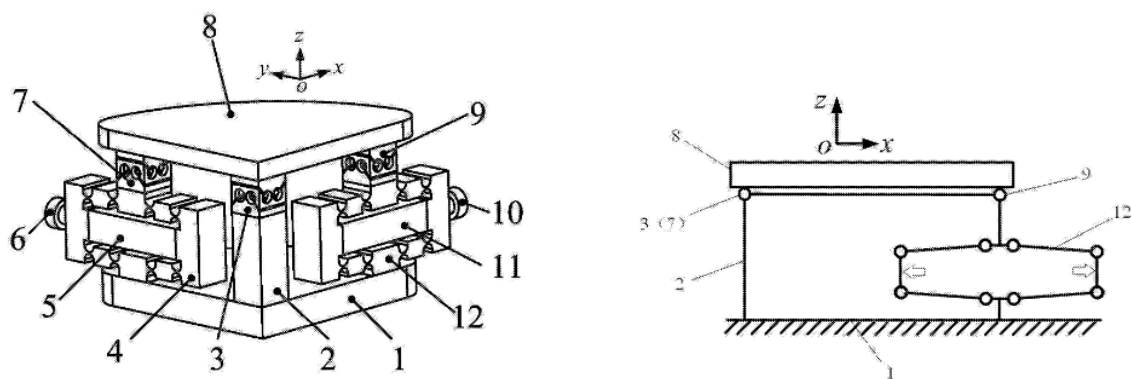


Рис 2.3.3. а) Складальна схема привода б) Кінематична схема виробу

Даний винахід забезпечує мікровібраційну платформу з п'єзоелектричним приводом і двома ступенями свободи для розв'язання технічних проблем, які існують у попередньому рівні техніки. Платформа з мікровібраціями має такі переваги, як малий розмір, компактна структура, низька вартість виробництва а також може реалізувати два ступені свободи.

Завдання цього винаходу досягається наступними технічними рішеннями:

П'єзоелектрична платформа з двома ступенями свободи, що роз'єднується, містить основу, стійку, роз'єднувальний шарнір Гука, механізм збільшення осі X, п'єзоелектричний керамічний привод, болт попереднього натягу осі X, містовий механізм збільшення осі Y, п'єзоелектричний керамічний драйвер осі Y, болт попереднього натягу осі Y, шарнір Гука по осі Y, робоча платформа; механізм посилення моста по осі X і механізм посилення моста по осі Y встановлені в механізм посилення моста по осі X і механізм посилення моста по осі Y на однаковій відстані від вершини основи, а п'єзоелектричний керамічний драйвер і п'єзоелектричний керамічний драйвер осі Y розташований поза обома сторонами основи через болт попереднього натягу вала X А та болт попереднього натягу осі Y встановлено в мостовому механізмі підсилення осі X та механізмі підсилення моста Y осі;

Механізм підсилення моста по осі X і механізм посилення моста по осі Y включають гнучкий шарнірний механізм, розташований симетрично по обидва боки від п'єзоелектричного керамічного драйвера по осі X і п'єзоелектричного керамічного драйвера по осі Y, а також балку, з'єднану з гнучким шарніром моста. механізм, механізм підсилення моста по осі X і механізм посилення моста по осі Y з'єднані з робочою платформою через шарнір гака осі X і шарнір гака осі Y; колона встановлена на основі та розташована на перетині п'єзоелектричного керамічного приводу по осі X та п'єзоелектричного керамічного приводу по осі Y, верхня сторона колони з'єднана з роз'єднувальним шарніром Хука, роз'єднувальний шарнір Гука з'єднаний з робочим платформи, робочої платформи та Краї постаменту вирівняні.

Крім того, основа, вертикальна стійка, роз'єднувальний шарнір Хука, механізм посилення мосту осі X, шарнір гачка осі X, механізм посилення моста осі Y, шарнір гака осі Y і робоча платформа є єдиними структурами.

		Стожаров Є.О.			МВ9213.ДПБ000.000.00	Аркуш
		Шевченко О.В.				
Змн.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		
						23

Крім того, як основа, так і робоча платформа утворюють трикутну плоску пластину або віялоподібну плоску плиту.

До того, є два гнучких шарнірних механізму.

У порівнянні з відомим рівнем техніки технічне рішення цього винаходу забезпечує наступні корисні ефекти:

У винаході використовується п'єзоелектричний керамічний драйвер як режим руху мікро-гойдальної платформи, що, очевидно, може зменшити загальну масу та момент інерції мікро-гойдалової платформи. Крім того, п'єзоелектричний керамічний привід з невеликим розміром, високою жорсткістю, швидкою реакцією, високою роздільною здатністю переміщення може ефективно покращити статичні та динамічні характеристики платформи мікрогойдалки. Містовий механізм підсилення для досягнення невеликого п'єзоелектричного керамічного підсилення переміщення, мікро-гойдальна платформа має більший діапазон гойдання.

Роз'єднання шарніра Гука і осі X (Y) Шарнір Гука може реалізовувати роз'єднання коливань у двох напрямках платформи мікрогойдання, зменшуючи інерцію руху системи та ускладнюючи керування платформою мікрогойдання. Основа платформи мікророзвороту, колона, петля Гука для роз'єднання, підсилювач моста X-вісь, шарнір Гука осі X, мостовий підсилювач осі Y, п'єзоелектричний керамічний драйвер осі Y, болт попереднього натягу осі Y, петля Гука осі Y та робоча платформа інтегровані, щоб зробити вся система компактна, малий розмір, мала вага та зручне керування. Він може ефективно забезпечити високу точність руху системи та підходить для високоточної та точної роботи та обробки.

		Стожаров Є.О.			МВ9213.ДПБ000.000.00	Аркуш
		Шевченко О.В.				
Змн.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		24

2.3.4 Ступінчасте обладнання з малими переміщеннями[7]

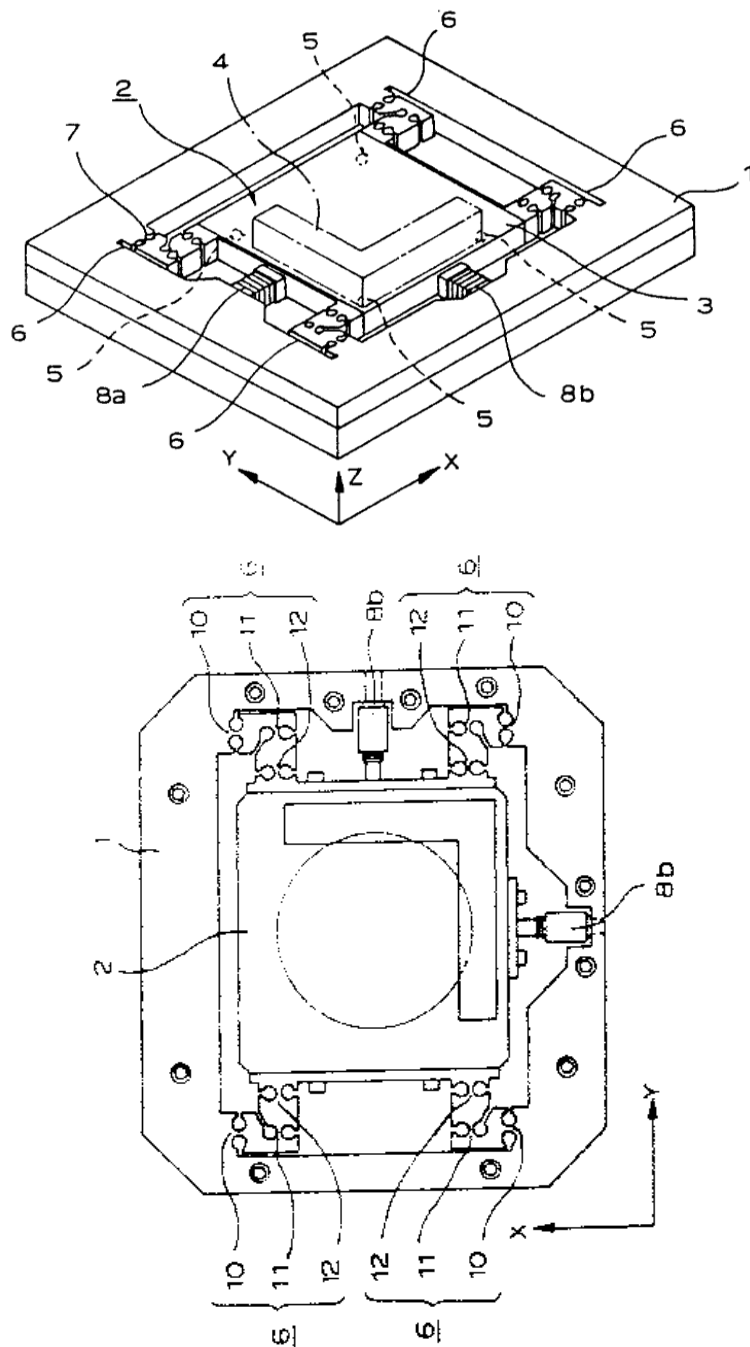


Рис 2.3.4. а) Загальний вигляд обладнання б) кінематична схема

Дві шарнірні частини 10, 11, 12, кожна з яких має ступінь свободи обертання, об'єднані разом, щоб створити паралельні пружини між кожною шарнірною пружиною. Що стосується кожної шарнірної пружини, коли ступінь 2 зсувається в напрямку осі X, шарнірні частини 11, 12 об'єднуються разом, щоб утворити паралельні пружини, а коли ступінь 2 зміщується в

		Стожаров Є.О.			МВ9213.ДПБ000.000.00	Аркуш 25
		Шевченко О.В.				
Змн.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

напрямку осі Y, шарнір частини 10, 11 об'єднані разом, щоб зробити паралельні пружини.

Таким чином, паралельні пружини зроблені між шарнірними пружинами, щоб мати структуру зі ступенем свободи в кожному напрямку ортогональних осей X, Y, щоб була доступна одноступенева структура. Отже, весь відповідний пристрій можна мініатюризувати, а його центр ваги розташовувати низько, щоб запобігти виникненню відхилень під час його роботи, щоб була доступна його висока точність.

		Стожаров Е.О.			МВ9213.ДПБ000.000.00	Аркуш
		Шевченко О.В.				
Змн.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		26

3. Технічний опис токарно-револьверного верстата з ЧПК 1В340Ф30.

Токарно-револьверний верстат 1В340Ф30 (див. рис. 2.1) призначений для автоматичної токарної обробки деталей з прямолінійним, ступінчастим і криволінійним профілем з прутка в серійному та дрібносерійному виробництві. За допомогою цього верстата можна виконувати обточування, розточування, проточку канавок, підрізування торців, свердління, зенкування, розгортання, нарізку різьби плашками і мітчиками, а також різцем за програмою.

Основні технічні характеристики верстата полягають у тому, що він оснащений восьмипозиційною револьверною головкою на хрестовому супорті, яка поєднується з однокоординатним поперечним гідрофікованим супортом. Це забезпечує високі технологічні можливості верстата. Револьверна головка фіксується за допомогою зубчастих напівмуфт і керується гідравлікою.

Поздовжнє і поперечне переміщення здійснюються високомоментними двигунами постійного струму через кулькові гвинтові пари. Верстат також оснащений оперативною системою керування типу "Електроніка НЦ - 31".

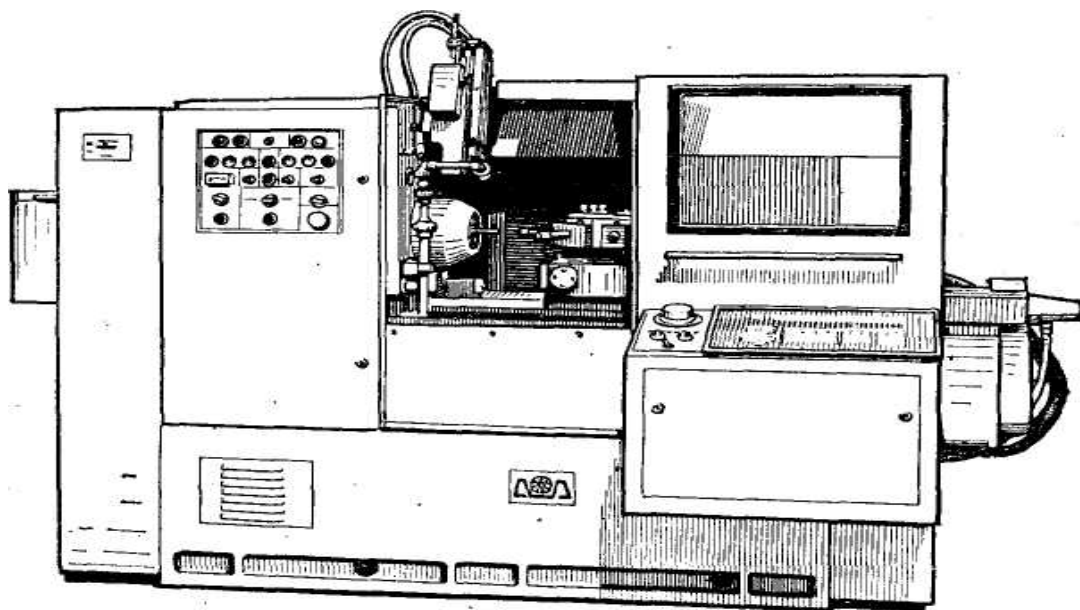


Рис. 3.1 Верстат моделі 1В340Ф30

		Стожаров Є.О.			МВ9213.ДПБ000.000.00	Аркуш 27
		Шевченко О.В.				
Змн.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

На рисунку 3.2 наведена схема руху верстата 1В340Ф30. Основний рух забезпечується двошвидкісним асинхронним електродвигуном та автоматичною коробкою передач АКС 206-32-31. Передача обертання від електродвигуна на вхідний вал коробки передач здійснюється за допомогою клиноремісної передачі, а вихідний вал коробки передач передає обертання на шпиндель за допомогою зубчато-пасової передачі.

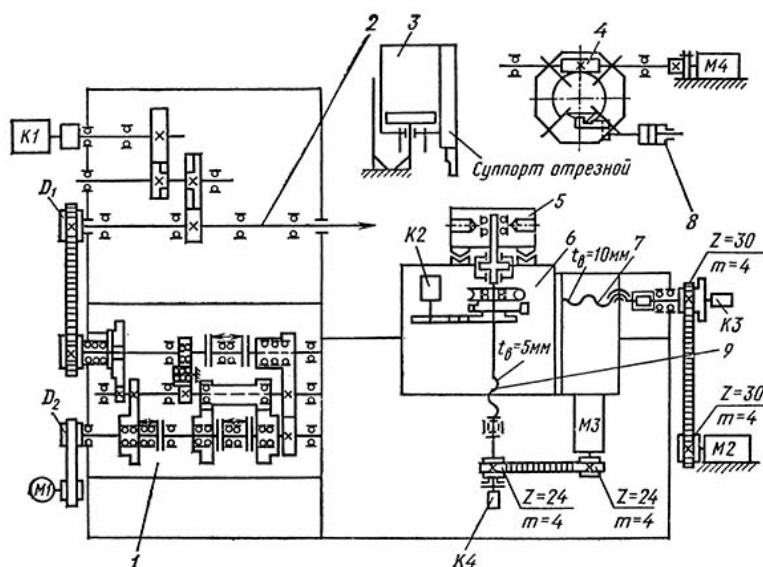


Рис. 3.2. Кінематична схема верстата моделі 1В340Ф30

Залежно від типу верстата, який може бути прутковим або патронним з різними максимальними швидкостями обертання шпинделя, установлюються шківні різні діаметрів в кінематичному ланцюгу приводу головного руху. Цей ланцюг пов'язує шпиндель з датчиком різьбонарізання ВЕ-178 за допомогою циліндричних зубчастих передач. Поздовжнє і поперечне переміщення револьверного супорту здійснюється за допомогою високомоментних двигунів постійного струму 13 і 14 через зубчато-пасові передачі та кулькові гвинтові пари. Обертання револьверного супорту контролюється датчиком 7 і забезпечується зубчастими фіксаторними дисками 8. Відрізний супорт 9 використовується для виконання різних операцій з заготівками, таких як

відрізання, підрізування, прорізка канавок, проточка за бурти тощо з використанням копіювального пристрою.

Револьверний супорт верстата 1В340Ф30 призначений для переміщення ріжучого інструменту відносно робочої деталі по двох взаємно перпендикулярних осях. Він складається з корпусу та поперечної каретки, на якій закріплена восьмипозиційна РГ з отворами для кріплення інструментів. РГ встановлена на штоку циліндра та може обертатися навколо вертикальної осі за допомогою гідродвигуна через черв'ячну передачу.

Фіксація РГ відбувається за допомогою зубчастих фіксаторних дисків 4 і 5. Для попередньої фіксації використовується фіксатор 15, який керується поршнем з золотником 14. При встановленні фіксатора в гніздо фіксаторного диска 16, золотник переміщується і перекриває доступ масла до гідродвигуна повороту РГ. В той же час, напірна магістраль з'єднується з верхньою порожниною циліндра затиску 6, і РГ фіксується на дисках 4 і 5. Щоб компенсувати осьове переміщення черв'яка передачі 3, після встановлення фіксатора 15 в гніздо фіксаторного диска і повороту РГ при остаточній фіксації дисками 4 і 5 на валу черв'яка встановлені тарілчасті пружини.

Для обмеження переміщень револьверного супорта в поздовжньому і поперечному напрямках, а також для контролю вихідного положення використовується блок кінцевого вимикача 9, який можна регулювати по довжині ходу кулачка.

		Стожаров Є.О.			МВ9213.ДПБ000.000.00	Аркуш
		Шевченко О.В.				
Змн.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		29

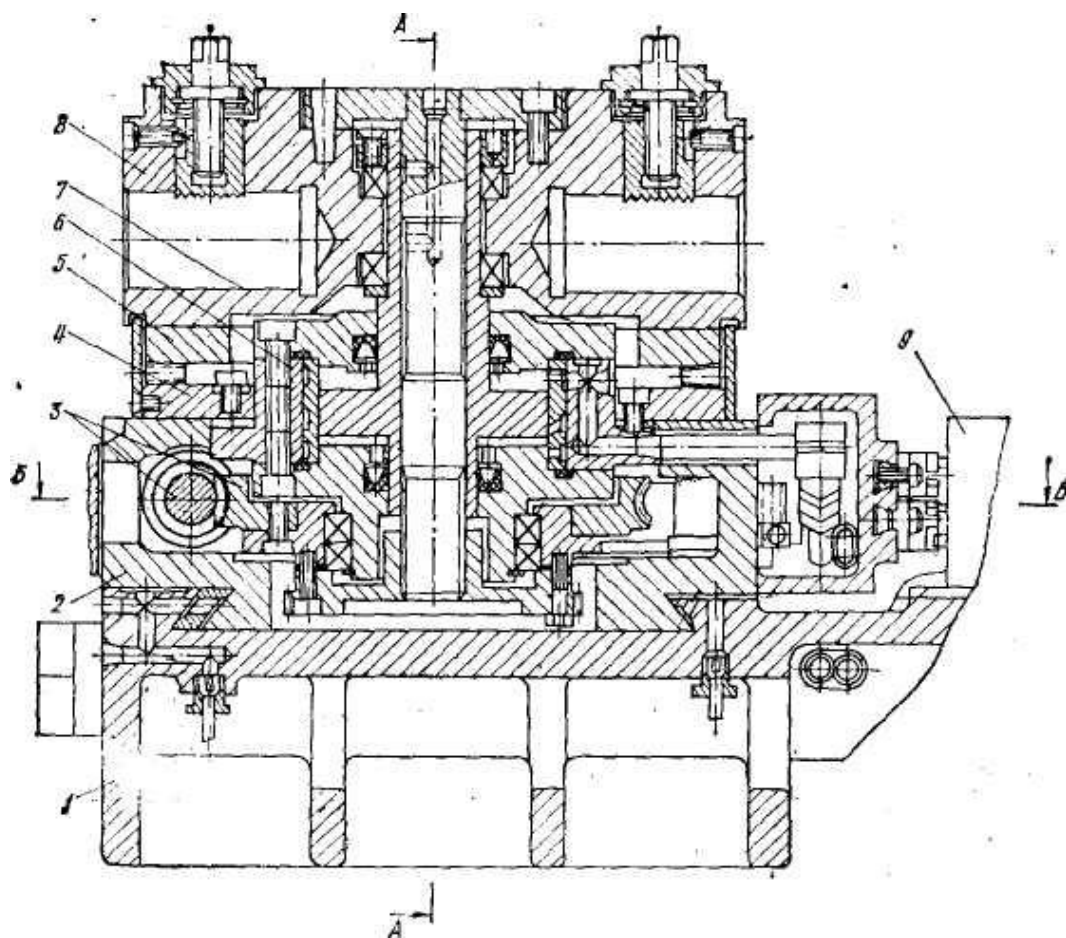


Рис. 3.3 Конструкция револьверного суппорта станка 1В340Ф30

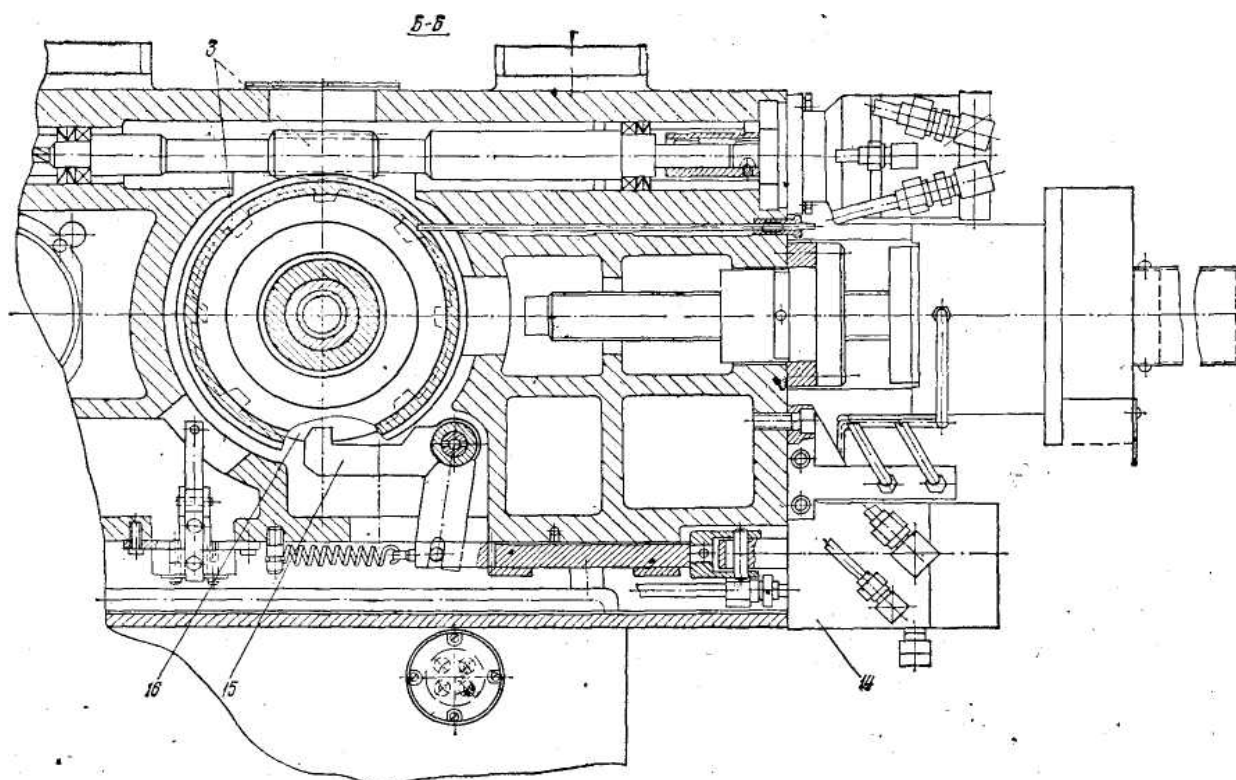


Рис. 3.4 Конструкция револьверного суппорта верстата 1В340Ф30

		Стожаров Е.О.			МВ9213.ДПБ000.000.00	Аркуш
		Шевченко О.В.				30
Змн.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

3.1 Застосування токарно-револьверних верстатів та їхнє призначення

Токарно-револьверні верстати з ЧПУ підвищеної точності моделі 1В340Ф30 з вертикальною головкою на хрестовому супорті призначені для виконання різноманітних токарних операцій зі складними деталями зі ступінчастим і криволінійним профілем в умовах серійного і дрібносерійного виробництва.

Ці верстати дозволяють нарізати різьбу мітчиками, плашками або різцем, а також поєднувати обробку відрізним і хрестовим супортами. Зокрема, наявність гідравлічного відрізного супорта дозволяє поєднувати операції відрізки або прорізки канавок з іншими операціями при обробці деталей.

Основні переваги цих верстатів полягають у їхній конструкції з 8-ми позиційною револьверною головкою, що забезпечує високу жорсткість і швидкодію, а також у можливості обробки деталей з прутка в автоматичному циклі. Широкий діапазон різьб включає багатозаходні, а хрестовий супорт з вертикальною віссю револьверної головки дозволяє проводити всі види токарної обробки з малим числом інструменту.

Також наявність оперативної системи управління дозволяє робітнику формувати керуючу програму на робочому місці за допомогою засобів ручного керування і елементів автоматичного управління, що значно скорочує час на складання та відкладання керуючої програми в порівнянні з іншими верстатами з ЧПК.

Виготовлення верстата здійснюється у двох варіантах: для обробки прутків діаметром до 40 мм та для обробки штучних заготівок діаметром до 200 мм. Затиск і подачу прутків, а також затиск штучних заготівок, виконують гідравлічні механізми. Допустиме коливання діаметру прутка складає 1,5 мм, а діаметру штучних заготівок - 3 мм.

		Стожаров Є.О.			МВ9213.ДПБ000.000.00	Аркуш
		Шевченко О.В.				
Змн.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		31

3.2. Технологічні можливості токарно-револьверних верстатів

Конструкція токарно-револьверних верстатів (ТРВ) різних типів визначає їх технологічні можливості, такі як тип та розташування револьверної головки (РГ), її рухи щодо оброблюваної деталі, кількість та тип супортів, а також наявність додаткових пристроїв.

При виборі ТРВ для вирішення конкретних технологічних завдань необхідно детально проаналізувати їх технологічні можливості, які надає виробництво для номенклатури верстатів даного типу.

ТРВ середнього розміру оснащують циліндричною РГ з горизонтальною віссю обертання, шести- та восьмигранною з вертикальною віссю обертання.

У верстатах з горизонтальною віссю обертання РГ ріжучий інструмент закріплюється за допомогою допоміжного інструменту, такого як державки, оправки, патрони чи перехідні втулки, в отворах РГ. Особливістю верстатів цієї компоновки є те, що інструмент, закріплений в РГ, може виконувати подовжню та поперечну обробку, а також обробку конусних та криволінійних поверхонь по копіру.

Поздовжня подача інструменту здійснюється переміщенням револьверного супорта по напрямних станини паралельно осі шпинделя, а поперечна подача - поворотом РГ в площині, перпендикулярній осі.

Для обробки конічних і криволінійних поверхонь інструмент подається за допомогою копіра, який одночасно керує подачею револьверного супорта та поворотом РГ.

Токарні верстати з вертикальною віссю обертання шестигранної РГ використовують перехідні стійки для кріплення інструменту, які приварюються до граней головки. Ці верстати мають поперечні супорти, оскільки РГ може переміщуватися лише поздовжньо разом з револьверним

		Стожаров Є.О.			МВ9213.ДПБ000.000.00	Аркуш
		Шевченко О.В.				
Змн.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		32

супортом. У порівнянні з ТРВ з горизонтальною віссю РГ, які не можуть проводити одночасно поздовжню і поперечну обробки, ТРВ з вертикальною віссю головки дозволяють виконувати ці операції, що скорочує час обробки. Наприклад, модель 1В340Ф30 має оперативну систему ЧПУ та РГ з восьми інструментальними різцетримачами для зовнішньої токарної обробки, включаючи різьбонарізну.

Наявність консольного відрізного супорта дозволяє поєднувати операцію відрізання або підрізання канавок з іншими операціями з обробки деталей, що збільшує ефективність обробки. Використання хрестового супорта дозволяє виконувати різноманітні операції токарної обробки з використанням невеликої кількості ріжучих інструментів, включаючи обробку поверхонь зі складним ступінчастим і криволінійним профілем, а також різьбонарізну операцію з різноманітними кроками. Механізм автоматичного вивантаження оброблених деталей також встановлюється на верстаті.

Найбільш економічний режим роботи токарного верстата - обробка партій деталей від 20 до 500 штук з частотою запуску не менше 2-3 разів на місяць.

3.3 Основні технічні характеристики верстата

Таблиця 3.1

Найменування параметру		Дані
Основні параметри верстата		
1. Позначення системи ЧПУ		НЦ-31
2. Найбільший діаметр оброблюваного виробу над станиною, мм		400
3. Найбільший діаметр оброблюваного прутка на передньому затиску, мм		50
4. Найбільший діаметр оброблюваного прутка в затискній трубі, та трубі, що подає, мм		40

		Стожаров Е.О.			МВ9213.ДПБ000.000.00	Аркуш
		Шевченко О.В.				
Змн.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		33

5. Найбільша довжина виробу встановлюваного в центрах (РМЦ), мм	120
Шпиндель	
6. Потужність двигуна головного руху , кВт	6
7. Кількість робочих швидкостей шпинделя	12
8. Межі чисел обертів шпинделя, об /хв	45...2000
9. Частота обертання шпинделя в I діапазоні , об /хв	45...1400
10. Частота обертання шпинделя в II діапазоні , об /хв	63...2000
11. Межі чисел обертів шпинделя (зворотнє обертання), об /хв	45...250
12. Кінець шпинделя фланцевий по ГОСТ 12595-75	1-6Ц
13. Найбільший крутний момент на шпинделі не менше, Нм (кг * м)	40
Подачі	
14. Найбільше переміщення револьверного супорта : поздовжнє (Z) / поперечне (X) , мм	310/ 110
15. Діапазон швидкостей поздовжніх і поперечних подач револьверного супорта , мм / хв	1..2500
16. Число подач револьверного супорта	б/с
17. Швидкість швидких поздовжніх / поперечних ходів , м/хв	10/ 5
18. Діапазон швидкостей поздовжніх і поперечних подач відрізного супорта , мм /хв	5..600
19. Число подач відрізного супорта	б/с
20. Швидкість швидких ходів відрізного супорта , м /хв	8
21. Кількість позицій (інструментів) в револьверній головці	8
22. Найбільше зусилля поздовжніх / поперечних подач , кгс	600/ 300
Параметри системи ЧПУ	
23. Позначення системи ЧПУ	НЦ - 31
24. Число координат	2
25. Кількість одночасно керованих координат	2

		Стожаров Є.О.			МВ9213.ДПБ000.000.00	Аркуш 34
		Шевченко О.В.				
Змн.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

26. Дискретність завдання координат в поздовжньому / поперечному напрямку (дискретність завдання по осі Z, X)	0,001
Електрообладнання верстата	
27. Кількість електродвигунів на верстаті , кВт	6
28. Електродвигун головного приводу , кВт	6
29.Електродвигун поздовжніх подач , кВт	1,5
30.Електродвигун поперечних подач , кВт	1,5
31.Електродвигун станції мастила , кВт	0,37
32. Електродвигун гідростанції , кВт	2,2
33. Електродвигун насоса охолодження , кВт	0,12
34. Сумарна потужність електродвигунів , кВт	11,69
Габарити і маса верстата	
35. Габаритні розміри верстата з ЧПУ (довжина , ширина , висота), мм	2840×1770×1670
36. Маса верстата з ЧПУ, кг	3600

		Стожаров Є.О.			МВ9213.ДПБ000.000.00	Аркуш
		Шевченко О.В.				
Змн.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		35

4. Розрахунки базових вузлів верстата.

Визначається жорсткість шпинделя, доведена до кінця консолі (рис. 3.2).

Жорсткість шпинделя, наведена до кінця консолі, визначається з урахуванням радіальної пружності опор за формулою:

$$j_a = \frac{1}{e_a},$$

де

$$e_a = \frac{a^2 l}{3EI_l} + \frac{a^3}{3EI_a} + \frac{1}{j_B} \cdot \frac{(a+l)^2 + \frac{j_B}{j_a} \cdot a^2}{l^2}$$

Тут:

e_a – податливість шпинделя, наведена до кінця консолі см/кг

a – довжина консолі, см;

l – довжина прольоту, см,

I_a – еквівалентний момент інерції перерізу шпинделя на консолі, см⁴;

I_l – еквівалентний момент інерції перерізу шпинделя в прольоті, см²,

$E=2 \cdot 10^4$ кг/см² - модуль пружності.

J_A і j_B - радіальні жорсткості опор А і В, кг/см.

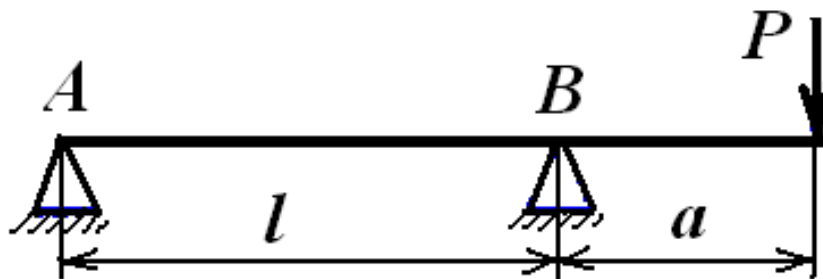


Рис. 4.1. Розрахункова схема шпиндельного вузла

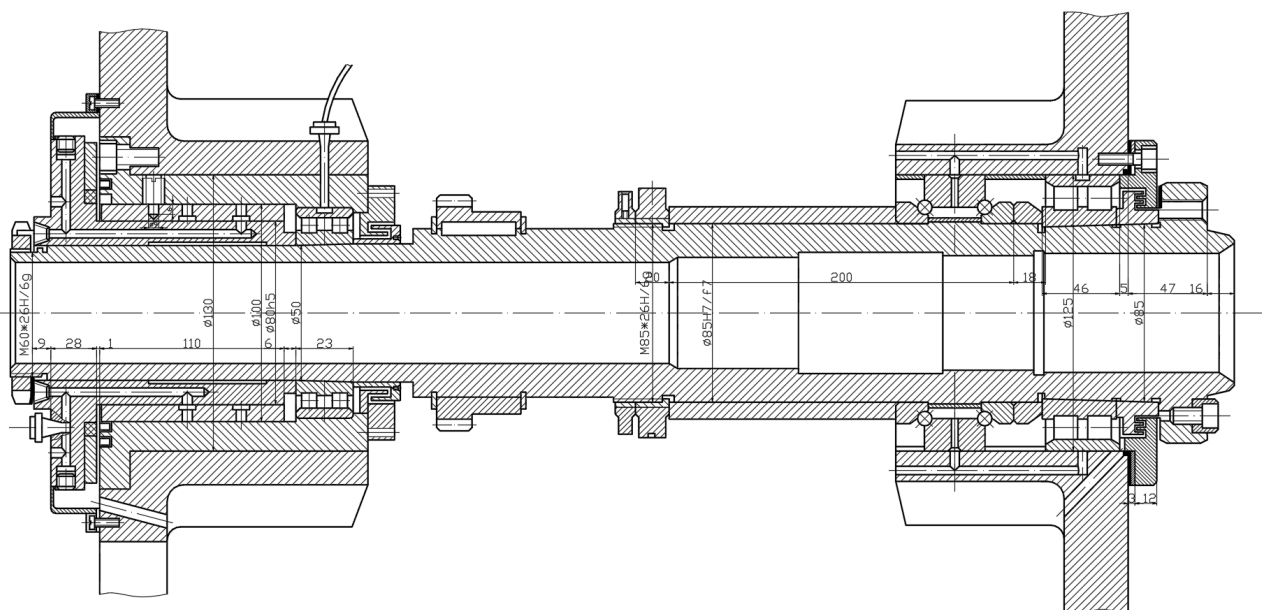


Рис. 4.2. Кострукція шпиндельного узла

4.1 Розрахунок жорсткості шпиндельного вузла на консолі.

Еквівалентні моменти інерції визначаються для кругових перерізів, діаметр яких дорівнює:

$$d_{i\dot{Y}} = (d_{i\dot{Y}}^4 - d_{a\dot{Y}}^4)^{\frac{1}{4}}$$

$$d_{i\dot{Y}} = \frac{\sum d_{Hi} l_{Hi}}{\sum l_{Hi}}$$

$$d_{a\dot{Y}} = \frac{\sum d_{bi}}{\sum l_{bi}}$$

Де:

d_{Hi} і l_{Hi} – діаметр и довжина участків з постійним зовнішнім діаметром в см,

d_{bi} і l_{bi} – з постійним внутрішнім діаметром

Вихідні данні:

а) Консоль

$d_{H1}=0,11\text{м}, d_{H2}=0,107\text{м}, d_{H3}=0,098\text{м},$

$l_{H1}=0,765\text{м}, l_{H2}=0,005\text{м}, l_{H3}=0,108\text{м},$

		Стожаров Є.О.			МВ9213.ДПБ000.000.00	Аркуш
		Шевченко О.В.				
Змн.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		37

$$d_{b1}=0,008\text{м}, l_{b1}=0,19\text{м};$$

б) Прольот

$$d_{H1}=0,1\text{м}, d_{H2}=0,105\text{м}, d_{H3}=0,103\text{м}, d_{H4}=0,11\text{м}, d_{H5}=0,107\text{м}, d_{H6}=0,11\text{м},$$

$$d_{H7}=0,107\text{м}, d_{H8}=0,11\text{м};$$

$$l_{H1}=0,028\text{м}, l_{H2}=0,065\text{м}, l_{H3}=0,055\text{м}, l_{H4}=0,037\text{м}, l_{H5}=0,005\text{м}, l_{H6}=0,157\text{м},$$

$$l_{H7}=0,005\text{м}, l_{H8}=0,185\text{м},$$

$$d_{b1}=0,063\text{м}, d_{b2}=0,069\text{м}, d_{b3}=0,705\text{м}, d_{b4}=0,07\text{м}, d_{b5}=0,805\text{м}, d_{b6}=0,09\text{м},$$

$$l_{b1}=0,181\text{м}, l_{b2}=0,032\text{м}; l_{b3}=0,067\text{м}, l_{b4}=0,054\text{м}; l_{b5}=0,01\text{м}, l_{b6}=0,215\text{м};$$

Результати розрахунку еквівалентних величин:

$$\text{а) консоль: } d_{a\dot{Y}} = 0,08 \dot{i} ; d_{i\dot{Y}} = 0,103 \dot{i} ; I_a = 3534 \cdot 10^{-9} \dot{i}^4 ;$$

$$\text{б) прольот: } d_{l\dot{Y}} = 0,109 \dot{i} ; d_{\dot{A}Y} = 0,068 \dot{i} ; I_l = 5822,19 \cdot 10^{-9} \dot{i}^4$$

$$e_a = \frac{0,19^2 \cdot 0,3655}{3 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 5822,19 \cdot 10^{-9}} + \frac{0,19^3}{3 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 3534 \cdot 10^{-9}} + \frac{1}{300} \cdot \frac{(0,19 + 0,3655)^2 + \frac{300 \cdot 0,19^2}{1176,47}}{37,9^2}$$

$$= 7,229 \cdot 10^{-3} \frac{\dot{i}\ddot{i}}{\dot{I}}$$

$$j_a = \frac{1}{7,229 \cdot 10^{-3}} = 138,33 \frac{\dot{I}}{\dot{i}\ddot{i}}$$

4.2 Розрахунок швидкохідності шпиндельного вузла.

Вибір типу опори шпинделя, який визначає форму посадкових місць, залежить від вимог до точності обробки та швидкодії.

Швидкодія, визначена швидкісним параметром **dn** (мм·хв⁻¹), де:

d – діаметр отвору під підшипник, мм

n – частота обертання шпинделя, хв⁻¹

Виходячи з умови:

		Стожаров Є.О.			МВ9213.ДПБ000.000.00	Аркуш
		Шевченко О.В.				
Змн.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		38

$d_A = 110$ мм – діаметр під підшипник у опорі А;

$d_B = 100$ мм - діаметр під підшипник в опорі В;

$n = 4000$ хв⁻¹ – максимальная частота обертання шпинделя, отримаєм:

A) $d \cdot n = 110 \cdot 4000 = 4.4 \cdot 10^5$ мм · мин⁻¹

B) $d \cdot n = 100 \cdot 4000 = 4.0 \cdot 10^5$ мм · мин⁻¹

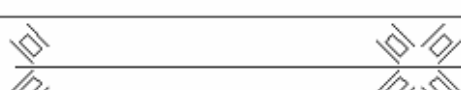
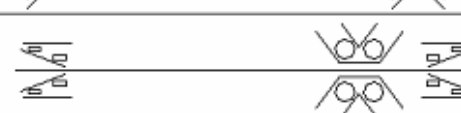
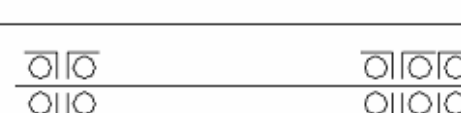
Збільшення швидкості Зменшення жорсткості	№	Тип	Схема	$dn 10^5$ мм хв ⁻¹	C
	1	Низькошвидкісні		1...1,4	0,65...0,75
	2			1,5...1,8	0,45...0,65
	3			1,6...2	0,3...0,45
	4	Середньошвидкісні		2,5...3,5	0,3...0,45
	5			3...4,5	0,2...0,3
	6			4...5	0,15...0,2
	7	Високошв.		5...6	0,1...0,15
	8			6...8	0,05...0,1

Рис 4.2.1 Таблиця компоновочних схем шпинделя

Вибираємо з таблиці за швидкісним параметром опори №6 – середньошвидкісні підшипники кочення.

4.3. Розрахунок зусилля затяжки револьверної головки

Зазвичай у токарно-револьверних верстатах револьверні головки фіксуються за допомогою двох плоских зубчастих вінців. Один зубчастий вінець кріпиться до корпусу супорта, а другий - до револьверної головки. Під час затягування зубці одного вінця входять у вирізки іншого, що фіксує головку. Цей процес створює напругу на бічних поверхнях зубців. В порівнянні з раніше використовуваними методами, такими як використання пальцевого клинового фіксатора або затягування головки на плоский край, цей метод збільшує жорсткість і точність фіксації револьверної головки і покращує її стабільність.

Жорсткість та демпфуючі властивості таких фіксаторів значно залежать від зусилля затягування P_3 , а також від сили різання і її напрямку. За заданих параметрів зубчастого з'єднання та навантаження існує оптимальне значення зусилля затягування P_3 , при якому жорсткість фіксації револьверної головки різко зменшується. Підвищення зусилля затягування над оптимальним значенням незначно підвищує жорсткість.

При стисненні револьверної головки на контактних поверхнях зубчастих вінців виникають локальні тиски, які розподіляються при додаванні зовнішніх навантажень до головки поза її центром. Добре відомо, що контактна жорсткість з'єднань раптово знижується при питомому тиску нижче певного порогу. Тому в якості критерію для вибору оптимального значення зусилля затягування P_3 може слугувати мінімальний питомий тиск у найменш навантаженій точці стику.

Мінімальний питомий тиск у цій точці, розташованій на середньому радіусі стику, повинен бути не меншим за мінімально допустиме значення.

Вихідні данні:

$P_Z = 5,6 \text{ кН}$; $P_X = 2,2 \text{ кН}$; $P_Y = 2,10 \text{ кН}$ – складові сили різання.

Параметри кільцевого зубчастого стику: $b = 20 \text{ мм}$; $h = 7,8 \text{ мм}$; $z = 80$; $D = 280 \text{ мм}$; $R_{cp} = 130 \text{ мм}$ – довжина, середня глибина заходу, число зубців, діаметр зубчастого колеса, середній радіус кільцевого стику.

		Стожаров Є.О.			МВ9213.ДПБ000.000.00	Аркуш
		Шевченко О.В.				
Змн.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		40

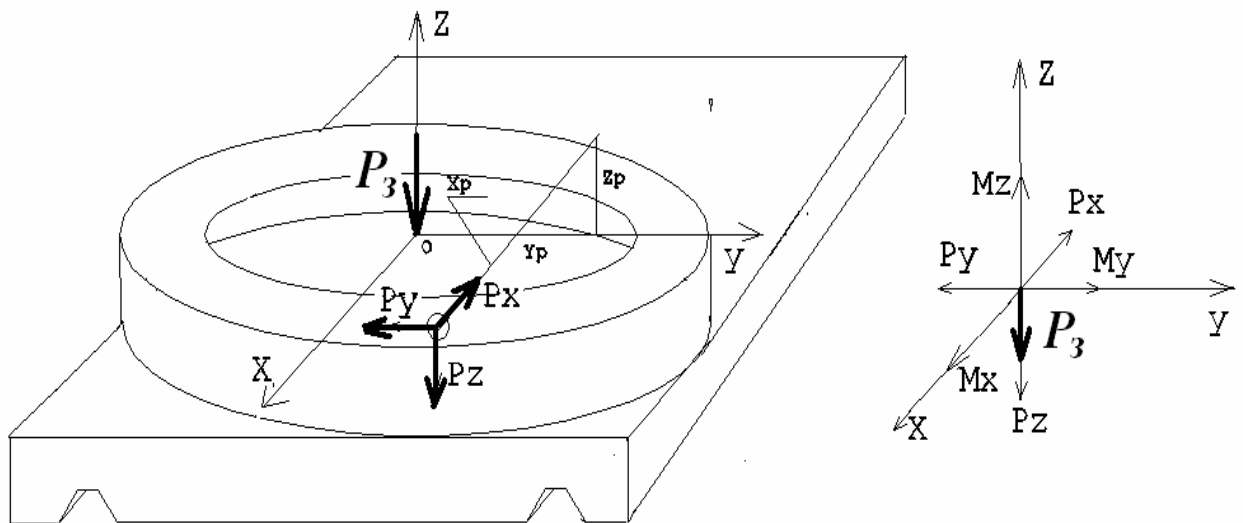


Рис. 3.2. Розрахункова схема зубчастого стику механізму фіксації

Початкова поверхня зубчастого вінця фіксуючого елемента є площиною, з якої внутрішній і зовнішній циліндри вінця вирізають кільце Q (рис. 3.4, а). За позитивні прийнемо напрямки сил та моментів, зазначені на (рис. 3.4, б).

Позначимо мінімальний питомий тиск у точці стику, яка розташована на середньому радіусі, віднесене до проекції контактної поверхні на площину Q, через $q_{\min}$ і виразимо його через складові сили різання та геометричні параметри стику:

$$q_{\min} = \frac{P_3 - P_Z}{F_Q} - \frac{M_B}{I} \cdot R_{\tilde{n}\delta} - \frac{|M_Z| \cdot \operatorname{tg} \alpha}{R_{\tilde{n}\delta} \cdot F_Q}.$$

де $M_B = \sqrt{M_X^2 + M_Y^2}$

$$M_X = P_Y \cdot Z_P - P_Z \cdot Y_P = 2,1 \cdot (-455) - 5,60(-100) = -395,5 \text{ Нмм}$$

$$M_Y = -P_X \cdot Z_P + P_Z \cdot X_P = -2,20 \cdot (-454) + 5,60 \cdot 115 = 1645,0 \text{ Нмм}$$

$$M_Z = P_X \cdot Y_P - P_Y \cdot X_P = 2,20 \cdot (-100) - 2,10 \cdot 115 = -461,5 \text{ Нмм}$$

де $X_P = 115 \text{ мм}$; $Y_P = -100 \text{ мм}$; $Z_P = -455 \text{ мм}$ – координати точки прикладання відповідного зусилля різання;

осьовий момент інерції площі стику:

$$I = F_Q \frac{R_{cp}^2}{2};$$

для затягнутого кільцевого забчастого

$$F_Q = 2bh\alpha \cdot tg\alpha = 2 \cdot 20 \cdot 7,8 \cdot 80 \cdot 0,5tg20^\circ = 4504 \text{ мм}^2.$$

Після перетворення отримаємо:

$$q_{min} = \frac{P_3 - P_z}{F_Q} - \frac{2\sqrt{M_x^2 + M_y^2} + |M_z| \cdot tg\alpha}{R_{cp} \cdot F_Q}$$

Із останньої залежності, реалізуючи встановлений вище критерій

$q_{min} \geq [q_{min}]$, отримаємо розрахункову формулу:

$$P_3 \geq [q_{min}] \cdot F_Q + P_z + \frac{2\sqrt{M_x^2 + M_y^2} + |M_z| \cdot tg\alpha}{R_{cp}} = 1 \cdot 10^{-3} \cdot 4504 + 5,60 +$$
$$+ \frac{2\sqrt{(-395,5)^2 + 1645^2} + 461,5 \cdot 0,364}{130} = 37,46 \text{ кН}$$

Таким чином, умовою нерозкриття фіксаторного стику заданої конфігурації являється забезпечення мінімально необхідного зусилля затяжки зубчастих вінців $P_3 = 37,46 \text{ кН}$.

Для забезпечення цього зусилля в механізмі фіксації використовується гідроциліндр, який отримує тиск від гідросистеми верстата. Тиск у гідросистемі складає 2 МПа. Габаритні розміри гідроциліндра затиску: діаметр поршня - 170 мм, діаметр штока - 85 мм. Таким чином, максимальна сила затиску, яку створює гідроциліндр при максимальному тиску в

		Стожаров Є.О.			МВ9213.ДПБ000.000.00	Аркуш
		Шевченко О.В.				
Змн.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		42

гідросистемі 2 МПа, становить 68,1 кН, що перевищує мінімально необхідне значення в 1,8 рази.

З цього можна зробити висновок, що геометричні розміри механізму фіксації і параметри гідроциліндра затиску відповідають вимогам конструкції механізму фіксації.

4.4. Розрахунок високомоментних двигунів приводів подач

У приводах подач по осях X,Z та у приводі інструментального шпинделя встановлені високомоментні електродвигуни типу HG 112B з крутним моментом 17 Нм, номінальною частотою обертання 500 хв-1 і максимальною частотою обертання 2000 хв-1.

Для перевірки правильності вибору необхідно провести перевірочний розрахунок цих двигунів. Найбільше тягове зусилля (див.розділ 1) у приводі поздовжніх подач становить $(T_x)_p = 12,0$ кН, в приводі поперечних подач 6,0 кН, тягове зусилля холостого ходу $(T_x)_x = 1,0$ кН.

Перевірка двигуна приводу подач здійснюється за умовами:

$$M_H \geq M_E \quad M_{двmax} \geq M_{max},$$

де M_H і $M_{двmax}$ — номінальний та максимальний моменти двигуна;

M_E і M_{max} — еквівалентний и максимальний моменти навантаження, приведенні до двигуна.

Еквівалентний момент навантаження M_E визначається як середнє квадратичне з моментів на валу двигуна за 1 цикл роботи верстата. Причому як розрахунковий приймається цикл, що складається з навантажень чотирьох рівнів: максимальної M_{max} , мінімальної M_{min} , середньої M_{cp} і відповідної перехідним процесам $M_{пер}$:

		Стожаров Є.О.			MB9213.ДПБ000.000.00	Аркуш
		Шевченко О.В.				
Змн.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		43

$$M_E = \sqrt{M_{\max}^2 \cdot a_1 + M_{cp}^2 \cdot a_2 + M_{\min}^2 \cdot a_3 + M_{пер}^2 \cdot a_4},$$

де $M_{\max} = M_p$, $M_{\min} = M_x$,

$$M_{cp} = \frac{1}{2}(M_{\max} + M_{\min}), \quad M_{пер} \approx 5M_{cp};$$

a_1, a_2, a_3, a_4 — питома вага часу, який двигун працює при відповідний рівень навантаження.

Значення a_1, a_2, a_3 та a_4 відповідають циклу, в якому привід поздовжніх подач працює 70%, привід поперечних подач 20% часу циклу. Причому час роботи приводу поздовжніх подач з навантаженнями $M_{\max}, M_{cp}, M_{\min}$ і $M_{пер}$ становить відповідно 10, 70, 18 та 3% часу роботи приводу в циклі. Ці величини для приводу поперечних подач становлять відповідно 10, 70, 15 і 5%.

Величини M_p та M_x визначаються за формулами

$$M_p = 1,59 \cdot 10^{-4} \frac{(T_x)_p}{\eta} \cdot \frac{V_p}{n_p} + M_n$$

$$M_x = 1,59 \cdot 10^{-4} \frac{(T_x)_x}{\eta} \cdot \frac{V_x}{n_x} + M_n$$

У цих формулах

$(T_x)_p$ і $(T_x)_x$ - тягові зусилля на ходовому гвинті при максимальному зусиллі подачі та на холостому ходу, Н;

V_p і V_x - швидкість робочого органу при максимальному зусиллі подачі та на холостому ходу, м/хв;

n_p і n_x - Частота обертання двигуна (ч.в.д.) при швидкості робочого органу V_p і V_x відповідно, об / хв ;

		Стожаров Є.О.			МВ9213.ДПБ000.000.00	Аркуш
		Шевченко О.В.				
Змн.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		44

у кінематичній схемі приводу, що розглядається.

$$\frac{V_p}{n_p} = \frac{V_x}{n_x} = \frac{t}{i} ;$$

M_n — Зведений до двигуна момент постійних втрат у приводі, Нм;

η — Навантажувальний к.п.д. приводу.

Визначення постійних втрат у приводі поздовжніх подач.

При визначенні втрат у приводі поздовжніх подач враховуються втрати у манжетних ущільненнях, підшипниках кочення та в кульковій гвинтовій та ремінній передачах.

Момент постійних втрат у кулькових радіальних підшипниках

$$M_{n1} = \frac{C_{on}}{2} \sum_i d_i^2 \text{ Нм}$$

де $C_{on} = 0,006$ — Коефіцієнт втрат у підшипнику.

У приводі два підшипники $cd = 50$ мм.

При цьому

$$M_{n1} = \frac{0,006}{2} 2 \cdot 50^2 = 15 \text{ кГмм} = 0,15 \text{ Нм.}$$

Момент тертя в комбінованому завязаному роликовому підшипнику, що працює у попереднім натягом, залишається при роботі приблизно постійним і визначається величиною попереднього натягу:

$$M_{n2} = \mu P_H d_m \text{ Нм,}$$

P_H - зусилля попереднього натягу, Н;

d_m - Середній діаметр підшипника, м.м.

		Стожаров Є.О.			МВ9213.ДПБ000.000.00	Аркуш
		Шевченко О.В.				
Змн.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		45

Зусилля попереднього натягу може бути рівним $P_H = 10,0$ кН, $d_m = 48$ мм (діаметр отвору 35 мм). При цьому момент втрат

$$M_{n3} = 0,004 \cdot 0,048 \cdot 10000 = 1,92 \text{ Нм.}$$

Кулькова гвинтова передача з гвинтом $d = 50$ мм та кроком $t = 10$ мм має за паспортними даними момент холостого ходу

$$M_{n3} = 1,14 \text{ Нм.}$$

Момент постійних втрат у ременній передачі приймається рівним

$$M_{n4} = 1,4 \text{ Нм.}$$

Передатне відношення від двигуна до гвинта. $i = \frac{D_2}{D_1} = \frac{144}{96} = 1,5$

Наведений до двигуна момент постійних витрат буде дорівнювати:

$$M_n = \frac{1}{i} \sum M_{ni} = \frac{1}{1,5} (0,15 + 1,92 + 1,14) + 1,4 = 3,55 \text{ Нм}$$

Визначення постійних втрат у приводі поперечних подач.

Момент постійних втрат у манжетному ущільненні $d = 40$ мм.

$$M_{n1} = 0,60 \text{ Нм.}$$

Момент постійних втрат у кулькових радіальних підшипниках (2 підшипники $d = 55$ мм)

$$M_{n2} = \frac{0,006}{2} 2 \cdot 55^2 = 0,18 \text{ Нм.}$$

Момент тертя в комбінованому завязаному роликовому підшипнику $d = 35$, $d_m = 48$ мм, встановленому з попереднім натягом $P_H = 5,0$ кН:

$$M_{n3} = 0,004 \cdot 5000 \cdot 0,048 = 0,96 \text{ Нм.}$$

		Стожаров Є.О.			МВ9213.ДПБ000.000.00	Аркуш
		Шевченко О.В.				
Змн.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		46

Момент холостих втрат у кульковій гвинтовій передачі з гвинтом $d = 32$ мм, $t = 5$ мм: $M_{n4} = 0,5$ Нм

Момент втрат у ременній передачі як і поздовжньої подачі

$$M_{n4} = 1,4 \text{ Нм.}$$

Передатне відношення від двигуна до гвинта $i = \frac{D_2}{D_1} = \frac{95}{70} = 1,0$

Наведений до двигуна момент постійних втрат:

$$M_n = 1,0(0,6 + 0,18 + 0,96 + 0,5 + 1,4) = 3,64 \text{ Нм.}$$

Визначення К.К.Д. приводу.

Привід поздовжніх подач складається з двигуна, плоскозубчастої ремінної передачі з передатним числом $i = 1,5$ і гвинтової кулькової передачі (Ш.В.П.).

К.К.Д. приводу: $\eta = \eta_p \cdot \eta_B$,

де η_p — к.к.д. плоскозубчастої ремінної передачі, приймаємо рівним;

$$\eta_{\%} = \frac{tg\lambda_B}{tg(\lambda_B + \rho)} \text{ К.К.Д. Ш.В.П.;}$$

λ_B — Кут підйому витків на гвинті;

ρ — приведений кут тертя.

$$\lambda_B = \arctg \frac{c}{\pi d_{KB}},$$

$$\rho = \arctg \frac{f_k}{r_1 \sin \lambda},$$

		Стожаров Є.О.			МВ9213.ДПБ000.000.00	Аркуш
		Шевченко О.В.				
Змн.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		47

де t - крок гвинта;

$$d_{KB} = d_0 - r_1 \cos \lambda, \text{ де}$$

d_0 — Розрахунковий діаметр гвинта;

r_1 — Радіус кульки;

λ — Кут контакту;

f_k — Коефіцієнт тертя кочення.

У приводі поздовжніх подач $d_0 = 50 \text{ мм}$; $t = 10 \text{ мм}$;

$$\lambda = 45^\circ; \quad r_1 = 3 \text{ мм}, \quad f_k = 0,01 \text{ мм}.$$

При цих даних:

$$\rho = \arctg \frac{0,01}{3,0 \cdot \sin 45^\circ} = 16'12'',$$

$$d_{KB} = 50 - 3 \cdot \sin 45^\circ = 47,88 \text{ мм}$$

$$\lambda_B = \arctg \frac{10}{\pi \cdot 47,88} = 3^\circ 48'12'',$$

$$\eta_B = \frac{\operatorname{tg} 3^\circ 48'12''}{\operatorname{tg}(3^\circ 48'12'' + 16^\circ 12'')} = 0,93,$$

$$\eta = 0,90 \cdot 0,93 = 0,84.$$

У приводі поперечних подач передача обертання від двигуна до гвинта здійснюється плоскосубчастою ремінною передачею, але $i = 1$.

Параметри I/D/G/: $d_0 = 32 \text{ мм}$; $t = 5 \text{ мм}$; $\lambda = 45^\circ$;

		Стожаров Є.О.			МВ9213.ДПБ000.000.00	Аркуш
		Шевченко О.В.				
Змн.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		48

$$r = 1,5 \text{ мм}; \quad f_k = 0,01 \text{ мм.}$$

При цьому:

$$\rho = \operatorname{arctg} \frac{0,01}{1,5 \cdot \sin 45^\circ} = 32'25'';$$

$$d_{KB} = 32 - 1,5 \cdot \sin 45^\circ = 30,94 \text{ мм};$$

$$\lambda_B = \operatorname{arctg} \frac{5}{\pi \cdot 30,94} = 2^\circ 56' 50'';$$

$$\eta_B = \frac{\operatorname{tg} 2^\circ 56' 50''}{\operatorname{tg}(2^\circ 56' 50'' + 32^\circ 25'')} = 0,84;$$

$$\eta_p = 0,9 ;$$

$$\eta = 0,9 \cdot 0,84 = 0,76$$

Вибір двинуна привода повздовжніх подач.

Вихідні данні:

$$(T_x)_p = 9340 \text{ Н}; \quad \eta = 0,84; \quad \frac{V_p}{n_p} = \frac{V_x}{n_x} = 6,67 \text{ мм/об};$$

$$M_n = 3,55 \text{ Нм}; \quad (T_x)_x = 960 \text{ Н};$$

$$a_1 = 0,07; \quad a_2 = 0,49; \quad a_3 = 0,13; \quad a_4 = 0,02.$$

Визначення моментів втрат в приводі:

$$M_p = 1,59 \cdot 10^{-4} \frac{9340}{0,84} 6,67 + 3,55 = 15,3 \text{ Нм};$$

$$M_x = 1,59 \cdot 10^{-4} \frac{960}{0,84} 6,67 + 3,55 = 4,8 \text{ Нм};$$

		Стожаров Є.О.			МВ9213.ДПБ000.000.00	Аркуш
		Шевченко О.В.				
Змн.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		49

$$M_{\max} = 15,3 \text{ Нм}; \quad M_{\min} = 4,8 \text{ Нм};$$

$$M_{cp} = \frac{1}{2}(15,3 + 4,8) = 10 \text{ Нм};$$

$$M_{nep} = 5 \cdot 10 = 50 \text{ Нм};$$

$$M_3 = \sqrt{15,3^2 \cdot 0,07 + 10^2 \cdot 0,49 + 4,8^2 \cdot 1,3 + 50^2 \cdot 0,02} = 10,9 \text{ Нм}.$$

Встановлений двигун HG 112В з моментом, що крутить, 17 Нм задовольняє умовам вибору.

Вибір двигуна приводу поперечних подач.

Вихідні дані:

$$(T_x)_p = 9180 \text{ Н}; \quad \eta = 0,76; \quad \frac{V_p}{n_p} = \frac{V_x}{n_x} = 5,0 \text{ мм/об};$$

$$M_n = 3,64 \text{ Нм}; \quad (T_x)_x = 700 \text{ Н};$$

$$a_1 = 0,02; \quad a_2 = 0,14; \quad a_3 = 0,03; \quad a_4 = 0,01.$$

Визначення моментів втрат в приводі:

$$M_p = 1,59 \cdot 10^{-4} \frac{9180}{0,76} \cdot 5,0 + 3,64 = 13,2 \text{ Нм};$$

$$M_x = 1,59 \cdot 10^{-4} \frac{700}{0,76} \cdot 5,0 + 3,64 = 4,4 \text{ Нм};$$

$$M_{\max} = 13,2 \text{ Нм}; \quad M_{\min} = 4,4 \text{ Нм};$$

$$M_{cp} = \frac{1}{2}(13,2 + 4,4) = 8,8 \text{ Нм};$$

$$M_{nep} = 5 \cdot 8,8 = 44,0 \text{ кГм};$$

		Стожаров Є.О.			МВ9213.ДПБ000.000.00	Аркуш
		Шевченко О.В.				
Змн.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		50

$$M_3 = \sqrt{13,2 \cdot 0,02 + 8,8^2 \cdot 0,14 + 4,4^2 \cdot 0,03 + 44,0^2 \cdot 0,01} = 5,9 \text{ Нм.}$$

Встановлений двигун HG 112В з моментом, що крутить, 17 Нм, номінальною частотою обертання 500 хв^{-1} і максимальною частотою обертання 2000 хв^{-1} , задовольняє умовам вибору.

На рис. 4.5 показаний привід поздовжніх подач верстата (розріз уздовж осі гвинта).

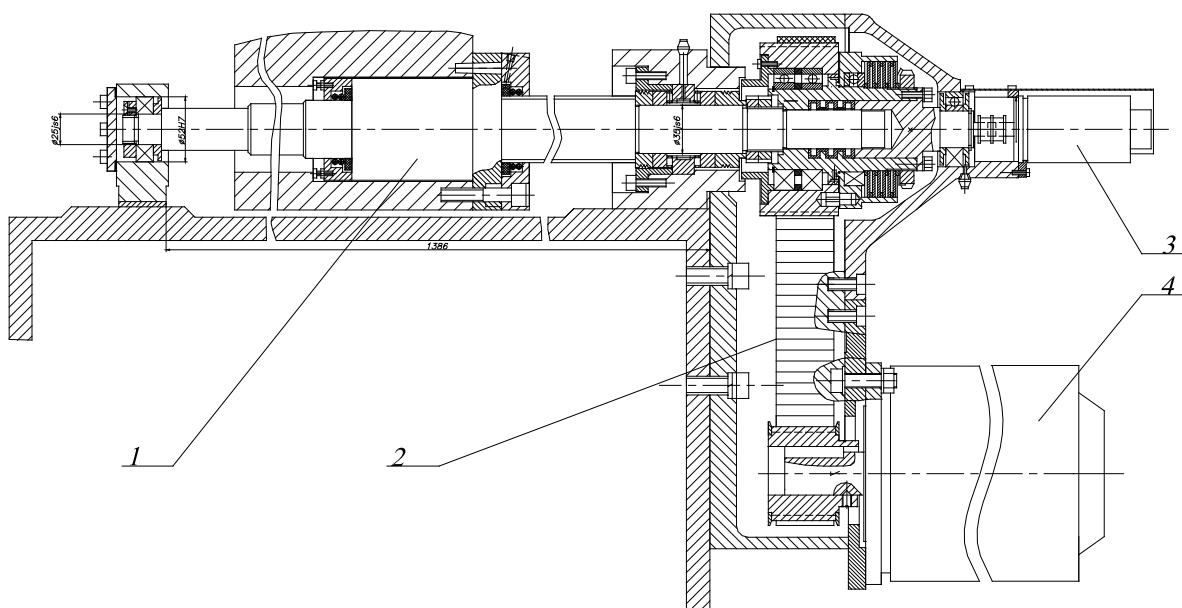


Рис. 4.5. Привід повздовжніх подач:

- 1 – шарикова гвинтова пара ;
- 2 – поскозубчаста пасова передача;
- 3 – датчик зворотного зв'язку;
- 4 – високомоментний двигун привода.

5. Розробка конструкції спеціального інструментального оснащення для позиціювання різця в мікрометричному діапазоні

5.1 Методика та результати досліджень статичних характеристик пристрою малих переміщень

5.1.1 Статичний розрахунок нової моделі

Для розрахунку різцетримача створюємо креслення моделі і на її основі створюємо 3-д модель в Autodesk Inventor.

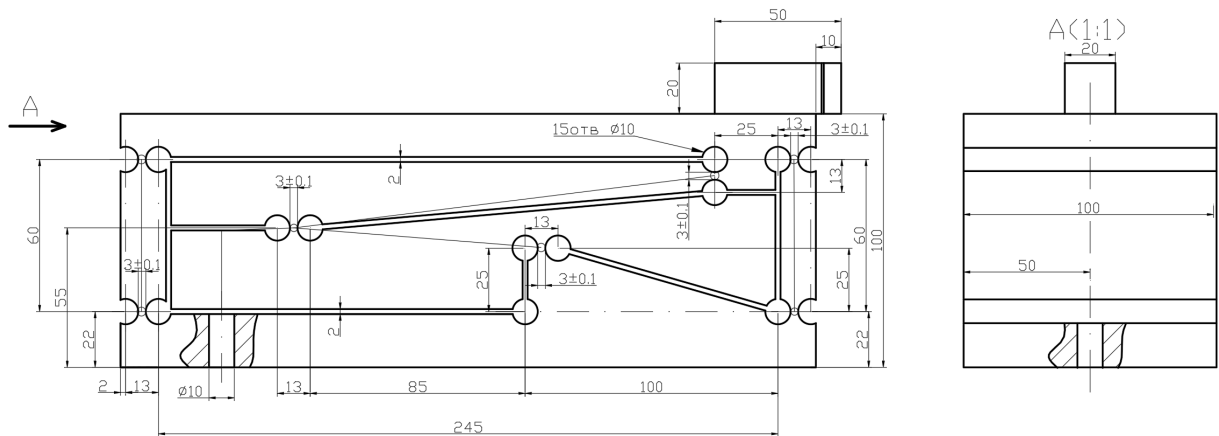


Рис. 5 Креслення деталі

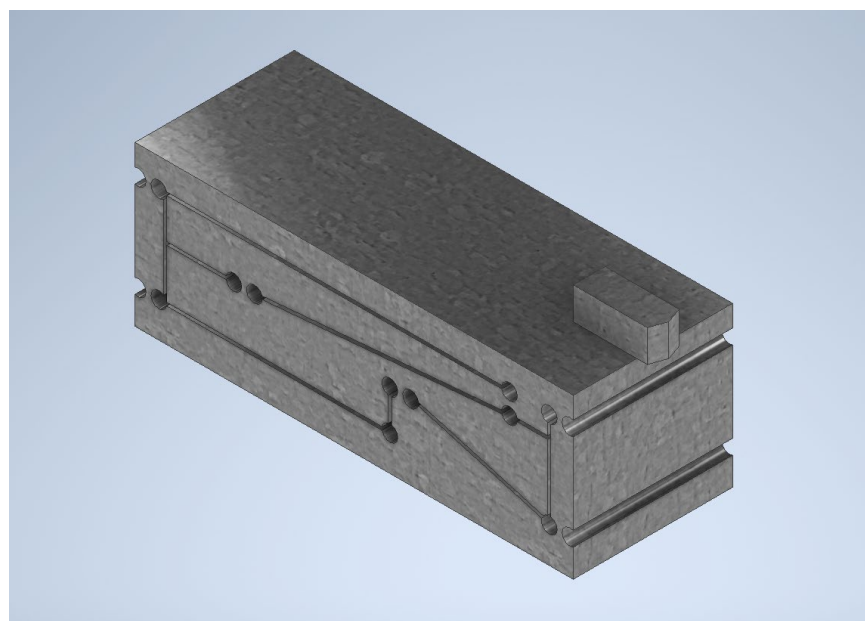


Рис. 5.1 Твердотільна модель

		Стожаров Є.О.			МВ9213.ДПБ000.000.00	Аркуш
		Шевченко О.В.				
Змн.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		52

Далі розглянемо фізичні параметри цієї деталі та матеріал виготовлення

Фізичні параметри:

Общие свойства

Масса	19,682 кг (Относительная)	Центр тяжести	X	138,217 мм (Относительная)
Площадь	313916,704 мм ²	Y		50,033 мм (Относительная)
Объем	2507310,085 мм ³	Z		50,000 мм (Относительная)

Рис 5.2 – Фізичні параметри

Ім'я	Нержавіюча сталь	
Загальне	Масова щільність	8 г/см ³
	Межа текучості	250 МПа
	Межа міцності при розтягу	540 МПа
Напруження	Модуль Юнга	193 ГПа
	Коефіцієнт Пуассона	0,3 бр
	Модуль пружності при зсуві	74,2308 ГПа

5.2 Аналіз жорсткості

Для перевірки правильності побудови деталі необхідно виконати аналіз жорсткості і витривалості. Для розрахунку жорсткості ми навантажуюмо нашу деталі на місцезнаходженні різця зусиллям в 1кН в напрямках дії сили різання.

Виконавши аналіз запасу міцності стало можна побачити що деталь має мінімальний запас міцності 5,41 що є допустимим

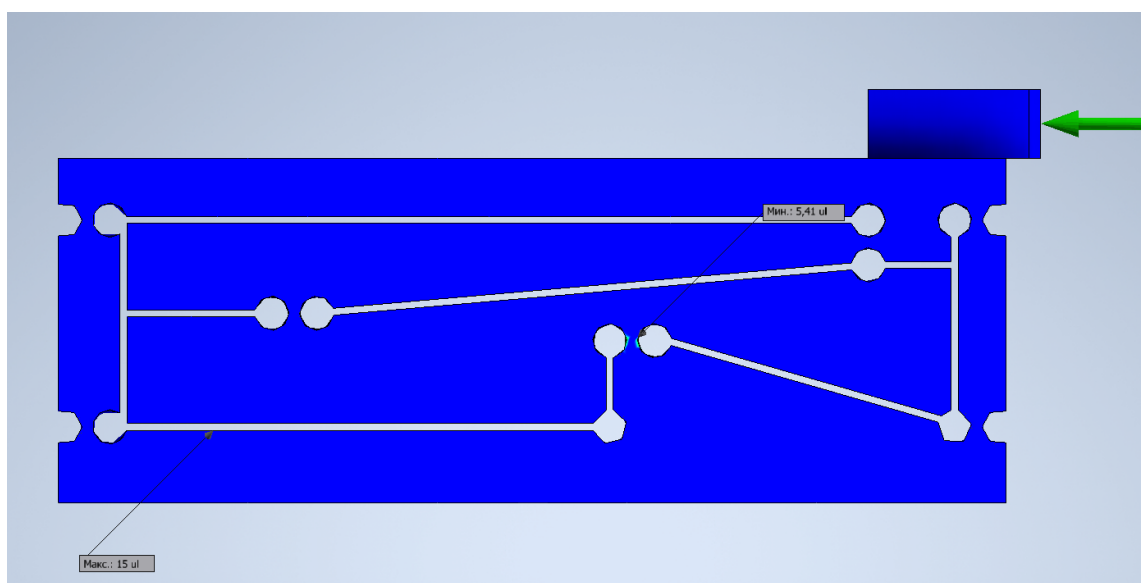


Рис 5.4 Коефіцієнт запасу міцності

Далі виконаємо аналіз жорсткості на основі зміщення по осям

Зміщення по осі Y:

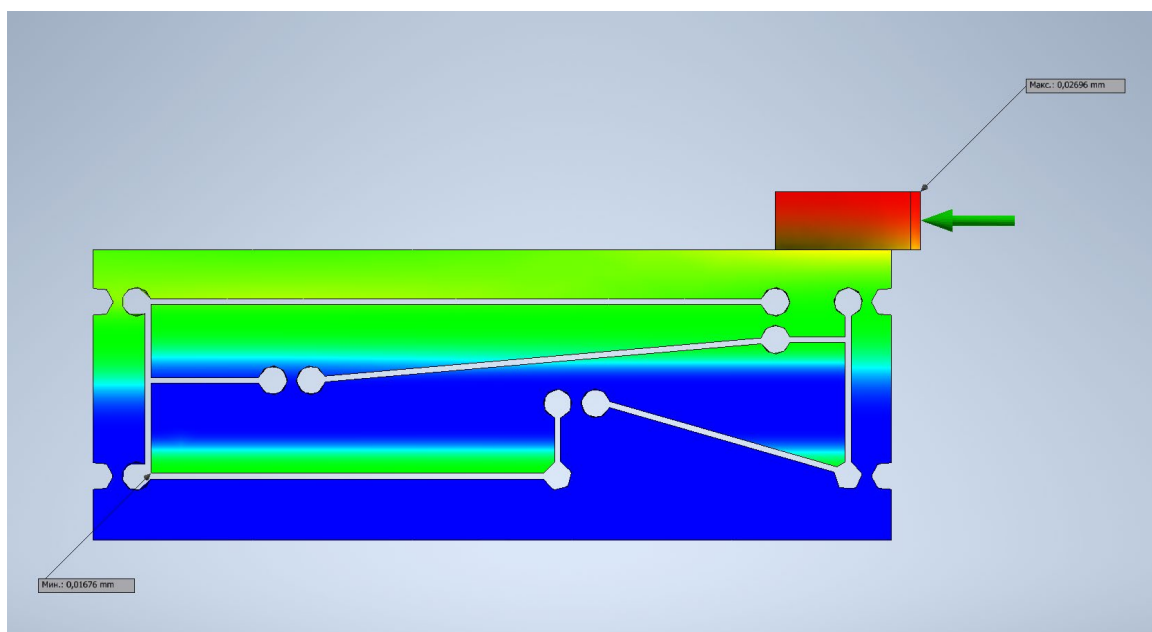


Рис. 5.5 Зміщення по осі Y

		Стожаров Є.О.			МВ9213.ДПБ000.000.00	Аркуш 54
		Шевченко О.В.				
Змн.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

В напрямку осі x ми отримали переміщення 0, 1 мм

$$C_y = \frac{Py}{\Delta y} = \frac{1000}{0,02} = 50 \frac{H}{\text{мм}}$$

Зміщення по осі X:

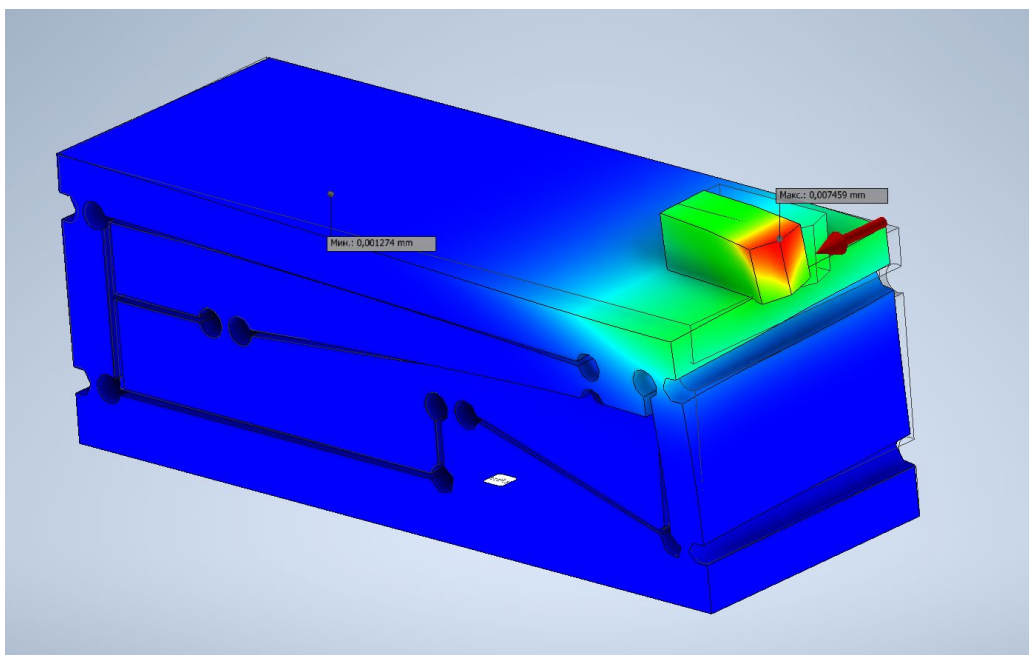


Рис. 5.6 Зміщення по осі X

В напрямку осі y ми отримали переміщення 0, 3 мм

$$C_x = \frac{Px}{\Delta x} = \frac{1000}{0,007} = 142 \frac{H}{\text{мм}}$$

Зміщення по осі Z:

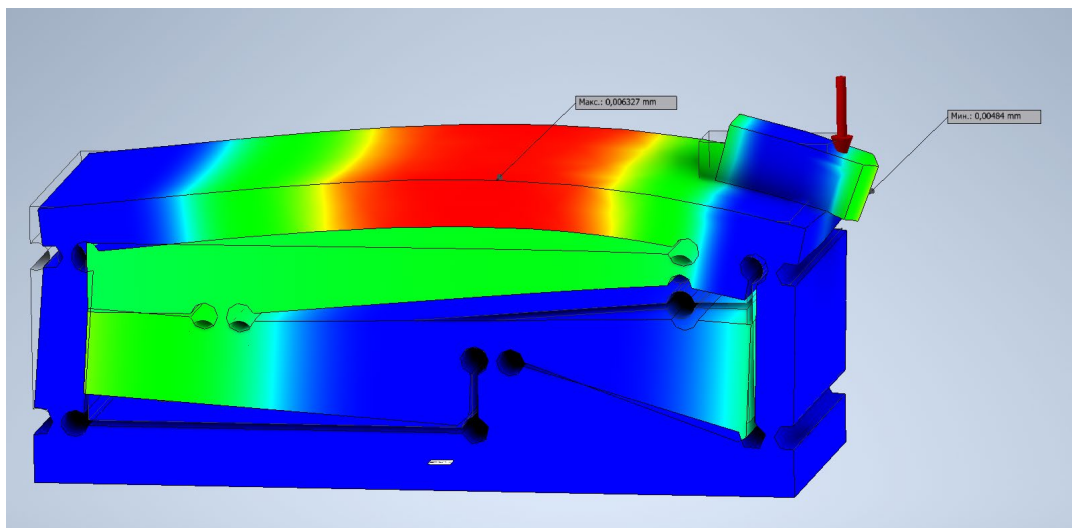


Рис. 5.7 Зміщення по осі Z

В напрямку осі z ми отримали переміщення 0,3 мм

$$C_z = \frac{P_z}{\Delta z} = \frac{100}{0,003} = 33 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$$

5.3 Аналіз залежності переміщення різця від зусилля гвинта

Для визначення переміщення різця виконаємо навантаження у місці знаходження гвинта у розмірах 100 200 400 600 800 1000 Н

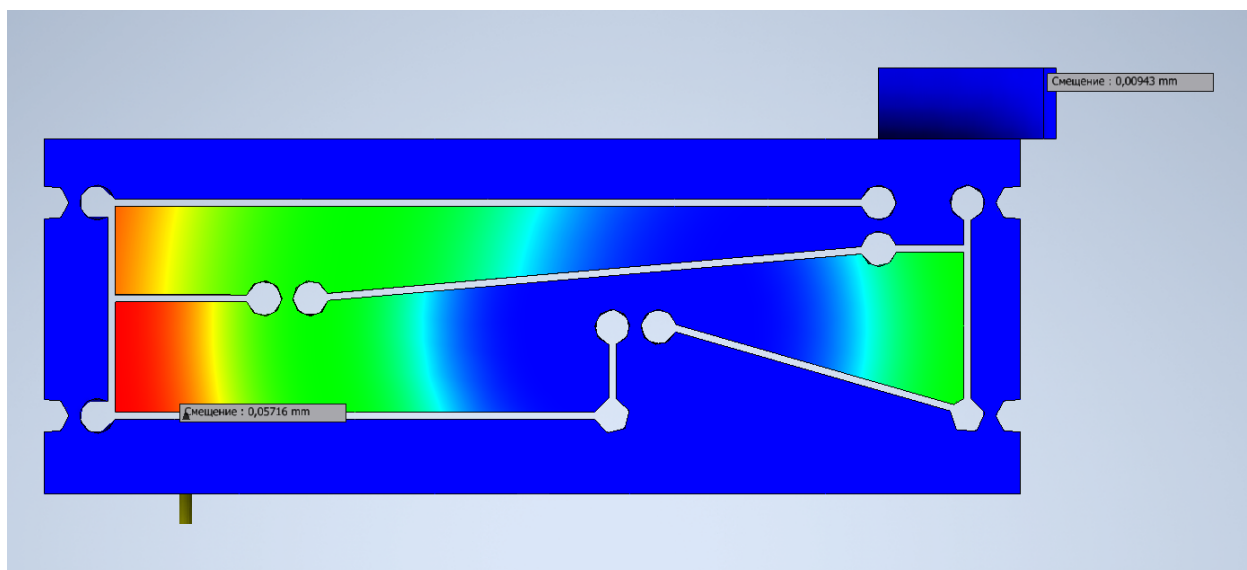


Рис. 5.8 Переміщення при навантаженні 100 Н

		Стожаров Є.О.			МВ9213.ДПБ000.000.00	Аркуш 56
		Шевченко О.В.				
Змн.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

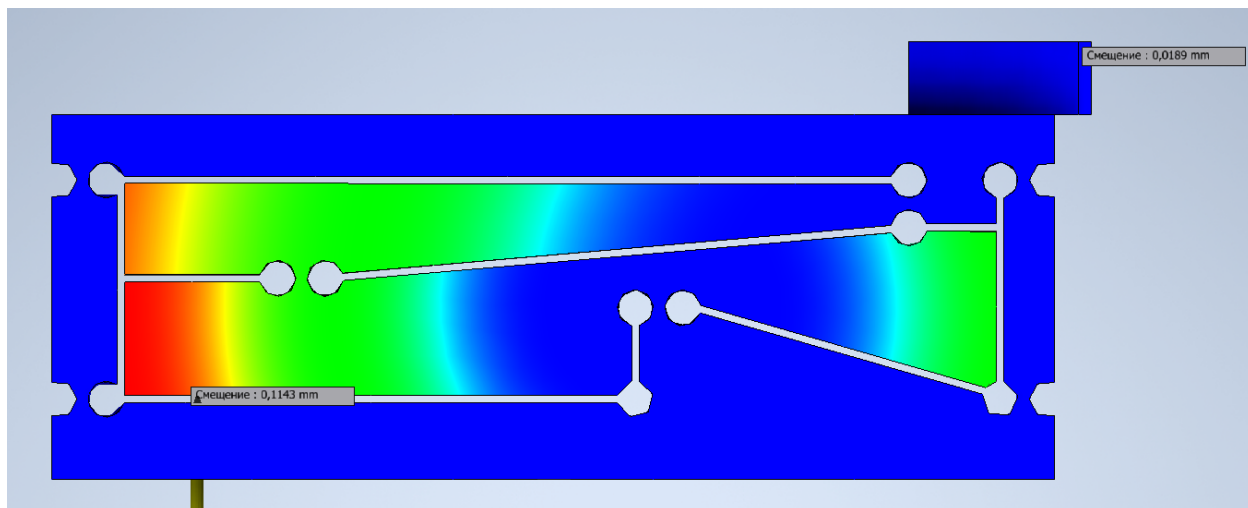


Рис. 5.9 Переміщення при навантаженні 200 Н

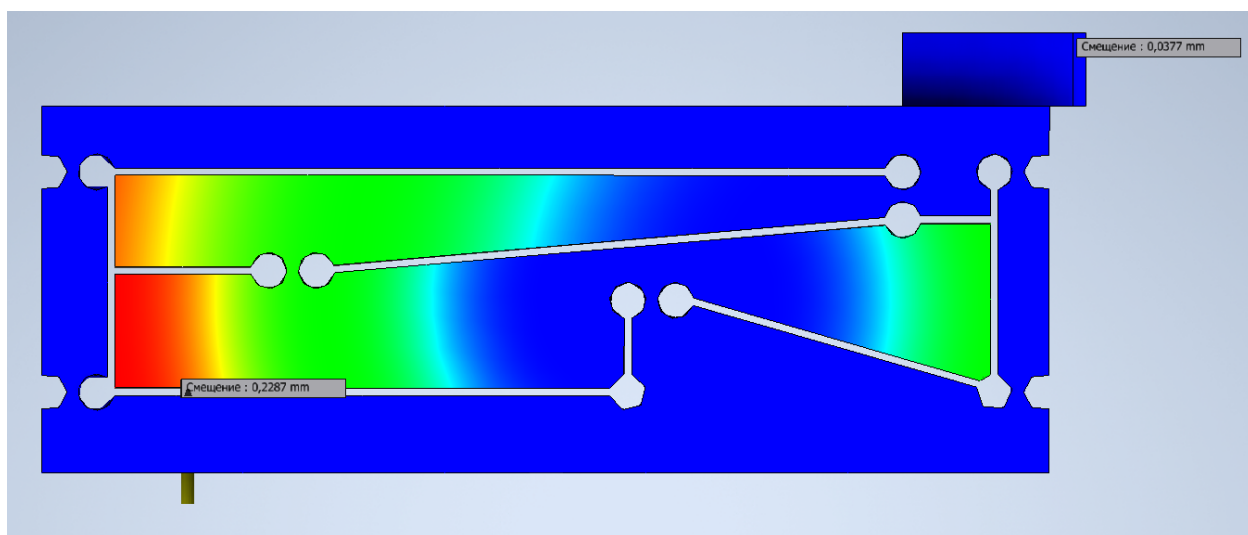


Рис. 5.10 Переміщення при навантаженні 400 Н

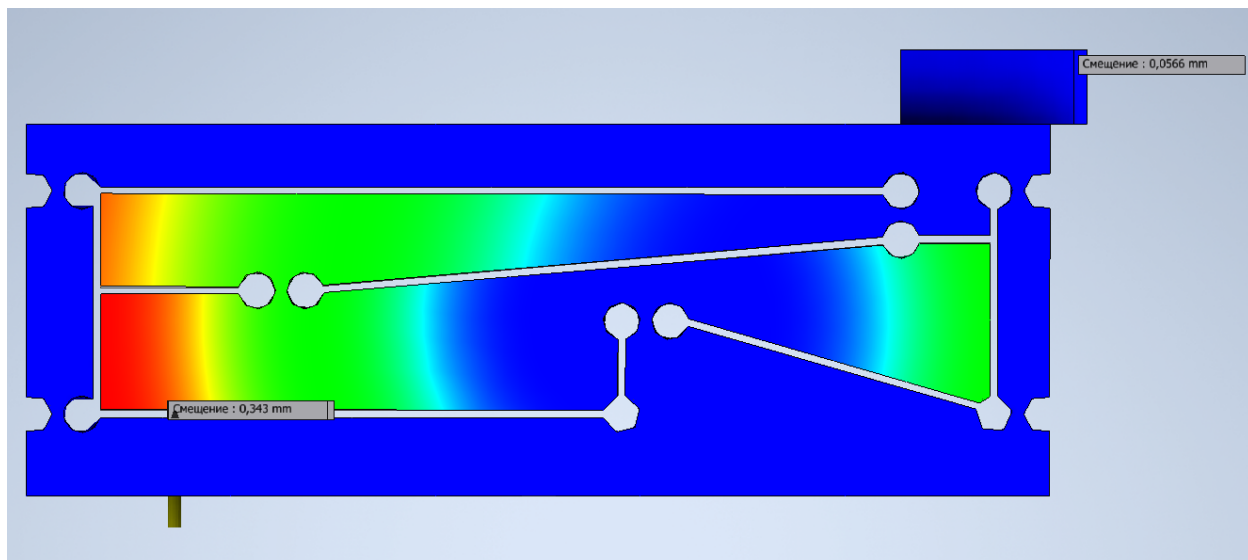


Рис. 5.11 Переміщення при навантаженні 600 Н

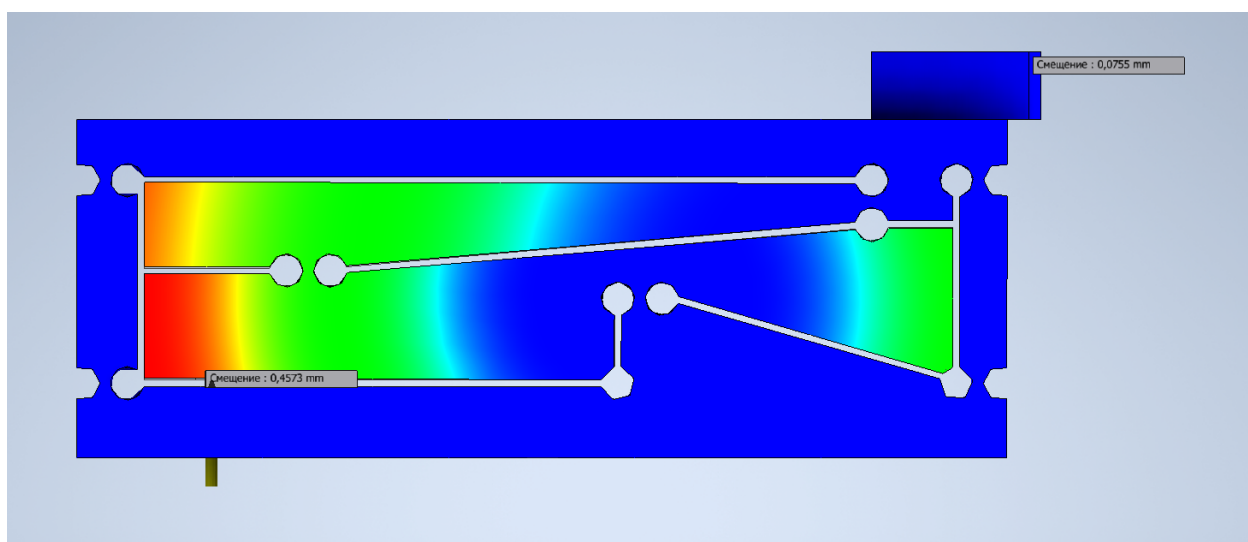


Рис. 5.12 Переміщення при навантаженні 800 Н

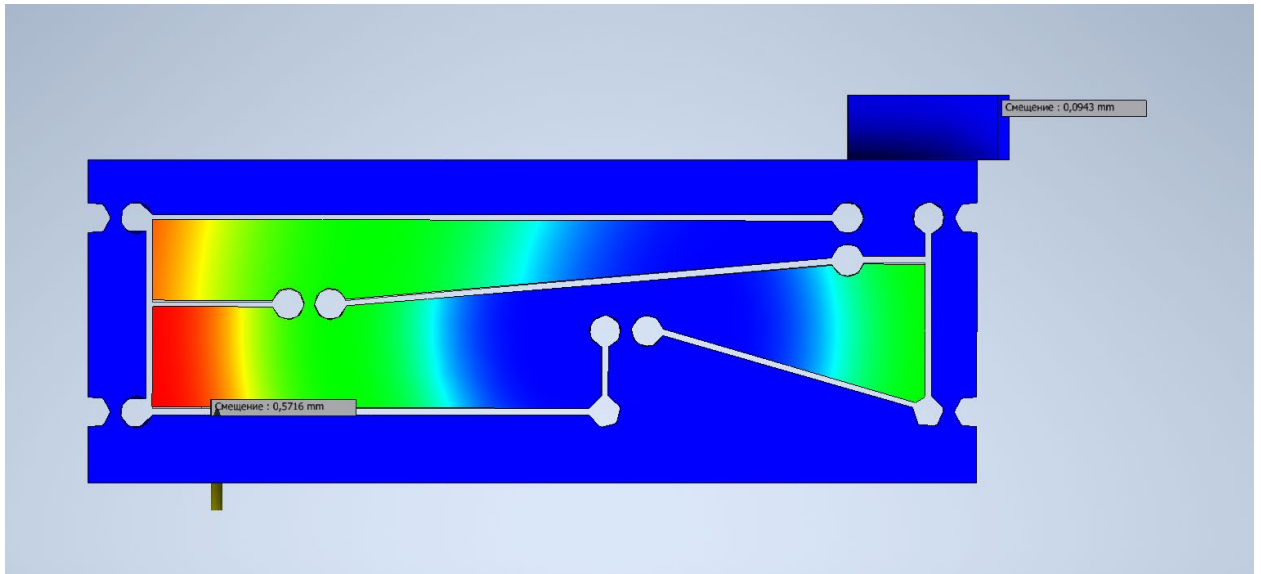


Рис. 5.13 Переміщення при навантаженні 1000 Н

В результаті дослідження отримали наступні данні:

Зміщення упора: 0.057, 0.12, 0.22, 0.34, 0.45, 0.57 мм

Зміщення різця: 0.0094, 0.019, 0.037, 0.056, 0.0755, 0.0943 мм

На основі отриманих даних будуюмо графік

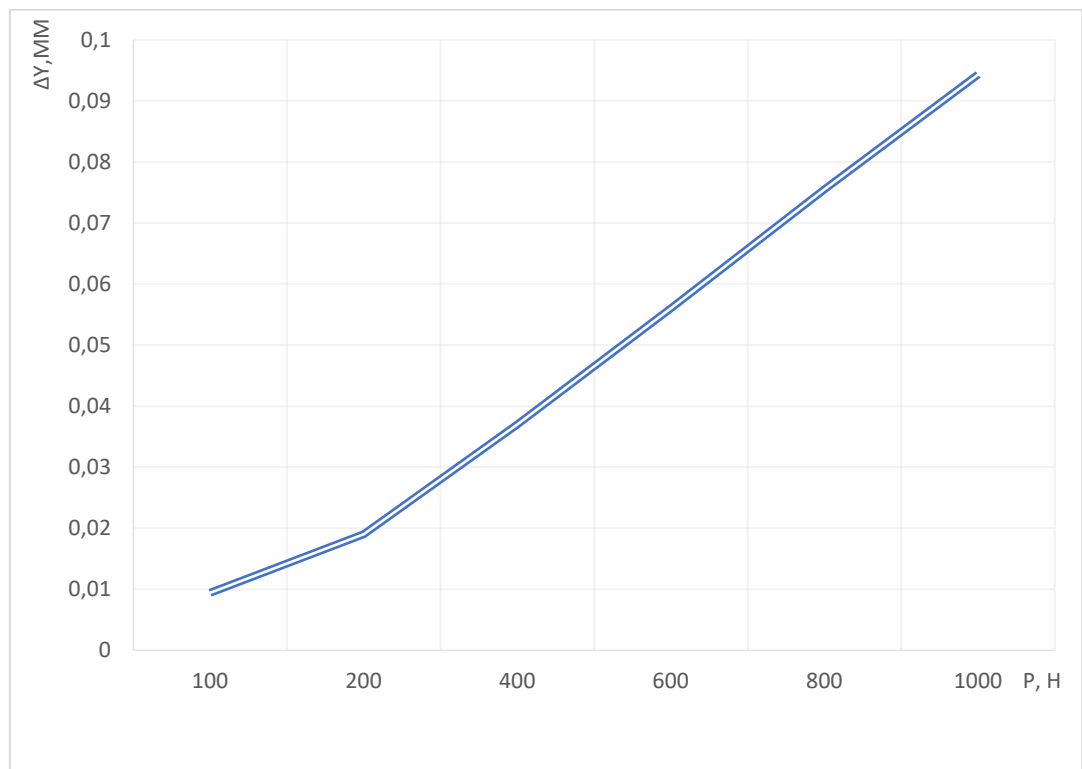


Рис.5.14 Графік залежності переміщення ΔY , мм від сили P, Н.

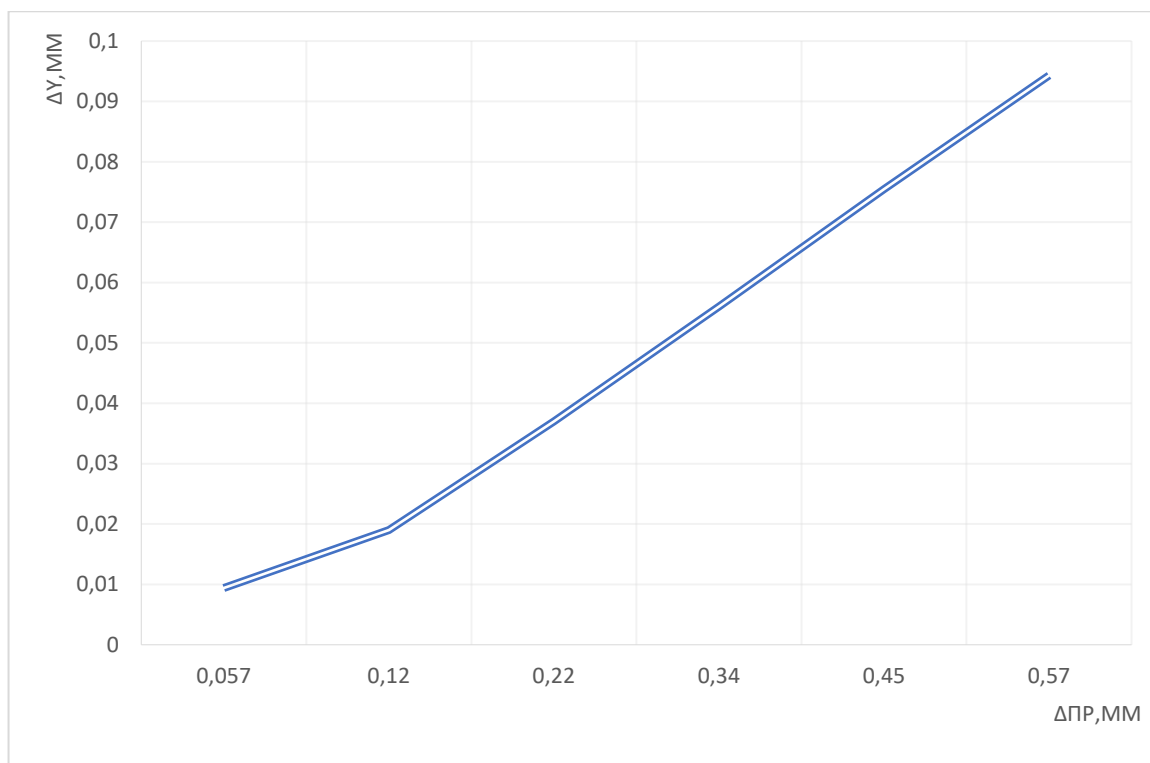


Рис.5.15 Графік залежності ΔУ, мм від ΔПр,мм.

Проаналізувавши залежність ми отримали наступні передаточні відношення.

$$i = \frac{\Delta Y}{\Delta P_r} = \frac{1}{6,25}$$

5.4. Дослідження залежності жорсткості конструкції від ширини деталі

Для зменшення ваги конструкції а також для підвищення технологічних властивостей виробу проведемо аналіз жорсткості по осі Х в підберемо оптимальну ширину деталі.

Жорсткість: деталі по осі Х складає:

$$C_x = \frac{P_x}{\Delta x} = \frac{1000}{0,007} = 142 \frac{H}{мм}$$

Зменшуємо ширину деталі до 80мм:

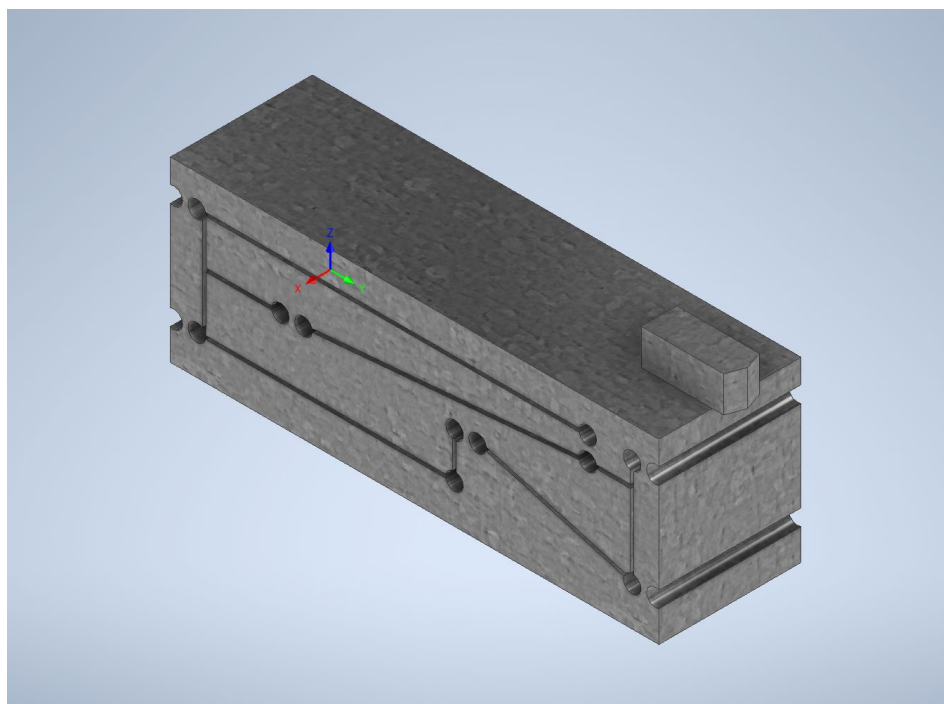


Рис 5.16 Зменшена деталь

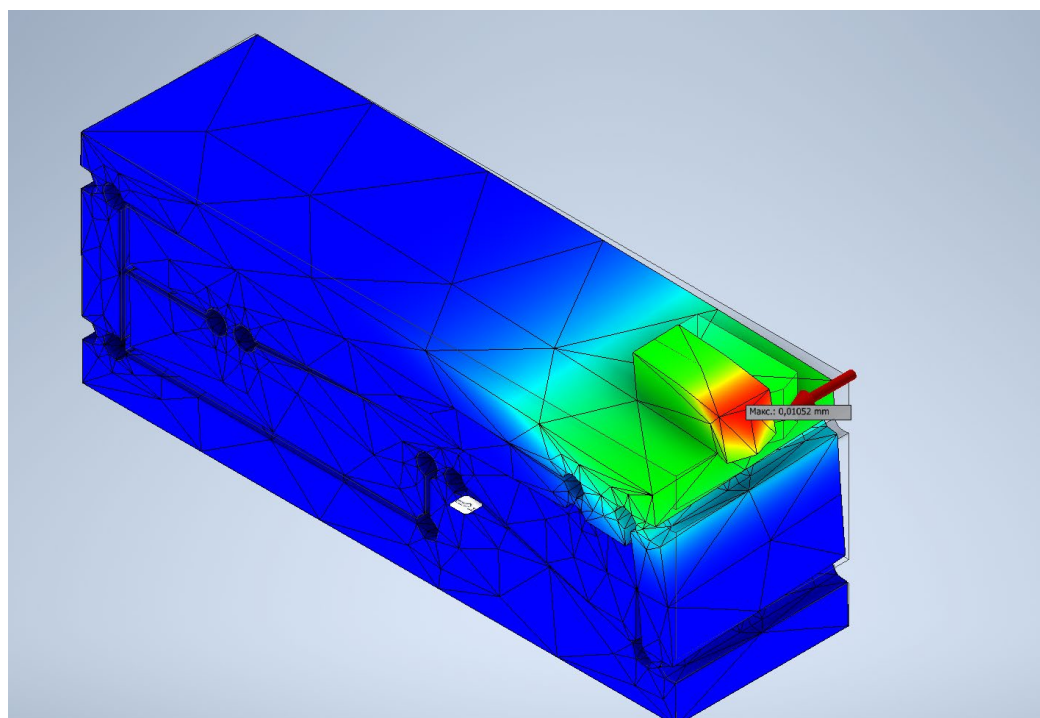


Рис 5.17 Зміщення по осі X деталі шириною 80мм

		Стожаров Є.О.			МВ9213.ДПБ000.000.00	Аркуш
		Шевченко О.В.				61
Змн.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Жорсткість деталі складатиме:

$$C_x = \frac{Px}{\Delta x} = \frac{1000}{0,01} = 100 \frac{H}{\text{мм}}$$

Зменшуємо ширину деталі до 60мм:

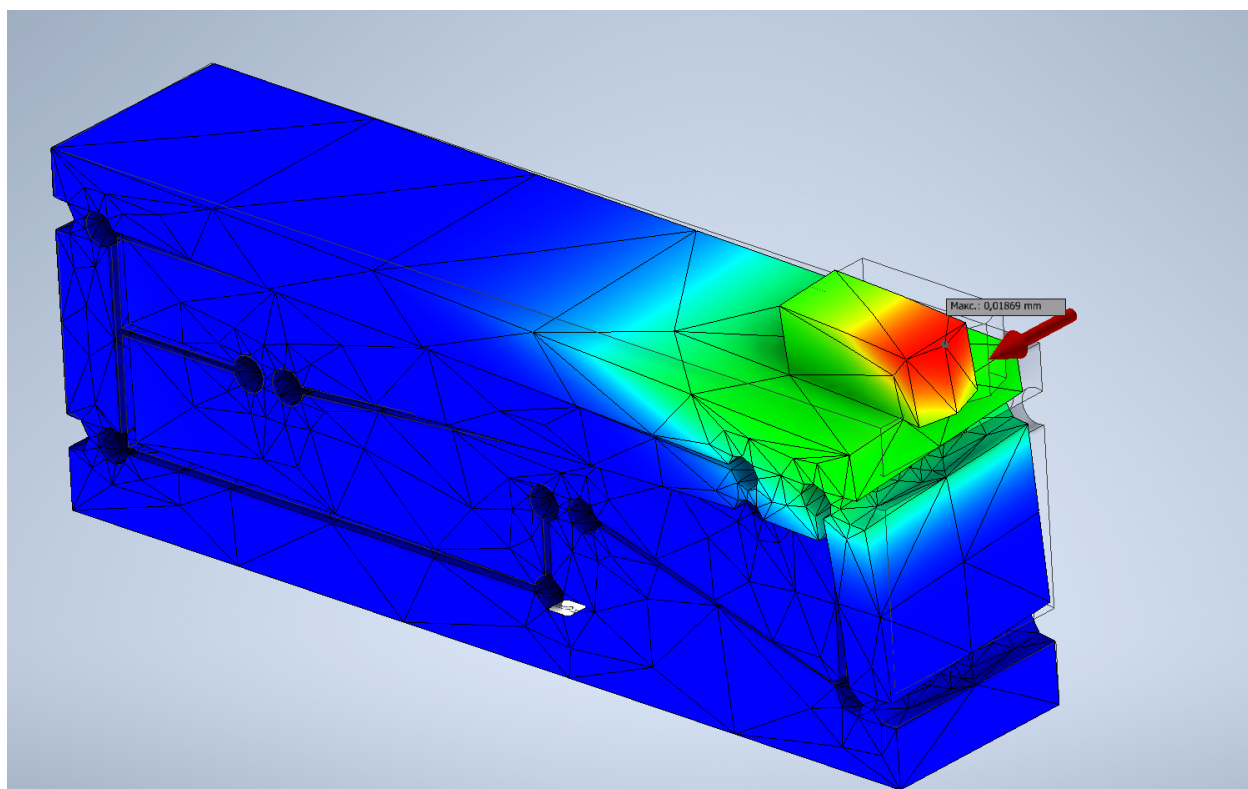


Рис 5.18 Зміщення по осі X деталі шириною 60мм

Жорсткість деталі складатиме:

$$C_x = \frac{Px}{\Delta x} = \frac{1000}{0,018} = 55 \frac{H}{\text{мм}}$$

Зменшуємо ширину деталі до 40мм:

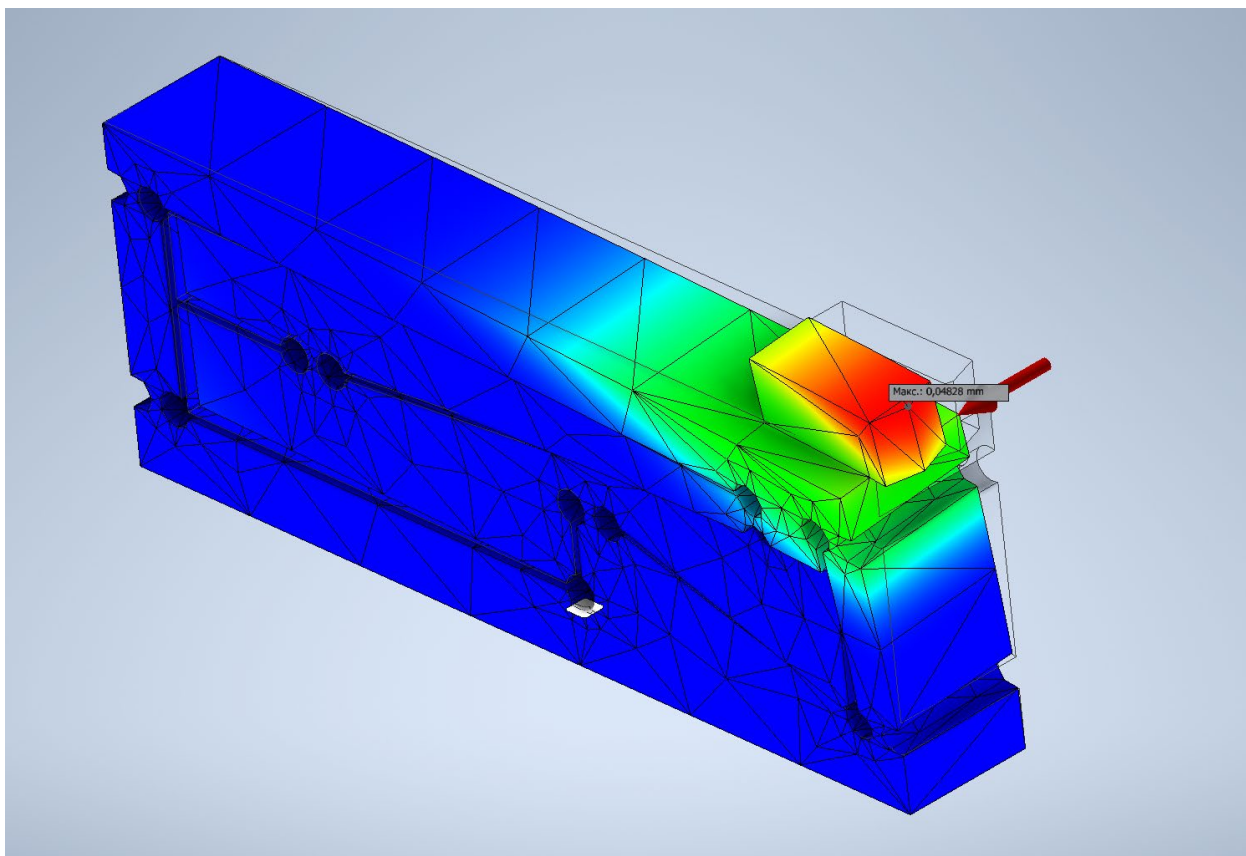


Рис 5.18 Зміщення по осі Х деталі шириною 40мм

Жорсткість деталі складатиме:

$$C_x = \frac{P_x}{\Delta x} = \frac{1000}{0,048} = 20 \frac{H}{\text{мм}}$$

Зменшуємо ширину деталі до 30мм:

		Стожаров Є.О.			МВ9213.ДПБ000.000.00	Аркуш
		Шевченко О.В.				63
Змн.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

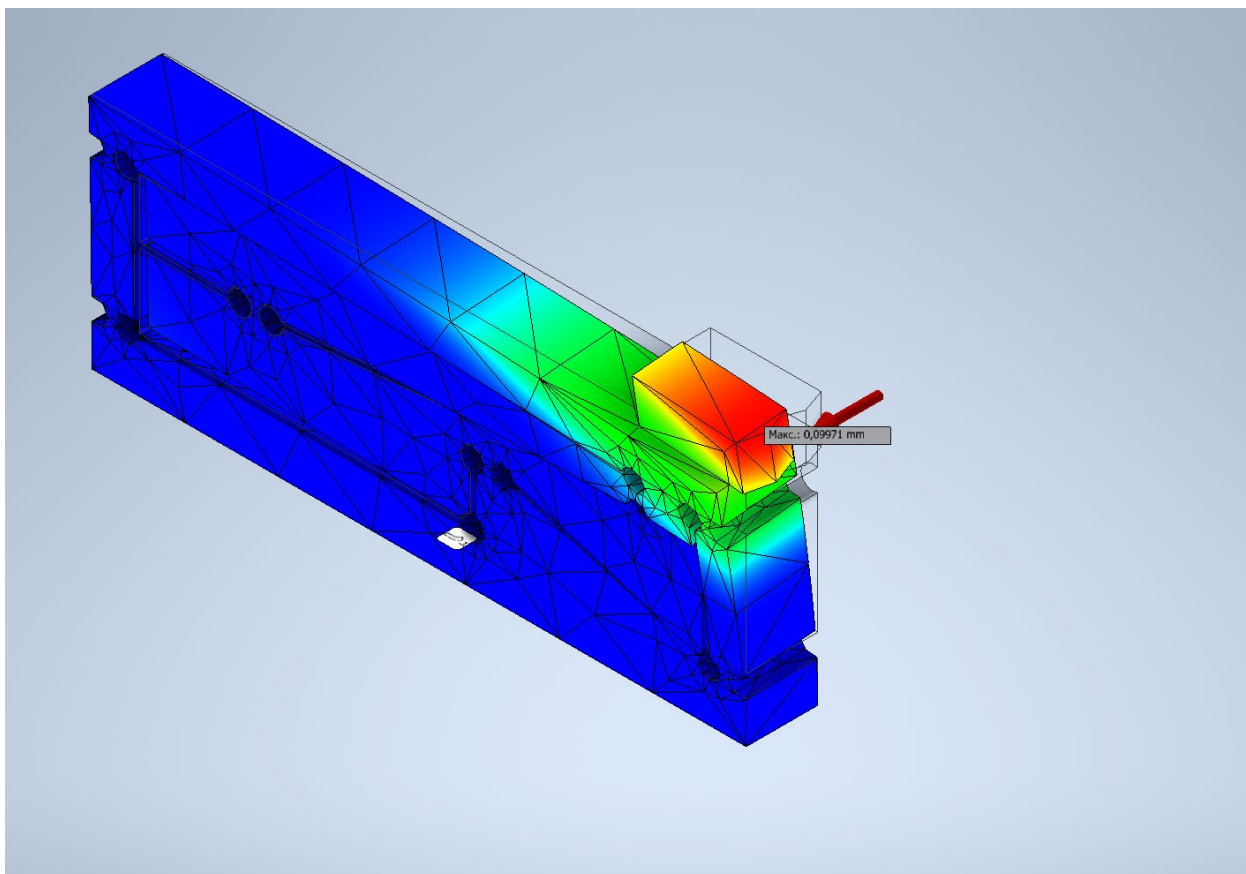


Рис 5.18 Зміщення по осі Х деталі шириною 30мм

Жорсткість деталі складатиме:

$$C_x = \frac{P_x}{\Delta x} = \frac{1000}{0,099} = 10 \frac{H}{\text{мм}}$$

Подальше зменшення товщини конструкції призведе до критичного зменшення жорсткості тому подальші дослідження не є доцільними

Будуємо графік залежності жорсткості від товщини деталі:

		Стожаров Є.О.			МВ9213.ДПБ000.000.00	Аркуш 64
		Шевченко О.В.				
Змн.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

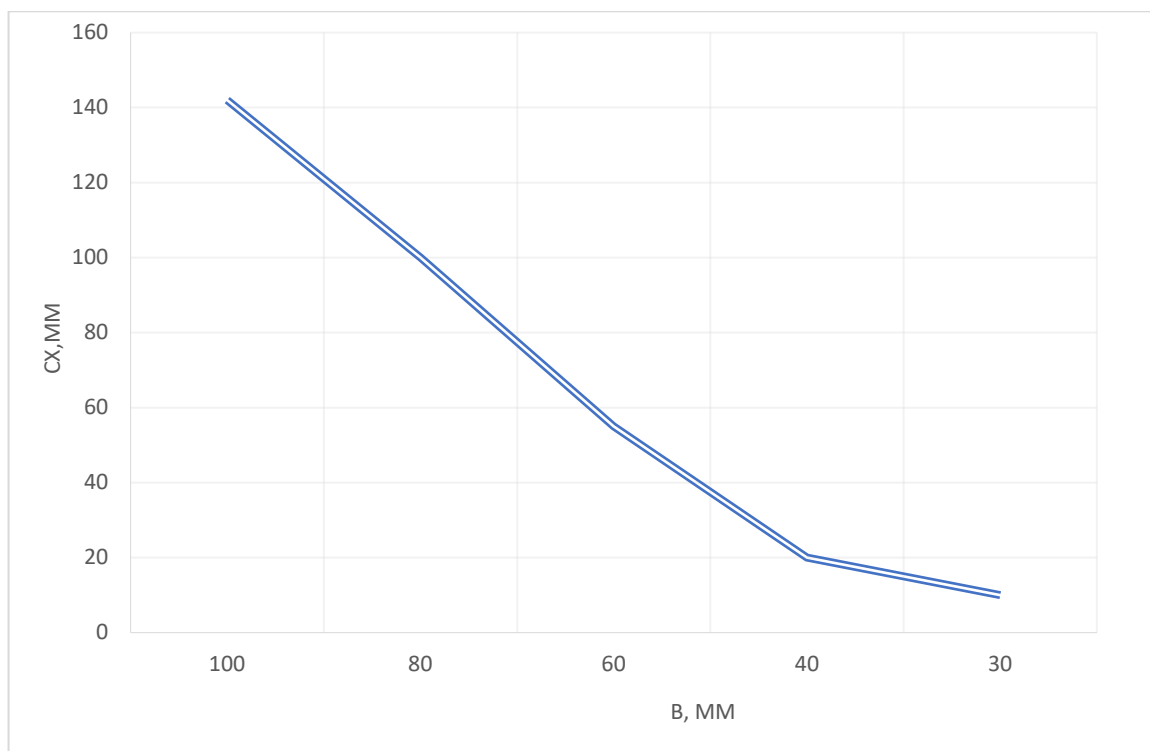


Рис 5.19 Графік залежності жорсткості від ширини деталі

На основі отриманих результатів виявлено що залежність є лінійна і товщина обирається за потрібною для конкретних задач жорсткістю.

В нашому випадку оптимальною шириною деталі є 60мм.

		Стожаров Є.О.			МВ9213.ДПБ000.000.00	Аркуш
		Шевченко О.В.				
Змн.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		65

Висновки

Під час написання дипломної роботи була проведена дослідження проблеми нано- та мікропозиціонування, яка є актуальною в сучасний час.

В першому розділі була розглянута проблематика досягнення високої точності на верстатах класичними методами та проаналізовані альтернативні методи її досягнення.

Під час патентного огляду було виявлено що одним із найпопулярніших методів досягнення мікропереміщень є пружні перетворювачі лінійного і поворотного типу.

У технічному описі верстата було розглянуто основні галузі використання Токарно-револьверного верстата 1В340Ф30, його характеристики та технічні можливості.

В четвертому розділі були виконані розрахунки базових вузлів верстату, а в конкретно розрахунки жорсткості та швидкохідності шпиндельного вузла, зусилля зтяжки револьверної головки та розрахунок високомоментних двигунів

В главі розробки конструкції було виконано розробку прототипа різцетримача для верстата і її розрахунки в пакеті програм Autodesk Inventor, а конкретно був проведений аналіз міцності і жорсткості конструкції під час різання а також було визначено передаточне відношення кривошипно-шатунного механізму данної конструкції. Також було проведено аналіз залежності жорсткості конструкцій від товщини і вибрано оптимальні розміри за технологічним міркуванням.

		Стожаров Є.О.			МВ9213.ДПБ000.000.00	Аркуш
		Шевченко О.В.				
Змн.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		66

Посилання

1. Каталог інструментів Derek tool
<https://www.yumpu.com/ru/document/read/63010288/derek-tools>
2. ПАТЕНТ РФ №2377620 <https://www.freepatent.ru/patents/2377620>
3. ПАТЕНТ РФ № 2206913, 2003
<http://findpatent.com.ua/patent/220/2206913.html>
4. Патент США US 2007/0261522 A1; PRECISION TOOL HOLDER WITH FLEXURE-ADJUSTED, THREE DEGREES OF FREEDOM FOR A FOUR-AXIS LATHE Int. Cl. B23B 29/04 (2006.01)
5. Патент UK GB 2541171 A; A device for adjusting the positioning of an apparatus relative to a foundation in a shaft alignment process and a method thereof GB2541171A • 2017-02-15 • SKF AB [SE]
6. Патент CN107378527A Piezoelectric-driven two-degrees-of-freedom decoupling slight swing platform
<https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/060352974/publication/CN107378527A?q=pn%3DCN107378527A>
7. Патент JPH01246033A SLIGHTLY MOVING STAGE DEVICE
<https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/013500755/publication/JPH01246033A?q=pn%3DJPH01246033A>

		Стожаров Е.О.			<i>МВ9213.ДПБ000.000.00</i>	Аркуш
		Шевченко О.В.				
Змн.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		67

ОГЛЯД ВІДОМИХ ПРИСТРОЇВ ПОЗИЦІЮВАННЯ У МІКРОМЕТРИЧНОМУ ДІАПАЗОНІ

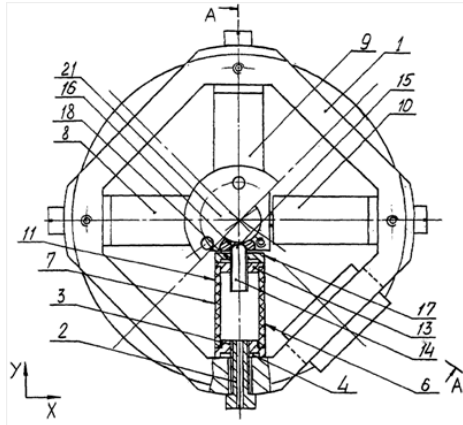
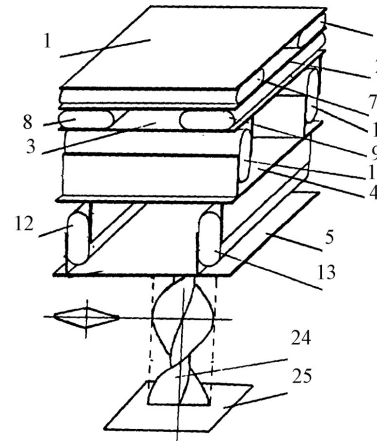


Рис.1

Прилад руху образця №2377620 ПАТЕНТ РФ №2377620, 2009р

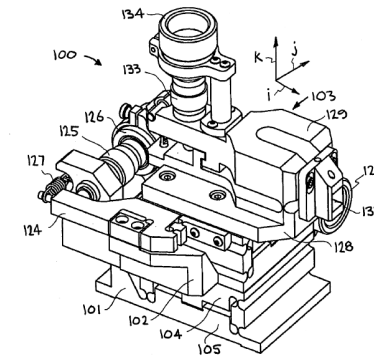
- 1-корпус;
- 2-гвинти з осьовими отворами
- 3,13-бобишка;
- 4-виборки;
- 6-плунжер;
- 7,8,9,10-п'єзоприводи;
- 12-каретка
- 14,15,16,17-складові шарніра
- 21-фланець



Фиг.1

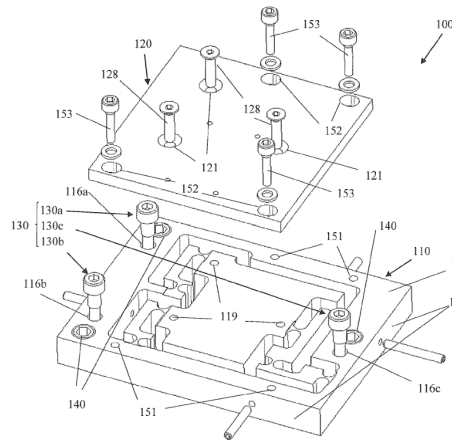
Пристрій позиціонування і привід обертання
ПАТЕНТ РФ № 2206913, 2003

- 1,2-платформи для коригування осі Y
- 3,4-платформи для коригування осі X
- 5-платформа для коригування осі Z;
- 6,7,8,9,10,11,12,13-керувальні трубки;
- 24-трубка обертальних переміщень
- 25-підставка



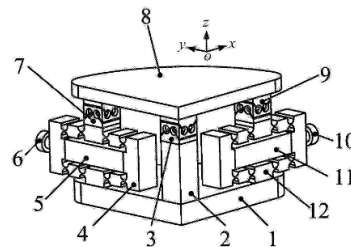
- 100-тримач інструменту;
- 101,102,103-регулятори;
- 104-рухома платформа;
- 105-база;
- 122-ручка;
- 124-пружина;
- 125,133-регулятори(мкм);
- 126-регульоване кільце;
- 127-вісь.
- 128-платформа
- 129-рухомий сустав

Тримач інструмента з регулюванням нахилу з трьома ступенями свободи для чотирьох осевого верстата
Патент США US 2007/0261522 B23B 29/04 (2006.01)



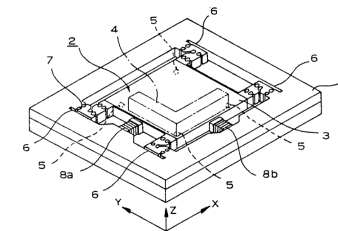
110-плита; 116,119,121,140,151,152-отвори; 116,128,130,153,-гвинти; 120-кришка;161-бічні грані

Пристрій для регулювання положення пристрою відносно фундаменту в процесі вирівнювання валу Патент UK GB 2541171 A, GB2541171A 2017



- 1-корпус;
- 2-колона;
- 3-роз'єднувальна вісь Гука;
- 4,12-мостова вісь Y;
- 5,11-п'єзоелектричний привод;
- 6,10-навантажувальні болти
- 7,9-шарнірнр Гука.

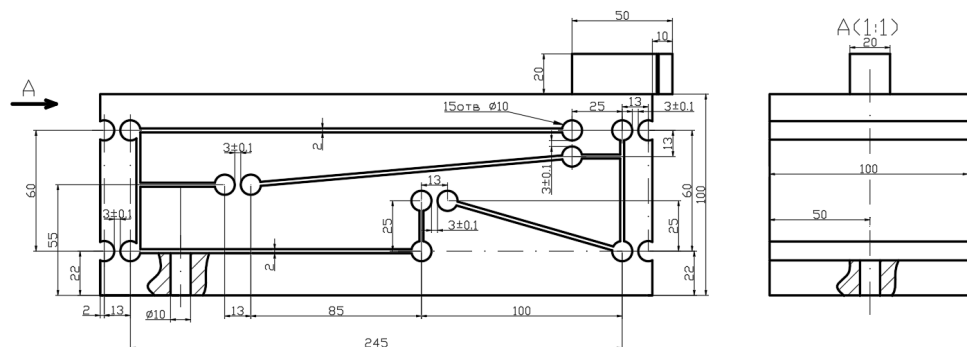
П'єзоелектричний привод з двома ступенями свободи
Патент CN107378527A, CN107378527A·2017-11-24



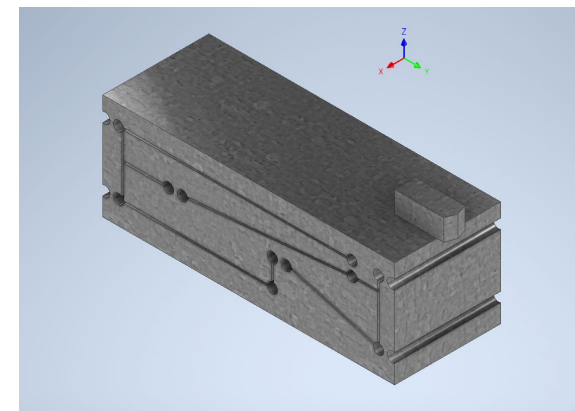
- 1-корпус;
- 2,3,4-рухома частина;
- 5,6,7-пластичний шарнір;
- 8-приводи переміщень.

Ступінчасте обладнання з малими переміщеннями
Патент JPН01246033A B23Q1/36 (EP); 1989

Методика та результати досліджень статичних характеристик пристрою малих переміщень

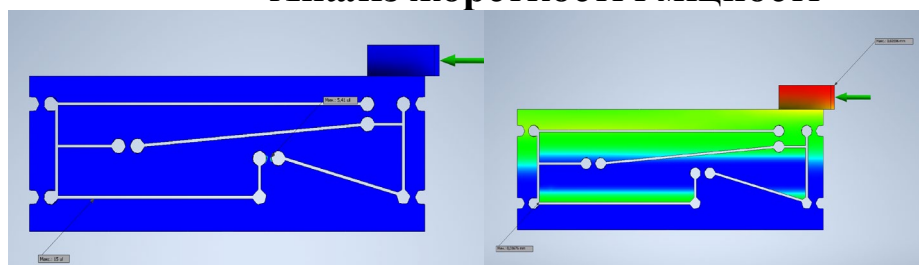


Креслення різцетримача



3-д модель в Autodesk Inventor

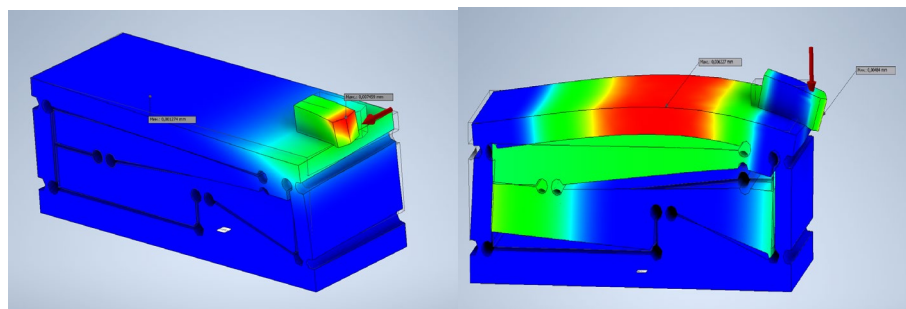
Аналіз жорсткості і міцності



Креслення різцетримача

Переміщення по осі Y

$$C_y = 50 \frac{H}{MKM}$$



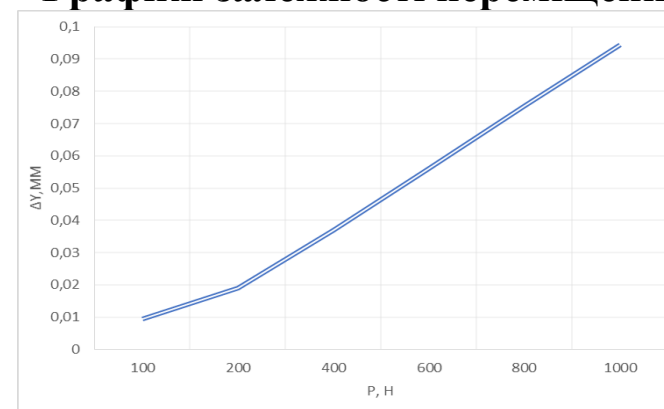
Переміщення по осі X

$$C_x = 142 \frac{H}{MKM}$$

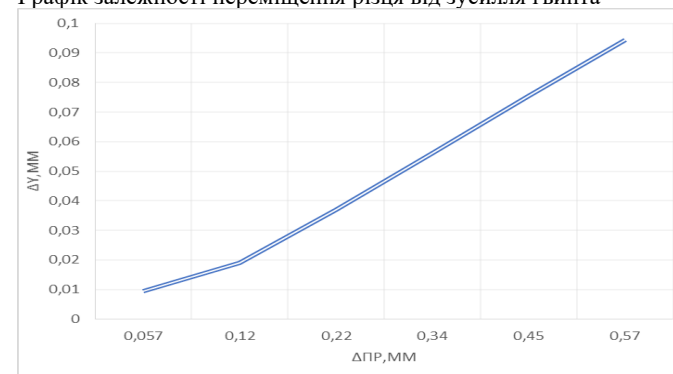
Переміщення по осі Z

$$C_z = 33 \frac{H}{MKM}$$

Графіки залежності переміщення різця

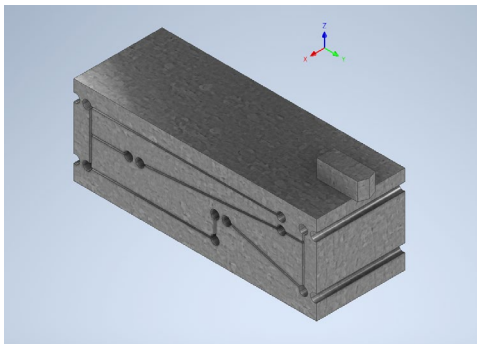


Графік залежності переміщення різця від зусилля гвинта



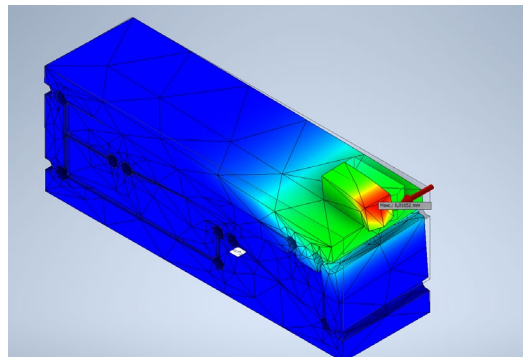
Графік залежності переміщення різця від переміщення гвинта

Дослідження залежності жорсткості конструкції інструментального оснащення від ширини деталі



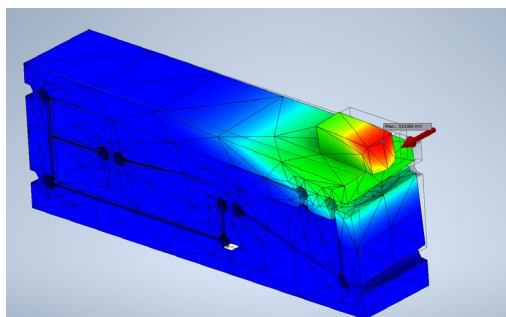
Базова конструкція з шириною 100мм

$$C_x = \frac{P_x}{\Delta x} = \frac{1000}{0,007} = 142 \frac{H}{\text{мкм}}$$



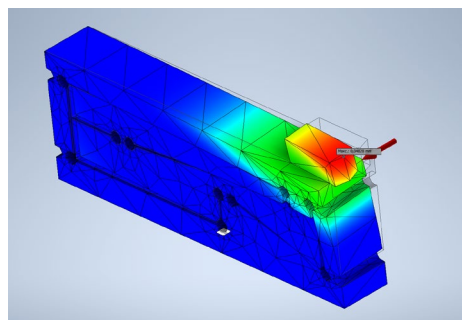
конструкція з шириною 80мм

$$C_x = \frac{P_x}{\Delta x} = \frac{1000}{0,01} = 100 \frac{H}{\text{мкм}}$$



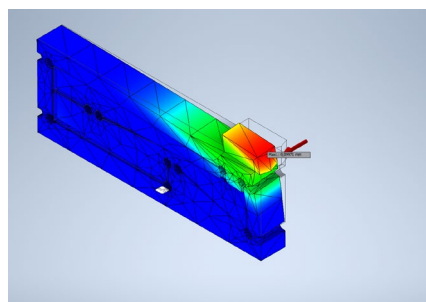
конструкція з шириною 60мм

$$C_x = \frac{P_x}{\Delta x} = \frac{1000}{0,018} = 55 \frac{H}{\text{мкм}}$$



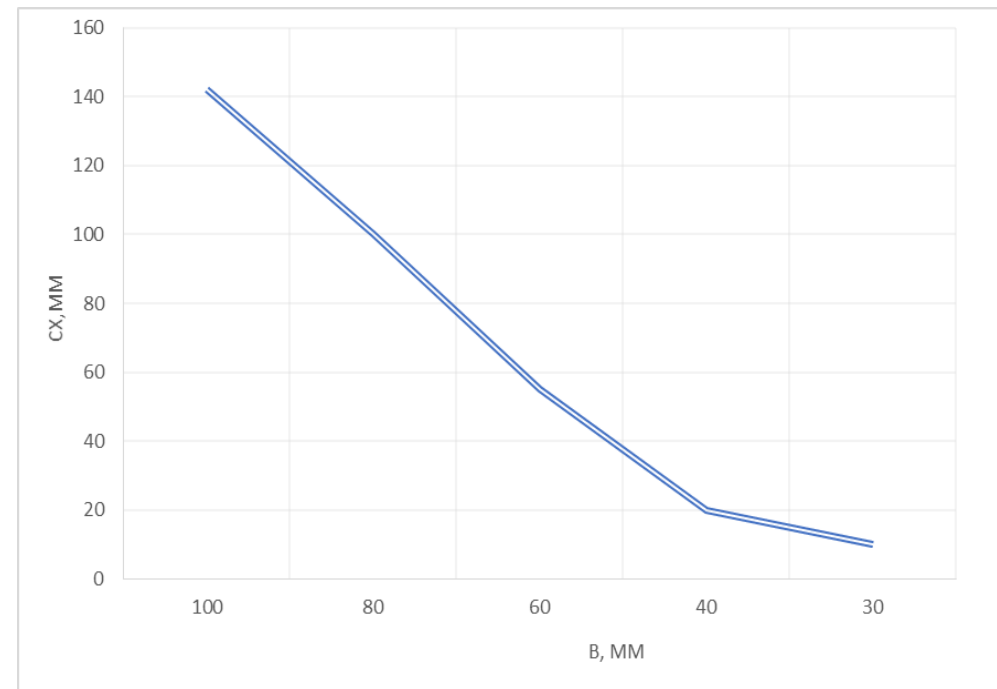
конструкція з шириною 40мм

$$C_x = \frac{P_x}{\Delta x} = \frac{1000}{0,048} = 20 \frac{H}{\text{мкм}}$$



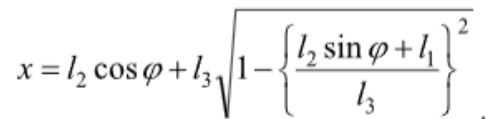
конструкція з шириною 30мм

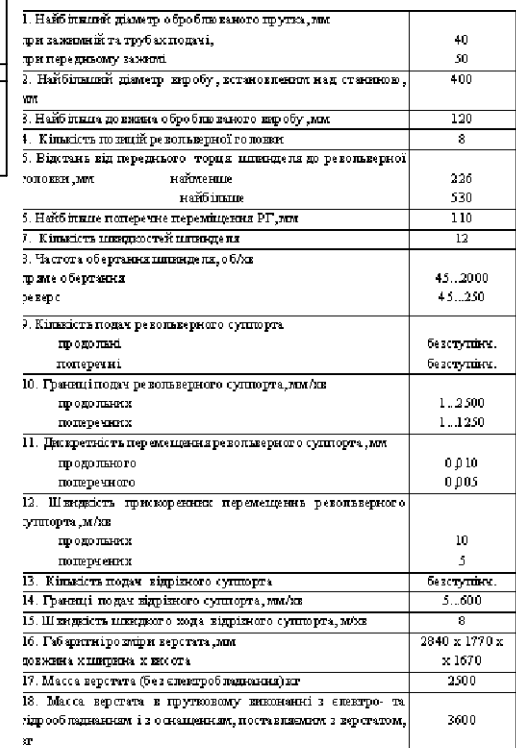
$$C_x = \frac{P_x}{\Delta x} = \frac{1000}{0,099} = 10 \frac{H}{\text{мкм}}$$



Графік залежності жорсткості конструкції по осі X від товщини деталі

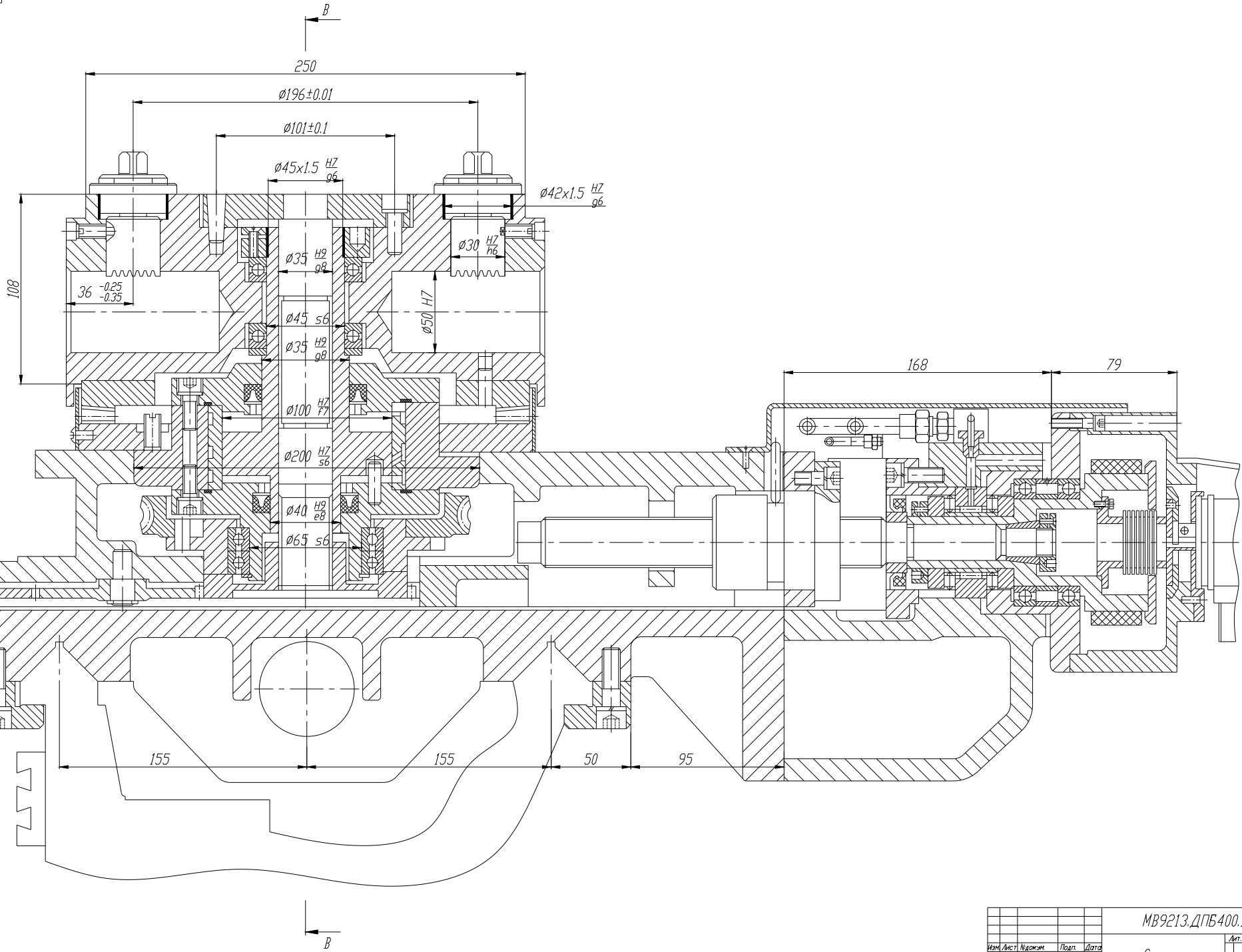
A 3D CAD model of a mechanical component, likely a mold or a base plate. The part is rectangular with a complex top surface featuring a central raised section and a recessed area on the right. A coordinate system is shown on the top surface, with the Z-axis pointing upwards, the X-axis pointing to the right, and the Y-axis pointing towards the viewer. The model is rendered in a light gray color with a smooth finish.

[illegible]



			МВ9213.ДПВ400.101								
			ЗАГАЛЬНИЙ ВИГЛЯД				Лист		Масса	Масштаб	
Исполн.	Провер.	Подпись	Датум					Лист	Листов		
Резерв	Складов	Складов	Складов								
Пробир.	Складов	Складов	Складов								
Т.с.с.с.											
И.с.с.с.	Складов	Складов	Складов								

МВ9213.ДПБ400.102



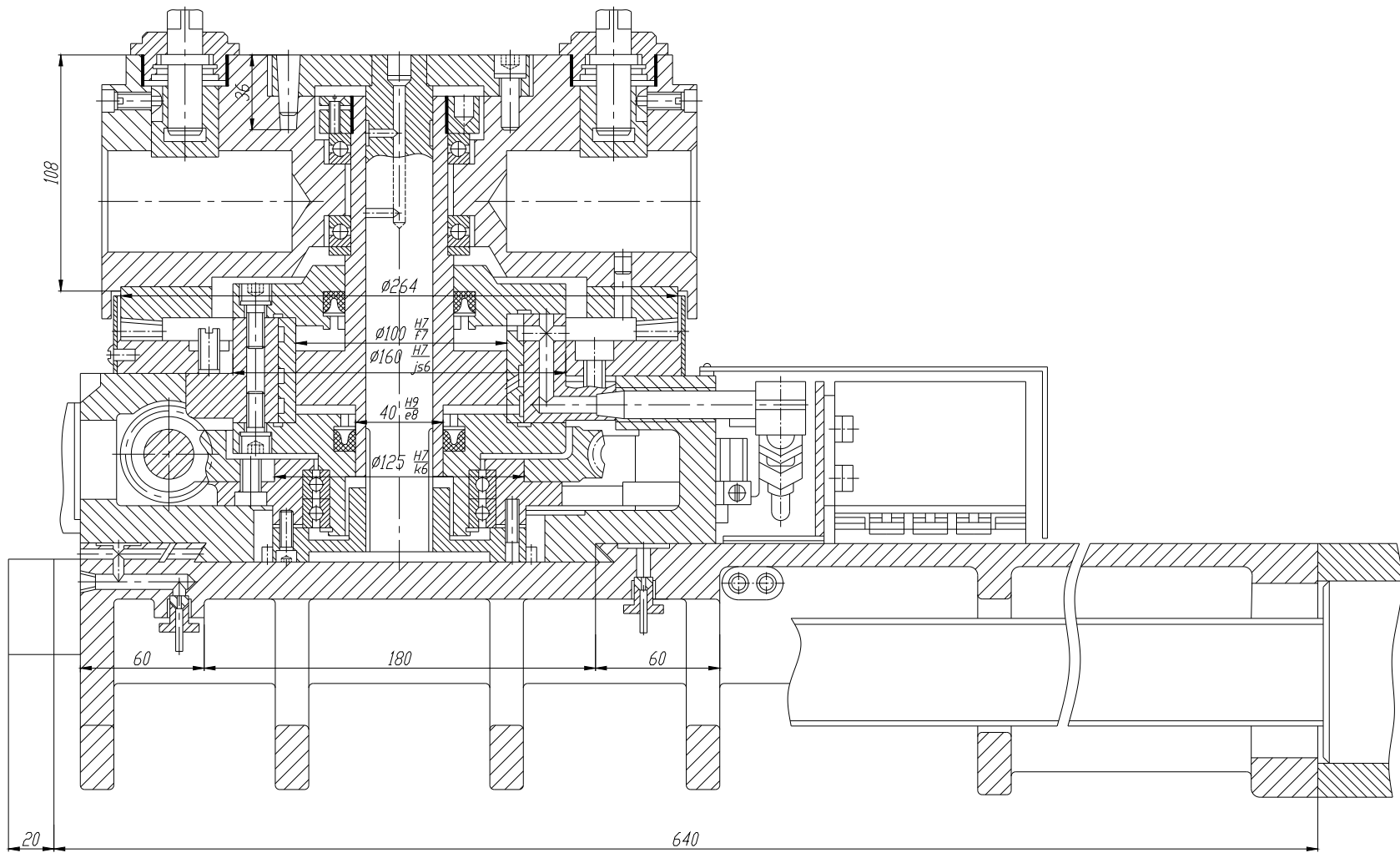
Лист 1 из 1
Подп. и дата
Взам. инв. №
Инв. №
Стор. №
Лист 1 из 1

МВ9213.ДПБ400.102				Супорт		
Изм. Лист	Подпись	Подп.	Дата	Лист	Масса	Масштаб
Разраб.	Составил	С.В.		Лист	Листов	
Пров.	Минимум	0.8				
Монтаж						
Исполн.	Минимум	0.8				
Утв.						

Копировал
Формат А1

МВ9213.ДПБ400.103

В-В



Лист 1 из 1

Спецификация

Лист 1 из 1

Лист 1 из 1

Лист 1 из 1

Лист 1 из 1

Лист 1 из 1

Лист 1 из 1

Лист 1 из 1

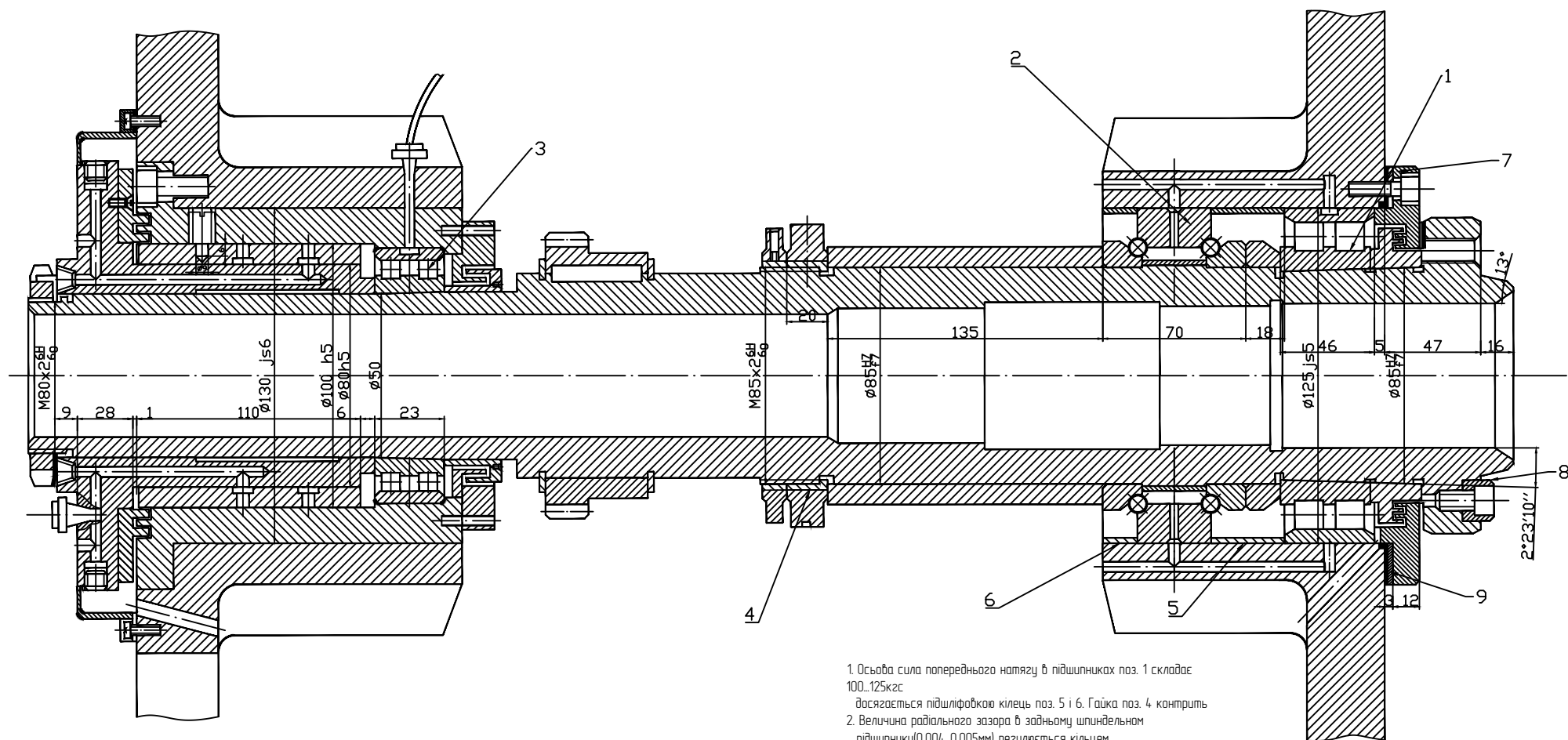
Лист 1 из 1

Лист 1 из 1

Лист 1 из 1

Лист 1 из 1

МВ9213.ДПБ400.103				Лит.			Масса	Масштаб
Суппорт				Лит.		Листов		
Изм.	Лист	Подпись	Дата	Изм.	Лист	Подпись	Дата	Изм.
Разработчик	Спецификация	С.О.		Исполнитель	М.В.			
Проверка	М.В.			Исполнитель	М.В.			
Нормирование	М.В.			Исполнитель	М.В.			
УТВ.	М.В.			Исполнитель	М.В.			



1. Осьова сила попереднього натягу в підшипниках поз. 1 складає 100...125кгс досягається підшліфкою кільць поз. 5 і 6. Гайка поз. 4 контрить
2. Величина радіального зазора в задньому шпиндельному підшипнику (0,004...0,005мм) регулюється кільцем.
3. Після регулювання шпиндель встановлюється в корпус бабки та закріплюється від осьового зміщення лабиринтом поз. 7 з підшліфкою по місії компенсації кільця поз. 9.
4. Лабиринти поз. 8 і 7 повинні бути встановлені так, щоб поз для зливу масла із підшипника знаходився і сполучався зі зливним отвором в шпиндельній бабці.
5. Виконати динамічну балансировку шпинделя в зборці (достатня динамічна незрівноваженість не більше 20гсм).
6. Вісь шпинделя встановити симетрично напрямним з точністю $\pm 0,1$ мм.
7. Маслопрвідні трубки не повинні мати вмятин гострих кутів перегиби і хвилястості на прямих участках і повинні бути надійно закріплені внутрішні поверхні маслопрвідних трубок повинні бути очищені від окалин і бруду.
8. Не допускати зовнішні втрати масла з шпиндельної бабки, а також просочування масла з-під фланців і лабиринтах.

					МВ9213.ДПБ400.104			
					Шпиндельна бабка			
Мат. лист	Наскоч.	Подп.	Дат.		Лит.	Масса	Масшт.	
Резерв	Становище	д					1:1	
Провер.	Менеджер	ОБ			Лист Листов 1			
Утвер.	Менеджер	ОБ						