

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»
МЕХАНІКО-МАШИНОБУДІВНИЙ ІНСТИТУТ
КАФЕДРА КОНСТРУЮВАННЯ ВЕРСТАТІВ ТА МАШИН

«На правах рукопису»
УДК 62-5

До захисту допущено
Завідувач кафедри

_____ В.Б.Струтинський
(підпис) (ініціали, прізвище)

“ _____ ” _____ 2018 р.

Магістерська дисертація
на здобуття ступеня магістра
зі спеціальності 133 Галузеве машинобудування

на тему Використання приводу нано- та мікропереміщення при ультрапрецизійній токарній обробці

Виконав (-ла): студент (-ка) _____ ІІ курсу , групи МВ – 71мп

Дарбінян Карен Арменович

_____ (прізвище ім'я по батькові)

_____ (підпис)

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

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

_____ (підпис)

Консультант з розділу д.т.н., професор Шевченко О.

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

Рецензент: професор, Гожій С.П.

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

_____ (підпис)

Засвідчую, що у цій магістерській дисертації немає запозичень з праць інших авторів без відповідних посилань.

Студент _____
(підпис)

Київ - 2018

Національний технічний університет України
“Київський політехнічний інститут
імені Ігоря Сікорського”
Механіко-машинобудівний інститут
Кафедра конструювання верстатів та машин

Рівень вищої освіти другий (магістерський) за освітньо-професійною
програмою

1. Спеціальність 133 Галузеве машинобудування

2. Спеціалізація «Технології комп'ютерного проектування верстатів,
роботів і машин»

3. ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ В.Б.Струтинський
(підпис) (ініціали, прізвище)

“ _____ ” _____ 2017 р.

4. ЗАВДАННЯ

5. НА МАГІСТЕРСЬКУ ДИСЕРТАЦІЮ СТУДЕНТУ

Дарбіняну Карену Арменовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема дисертації: Використання приводу нано- та мікропереміщення при
ультрапрецизійній токарній обробці

науковий керівник дисертації: д.т.н., професор Шевченко О.В.

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

затверджені наказом по університету від “15” листопада 2018 року № 934-с

2. Термін подання студентом дисертації 10.12.2018

3. Об'єкт дослідження: Процес нанопереміщення різального інструменту
токарного верстату з ЧПК

4. Предмет дослідження: Токарний верстат з ЧПК

5. Перелік завдань, які потрібно розробити : 1. Огляд відомих пристроїв мікро- та нано переміщення. 2. Технічний опис токарного верстата з ЧПК. 3. Розрахунки вузлів верстата. 4 Аналіз результатів дослідження пристрою малих переміщень.

6. Орієнтовний перелік графічного (ілюстративного) матеріалу: 1. Огляд відомих пристроїв. 2. Креслення вузлів верстата. 3. Креслення обраної конструкції. Результати дослідження в середовищі Autodesk Inventor.

7. Орієнтовний перелік публікацій

8. Консультанти розділів проекту

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

9. Дата видачі завдання _____

6. КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Строк виконання етапів магістерської дисертації	7. Примітка
1	Огляд відомих пристроїв	02.18-03.18	
2	Технічний опис двошпиндельного токарного верстата з ЧПК	04.18-06.18	
3	Розрахунки вузлів верстата	08.18-09.18	
4	Методика та результати досліджень пристрою малих переміщень	09.18-11.18	

Студент _____
(підпис) (прізвище та ініціали)

Науковий керівник дисертації _____

РЕФЕРАТ

В магістерській дисертації розглянуто проблему мікропозиціонування під час різання, виконано огляд відомих пристроїв для мікропозиціонування та запропоновано нову конструкцію пристрою малих переміщень, яка досягне бажаних результатів та збереже необхідну жорсткість. Розроблена та розрахована твердо тільна модель пристрою малих переміщень.

Актуальність. В наш існують пристрої мікропозиціонування, які частково задовольняють потреби в мікропереміщеннях, але їхнім недоліком є обмеження у видах механічної обробки, через низьку жорсткість конструкції

Тема. Використання приводу нано- та мікропереміщення при ультрапрецизійній токарній обробці

Метою проекту є створення конструкції пристрою малих переміщень, яка матиме необхідну нам жорсткість..

Задачі:

- проблеми мікрорегулювання;
- Огляд відомих пристроїв з мікрорегулюванням;
- Розрахунки вузлів та механізмів верстата;
- розробка твердотільної моделі пристрою малих переміщень;
- розрахунок твердотільного пристрою малих переміщень

Об'єкт дослідження: мікро- та нано - позиціонування.

Предмет дослідження: пружний паралелограм.

Висновки:

1. Розглянуто проблеми мікрорегулювання.
2. Виконано огляд відомих пристроїв для мікрорегулювання
3. Виконано розрахунки вузлів та механізмів токарного верстата з ЧПК, як базового для дослідження.
4. Запропоновано нову конструкцію пристрою малих переміщень.
5. У середовищі Autodesk Inventor розроблена і розрахована твердотільна модель пристрою
6. Проведені теоретичні дослідження впливу конструктивних розмірів товщини перемічки між отворами (пружний шарнір)

Abstract

In the master's thesis, the problem of microposition during cutting was analyzed, a review of known micro-positioning devices was made and a new design of the small-displacement device was proposed, which would achieve the desired results and retain the required rigidity. A solid model of the small-displacement device.

Actuality. Currently there are micro-positioning devices that partially satisfy the need for micro-movement, but their disadvantage is the limitation in the types of machining, due to the low rigidity of the structure.

Theme. Using the nano- and micro-displacement drive for ultra-precision turning

The aim of the project is to create a design for a small displacement device that will have the necessary rigidity

Tasks:

- micro-regulation problems;
- Overview of known devices with micro-regulation;
- Calculations of the nodes and mechanisms of the machine;
- development of a solid model of the device for small displacements;
- Calculation of a solid-state device for small displacements

Research object: micro- and nano-positioning

Article of research : Elastic parallelogram

Conclusions:

1. The problems of micro-regulation are considered.
2. An overview of known micro-adjusting devices
3. Calculations of the nodes and mechanisms of the CNC lathe are performed, as the base for the study.
4. A new design of the device for small displacements is proposed.
5. Autodesk Inventor developed and calculated a solid-state model of the device
6. Theoretical studies of the effect of structural dimensions of the thickness of the interlocking between the holes (elastic joint).

ЗМІСТ

Вступ.....	8
1. Проблеми мікрорегулювання.....	11
2. Огляд відомих пристроїв з мікрорегулюванням	15
2.2 Розточувальна головка	15
2.3 Розточувальна головка.....	17
2.4 Інструментальна державка.....	20
2.5 Розточувальна головка.....	21

2.8 Різцетримач на гнучкій основі для мікро та нано – позиціювання різального інструменту на 4-х осьовому токарному верстаті.....	29
2.9 Електрогідравлічний привід мікропереміщень і мікроподач.....	32
2.10 Механізм малих переміщень.....	34
3. Технічний опис двошпindelного токарного верстата з ЧПК.....	37
3.1. Основні технічні характеристики верстата.....	38
3.2. Складові частини токарного верстата з ЧПК.....	44
4. Розрахунки вузлів та механізмів верстата.....	45
4.1. Розрахунок жорсткості шпindelного вузла.....	45
4.2. Розрахунок швидкості шпинделя.....	50
4.3. Розрахунок двигуна приводів повздовжніх і поперечних подач по тяговій здатності.....	51
4.4. Розрахунок плавності переміщення супорта.....	57
5. Методика та результати досліджень статичних характеристик пристрою малих переміщень.....	59
Висновки.....	77
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	74

Вступ

Малі переміщення та малі швидкості подач особливо необхідні для високоточних металорізальних верстатів як з ручним, так і з числовим програмним керуванням. Точність позиціювання за осями координат

верстата обмежується дискретністю його приводів. Малі переміщення в металорізальних верстатах використовують для корекції похибок, які виникають в його технологічній оброблюваній системі внаслідок теплових та пружних деформацій, динамічних навантажень на холостих ходах та при різанні, зміни розмірного настроювання верстата та ін.

При використанні систем автоматичного (адаптивного) керування з автоматичною компенсацією похибок обробки необхідно забезпечувати малі підналагоджувальні переміщення робочих органів верстата не тільки перед початком або в кінці робочого циклу обробки, але і в межах самого робочого циклу, що значно підвищує точність та продуктивність обробки деталей. При цьому точність позиціонування в контрольовану точку може досягати частин мікрометра.

Виробники сучасних прецизійних верстатів стикаються з рядом важливих проблем, вирішення яких забезпечує необхідний рівень точності та якості обробки деталей:

- забезпечення термічної стабільності технологічної системи верстата, враховуючи, що похибки від теплових деформацій можуть складати до 50% всіх похибок обробки;

- вибір матеріалів несучих вузлів верстата, наприклад, заміна чавуну на полімербетон, що майже в 10 разів ефективніше гасить коливання та має нижчу на 50% теплопровідність;

- використання напрямних, що забезпечують точність позиціонування до $0,3 \div 0,5$ мкм, значні прискорення при допоміжних рухах повзунів з ефективним гасінням коливань, практичну відсутність зношення та тертя під час руху, наприклад, гідро- чи аеростатичні напрямних;

- використання оптичних лінійок з точністю вимірювання до 0,01 мкм.

Вирішення цих проблем виробниками призводить до суттєвого здорожчення верстатів та до високої вартості деталей, що обробляються на верстатах цього рівня. Разом з тим, використання спеціальних вузлів верстата

з приводами для мікро(нано)позиціювання, як додаткового обладнання, може суттєво зменшити витрати на придбання верстатного обладнання, при забезпеченні необхідних для виробництва точності та якості обробки деталей.

Аналіз конструктивних особливостей відомих пристроїв з механізмами підналагодження інструменту, технологічних можливостей високоточних токарних верстатів та типових деталей, що обробляються на них, дозволяє встановити основні вимоги до пристроїв малих переміщень, а саме:

- діапазон малих переміщень не перевищує 0,3 мм, що для різального інструменту визначається критерієм зносу його різальних кромок;
- точність позиціювання до 0,3 – 0,5 мкм;
- повторюваність при позиціюванні не гірше 0,5 мкм;
- жорсткість за напрямками дії складових сили різання не нижче $10 \div 20$ Н/мкм;
- лінійна залежність між переміщенням повзуна та вхідною дією в приводі;
- відсутність люфтів та мертвих ходів при реверсуванні.

Основною складністю забезпечення точного позиціювання робочого органу є отримання малих переміщень при забезпеченні необхідної жорсткості передачі. Для позиціювання в мікро- та нанометричному діапазонах в приводах верстатів доцільно додатково використовувати спеціальні пружні кінематичні пристрої, що виконують функції пружних напрямних чи пружних шарнірів та виключають вплив зовнішнього тертя в останній передачі приводу на точність позиціювання. Найбільше в якості пружних напрямних використовують конструкції, у яких пружні елементи мають форму тонких жорстких пластин, що з'єднують нерухому частину повзуна з рухомою частиною утворюючи рамну конструкцію. Статична жорсткість такої конструкції в основному визначається формою, розмірами та розміщенням пружних пластин відносно точки прикладання сили різання, а також податливістю та місцем розміщення виконавчого приводу малих переміщень рухомої частини.

В якості виконавчих приводів, що працюють в нанометричному діапазоні,

використовують магнітострикційні, п'єзоелектричні, електромагнітні та теплові перетворювачі. Найбільш поширеними серед них є п'єзоелектричні пристрої, що випереджають всі інші типи за такими показниками, як енергозбереження, мініатюризація та адаптивність до систем управління. Значна увага, що приділяється п'єзоматеріалам та елементам на їх основі, пояснюється рядом їх переваг, а саме: високою надійністю; малогабаритними показниками; стійкістю до впливу агресивного середовища; високою термостійкістю; можливістю використання без додаткових кінематичних зв'язків та ін. Завдяки жорсткій структурі п'єзоприводи є високоефективним інструментом для швидкого та точного настроювання верстата. Такі приводи створюють значні зусилля (до 5,0 – 10,0 кН), що є достатніми для деформації пружних напрямних в заданому діапазоні переміщень. Для збільшення діапазону позиціонування п'єзоелементи об'єднують у пакетні конструкції, які називають п'єзоелектричними актуаторами. Таким чином, комбінація пружних напрямних та п'єзоелектричного приводу (актуатора) для позиціонування повзуна дозволяє вирішити проблему малих переміщень в нанометричному діапазоні при необхідній жорсткості конструкції. Введення розмірного регулювання зменшує верстатні витрати часу за рахунок: - зменшення штучного часу обробки деталей; - зменшення витрат на заробітну платню зниженням вимог до кваліфікації персоналу; - зменшення витрат на різальний інструмент за рахунок повного використання періоду його стійкості; - зменшення витрат на контрольні операції, так як контроль може здійснюватись в процесі обробки; - зменшення витрат на брак за рахунок зниження ймовірності його виникнення

1. Проблеми мікрорегулювання

1.1. Проблема мікрорегулювання положення різця при токарній обробці консольним інструментом

Незважаючи на високу точність виготовлення токарних верстатів, точність обробки деталей на них, без попереднього переналагодження, не перевищує 9—11 квалітетів, і при цьому робітнику оператору залишається один із найважливіших етапів—процес розмірного налагодження технологічної системи верстата, трудомісткість виконання котрої може досягати 80% від загальних поза циклових витрат часу.

Під час обробки на верстаті, оснащеного пристроєм підналагодження, відбувається безперервне або періодичне слідкування за розмірами оброблюваних деталей, а по результатам вимірювань подається команда зміщення різця від рівня розмірного налагодження верстата. Таким чином утримується у необхідних рамках розсіювання розмірів деталей. Особливо необхідність у створенні автоматичних або ручних пристроїв підналагодження пов'язана з суттєвим підвищенням вимог до точності обробки.

В умовах гнучкого автоматизованого виробництва частіш за все використовують замкнуті системи автоматичного управління у відповідності з теперішньою інформацією про параметри процесів, т. т. адаптивне управління. Воно дозволяє отримати потрібну точність та високу виробничу обробку, надійну довгу неперервну роботу верстата без втручання людини, а також скоротити витрати часу на програмування по мінімальній вихідній інформації. Такі верстати мають пристрій для контролю розмірів оброблюваних деталей, стан ріжучого інструменту, навантаження, яке виникає у приводах, контролю і стабілізації теплового режиму та інші, а також пристрою для автоматичної під наладки ріжучого інструмента і його заміни.

У випадках обробки деталей з важко оброблювальних матеріалів і використання ріжучого інструменту малої надійності або жорсткості неперервна автоматична робота верстата упродовж довгого періоду часу

може бути тільки при адаптивному управлінні. Оскільки станки з ЧПУ мають приводи з регульованою подачею, а часто і головного руху, то здійснення адаптивного управління цих верстатів частіш за все не потребує великих затрат коштів.[2]

Таким чином, проблема підвищення точності та продуктивності обробки деталей на токарних верстатах—одна з найважливіших задач сучасного машинобудування, а пошук резервних шляхів підвищення точності та

продуктивності—актуальна проблема технології машинобудування.

Серед розточувальних верстатів можна виділити окремі типи верстатів,

у яких через конструктивні особливості корекція положення ріжучого інструменту в процесі обробки не може бути введена приводом подач. Це алмазно—розточні верстати. Експлуатація цих верстатів пов'язана з певними ускладненнями:

- необхідність тривалого збереження запасу точності верстатів;
- тривале та трудомістке налагодження;
- необхідність підвищення кваліфікації наладчиків та верстатників;
- введення додаткових обмежень на розсіювання параметрів заготовок та показників якості ріжучого інструмента;
- додаткові операції при обробці найбільш відповідальних поверхонь.

Для вказаних верстатів необхідно передбачити додаткові пристрої, що працюють у мікрометричному діапазоні та оснащені механізмами мікрометричного регулювання положення ріжучого інструменту. Переміщення такої точності важко досягти звичайними передачами, такими як гвинт-гайка, сили тертя, що призводять до стрибкоподібного руху, кінематичним похибкам та до низької точності позиціонування. Необхідно використовувати інші принципи, що забезпечують точне позиціонування у

мікрометричному діапазоні.

Основною проблемою забезпечення точного позиціонування різального інструменту є отримання мікропереміщень при забезпеченні необхідної жорсткості передачі.

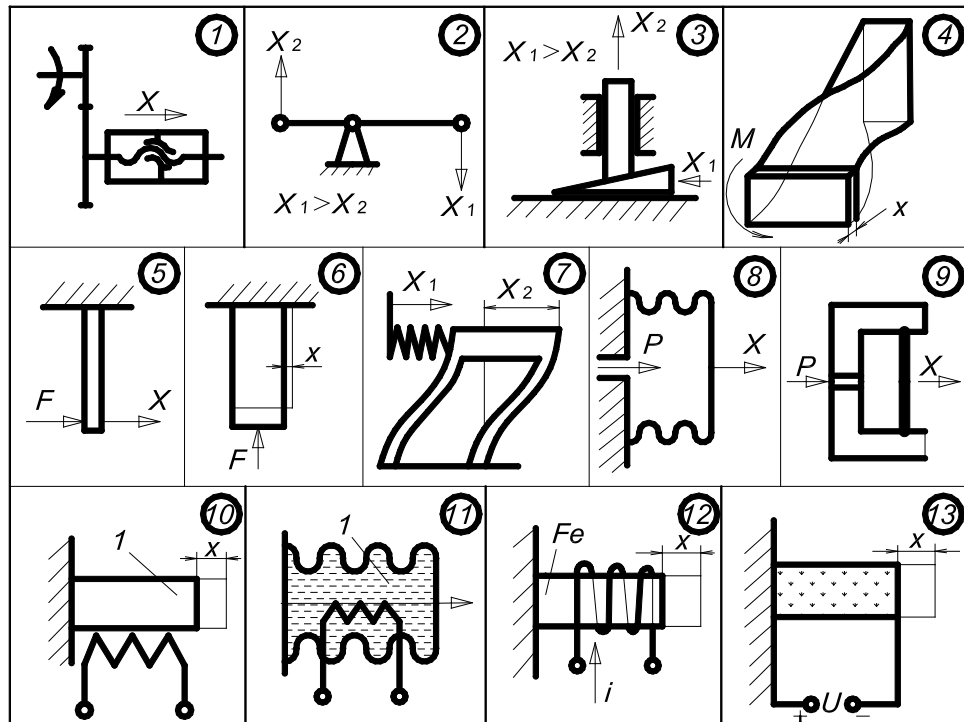


Рис.1.5. Основні принципи отримання мікропереміщень

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 – пружній елемент, працюючий на згинання;
- 6 – пружній 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 – сільфон, 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;

13 – стержень, що деформується під дією електричної напруги.

Недоліками механізмів, що використовують в конструкціях принципи 1,2,3 можна вважати зовнішнє тертя та зазори у передачах, що сприяють створенню стрибків та «мертвих ходів» при зміні напрямку руху. Механізми, що використовують принципи 4—13, вільні від зовнішнього тертя та зазорів та здатні забезпечити точні переміщення у мікрометричному діапазоні.

Можливе також застосування комбінованих засобів мікрорегулювання.

Основні вимоги до механізмів мікрорегулювання різців:

- повинна бути лінійна залежність між переміщенням вершини інструмента та дією вхідної сили привода;
- позиціонування інструменту у напрямках від деталі та до деталі;
- можливість обробки зовнішніх та внутрішніх поверхонь.

При створенні різцетримачів з механізмами підналагодження для точного позиціонування різця можна рекомендувати виконання наступних конструктивних рекомендацій:

- ▶ Використання пружних елементів та шарнірів у приводі підналагодження з метою усунення зазорів та фрикційних контактів у з'єднаннях, що визначають точність позиціонування у інструментах;
- ▶ Забезпечення максимальної редукції у останній передачі від приводного елемента до різця з метою зменшення впливу похибок позиціонування різця та зменшення вимог до точності привода;

- Забезпечення лінійної залежності між переміщеннями приводного елемента та вершиною різця, а також зведення до мінімуму гістерезису при зміні напрямку підналагодження за рахунок такого виконання пружних елементів, при якому вони як у процесі підналагодження, так і в період обробки деталі сприймали б прості види деформацій.

2 Огляд відомих пристроїв з мікрорегулюванням

2.2 Розточувальна головка

Винахід відноситься до металообробки, до чистової обробки отворів. Розточувальна головка містить різцетримач з гніздом для ріжучих елементів і різьбовою поверхнею, лімб, кільце, пружний елемент для вибору зазорів і корпус, встановлений і закріплений в облямовуванні. Для розширення технологічних можливостей головка забезпечена штовхачем, виконаним у вигляді гвинта, зв'язаним з різьбовою поверхнею різцетримача, лімб виконаний у вигляді конуса з різьбовим хвостовиком. При цьому штовхач призначений для взаємодії з конусом, а різьбовий хвостовик—для взаємодії з облямовуванням. На корпусі може бути виконана додаткова шкала, а на утворюючому різцетримачі—відлікова риски. Різьбова поверхня може бути розташована в отворі, виконаному на торці різцетримача.

Недоліками даної розточувальної головки є складність конструкції і неточність настройки її на розмір.

Технічною задачею винаходу є розширення технологічних можливостей розточувальної головки.

Поставлена задача розв'язується тим, що розточувальна головка, різцетримач, що містить, з гніздом для ріжучих елементів і різьбовою поверхнею, лімб, кільце, пружний елемент для вибору зазорів і корпус, встановлений і закріплений в облямовуванні, забезпечена штовхачем, виконаним у вигляді гвинта, зв'язаним з різьбовою поверхнею різцетримача,

лімб виконаний у вигляді конуса з різьбовим хвостовиком. При цьому штовхач призначений для взаємодії з конусом, а різьбовий хвостовик—для взаємодії з облямовуванням. На корпусі може бути виконана додаткова шкала, а на утворюючій різцетримача—відлікова ризику. Різьбова поверхня може бути розташована в отворі виконаному на торці різцетримача.

Мета винаходу пояснюється графічно. На рис. 1.10а зображений загальний вид розточувальної головки, розріз; на рис. 1.10б. те ж саме, тільки різцетримач в іншому положенні.

Розточувальна головка складається з різцетримача 1, встановленого під невеликим кутом α (5° - 15°) до осі в корпусі 2.

Корпус 2 змонтований і жорстко кріпиться гвинтами в облямовуванні 3. В різцетримачі 1 на торці в отворі є різьбова поверхня, в яку загорнений штовхач 4, виконаний у вигляді гвинта. Різцетримач 1 підпружинений жорсткою пружиною 5 за допомогою кільця 6 штовхача 4 до конуса 7, належного лімбу 8.

Таким чином, вибираються всі зазори в сполученнях у напрямі результуючих сил різання. Лімб 8 своїм різьбовим хвостовиком 9 укрупнений в облямовування 3 і має нагоду осевого переміщення. На фасці торцевої поверхні лімба 8 виконана шкала, а на облямовуванні 3—відлікова ризику. Замість відлікової ризику може бути ноніус, але оскільки пристрій має дуже низьку чутливість, тобто при значному повороті лімба виникає незначне переміщення ріжучого елемента 10, наприклад твердосплавної пластини, то ноніус можна не робити.

Функціонує розточувальна головка таким чином. Спочатку необхідно набудувати головку на необхідний діаметр розточування. Для цього ослабляють гвинт 13 та поворотом різцетримача 1 навкруги його осі проводять установку кута ϕ і грубу настройку діаметру розточування в межах не більш кроку (3) різьблення. Потім обертанням лімба 8 добиваються точної настройки ріжучого елемента 10 на потрібний розмір. Після чого гвинт 13 затискають і головка готова до роботи.

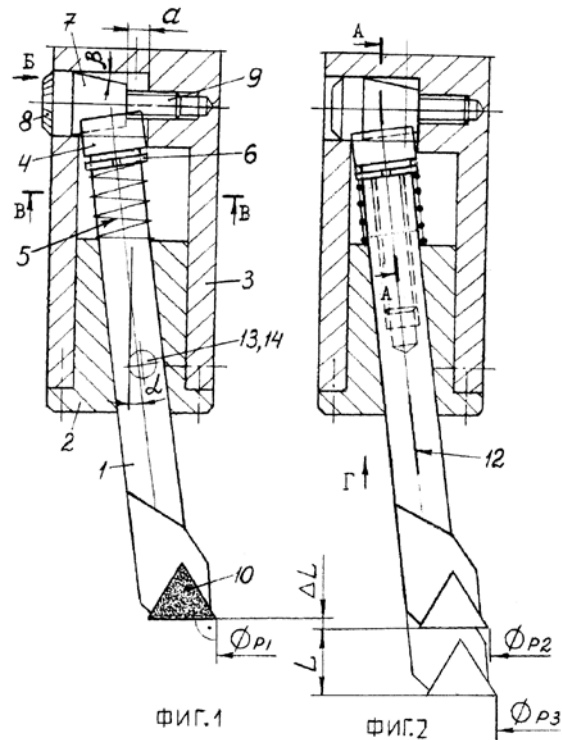


Рис. 2.3. Патент Російської Федерації №2190504
В 23 В 29/03

2.3 Розточувальна головка

Винахід відноситься до області металообробки, розточування точних отворів.

Облямовування включає корпус, який роздільний за допомогою паза на жорстку і рухому частину, в кублі рухомої частини кріпиться ріжучий елемент, гвинт для грубої наладки, що упирається в опорну поверхню. Для розширення діапазону діаметру, який розточується і зручності наладки точних розмірів вона містить додатковий гвинт з конусною поверхнею, а в рухомій частині виконана похила поверхня, з якою взаємодіє конусна поверхня. Додатковий гвинт може бути встановлений усередині гвинта грубої наладки. Кроки різьблення в додатковому гвинті і гвинті грубої наладки можуть бути виконані різними по величині або різними по напрямку. Корпус може містити опорну поверхню для обмеження переміщення гвинта грубої наладки.

Додатковий гвинт може містити напоягливу поверхню, що взаємодіє з

рухомою частиною. Облямовування може додатково містити гвинт для переходу в широкий діапазон наладки.

Технічною задачею винаходу є розширення діапазону розточуваного діаметру і зручності наладки точних розмірів.

Поставлена задача розв'язується тим, що розточувальне облямовування, що включає корпус, який ділиться за допомогою паза на жорстку і пружну або рухому частину, в кублі рухомої частини кріпиться ріжучий елемент.

Є гвинт грубої настройки, який упирається в опорну поверхню, деформуючи пружну перемичку рухомої частини, а також додатковий гвинт точної настройки з конусною поверхнею, якої він взаємодіє з похилою поверхнею, виконаною в рухомій частині.

Додатковий гвинт встановлений усередині гвинта грубої настройки.

Кроки різьб в додатковому гвинті і гвинті грубої наладки виконані різними по величині і по напрямку.

Корпус містить опорну поверхню для обмеження переміщення гвинта грубої наладки.

Мета винаходу пояснюється кресленнями, де на рис. 1.11. зображено розточувальне облямовування, загальний вигляд, місцевий розріз.

Розточувальне облямовування складається з хвостовика 1 і корпуси 2. Корпус 2 роздільний на дві частини: пружну або рухому 3 і жорстку 4. Рухома частина 3 утворена за допомогою паза 5 при розрізі корпусу 2. Внаслідок чого вийшла пружна перемичка 6 шириною "а" з орієнтовним центром "0" обертання рухомої частини 3 з ріжучим елементом 7. Рухома частина 3 має похилу поверхню 8 і опорну поверхню 9 на рухомій частині 3. Опорна поверхня 9 одержана шляхом цековки отвору 10 при початковому положенні рухомої частини 3. Опорна поверхня 11 одержана тим же способом, тільки на жорсткій частині 4 корпусу 2, в максимально можливому положенні рухомої частини 3, що деформується (в якому закінчується пружність). В отворі 10 виконано різьблення 12, з якою зв'язаний гвинт 13 з торцевим циліндровим виступом 14, має нагоду взаємодіяти з поверхнями 9 і 11. Причому поверхня

11 служить обмежувачем для гвинта 13. Усередині гвинта 13 встановлений додатковий гвинт 15 точної наладки з конусною поверхнею 16. Гвинт 13 служить для грубої наладки, а гвинт 15 для точної.

Відповідно до цього вони можуть мати різні кроки різьб як по величині, так і по напрямку, і працюють вони в своїх певних діапазонах наладки розточувального облямовування на діаметр розточування.

Обробка отворів у високошвидкісному і силовому режимі різання вимагає значно більшої жорсткості механізму наладки на розмір, ніж при звичній. Для цього в головці 17 гвинта 15 є напольглива поверхня 18, яка при налагоджуванні взаємодіє з рухомою частиною 3. Перехід в інший діапазон розточування δd_p відбувається за рахунок переміщення ріжучого елемента 7 гвинтом 19 при віджатому гвинті 20.

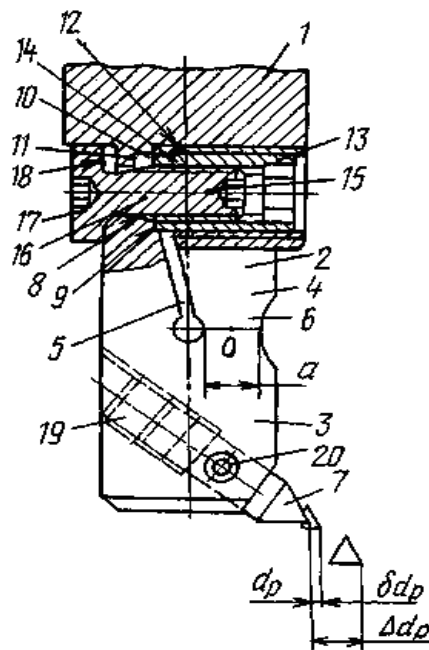


Рис. 2.4 Авторське свідоцтво ССРСР
№ (12) А1 (11) 1646693 В23В29/03

2.4. Інструментальна державка

Винахід відноситься до обробки металів різанням і може бути використане при розточуванні отворів.

Метою винаходу є підвищення надійності за рахунок усунення вірогідності заклинювання.

Розточувальна головка складається з корпусу 1, ріжучих елементів 2, коліс 3 і 4, ведучого 5 і відомі 6 елементів з різьбовими сегментами 8 і 9, призначеними для взаємодії з різьбовими рейками 11 і 14. Для наладки ріжучих елементів 2 на розмір обертають ведучий елемент 5, який

взаємодіє своїм різьбовим сегментом 8 спочатку з різьбовими рейками 11 колеса 3, а потім з деяким відставанням в часі (за рахунок кутового зсуву сегментів 8 і 9) різьбовим сегментом 9 з рейками 14 колеса 4. Решта рейок 11 і 14, взаємодіючи з сегментами 8 і 9 відомих елементів 6, приводять останні в обертання, і вони, утвинчувавшись в ріжучі елементи, переміщують їх.

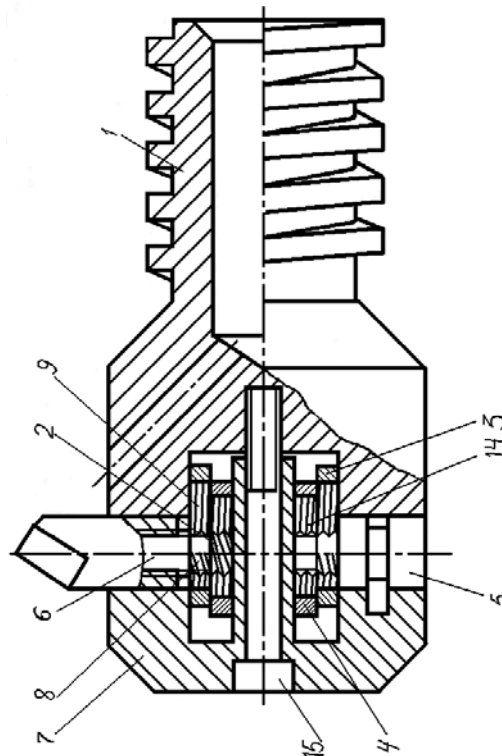


Рис. 2.5 Авторське свідоцтво СССР

№ (12) А1 (11) 1634378 В23 В29/02

2.5 Регульована розточувальна головка

Регульована розточувальна головка виявлена здібною до регулювання положення інструменту між радіальною ріжучою позицією і зіркоподібним двигуном, втягнута позиція поза контактом з заготівкою підтримувала, щоб уникнути утворення відхилення інструменту на обробленій начисто поверхні протягом вилучення інструменту. Регульована розточувальна головка є простою з низькою вартістю в конструкції і включає пружного несучого інструмента, який розширює поперечні осі, що витягується, відносно обмежувача на виправленому інструменті підтримки. Протягом розточки, ріжучий інструмент знаходиться в зачепленні, що відхиляє, з оправкою і, в з'єднанні із засобами обмежувача, поміщає інструмент в радіальну позицію. Для вилучення інструменту, зачеплення, що відхиляє, роз'єднане таким чином, що пружність несучого інструмента поміщає інструмент в зіркоподібний двигун втягнута позиція поза контактом з обробленим начисто каналом заготівки.

Справжній винахід має відношення до розточувальних верстатів і, зокрема, до регульованої розточувальної головки, що має засоби для регулювання положення відхилення інструмента в робочій позиції із заготівкою і у втягнутій позиції поза контактом із заготівкою, щоб уникати утворення вильоту інструменту на обробленій начисто поверхні.

Мета винаходу - забезпечувати регульовану розточувальну головку, здібну до регулювання положення інструменту між робочою позицією в зачепленні із заготівкою і втягнутою позицією поза контактом із заготівкою, щоб уникати утворення відхилення інструменту на обробленій начисто поверхні протягом вилучення інструменту.

А також забезпечити розточувальний інструмент вищою здатністю, яка украй проста в конструкції і низька у вартості, яка буде забезпечувати точне регулювання положення відхилення інструменту. Ще метою винаходу є забезпечення розточувального інструмента високою здатністю і простою конструкцією, яка пристосовується для прикріплення, або буде

використовуватись з ротаційними шпинделями розточувальних верстатів в широко поширеному використанні. Вище здібності, особливості і переваги, досягаються в типовому варіанті конструкції справжнього винаходу розточувальним інструментом, який підлягає арешту до ротаційного шпинделя, що має осьову пересувну оправку, яка включає пружний, ріжучий інструмент і є додатком до шпинделя.

Оправка 70, як показують, розташовується в каналі 58, що витягується, з ротаційною віссю 54. Оправка підіймаються засоби, відомі до тих в мистецтві для осьового переміщення в межах каналу 58, і зазвичай не обертається з шпинделем 50. Розточувальні верстати, що мають такі засоби оправки, відомі в мистецтві. Розточувальна оправка 10, що показується на мал., як, охоплюючи нерухомий елемент 12 прикладена проти кінця 56 шпинделя, різцева головка 14 прикладена за вільнонесучою модою, оскільки буде поясненням до нерухомого елемента 12 і зупиняють елемент, пружина 16 також стосується нерухомого елемента 12. Нерухомий елемент 12 у формі круглого диска підіймаються до кінця, що витягується, насадки головної частини гвинта 22, витягуючи виточки через відповідний нерухомий елемент 12 у різцевій головці 14, як показано.

Рух, який подається, розміщує ріжучий інструмент 30 у втягнутій радіальній позиції ближче до осі, що витягується. Розточувальна головка може потім бути забраною від каналу, переміщаючи шпиндель осьовий поза каналом без інструменту відзначають сформовану оброблену начисто поверхню.

Справжній винахід забезпечує регульовану розточувальну головку здібністю до регулювання положення інструменту між робочою позицією та робить її украй простою з низькою вартістю в конструкції

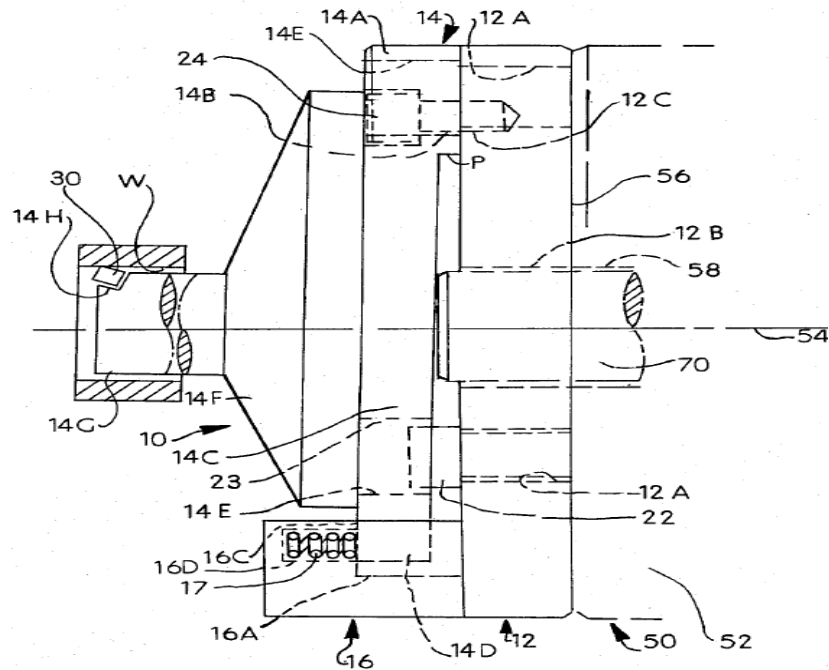


Рис. 2.6 Патент Російської Федерації (RU) 2 645 055

B 23 B 29/034

2.6 Розточувальна головка

Винахід відноситься до обробки металів різанням і може бути використане при розточування отворів на верстатах з ЧПУ.

Метою винаходу є розширення технологічних можливостей за рахунок обробки поверхонь фасонів. В радіальному пазу корпусу 1 розміщена різцева державка 2, що спирається на клинову поверхню тяги 3. Кріпильний вузол, що складається з деталей 9 і 10, встановлений на різьбовій частині підпружиненого рухомого штока 8, контактує з додатковою похилою поверхнею, виконаною на тязі 3 протилежно першою, при цьому кут її нахилу $\delta_1 < \delta_2$. При програмованих лінійних переміщеннях тяги 3 з урахуванням приведенного в описі співвідношення здійснюють висунення державки 2 ріжучого інструменту, причому у міру збільшення вильоту державки 2 у наслідок різниці кутів β_1 і β_2 , зростає стиснення пружини 7, завдяки чому підвищується жорсткість і вібростійка системи.

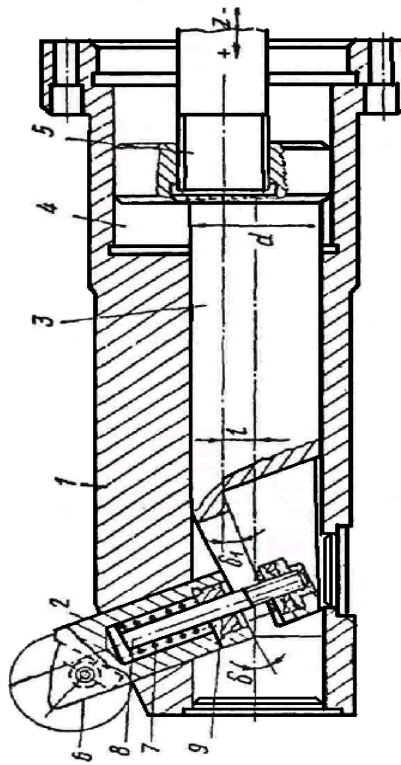


Рис. 2.7 Розточувальна головка

2.7 Розточувальна головка

Винахід відноситься до області машинобудування, обробки точних отворів. Головка містить різцетримач з гніздом для кріплення ріжучого елемента і різьбовою поверхнею, лімб, пружний елемент і облямовування. Для підвищення надійності роботи і зручності обслуговування вона забезпечена обмежувачем, що взаємодіє з пружним елементом, облямовуванням і пазом, виконаним в різцетримачі, і упором з різьбовою поверхнею для взаємодії з різьбовою поверхнею різцетримача і виступом для взаємодії з пазом, виконаним в ріжучому елементі. Лімб може бути виконаний у вигляді ексцентрика з обмежувачами радіального і осьового переміщення.

Технічною задачею даного винаходу є поліпшення режиму роботи пристрою, а також зручність обслуговування. Досягається це тим, що розточувальна головка містить різцетримач з гніздом для кріплення ріжучого елемента і різьбовою поверхнею, лімб, пружний елемент і облямовування. При цьому вона забезпечена обмежувачем, що взаємодіє з пружним

елементом, облямовуванням і пазом, виконаним у різцетримачі, і упором з різьбовою поверхнею для взаємодії з різьбовою поверхнею різцетримача та виступом для взаємодії з пазом, виконаним в ріжучому елементі.

Лімб може бути виконаний у вигляді ексцентрика з обмежувачами радіального і осьового переміщення.

Мета винаходу пояснюється графічно, показаний загальний вигляд та розріз по А-А.

Розточувальна головка складається з різцетримача 1, який під кутом α змонтований в отворі облямовування 2. Різцетримач 1 підібганий до ексцентрика 3 за допомогою тарілчастих пружин 4, опори 5 і обмежувача 6 (у вигляді гвинта), загорненого в облямовування 2. Ексцентрик 3 жорстко пов'язаний з лімбом 7. Ексцентриситет "e" ексцентрика 3 розраховується з наступної залежності - $2eS$, де S - крок різьблення або дискретність грубої настройки. В різцетримачі 1 виконаний паз 8 і внутрішня різьбова поверхня 9.

З пазом 8 взаємодіє обмежувач 6, а з різьбовою поверхнею 9 кроком S зв'язаний різьбовою поверхнею упор 10 для грубої настройки. Упор 10 містить виступ 11, а ріжучий елемент 12 (різець) паз 13. Виступ 11 зв'язаний з пазом 13. Ріжучий елемент 12 фіксується щодо різцетримача 1 гвинтом 14, а щодо облямовування 2 гвинтом 15.

Ексцентрик 3 має обмежувачі: повороту (на 180°) у вигляді сектора 16 та осьового переміщення за допомогою хвостовика різцетримача 1, розташованого в канавці 17. На облямовуванні 2 навкруги лімба 7 є ноніусна шкала, надалі ноніус 18.

Працює розточувальна головка таким чином. Спочатку її необхідно набудувати на необхідний діаметр розточування d_r . Для цього здійснюється попередня (груба) настройка, а потім точна.

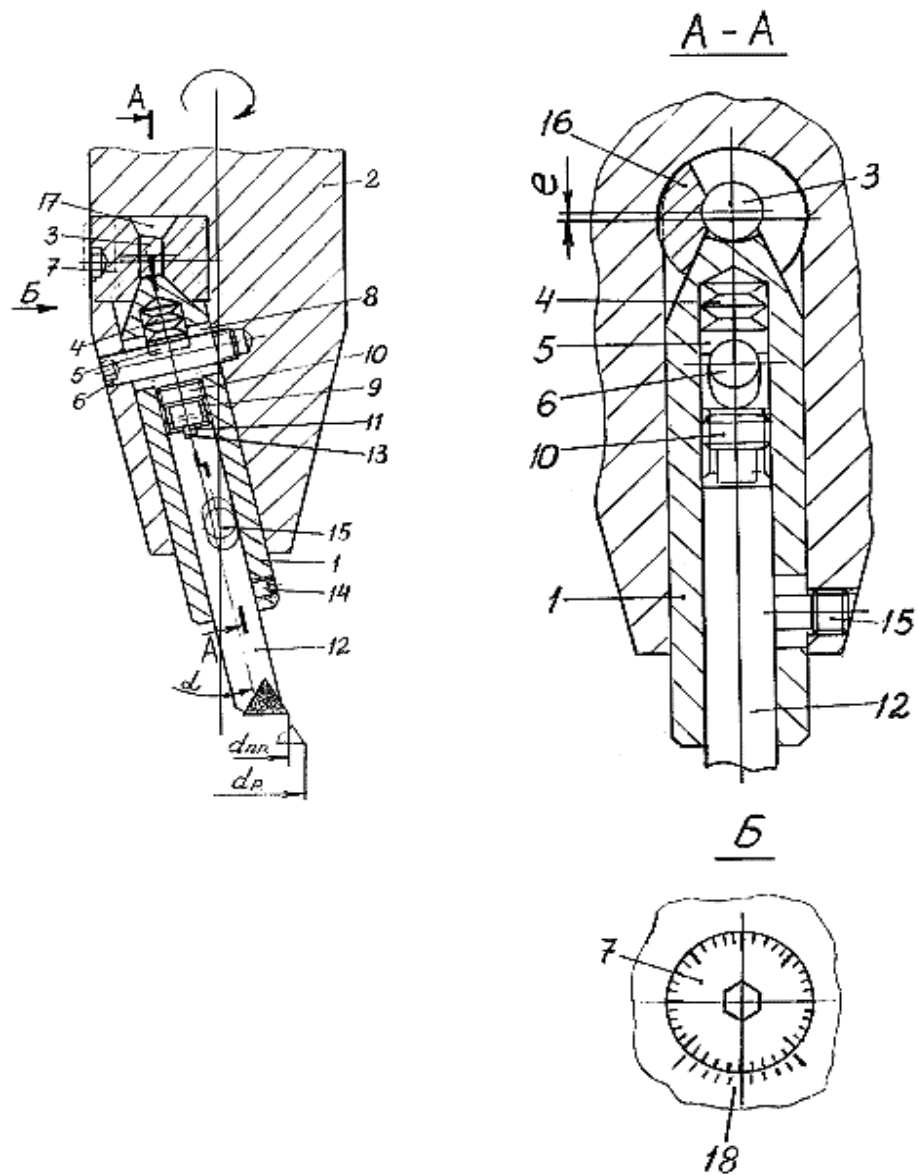


Рис. 2.8 Оправка з мікрометричним регулюванням вильоту різця

Винахід відноситься до області металообробки, а саме до пристроїв для обробки металів різанням і може бути використаний при виробництві розточувальних інструментів. Відома оправка (розточувальна головка) з мікрометричним регулюванням положення різця, що містить корпус і розміщену в ньому державку, зв'язану зовнішньою мікрометричною нарізкою з лімба-гайкою, а також стопорний гвинт, розташований під кутом до осі державки, призначений для усунення зазору в мікрометричному нарізевому з'єднанні.

Недоліком цієї оправки є незручність настроювання вильоту різця, при якому приходиться послабляти стопорний гвинт, а після настроювання знову

його затягувати.

В основу винаходу покладена задача збільшити експлуатаційний термін служби оправки з мікрометричним регулюванням вильоту різця шляхом зменшення зносу мікрометричного нарізевого з'єднання і за рахунок технічного результату, що полягає в зниженні контактних напружень в зазначеному нарізевому з'єднанні.

Поставлена задача вирішується тим, що оправка з мікрометричним регулюванням вильоту різця містить корпус і державку з зовнішньою мікрометричною нарізкою, встановлену в циліндричному отворі корпуса і зв'язану з ним шпонкою, розміщеною на державці, а також засіб для усунення зазору в мікрометричному нарізевому з'єднанні державка - лімба-гайка, виконаний у вигляді підпружиненого плунжера, що діє на державку, розміщеного в циліндричному гнізді корпуса, згідно з винаходом, підпружинений плунжер встановлений у корпусі з умови переміщення паралельно осі державки, а згадана шпонка оснащена виступом, взаємодіючим із зазначеним плунжером.

За рахунок установки підпружиненого плунжера в корпусі з умови переміщення паралельно осі державки, зусилля натягу для усунення зазору в мікрометричному нарізевому з'єднанні державка - лімба-гайка передається від плунжера через виступ на шпонці уздовж її осі. При цьому крутильний момент, обумовлений плечем прикладення зусилля натягу, створює бічне зусилля на державку значно менше, чим при впливі плунжера на державку під гострим кутом. У результаті зусилля натягу більш рівномірно розподіляється по кроку мікрометричної нарізі, що веде до зниження контактних напружень в мікрометричному нарізевому з'єднанні, які впливають на його знос, а, отже, збільшується експлуатаційний термін служби оправки.

Суть винаходу пояснюється кресленням, на якому зображена оправка з мікрометричним регулюванням вильоту різця.

Оправка містить корпус 1, у циліндричному отворі якого встановлена

державка 2 із зовнішньою мікрометричною нарізю. Державка з корпусом з'єднана шпонковим з'єднанням, у якому шпонка 3 встановлена на державці. Оправка оснащена вузлом мікрометричного настроювання, що являє собою мікрометричне нарізеве з'єднання державки 2 і лімба-гайки 4 з ціною поділки шкали 0,02 мм. Для усунення зазору в цьому нарізевому з'єднанні в корпусі встановлений плунжер 5 із пружиною 6, хід якого обмежений стопорним гвинтом 7. Різець 8 закріплюється в державці гвинтом 9, а для закріплення державки в робочому положенні призначений гвинт 10.

Відмінною рисою оправки, що заявляється, є розміщення в корпусі підпружиненого плунжера 5 з умови його переміщення паралельно осі державки 2. Для чого циліндричне гніздо корпуса, у якому розміщується зазначений плунжер виконується співвісно державці. Крім того, для передачі від плунжера зусилля натягу для усунення зазору в мікрометричному нарізевому з'єднанні державка - лімба-гайка, шпонка 3, яка розміщена на державці, оснащена виступом, що взаємодіє з плунжером 5.

Оправка працює наступним чином. Державка 2 висувається з циліндричного отвору корпуса 1 до мінімально необхідного стиску пружини 6, обумовленого необхідним натягом у мікрометричному нарізевому з'єднанні. Стопорний гвинт 7 угвинчується в гніздо корпуса до контакту зі шпонкою 3.

Проводиться грубе настроювання різця 8. Для чого відпускається гвинт 9, різець 8 встановлюється в задане положення і затискається в державці гвинтом 9. Точне настроювання вильоту різця здійснюється лімба-гайкою 4. Після чого державка 2 закріплюється в робочому положенні гвинтом 10. Слід відмітити, що при точному настроюванні, завдяки дії сили стиску пружини 6 уздовж осі державки 2, зусилля натягу рівномірно розподіляється по кроку мікрометричної нарізі, що, як було сказано раніше, веде до зниження контактних напружень в мікрометричному нарізевому з'єднанні, а, отже, збільшується експлуатаційний термін служби оправки.

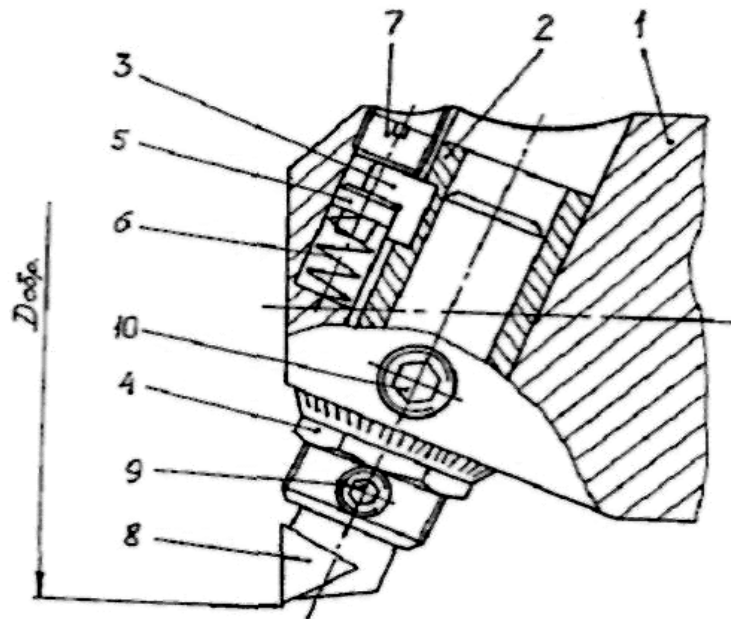


Рис. 2.9 Патент Російської Федерації №2175591, 2000

В 23 В 29/034

2.8 Різцетримач на гнучкій основі для мікро та нано – позиціювання різального інструменту на 4-х осьовому токарному верстаті

Щоб уникнути проблем зв'язаних з тертям в обладнанні всі рухи в різцетримачі досягаються за рахунок шарнірних петель, які покладаються на пружну деформацію моноліта. Таким чином, немає ковзаючі частин та фрекційних взаємодій між компонентами. Шарнірні петлі зазвичай більш точні і стабільні, чим ковзаючі елементи чи підшипник ковзання. Різцетримач включає в себе три основних згина, які дозволяють регулювати інструмент в трьох ортогональних напрямках. Кожен механізм згину повинен забезпечувати рух тільки в бажаній ступені свободи, також вони повинні бути виконані по розумним цінам та мати відповідну, задовольняючу нас жорсткість. Кожен із вигинів на різцетримачі був ретельно розроблений використовуючи аналіз кінцевих елементів для того, щоб задовольняти ці вимоги. Схематична ілюстрація різцетримача

представлена на рис.1

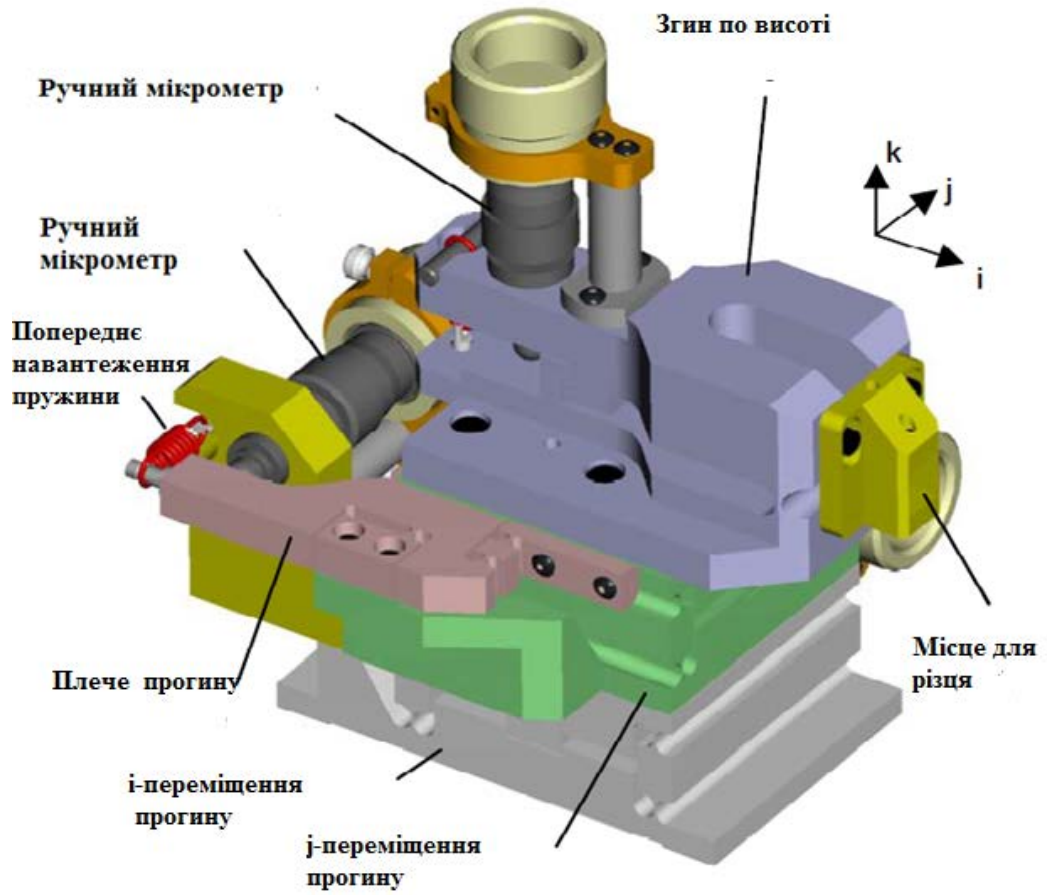


Рис.2.10 Схематична картинка різцетримача

Різцетримач утримує три складених механізми згину для керування інструментом в напрямках x , y і z . Кожен із гнучких механізмів приводиться в дію ручним мікрорегулятором. Один регулятор забезпечує рух в x , а другий – рух в напрямку y . Схематична ілюстрація механізму регулювання інструмента в напрямку x представлено на рис.2. Механізм регулювання в y -координаті майже ідентичний.

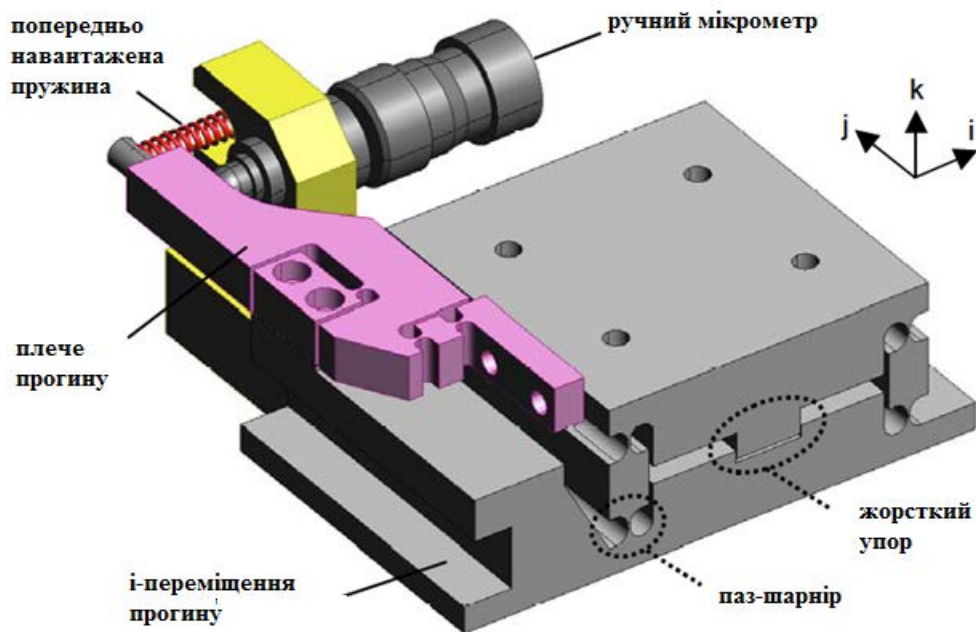


Рис.2.11 Механізм регулювання положення інструменту

Ручний регулятор підключається до згину з чотирьовтулочним зчепленням за допомогою механізму, що зменшує навантаження на привод і покращує точність управління інструментом.

Одним із недоліків використання гнучкого механізму для досягнення точного вирівнювання різального інструмента полягає в тому, що вони мають відносно невелику жорсткість. Для визначення жорсткості різцетримача на згині був використаний прецизійний сталевий стержень висотою 9,5 мм і шириною 6,4 мм для імітації хвостовика різального інструмента, встановленого в різцетримачі. Сили були прикладені до стержня з допомогою перетворююча сили, відхилення вимірювалося ємкісними датчиками. Прогини були виміряні в точці на стержні, розташованій на відстані 15 мм від кінця різцетримача, яка являється орієнтованим розташуванням різальної кромки різця. Виміряна статична

жорсткість системи складала близько 8 Н/мкм по осі x, 2 Н/мкм по осі y та 4 Н/мкм по осі Z. [1]

2.9 Електрогідравлічний привід мікропереміщень і мікроподач

Привід включає виконавчий гідроциліндр, що складається з корпусу 1 і трьох пар соосно установлених сильфонів 2-4, відмінних по ефективній площі поперечного перерізу в тому чи іншому кодї, з центральними рухомими стінками 5-7, які кожен окремо можуть фіксуватися зажимами 8-10 відносно корпусу гідроциліндра або зажимами 11-13 щодо неподвижного елемента, що дозволяє вибирати величини мікрокроків, дозуючий пристрій, що складається з двох співустановлених сильфонів 14, 15, неподвижні сторони яких обмежені кронштейном 16, фіксуючим зажимом 17, а середня подвижна стінка 18 однією стороною може бути зафіксована відносно штока 19 (з зажимом 20 та обмежувачем 21), з кріпленням корпусу гідроциліндра та виконавчого вузла (на рис. не показан) зажимом 22, а інша сторона жорстко пов'язана з гайкою шарико-гвинтової передачі (ШГП) 23, приводимой в дію двигуном 24 (кроковим або двигуном постійного струму). Через затвор 25 проводиться одноразова заправка робочою рідиною порожнин пар силових сильфонів 2, 3 і 4 дозючих сильфонов 14, 15 і поєднуючої магістралі, при цьому заправка проводиться таким чином, щоб при подачі робочої рідини під тиском центральна подвижна стінка 18 встановлена строго в вихідне положення між упорами 21

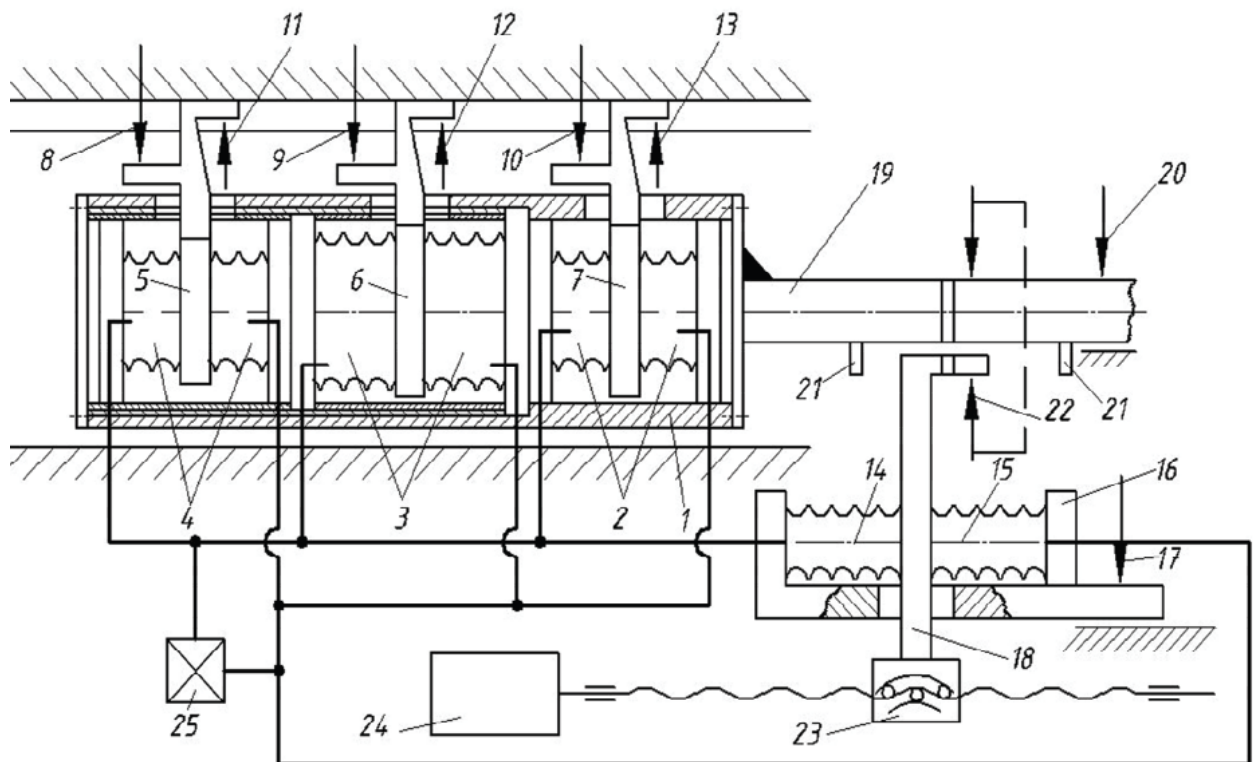


Рис. 2.12 Електрогідравлічний привід мікропереміщень і мікроподач

Привід працює наступним чином. Для виконання приводом пришвидчених чи робочих переміщень включається зажим 22, фіксує середню подвижну стінку 18 дозуючого пристрою відносно штока 19 (при цьому зажими 8-13 і 17 вимкнені) в результаті чого шток 19, корпус гідроциліндра 1, виконавчий вузол і середня подвижна стінка 18 переміщуються як одне ціле, в тому чи іншому напрямку від двигуна 24 через ШГП 23 зі швидкістю визначеної частотою керування.

При закінченні пришвидженого переміщення відключається зажим 22 і включається зажим 17, що робить привід готовим до виконання мікропереміщень.

Для виконання мікропереміщень виконавчим вузлом вправо двигуном 24 через гайку ШГП 23 задається крокове переміщення вправо середньої рухомої стінки 18 дозуючого пристрою. Сильфон 15 починає зжиматися, а сильфон 14 розжиматися в результаті чого, порції робочої рідини імпульсами з частотою керування витісняються із сильфона 15 і по трубопроводу подаються в праві полості пар сильфонів 1, 3 і 4 збільшуючи в

них тиск, що призведе до переміщення середніх подвижних стінок 5,6 і 7 в сторону меншого тиску, тобто в ліво і витисканню робочої рідини із лівих полостей в сильфон 14.

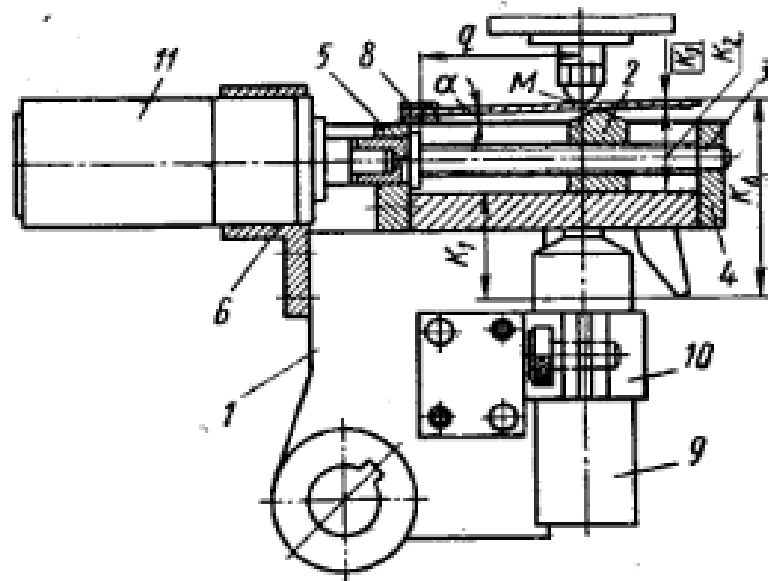
Фіксація однієї із подвижних стінок 5, 6 або 7 відносно неподвижного елемента за допомогою зажимів 11, 12 або 13, а двох інших корпуса гідроциліндра за допомогою зажимів 8-10 означає вибір величини мікропереміщення і початку руху корпуса гідроциліндра 1, штока 19 і допоміжного вузла вправо з заданою частотою управління.

По закінченню мікропереміщення положення штока 19, а також і допоміжного візла фіксується зажимом 20.

При відключенні всіх включених зажимів система приходить в початкове положення. Що робить її готовою до повторного циклу.

2.10 Механізм малих переміщень

Створити механізм, який забезпечить малі переміщення супорта з високою точністю і при зберіганні його жорсткості – складна задача. В даному випадку механізм малих переміщень супорта був вбудований в ричаг упора щупа золотника.



2.13 Механізм малих переміщень

У верхній частині корпусу рычага 1 прорізаний паз, в якому переміщується сухар 2. Переміщення сахара виходить за рахунок обертання гвинта 3, встановленого в опорах ковзання 4 і 5. Гвинт 3 приводиться в обертання електродвигуном постійного струму 11, закріпленням при подомозі розжимної оправки 6. На сухар опирається стальна пластинка, консольно закріплена двома планками 8. Пластина нахилена під невеликим кутом α відносно направляючих сухаря. В точці М на пластину опирається щуп слідкуючого золотника. При обертанні гвинта в результаті наявності кута нахилу α сухар піднімає чи опускає пластину, яка в свою чергу, переміщує щуп слідкуючого золотника. Преміщення щупа золотника вимірюється датчиком зворотнього зв'язку 9. Датчик 9 встановлюють співвісно з гідрозолотником і закріплюють з допомогою розжимної оправки.

3 ТЕХНІЧНИЙ ОПИС ДВОШПИНДЕЛЬНОГО ТОКАРНОГО ВЕРСТАТА З ЧПК

Токарний двошпindelний верстат з ЧПК призначений для токарної обробки деталей типу тіл обертання зі сталі, чавуну, кольорових металів й інших матеріалів, у тому числі матеріалів, що вимагають застосування важких режимів різання (наприклад, з жароміцних й інструментальних сталей). Обробка ведеться в автоматичному циклі. Загальний вигляд верстата наведений на рис. 1. Галузь застосування верстата - дрібносерійне й серійне виробництво. Клас точності верстата - П за ГОСТ 8-82. Верстат оснащений системою ЧПК SIEMENS SINUMERIK 802D.

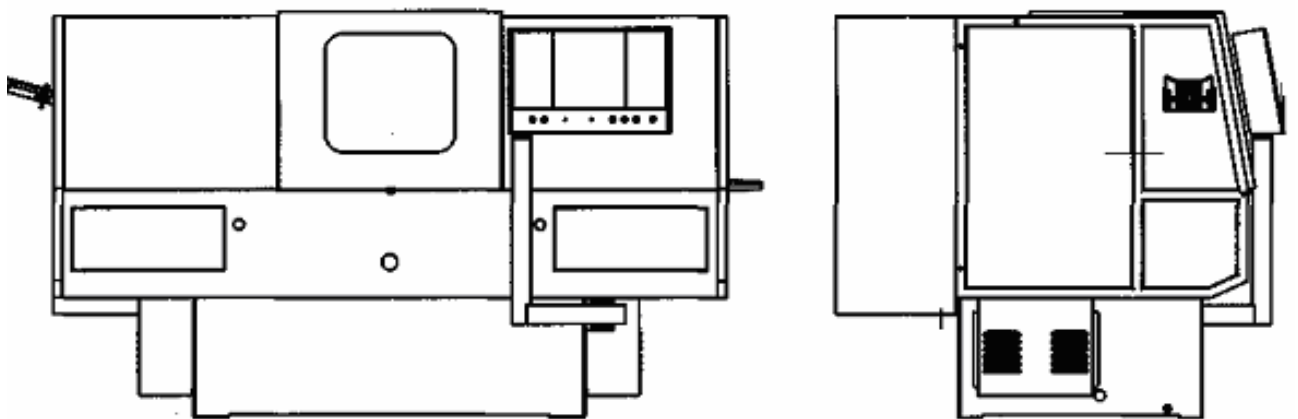


Рис. 3.1. Загальний вигляд двошпindelного токарного верстата з ЧПК

Базова модель двошпindelного токарного верстата з ЧПК відповідає технічним умовам ТУ У 73. 1-16297597-001-2001.

На основі базової моделі верстата виготовляють відмінні від наведених у ТУ У 73. 1-16297597-001-2001 модифікації:

- з розширеними технологічними можливостями;
- у спеціальному й спеціалізованому виконанні при оснащенні налагодженням за умовами технологічного процесу обробки конкретних деталей;
- із встановленими верстатними пристосуваннями: спеціальні патрони, тримачі інструменту, прилади контрольно-вимірювальні та для активного контролю, маніпулятори й ін.

3.1 Основні технічні характеристики верстата

Технічні характеристики верстата наведені в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1

Найменування параметра й розміру	Величина
1 Показники заготовки	
1.1 Найбільший діаметр заготовки, мм	100
1.2 Найбільша довжина заготовки, мм	80
2 Найбільший хід супортів, не менш, мм	
- по осі X	200
- по осі Z	350
3 Показники робочих і установочних переміщень	0,001
3.1 Дискретність задання переміщень за осями, мм	0,015
3.2 Точність позиціювання, мм	2
3.3 Кількість керованих осей координат, шт.	
4 Показники основних і допоміжних рухів	100-5000
4.1 Межі частот обертання шпинделя, об/хв:	

4.2 Максимальна швидкість переміщення супорта, мм/хв	20000
- поперечна (X)	20000
- поздовжня (Z)	
5. Показники силової характеристики верстата	15
5.1. Потужність привода головного руху, кВт	2
5.2 Кількість двигунів головного руху	250
5.3 Найбільший крутний момент на шпинделі, Нм	
5.4 Найбільше зусилля подачі, Н (по осях):	6000
- поперечної (X)	8000
- поздовжньої (Z)	
6. Габаритні розміри верстата:	3244
- довжина, мм	1800
- ширина, мм	1880
- висота, мм	2500
7. Маса верстата, кг	П
8. Клас точності верстата за ДСТ 8-82	

Технічні характеристики електроустаткування базового верстата наведені в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2

Найменування параметра й розміру	Величина
1. Вид струму електромережі	Змінний, трифазний
2. Частота струму, Гц	50
3. Напруга, В	380
4. Напруга ланцюгів керування, В	24
5. Напруга ланцюга місцевого освітлення, В	12, змінний
6. Кількість електродвигунів на верстаті, шт	6
7. Тип електродвигуна головного руху	5A160M4БУЗ
8. Потужність електродвигуна головного руху, кВт (номінальна)	15
9. Номінальна частота обертання електродвигуна головного руху, хв-1	1500
10. Діапазон регулювання частоти обертання електродвигуна головного руху, об/хв	200...4500
11. Тип електродвигунів приводів подач:	
- поздовжньої	1FK6083-6AF71-1AA2
- поперечної	1FK6063-6AF71-1AB2
12. Номінальний крутний момент електродвигунів приводів подач, Нм:	
- поздовжньої	16
- поперечної	11
13 Номінальна частота Обертання електродвигунів приводів подач, хв-1:	
- поздовжньої	3000
- поперечної	3000
14. Тип електронасоса охолодження	ПА - 200
15. Потужність електродвигуна насоса	

охолодження, кВт	1,1
16. Частота обертання електродвигуна насоса охолодження, хв-1	2800
17. Продуктивність електронасоса охолодження, л/хв	200
19. Потужність електродвигуна привода транспортера для видалення стружки, кВт	0,25
20. Сумарна потужність всіх електродвигунів, кВт	36
21. Сумарна споживана потужність, кВт (з урахуванням приводів і пристрою ЧПК)	10...18

Параметри системи ЧПК базового верстата наведені в таблиці 3.3.

Таблиця 3.3

Найменування параметра й розміру	Величина
1. Позначення системи ЧПК	SIEMENS SINUMERIK
2. Кількість керованих координат	802D
3. Найбільша кількість керованих координат	2
1. Дискретність завдання переміщень, мм	4
- поздовжніх	
- поперечних	0,001
5. Максимальне програмоване переміщення, дискрет	0,001
6. Система відліку	9999999
7. Межі програмованих подач, мм/про	Абсолютна та у відносна
- поздовжніх	
- поперечних	20000
8. Тип датчиків зворотного зв'язку по положенню	20000 вбудовані у двигуні
9. Введення даних	
10. Живлення УЧПУ	с клавіатури, ПЭВМ
10.1 Вид струму	
10.2 Напруга, В	постійний
10.3 Потужність, Вт	24
10.4 Необхідна стабільність напруги, %	75
	5

Технічні характеристики системи змащення наведені в таблиці 3.4.

Таблиця 3.4

Найменування параметра й розміру	Величина
1. Марка мастила шпindelної бабки	Мастило консистентне RENOLIT FLM2 виробництва фірми "FUCHS"
2. Марка мастила для змащування супорта	Індустр.-40 ТУ 38 101-76
3. Тип станції змащування супорта	Насос плунжерний
4. Продуктивність насоса станції змащування супорта, см 3 за 1 імпульс	2
5. Номінальний робочий тиск станції змащування супорта, МПа	3
6. Місткість резервуара станції змащування супорта, л	5
7. Якість фільтрації масла в станції змащування супорта, не більше, мкм	40

3.2 Складові частини токарного верстата з ЧПК

Розташування й позначення складових частин обладнання наведено на загальному вигляді верстата відповідно до рис. 3.2.

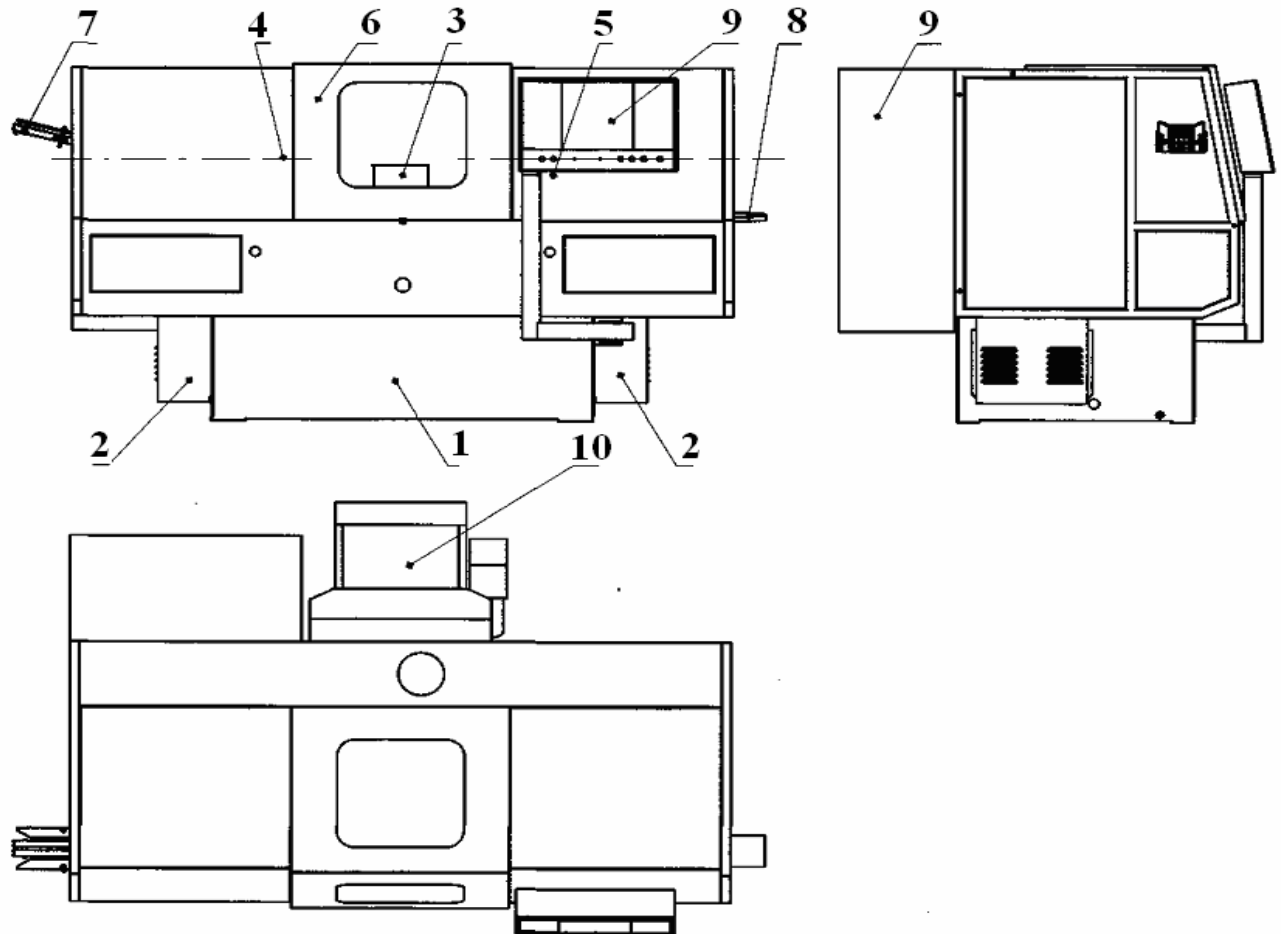


Рис. 3.2. Розташування й позначення складових частин верстата:

1 - станина; 2 - підвіски двигуна; 3 - супорт; 4 - бабка шпиндельна ліва; 5 - бабка шпиндельна права; 6 - захисний екран; 7 - лоток вхідний; 8 - відвідний лоток; 9 - система керування й електроустаткування; 10 - транспортер видалення стружки

4 РОЗРАХУНКИ ВУЗЛІВ І МЕХАНІЗМІВ ВЕРСТАТА

4.1 Розрахунок жорсткості шпиндельного вузла

Розрахунок на жорсткість базується на визначенні пружного переміщення шпинделя в перетині його переднього кінця. У переміщенні враховують тільки деформації тіла шпинделя і його опор. Власні деформації оброблюваної деталі, ріжучого інструмента, конічного або іншого з'єднання інструмента зі шпинделем визначають додатковими розрахунками, що не відносяться до розрахунку шпиндельного вузла на жорсткість.

Знаходимо радіальну й осьову жорсткість. При розрахунку радіальної жорсткості всі сили приводимо до двох взаємно перпендикулярних площин Y і Z, що проходять через вісь шпинделя. Обчислюють радіальне переміщення його переднього кінця в цих площинах, а потім сумарне переміщення $\delta = \sqrt{(\delta_Y^2 + \delta_Z^2)}$.

Необхідно враховувати істотний вплив осьової опори на переміщення переднього кінця, що являється наслідком защемляючого моменту. Значення коефіцієнта, що враховує при розрахунку жорсткості шпинделя наявність у передній опорі защемляючого моменту $\varepsilon = 0,3$

Радіальне переміщення шпинделя в площині Y,

$$\delta_Y = \delta_1 + \delta_2 + \delta_{31} + \delta_4$$

де δ_1 - переміщення, викликане вигином тіла шпинделя;

δ_2 -переміщення, викликане нежорсткістю опор;

δ_3 -зрушення, викликаний защемляючого моментом;

δ_4 -переміщення, викликане піддатливістю контакту між кільцями підшипника і поверхнями шпинделя і корпуси, обумовлене по залежності

$$\Delta_c = \frac{4 \cdot 10^{-8} \cdot P \cdot K_1}{\pi \cdot d \cdot b} \left(1 + \frac{d}{D} \right),$$

де P- навантаження на опорі, Н;

$K_1=1...2,5$;

d-внутрішній діаметр підшипника, м;

В і D – ширина і зовнішній діаметр підшипника, м.

Зсув переднього кінця шпинделя залежить не тільки від його розмірів, жорсткості опор, навантажень, але і від схеми навантаження. Приводний елемент розташований на задній консолі на відстані С від задньої опори (рис. 3.1 та 3.2).

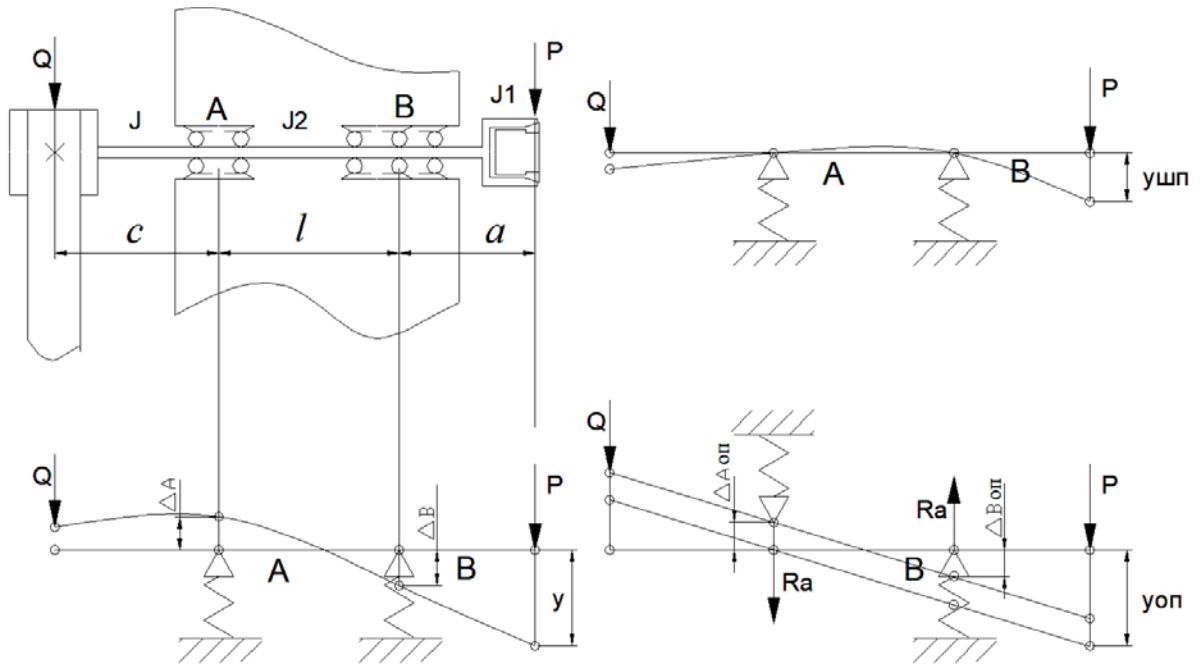


Рис. 4.1. Розрахункова схема шпиндельного вузла.

Радіальне пружне переміщення шпинделя в розрахунковій точці складається з наступних переміщень: δ_{1Q} тіла шпинделя під дією сили Q на приводному елементі (сила натягу пасової передачі); δ_{2Q} , викликане деформацією опор від сили Q , δ_{1P} тіла шпинделя під дією сили різання P ; δ_{2P} , викликане деформацією опор від сили P .

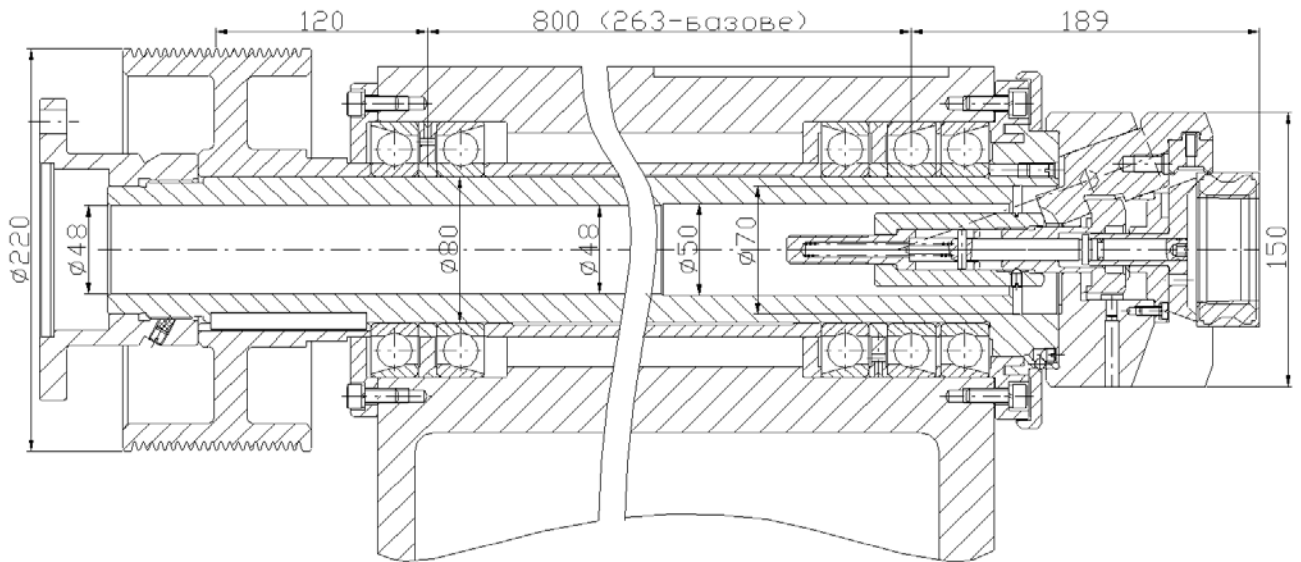


Рис. 4.2. Шпиндельний вузол.

Прийемо позначення : l - відстань між передньою А і задньою В опорами шпинделя; a - виліт переднього кінця (консоль); b - відстань від приводного елемента до передньої опори; J - середнє значення осьового моменту інерції перетину задньої консолі; J_1 - середнє значення осьового моменту інерції перетину консолі; J_2 - середнє значення осьового моменту інерції перетину шпинделя в прольоті між опорами; E – модуль пружності матеріалу; j і j - радіальна жорсткість передньої і задньої опор; ε - коефіцієнт защемлення в передній опорі $\varepsilon=0,3$.

Переміщення переднього кінця шпинделя з урахуванням защемлюючого моменту в передній опорі:

$$\delta = \delta_1 + \delta_2 + \delta_3 = \frac{Pa^2}{3E} \left[\frac{a}{J_1} + \frac{l(1-\varepsilon)}{J_2} \right] + \frac{Qlac(1-\varepsilon)}{6EJ^2} + P \left\{ \frac{1}{j_A} \left[\frac{l+a(1-\varepsilon)}{l} \right]^2 + \frac{a^2(1-\varepsilon)}{jbl^2} \right\} - Q(1-\varepsilon) \left[\frac{(l+a)c}{j_A l^2} + \frac{(l+c)a}{j_B l^2} \right]$$

Жорсткість шпиндельного вузла визначають з урахуванням жорсткості його опор.

Радіальна жорсткість умовної опори може бути обчислена за формулою

$$j_{r(2)} = \frac{K \cdot i_{1(2)}^{\frac{2}{3}} \cdot j_a}{1,5 \cdot \operatorname{tg}^2 \alpha (i_1^{\frac{2}{3}} + i_2^{\frac{2}{3}})}.$$

Коефіцієнт К характеризує розподіл навантаження між тілами кочення і залежить від співвідношення між силою натягу і радіальним навантаженням: $F_H / (F_r \operatorname{tg} \alpha)$.

Радіальне навантаження F_H на опору представимо як силу різання P_z .

Визначимо діапазон сили різання, що може забезпечити двигун привода головного руху.

$$P_z = \frac{N_{\text{эф}} \cdot 60 \cdot 10^3}{V},$$

де $N_{\text{эф}}$ - потужність привода головного руху, 15квт;

V -швидкість обертання шпинделя . $V = \pi d n$.

$n = 100 \dots 3600$ об/хв; $d_{\text{max}} = 0,1$ м.

$V = 3,14 \cdot 0,1 \cdot (100 \dots 3600) = 31,4 \dots 1130,4$ м/хв

$$P_z = \frac{15 \cdot 60 \cdot 10^3}{(31 \dots 1130)} = 796 \dots 28662 \text{ кН}.$$

Визначимо P_z по режимах різання обробки типової деталі.

$V = 260$ м/хв; $S = 0,4$ мм/про; $t = 1,5$ мм; $P_z = 986$ Н. Приймаємо для розрахунків значення сили $P_z = 986$ Н.

Силу натягу підшипника $F_H = 460$ Н.

$$\frac{F_H}{F_r \cdot \operatorname{tg} \alpha} = \frac{460}{796 \cdot \operatorname{tg} 12^\circ} = 2,7 \approx 3,2, \text{ відповідно } K = 0,71.$$

Визначаємо жорсткість комплексної опори:

$$j_a = 1,5 C^{\frac{2}{3}} F_H^{\frac{1}{3}} (i_1^{\frac{2}{3}} + i_2^{\frac{2}{3}}), \text{ де } C = 10^5 \cdot Z \cdot \sin^{\frac{5}{2}} \alpha \sqrt{1,25 \cdot d_m}.$$

Z - число кульок у підшипнику;

α -фактичний кут контакту в підшипнику, що змінюється під дією попереднього натягу;

d_m -діаметр кульки. Для підшипника 36216 $Z = 20$, $\alpha = 12^\circ$, $d_m = 13,49$ мм.

$$C = 10^5 \cdot 20 \cdot \sin^{\frac{5}{2}} 12^\circ \sqrt{1,25 \cdot 13,49} = 161878,15 = 1,618 \cdot 10^5.$$

$$j_a = 1,5 \cdot (1,68 \cdot 10^5)^{\frac{2}{3}} \cdot 460^{\frac{1}{3}} \cdot (3^{\frac{2}{3}} + 2^{\frac{2}{3}}) = 1,26 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}.$$

$$j_{r1} = \frac{0,71 \cdot 3^{\frac{2}{3}} \cdot 1,26 \cdot 10^5}{1,5 \cdot \text{tg}^2 12^\circ (3^{\frac{2}{3}} + 2^{\frac{2}{3}})} = 7,492 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}.$$

$$j_{r2} = \frac{0,71 \cdot 2^{\frac{2}{3}} \cdot 1,26 \cdot 10^5}{1,5 \cdot \text{tg}^2 12^\circ (3^{\frac{2}{3}} + 2^{\frac{2}{3}})} = 5,718 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}.$$

Кутова жорсткість (Н·мм/рад) підшипника:

$$j = \frac{M}{\varphi} = \frac{1}{32} (d + D^2) j_a = \frac{1}{32} (80 + 125^2) \cdot 1,26 \cdot 10^5 = 6,188 \cdot 10^7 \text{ Н} \cdot \ddot{\alpha}$$

Визначимо силу Q на приводному елементі (клинопасова передача), є сила тиску на вал. Вона розраховується по формулі [93, стор.68]:

$$Q = 2F_0 z \sin \frac{\alpha_1}{2}; F_0 = \frac{850 P_{ном} C_1}{z v C_a C_p}$$

F₀-сила попереднього натягу, Н;

v- швидкість обертання, $v = \pi \cdot d \cdot n / 60 = 3,14 \cdot 0,22 \cdot 3600 / 60 = 41,4 \text{ м/с}$;

z-кількість ременів, по паспортним даним верстата, передача обертання від електродвигуна на шпиндель здійснюється чотирма клиновими ременями В-2500;

C_p, C_a, C₁ - коефіцієнти динамічності, кута обхвату, відносини розрахункової довжини ременя до базового відповідно;

P_{ном}- номінальна потужність двигуна, 15 кВт.

$$F_0 = \frac{850 \cdot 15 \cdot 1}{4 \cdot 41,4 \cdot 1 \cdot 1} = 77 \text{ Н} \quad Q = 2 \cdot 77 \cdot 4 \cdot \sin \frac{180^\circ}{2} = 616 \text{ Н}$$

3) Середнє значення осьового моменту інерції визначимо:

$$J = \frac{\pi d^4}{64} \left[1 - \left(\frac{d_g}{d} \right)^4 \right]$$

Середнє значення осьового моменту інерції перетину передньої консолі

J_1 :

$$J_1 = \frac{3,14 \cdot 130^4}{64} \left[1 - \left(\frac{50}{130} \right)^4 \right] = 1,37 \cdot 10^7 \text{ мм}^4$$

Середнє значення осьового моменту інерції перетину шпинделя в прольоті між опорами J_2 :

$$J_2 = \frac{3,14 \cdot 80^4}{64} \left[1 - \left(\frac{50}{80} \right)^4 \right] = 1,7 \cdot 10^6 \text{ мм}^4$$

Середнє значення осьового моменту інерції перетину задньої консолі J :

$$J = \frac{3,14 \cdot 80^4}{64} \left[1 - \left(\frac{48}{80} \right)^4 \right] = 1,75 \cdot 10^6 \text{ мм}^4$$

Переміщення переднього кінця шпинделя з урахуванням заземляючого моменту в передній опорі:

$$\begin{aligned} \delta = \delta_1 + \delta_2 + \delta_3 = & \frac{986 \cdot 189^2}{3 \cdot 2 \cdot 10^6} \left[\frac{189}{1,37 \cdot 10^7} + \frac{263(1-0,3)}{1,7 \cdot 10^6} \right] + \\ & + \frac{616 \cdot 263 \cdot 189 \cdot 120 \cdot (1-0,3)}{6 \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot (1,75 \cdot 10^6)^2} + \\ & + 960 \left\{ \frac{1}{1,26 \cdot 10^5} \left[\frac{263 + 189(1-0,3)}{263} \right]^2 + \frac{189^2(1-0,3)}{6,188 \cdot 10^7 \cdot 383 \cdot 263^2} \right\} - \\ & - 616(1-0,3) \left[\frac{(263+189)120}{7,49 \cdot 10^5 \cdot 263^2} + \frac{(263+120)189}{5,71 \cdot 10^5 \cdot 263^2} \right] = 0,0196 \text{ мм} \end{aligned}$$

Визначимо жорсткість шпиндельного вузла на консолі

$$j_{шв} = \frac{P}{\delta} = \frac{986}{19,621} = 50,3 \text{ (Н/мкм)}$$

4.2 Розрахунок швидкоходності шпинделя

Тип опор шпинделя, що обумовлюють форму посадкових місць, вибирають на підставі вимог по точності обробки й швидкоходності, що визначається швидкісним параметром – добутком dn , мм*хв⁻¹, де d – діаметр отвору під підшипник, мм; n – частота обертання шпинделя, хв⁻¹ (табл. 5.1).

Виходячи з умови:

$d = 80$ мм – діаметр під підшипник в опорі А

$d= 80$ мм – діаметр підшипник в опорі В

$n= 5000$ хв⁻¹ – максимальна частота обертання шпинделя

одержимо:

Таблиця 4.1.

Швидкоходність шпиндельних вузлів

Увеличение быстроходности Уменьшение жесткости ▽	№	Тип	Схема	$d \cdot n \cdot 10^5$ мм·хв ⁻¹	C
	1	Низкоскоростные		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	Среднескоростные		2,5...3,5	0,3...0,45
	5			3...4,5	0,2...0,3
	6			4...5	0,15...0,2
	7	Высокоск.		5...6	0,1...0,15
8			6...8	0,05...0,1	

A) $d \cdot n = 80 \cdot 5000 = 4.0 \cdot 10^5$ мм·* хв⁻¹

B) $d \cdot n = 80 \cdot 5000 = 4.0 \cdot 10^5$ мм·* хв⁻¹

Вибираємо з таблиці по швидкісному параметрі опори № 6 – середньошвидкісні підшипники кочення.

4.3 Розрахунок двигуна приводів поздовжніх і поперечних подач по тяговій здатності

У приводі поздовжніх подач по осі Z установлений синхронний електродвигун типу 1FK6083-6AF71-1AA2 з крутячим моментом 16 Нм, номінальною частотою обертання 3000 хв⁻¹. Крутячий момент від двигуна на

гвинт ШГП передається через муфту, як показано на рис. 3.4.

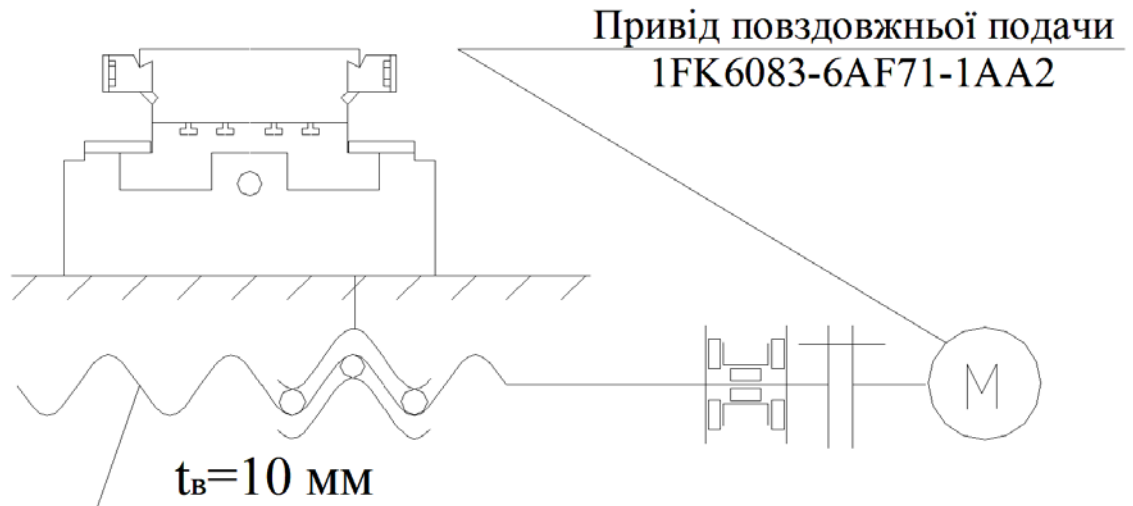


Рис.4.4. Кінематична схема привода повздовжніх подач.

Для перевірки правильності їхнього вибору необхідно зробити перевірочний розрахунок цих двигунів за умовами:

$$M_H \geq M_{\vartheta} \quad M_{\text{об max}} \geq M_{\text{max}},$$

де M_H і $M_{\text{об max}}$ — номінальний і максимальний моменти двигуна;

M_{ϑ} і M_{max} — еквівалентний і максимальний моменти навантаження, приведені до двигуна.

Еквівалентний момент навантаження M_{ϑ} визначається як середнє квадратичне з моментів на валові двигуна за 1 цикл роботи верстата. Причому в якості розрахункового приймається цикл, що складається з навантажень чотирьох рівнів: максимальної M_{max} , мінімальної M_{min} , середньої M_{cp} і відповідному перехідному процесам $M_{\text{пер}}$:

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

де

$$M_{\text{max}} = M_p, \quad M_{\text{min}} = M_x,$$

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

a_1, a_2, a_3, a_4 — питомі ваги часу, що двигун працює при відповідному рівні навантаження.

Значення a_1 , a_2 , a_3 і a_4 відповідають циклові, у якому привод поздовжніх подач працює 70%, привод поперечних подач 20% від часу циклу. Причому час роботи привода поздовжніх подач з навантаженнями M_{\max} , $M_{\text{ср}}$, M_{\min} і $M_{\text{пер}}$ складає відповідно 10, 70, 18 і 3% від часу роботи привода в циклі. $a_1 = 0,07; a_2 = 0,49; a_3 = 0,126; a_4 = 0,021$. Цієї ж величини для привода поперечних подач складають відповідно 10, 70, 15 і 5%.

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

Величини M_p і M_x визначаються по формулах

$$M_p = M_Q^p + M_{\Pi} = \frac{Q_p \cdot t_B}{2 \cdot \pi \cdot \eta_{\Pi, \Pi}} \cdot 10^{-3} + M_{\Pi} .$$

$$M_x = M_x + M_{\Pi} = \frac{Q_x \cdot t_B}{2 \cdot \pi \cdot \eta_{\Pi, \Pi}} \cdot 10^{-3} + M_{\Pi} .$$

У цих формулах:

Q_p і Q_x — тягове зусилля на ходовому гвинті при максимальному зусиллі подачі і на холостому ході, Н;

t_B - крок гвинта, мм;

M_{Π} — приведений до двигуна момент постійних втрат у приводі, Нм;

η — завантажувальний к.к.д. привода.

Визначимо рушійну силу Q_p з максимальними режимами різання і навантаження при холостому ході і Q_x .

Відповідно до схеми навантаження супорта $Q_p = P_x + F_{\text{тр}}$, а $Q_x = F_{\text{тр}}$, де P_x - проекція сили різання на напрямок руху робочого органа ($P_x = P_z/2$); $F_{\text{тр}}$ - сила тертя в напрямних.

Прийmemo для розрахунків $P_z = 10$ кН. За паспортним даним верстата зусилля переміщення поздовжніх полозок $Q_x = 800$ Н. $Q_p = P_x + F_{\text{тр}} = 5000 + 800 = 5800$ Н.

Визначення постійних втрат у приводі поздовжніх подач.

При визначенні втрат у приводі поздовжніх подач враховуються втрати в манжетних ущільненнях, підшипниках кочення й у шариковій гвинтовій

парі.

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

$$M_{n1} = \mu P_H d_m \text{ Нм},$$

P_H — зусилля попереднього натягу, Н;

d_m — середній діаметр підшипника, м.

Зусилля попереднього натягу може бути прийнятий рівним $P_H = 1 \text{ кН}$, $d_m = 28 \text{ мм}$ (діаметр отвору 20 мм). При цьому момент втрат:

$$M_{n1} = 0,004 \cdot 0,028 \cdot 1000 = 0,112 \text{ Нм}.$$

Шарико гвинтова передача з гвинтом $d=40 \text{ мм}$ і кроком $t=10 \text{ мм}$ має по паспортним даним момент холостого ходу

$$M_{n2} = 0,6 \text{ Нм}.$$

Момент постійних втрат у манжетному ущільненні $d = 30 \text{ мм}$.

$$M_{n3} = 0,6 \text{ Нм}.$$

Приведений до двигуна момент постійних втрат буде дорівнює:

$$M_n = \sum M_{ni} = 0,112 + 0,6 + 0,6 = 1,312 \text{ Нм}.$$

Визначення К.П.Д. привода.

Привод поздовжніх подач складається з двигуна і шарико гвинтової передачі (Ш.Г.П.). К.К.Д. привода: $\eta = \eta_{швп} = 0,93$

Визначення еквівалентного моменту навантаження на валові двигуна і вибір двигуна привода поздовжніх подач.

$$M_p = M_Q^p + M_{II} = \frac{5800 \cdot 10}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,93} \cdot 10^{-3} + 1,312 = 11,238 \text{ Нм}.$$

$$M_x = M_x + M_{II} = \frac{800 \cdot 10}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,93} \cdot 10^{-3} + 1,312 = 2,681 \text{ Нм}.$$

$$M_{cp} = \frac{1}{2}(M_{\max} + M_{\min}) = 6,959 \text{ Нм}. \quad M_{nep} \approx 5M_{cp} = 34,797 \text{ Нм}.$$

$$M_3 = \sqrt{M_{\max}^2 \cdot a_1 + M_{cp}^2 \cdot a_2 + M_{\min}^2 \cdot a_3 + M_{nep}^2 \cdot a_4} = 7,675 \text{ Нм}.$$

Установлений двигун 1FK6083-6AF71-1AA2 з крутячим моментом 16 Нм, номінальною частотою обертання 3000 хв^{-1} , задовольняє умовам вибору.

На мал. 3.5 показаний привод поздовжніх подач верстата (розріз уздовж осі гвинта).

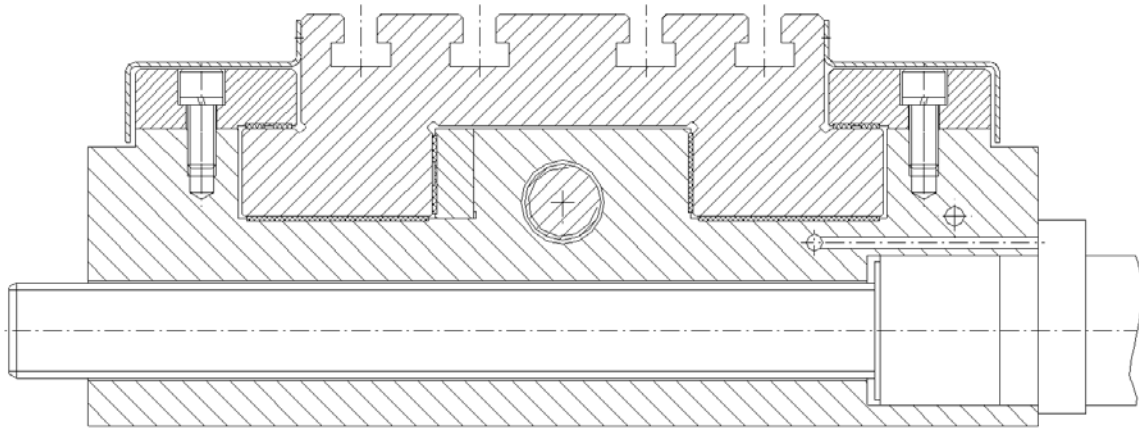


Рис. 4.5. Привод поздовжніх подач:

За аналогією проведемо перевірочний розрахунок двигуна привода поперечних подач по тяговій здатності.

У приводі поперечних подач по осі X установлений синхронний електродвигун типу 1FK6063-6AF71-1AB2 з крутячим моментом 11 Нм, номінальною частотою обертання 3000 хв^{-1} . Крутячий момент від двигуна на гвинт ШГП передається через муфту.

Визначимо рушійну силу Q_p з максимальними режимами різання і навантаження при холостому ході і Q_x . За паспортним даним верстата зусилля переміщення поперечних полозок $Q_x=500 \text{ Н}$. $Q_p= P_{\gamma} + F_{\text{тр}}=3000+500=3500 \text{ Н}$.

Визначимо постійні втрати в приводі поперечних подач.

Момент тертя в комбінованому упорному роликовому підшипнику:

$$M_{n1} = \mu P_H d_m = 0,004 \cdot 0,028 \cdot 1000 = 0,112 \text{ Нм},$$

Зусилля попереднього натягу може бути прийнятий рівним $P_H = 1 \text{ кН}$, $d_m = 28 \text{ мм}$ (діаметр отвору 20 мм).

Кулькова гвинтова передача з гвинтом $d=32 \text{ мм}$ і кроком $t=10 \text{ мм}$ має за паспортним даним момент холостого ходу

$$M_{n2} = 0,45 \text{ Нм.}$$

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

$$M_{n3} = 0,9 \text{ Нм.}$$

Приведений до двигуна момент постійних утрат буде дорівнює:

$$M_n = \sum M_{ni} = 0,112 + 0,45 + 0,9 = 1,46 \text{ Нм.}$$

Привод поздовжніх подач складається з двигуна і шарико гвинтової передачі (Ш.Г.П.). К.П.Д. привода: $\eta = \eta_{ШВП} = 0,93$.

Визначення еквівалентного моменту навантаження на валові двигуна і вибір двигуна привода поперечних подач.

$$M_p = M_q^p + M_{II} = \frac{3500 \cdot 10}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,93} \cdot 10^{-3} + 1,462 = 7,452 \text{ Нм.}$$

$$M_x = M_x + M_{II} = \frac{500 \cdot 10}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,93} \cdot 10^{-3} + 1,462 = 2,318 \text{ Нм.}$$

$$M_{cp} = \frac{1}{2}(M_{\max} + M_{\min}) = 4,885 \text{ Нм.} \quad M_{пер} \approx 5M_{cp} = 24,423 \text{ Нм.}$$

$$M_s = \sqrt{M_{\max}^2 \cdot a_1 + M_{cp}^2 \cdot a_2 + M_{\min}^2 \cdot a_3 + M_{пер}^2 \cdot a_4} = 3,252 \text{ Нм.}$$

Установлений двигун 1FK6063-6AF71-1AB2 з крутячим моментом 11 Нм, номінальною частотою обертання 3000 хв^{-1} , задовольняє умовам вибору.

На рис. 3.6 показаний привод поперечних подач верстата (розріз уздовж осі гвинта)

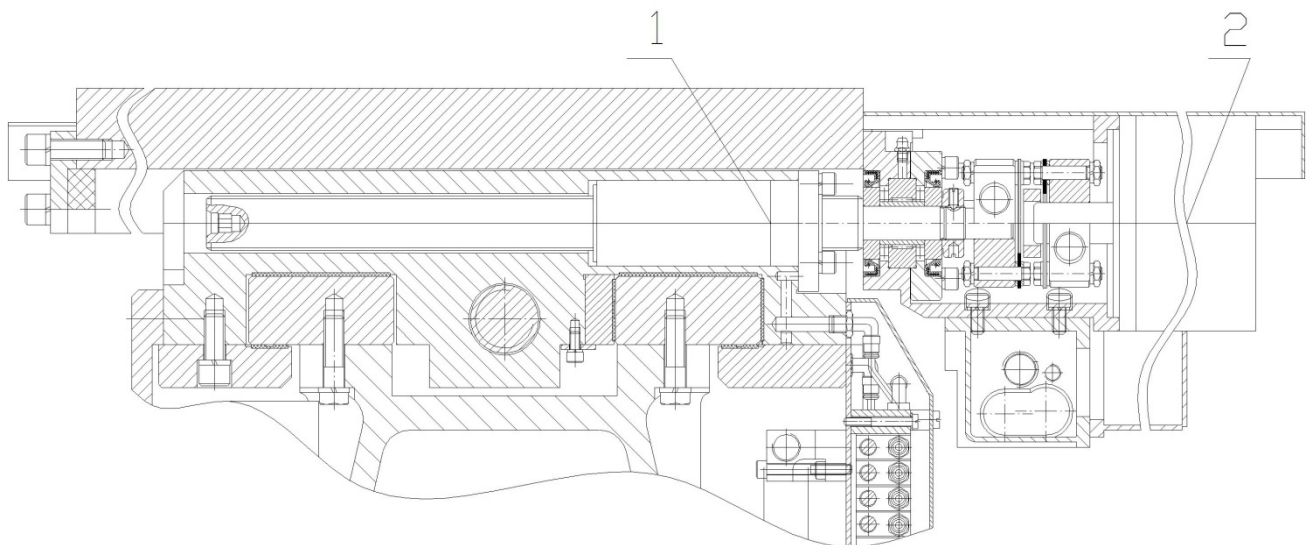


Рис. 4.6. Привод поперечних подач:

- 1 – шарикова гвинтова пара;
- 2 – високомоментний двигун привода.

4.4 Розрахунок плавності переміщення супорта

У розрахунку визначаються наступні параметри, плавність руху супорта в поздовжньому напрямку на робочих подачах:

- критична швидкість V_C , вище якої рух супорта має безперервний характер – “стрибки” відсутні;
- величина максимального “стрибка” S_{max} , що має місце при критичній швидкості переміщення супорта;
- величина мінімального “стрибка” S_{min} , при швидкостях, нижче критичної, що характеризує точність настановних переміщень.

Для збільшення точності, поліпшення чистоти й зовнішнього вигляду оброблюваної поверхні величини “стрибків” супорта повинні задовольняти наступним умовам. “Стрибок” на критичній швидкості повинен бути менше мінімальної подачі на оберт, не повинен перевищувати мінімальної подачі; “стрибок”, що визначає точність встановлюючих переміщень, не повинен перевищувати дискрети.

Умовні позначки й початкові дані

Маса рухливих частин супорта - $G=630$ кг

Різниця коефіцієнта тертя й руху для пари сталь-сталь- $\Delta f=0,07$.

Питомий нормальний тиск від прилипання - $P_0 = 0,25$ кг/див²

Коефіцієнт загасання - $Q = 0.08$

Розрахункова твердість привода - $C_\Sigma = 19,3 \cdot 10^4$ кг/см. Мінімальна швидкість переміщення супорта – $V_{min} = 1$ м/хв.

Мінімальна подача – $S_{min} = 0,02$ мм/про

Максимальна частота обертання шпинделя – $n_{max} = 3350$ хв⁻¹

Прискорення вільного падіння – $g = 980$ див/з²

Дискрета - $\delta = 10$ мкм.

Маса рухливих частин супорта

$$m = \frac{G}{g} = \frac{630}{980} = 0,643 \frac{\hat{e}\tilde{a} \cdot \tilde{n}^2}{\tilde{n}\dot{i}}$$

Розрахунковий нормальний тиск на напрямних з урахуванням прилипання

$$N = G + P_0 F = 630 + 0,25 \cdot 332 = 713 \text{ кг}$$

Тут $F = a \cdot b$ - розрахункова площа напрямних

a - ширина площадки контакту під навантаженням $G = 630 \text{ кг}$

b - довжина площадки контакту $b = 38 \text{ см}$

$$a = 2 \cdot 1,08 \sqrt{\frac{G}{E} \cdot \frac{D_1 \cdot D_2}{D_1 - D_2}}$$

де $D_1 = 140,018 \text{ мм}$

$D_2 = 139,082 \text{ мм}$

$E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ кг/див}^2$.

$$a = 2 \cdot 1,08 \sqrt{\frac{630}{2,1 \cdot 10^6} \cdot \frac{14,018 \cdot 13,982}{14,018 - 13,982}} = 8,73 \text{ см}$$

$$F = 38 \cdot 8,73 = 332 \text{ див}^2$$

Критична швидкість

$$V_c = \frac{\Delta f \cdot N}{\sqrt{4\pi \cdot \Theta \cdot l_\Sigma \cdot m}} = \frac{0,07 \cdot 713}{\sqrt{4 \cdot 3,14 \cdot 0,08 \cdot 19,3 \cdot 10^4 \cdot 0,643}} = 0,141 \text{ см/с} = 84,6 \text{ мм/мин}$$

Величина «стрибка» супорта при швидкості подачі близької до критичного

$$X_{\max} = \frac{\Delta f \cdot N}{l_\Sigma} \sqrt{\frac{\pi}{\Theta}} = \frac{0,07 \cdot 713}{19,3 \cdot 10^4} \sqrt{\frac{3,14}{0,08}} = 16,2 \cdot 10^{-4} \text{ см} = 16,2 \text{ мкм}$$

Мінімальна подача, при якій може бути реалізована швидкість переміщення супорта, близька до критичного

$$S_c = \frac{V_t}{n_{\max}} = \frac{84,6}{3350} = 0,0252 \text{ мм/об} = 52 \text{ мкм/об} > X_{\max}$$

перевищує максимальний «стрибок» супорта X_{\max}

Швидкість переміщень супорта при S_{\min} і максимальній частоті обертання шпинделя n_{\max}

$$V = S_{\min} \cdot n_{\max} = 0,02 \cdot 3350 = 67 \text{ мм/хв} < V_C$$

нижче критичної

«Стрибок» при цій швидкості:

$$X_{\min} = \frac{\Delta f \cdot N}{C_{\Sigma}} (2 - \pi \cdot \Theta) = \frac{0,07 \cdot 713}{19,3 \cdot 10^4} (2 - 3,14 \cdot 0,08) = 4,5 \cdot 10^{-4} \text{ см} = 4,5 \text{ мкм} < \delta = 10 \text{ мкм}$$

5. Методика та результати досліджень статичних характеристик пристрою малих переміщень

Для проведення досліджень статичних характеристик пристрою малих переміщень була розроблена твердотільна модель. Беремо за дві моделі з різними геометричними даними, та проведемо дослідження на актуальність наших моделей. Для розрахунків використовуємо середовище програми Autodesk Inventor 2017.

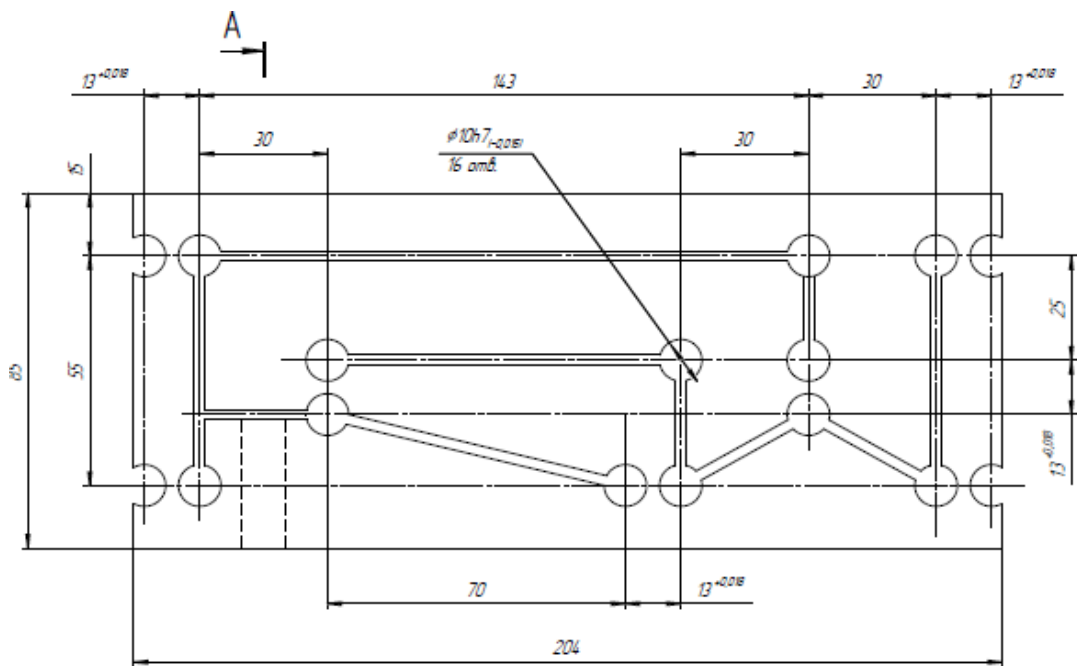


Рис. 5 Креслення деталі

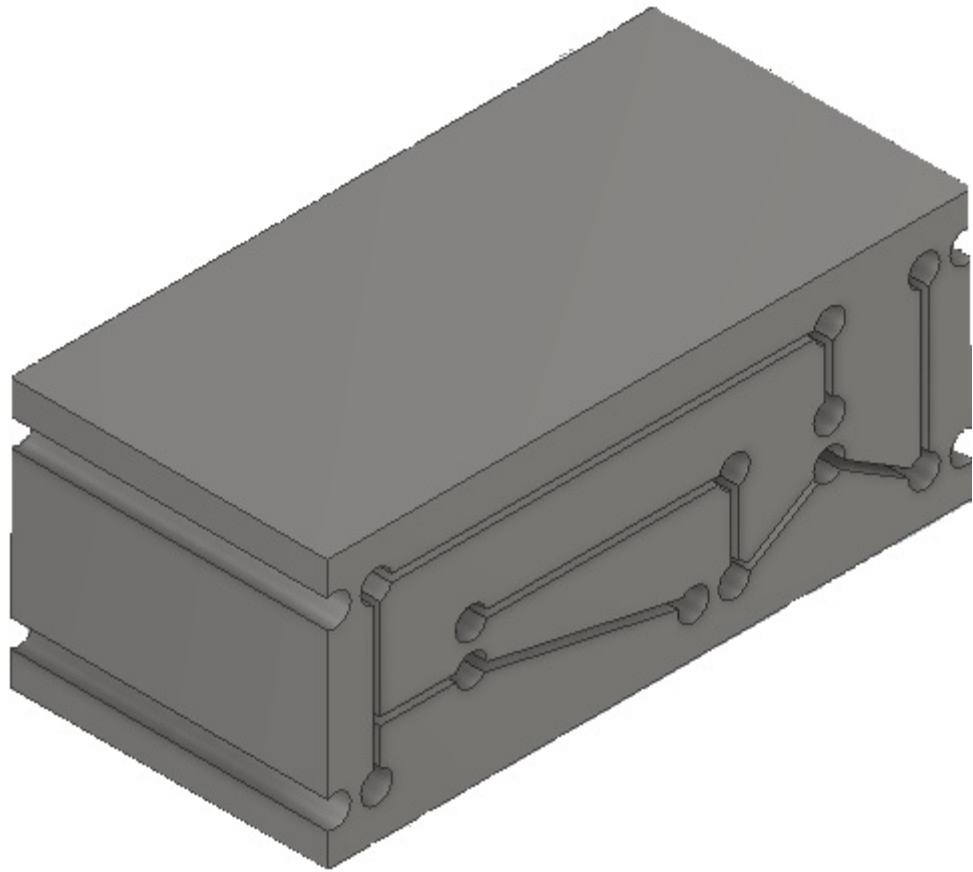


Рис. 5.1 Твердотільна модель

Далі розглянемо фізичні параметри цієї деталі та матеріал виготовлення

Фізичні параметри:

Маса	12,0802 кг
Площа	222597 мм ²
Об'єм	1510020 мм ³
Центр мас	x=-0,515139 мм y=49,9997 мм z=-0,436017 мм

Табл 6.1 – Фізичні параметри

Матеріал:

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

Табл 5.2 Матеріал

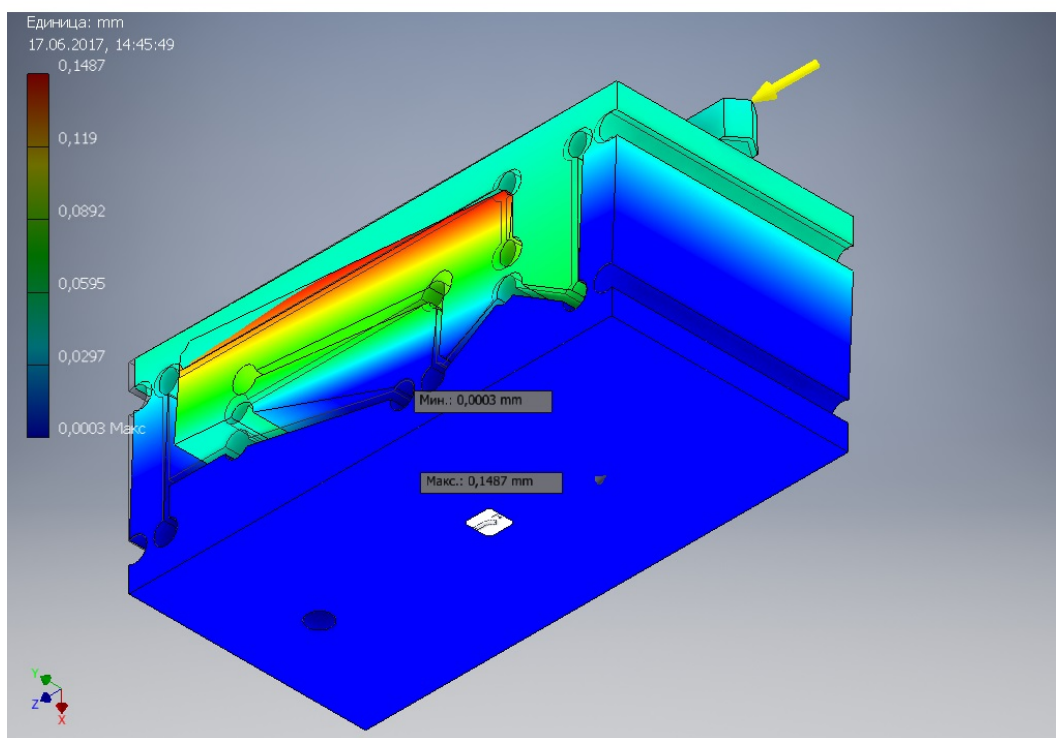


Рис 5.2 Переміщення по осі Y

Метою нашого дипломного проекту є досягти мікропозиціювання, не втративши при цьому високого показника жорсткості нашої конструкції. Для того щоб розрахувати жорсткість конструкції ми навантажили нашу деталь на умовне місцезнаходження різця, силою 1кН в напрямках дії сили різання.

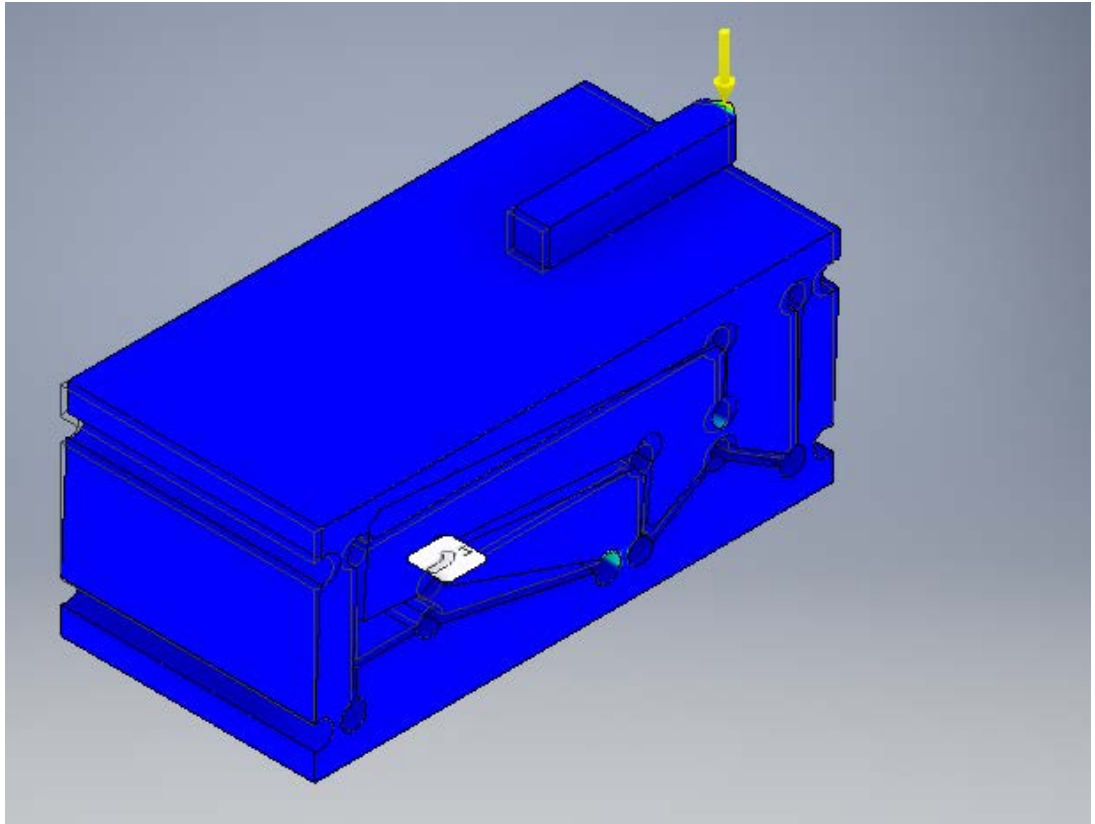


Рис.5.3 Навантаження по осі Z

В напрямку осі z ми отримали переміщення 0,00265 мм.

Розрахуємо жорсткість:

$$\frac{P_z}{\Delta z} = \frac{1000}{0,00265} = 377,3 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$$

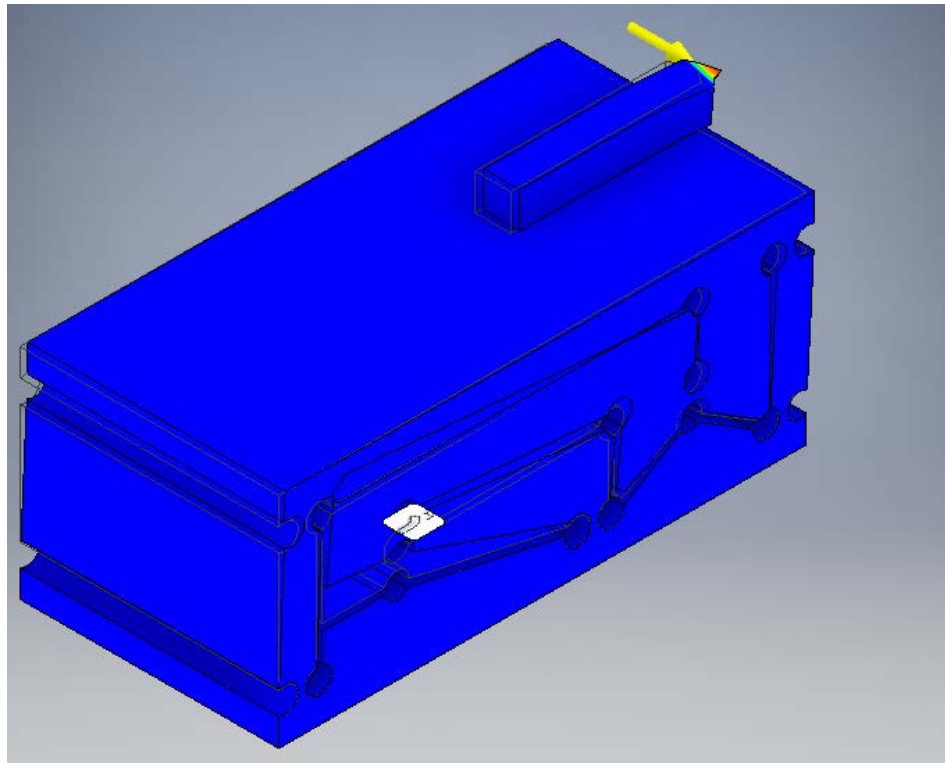


Рис 5.4 Навантаження по осі X

В напрямку осі x ми отримали переміщення 0,004 мм

$$Cx = \frac{Px}{\Delta x} = \frac{1000}{0,004} = 250 \frac{H}{\text{мм}}$$

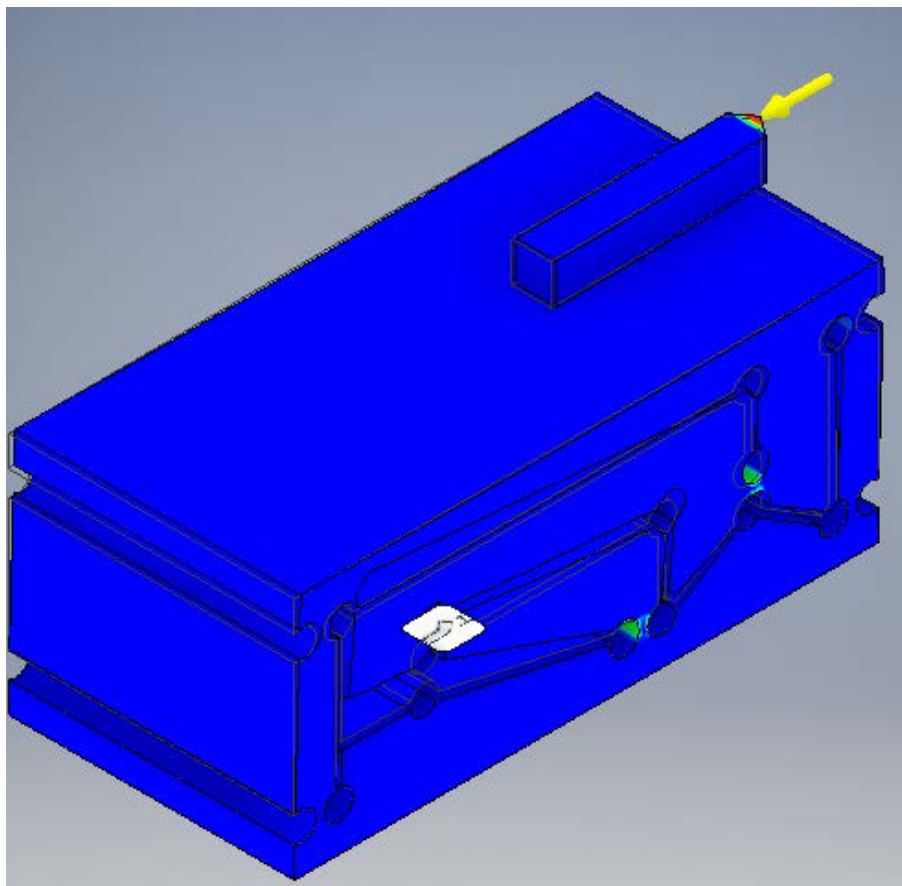


Рис 5.5 Навантаження по осі Y

Отримане переміщення по осі y 0,0504мм

$$C_y = \frac{P_y}{\Delta y} = \frac{1000}{0,0504} = 19,8 \frac{H}{\text{мкм}}$$

Показники жорсткості даної конструкції можна вважати задовільними. Коефіцієнт запасу міцності знаходиться в межах допуску, та складає $n=1,46$

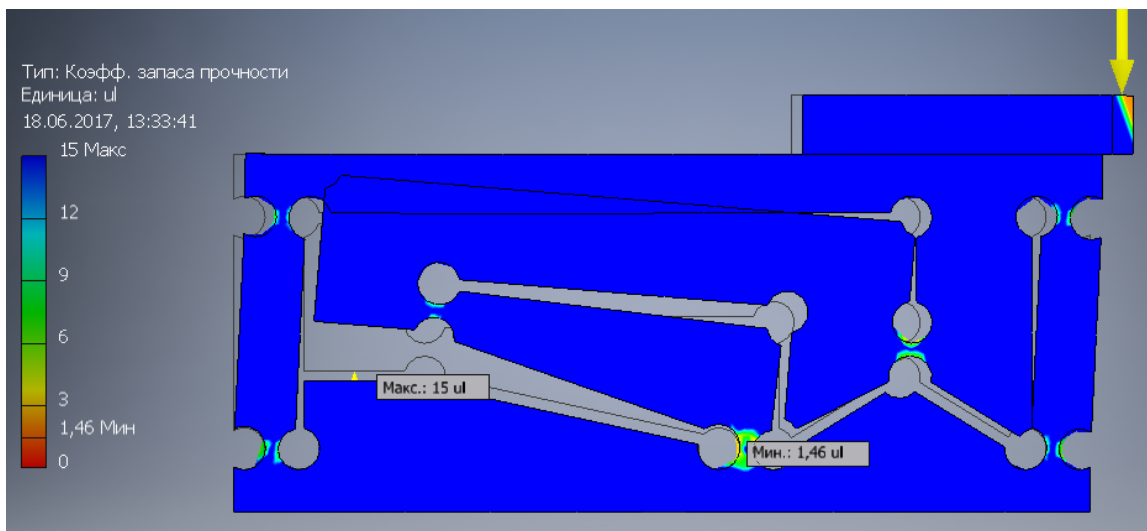


Рис 5.6 Коефіцієнт запасу міцності

Виходячи з цього, можна сказати, що вибрана нами товщина перемички 3мм між отворами забезпечує необхідне переміщення при цьому, зберігаючи необхідну жорсткість та знаходиться в межах текучості вибраного нами матеріалу.

Результати досліджень:

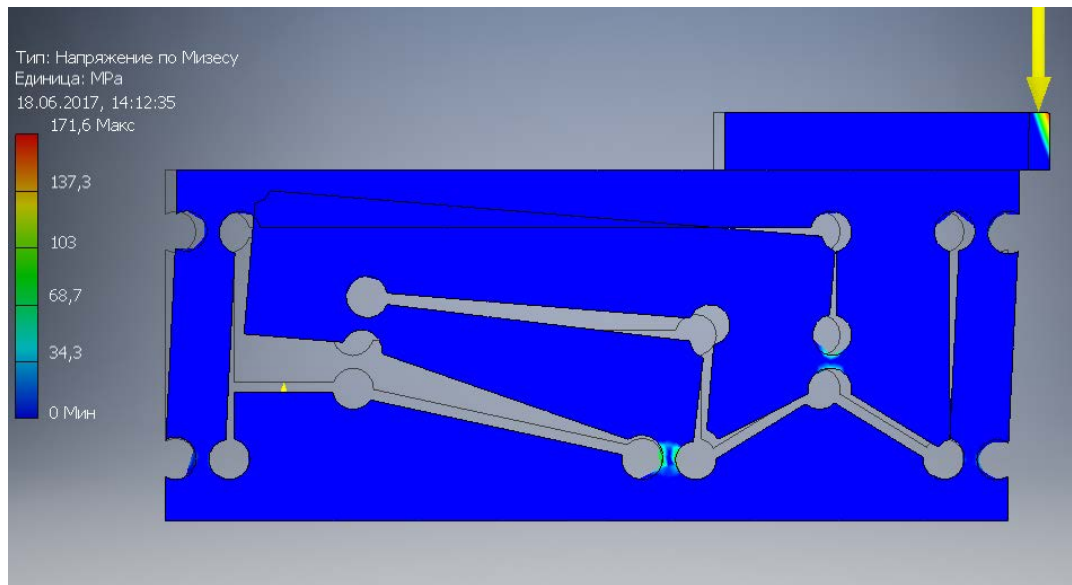


Рис 5.7. Напряжения по Мизесу

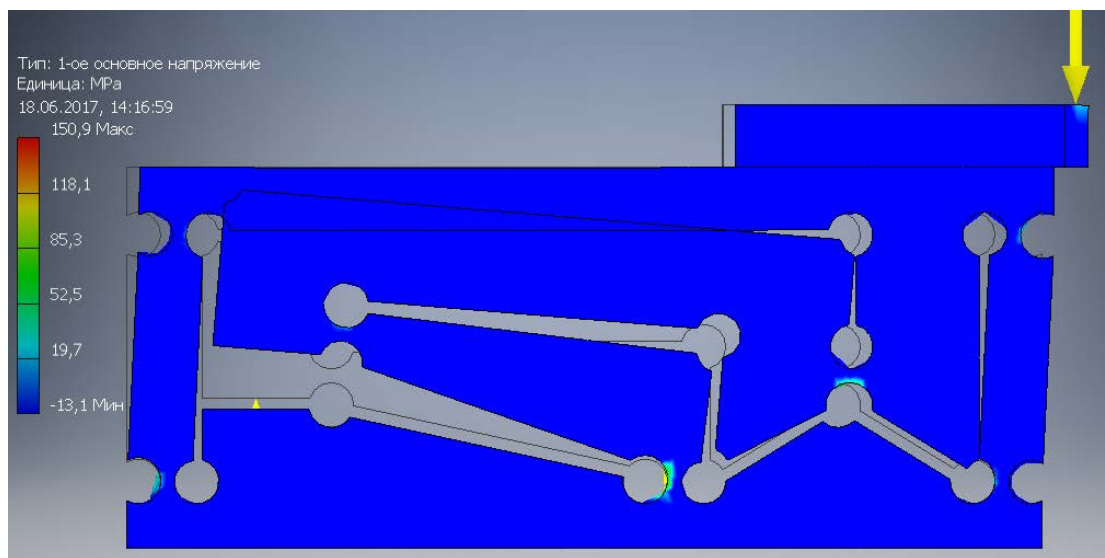


Рис 5.8. 1-ше основное напряжения

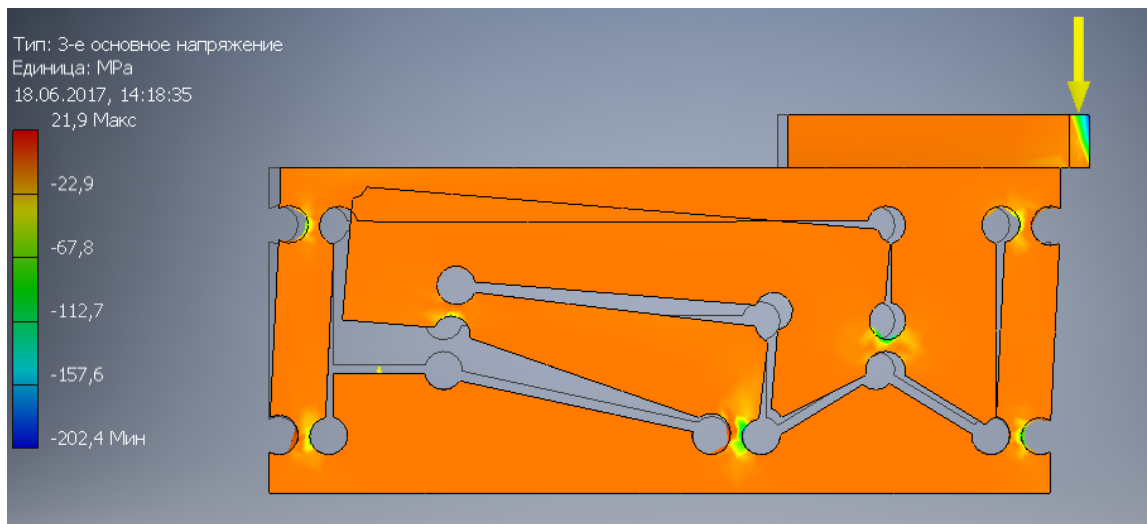


Рис 5.9. 3-тє основне напруження

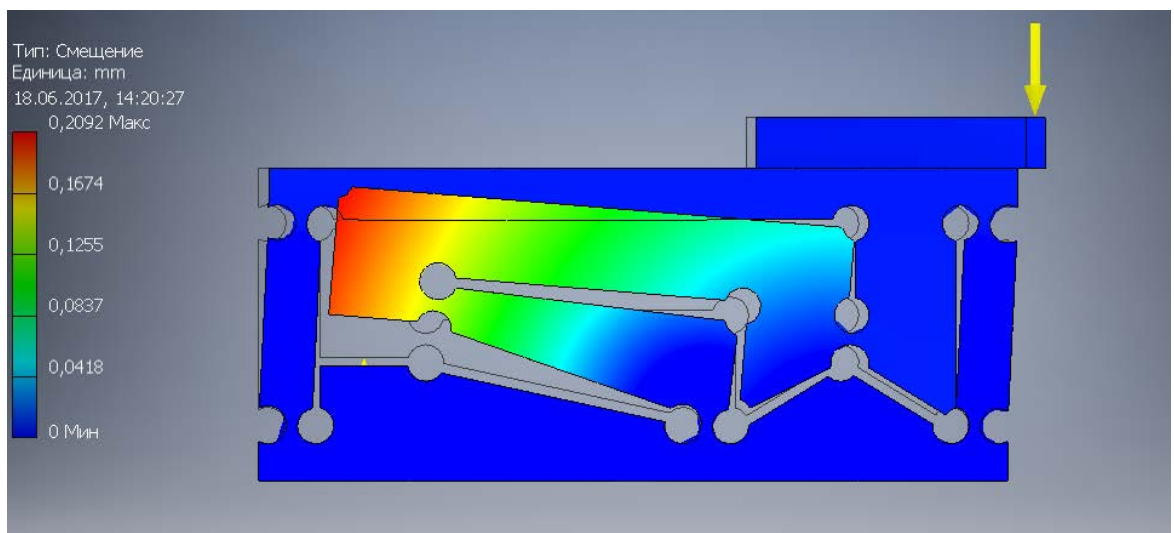


Рис 5.10 Зміщення

Для того щоб вибрати найбільш вдалу конструкцію розглянемо іншу модель та проведемо між ними порівняння. Матеріал деталі залишаємо незмінний.

Ім'я	Нержавіюча сталь	
Загальне	Масова щільність	8 г/см ³
	Межа текучості	250 МПа
	Межа міцності при ростягу	540 МПа

Напруження	Модуль Юнга	193 ГПа
	Коефіцієнт Пуассона	0,3 бр
	Модуль пружності при зсуві	74,2308 ГПа

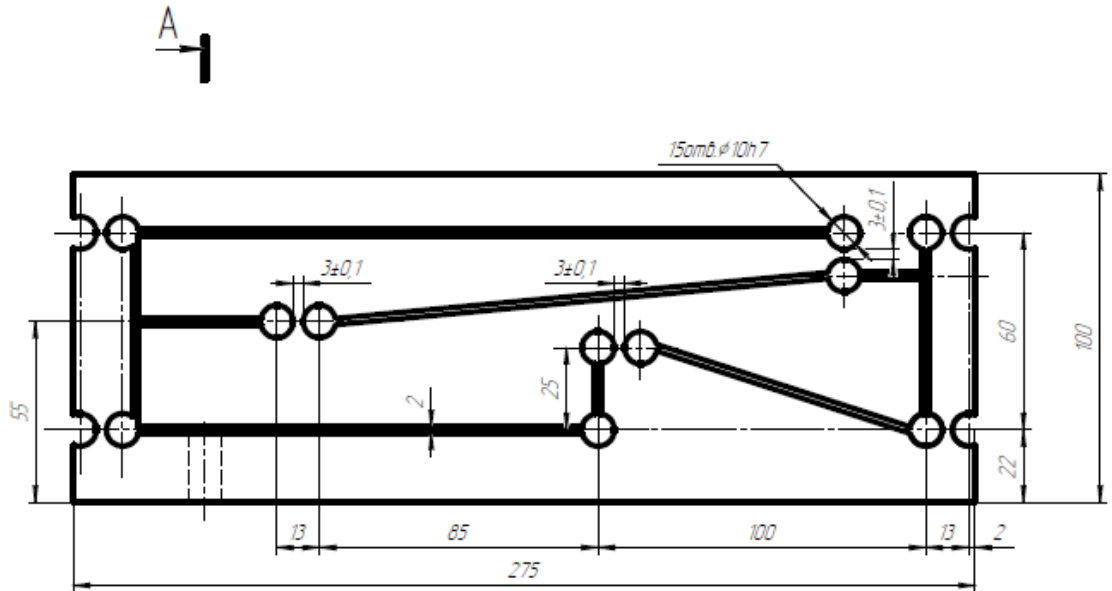


Рис. 5.11 Креслення деталі



Рис.5.12 Твердотільна модель

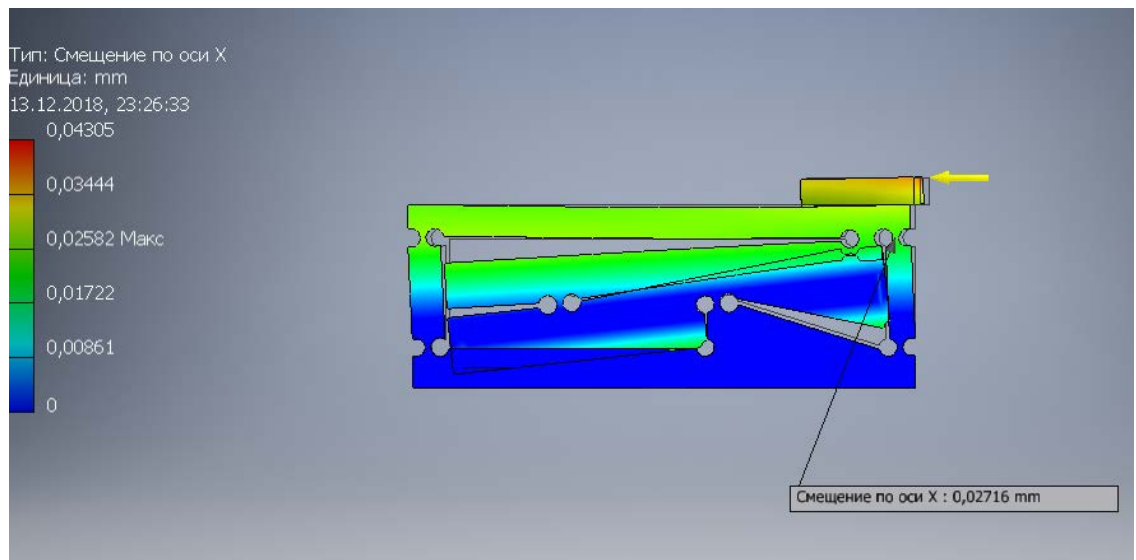


Рис. 5.12 Навантаження по осі X

В напрямку осі X ми отримали переміщення 0.0022 мм

$$C_x = \frac{P_x}{\Delta x} = \frac{1000}{0,0022} = 454,5 \frac{H}{\text{мкм}}$$

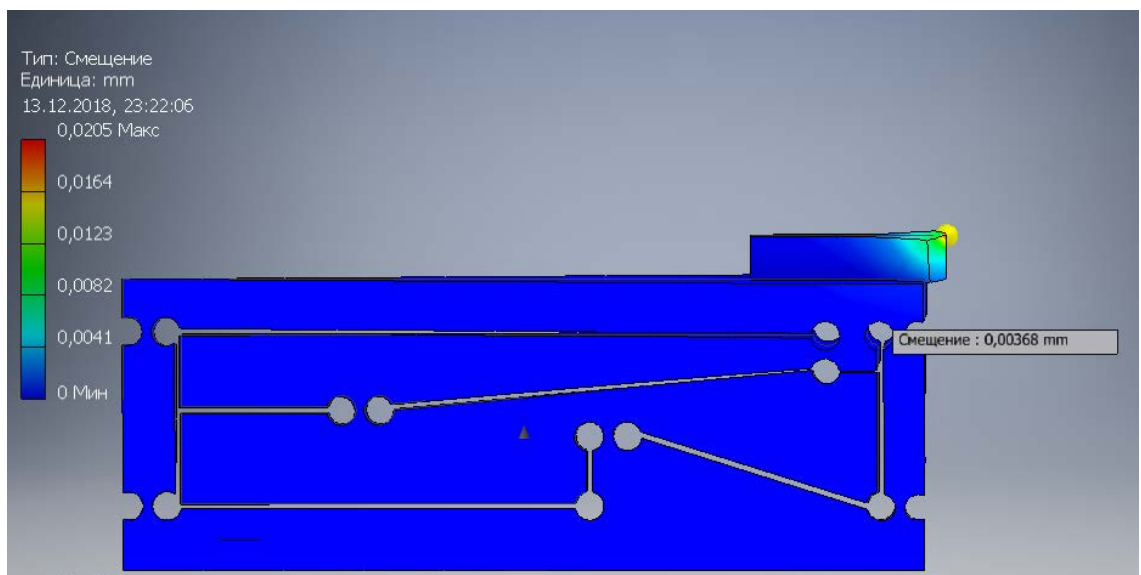


Рис.5.13 Навантаження по осі Y

В напрямку осі Y ми отримали переміщення 0.003 мм

$$C_y = \frac{P_y}{\Delta y} = \frac{1000}{0,003} = 333,3 \frac{H}{\text{мкм}}$$

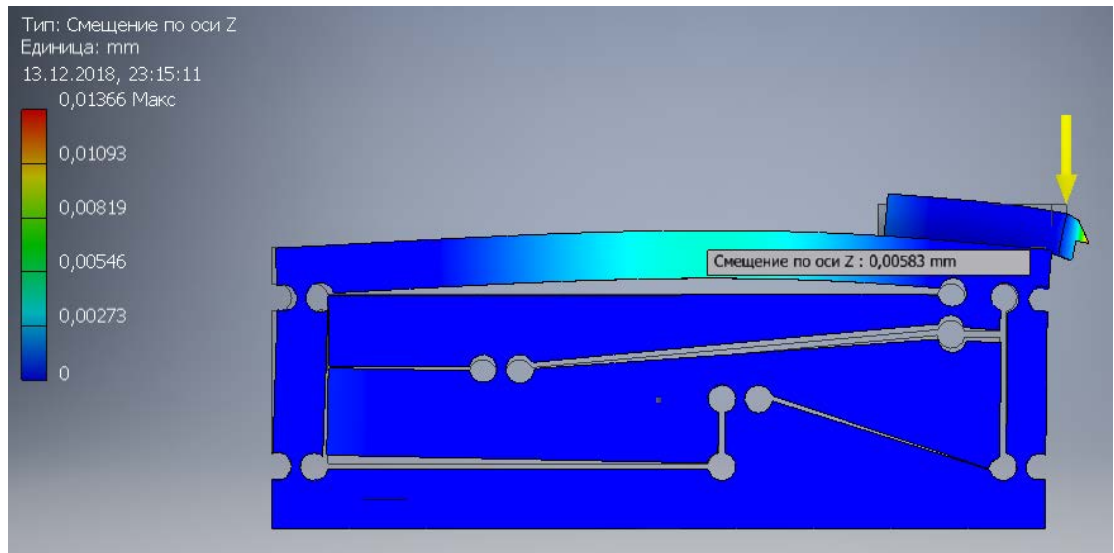


Рис. 5.14 Навантаження по осі Z

В напрямку осі Z переміщення 0.005 мм

$$Cz = \frac{Pz}{\Delta z} = \frac{1000}{0,005} = 200 \frac{H}{\text{мкм}}$$

Далі ми навантажували наші конструкції силами 200, 400, 600, 800 та 1000Н щоб глянути залежності між навантаженнями та отриманим переміщенням.

Перша конструкції:

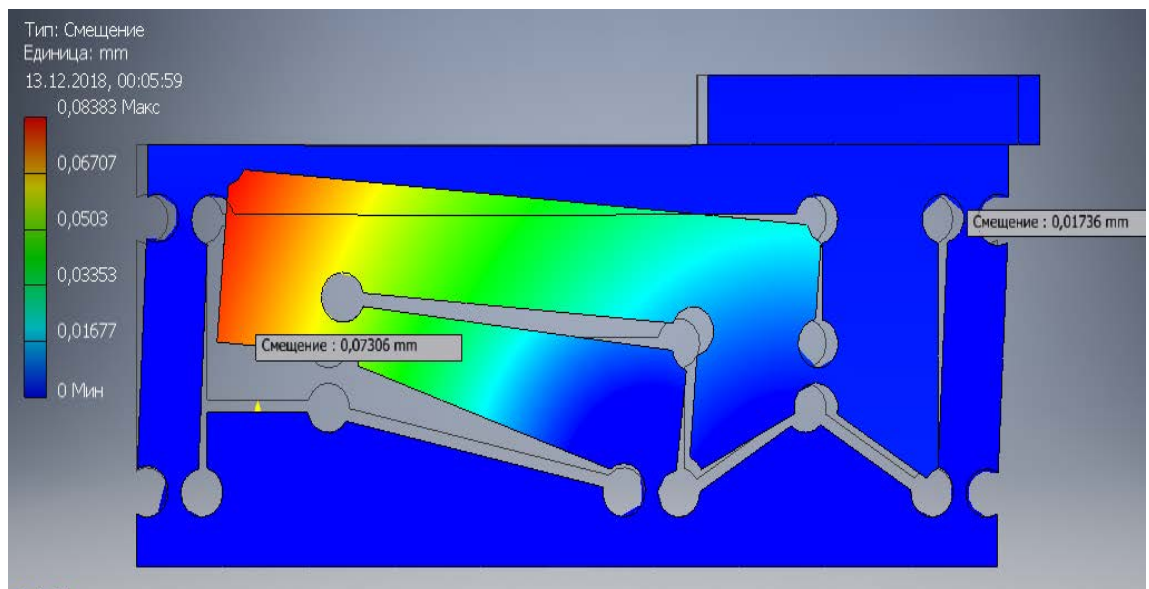


Рис. 5.16а Навантаження 200Н

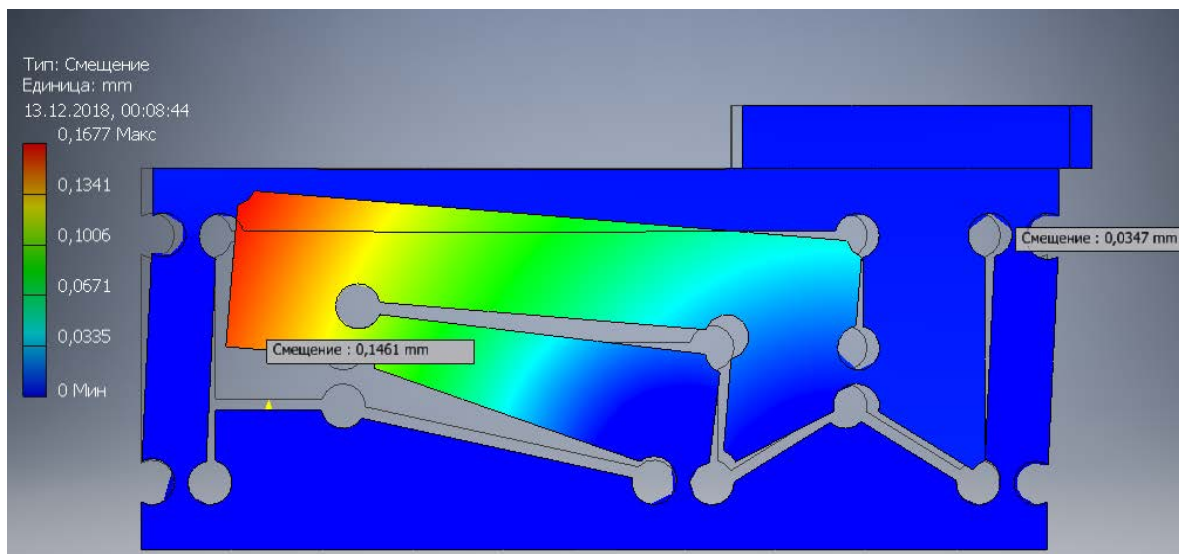


Рис.5.16б Навантаження 400 Н

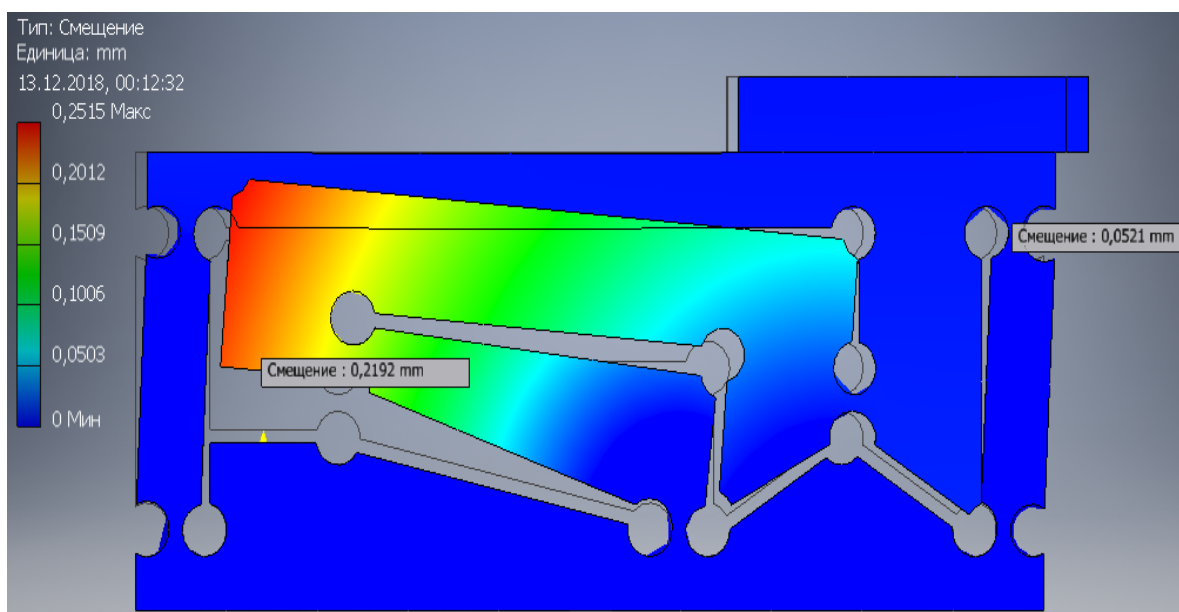


Рис. 5.16в Навантаження 600Н

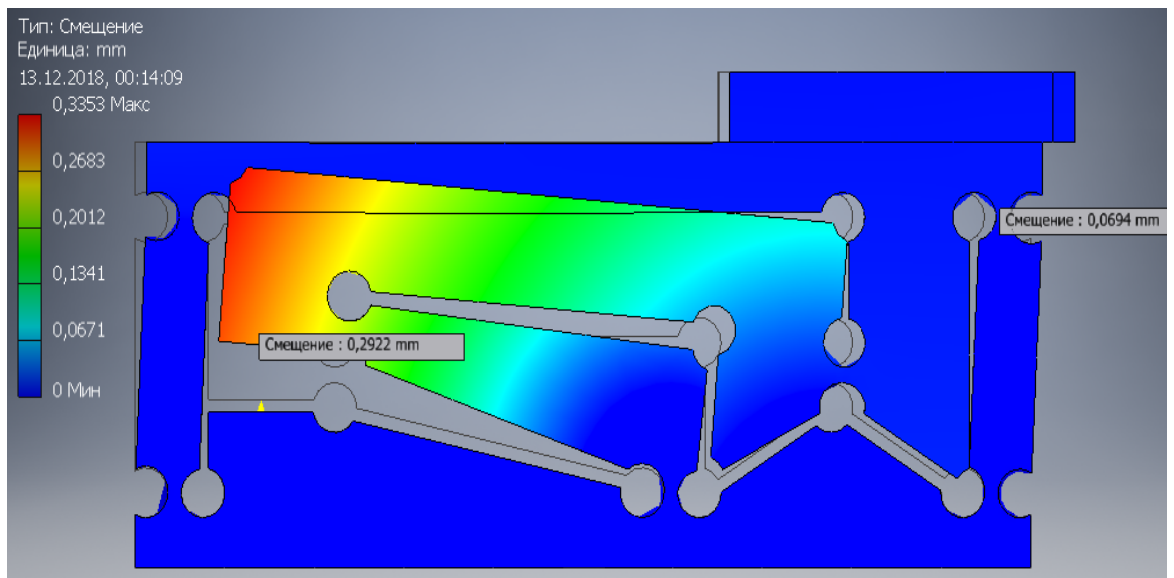


Рис. 5.16г Навантаження 800Н

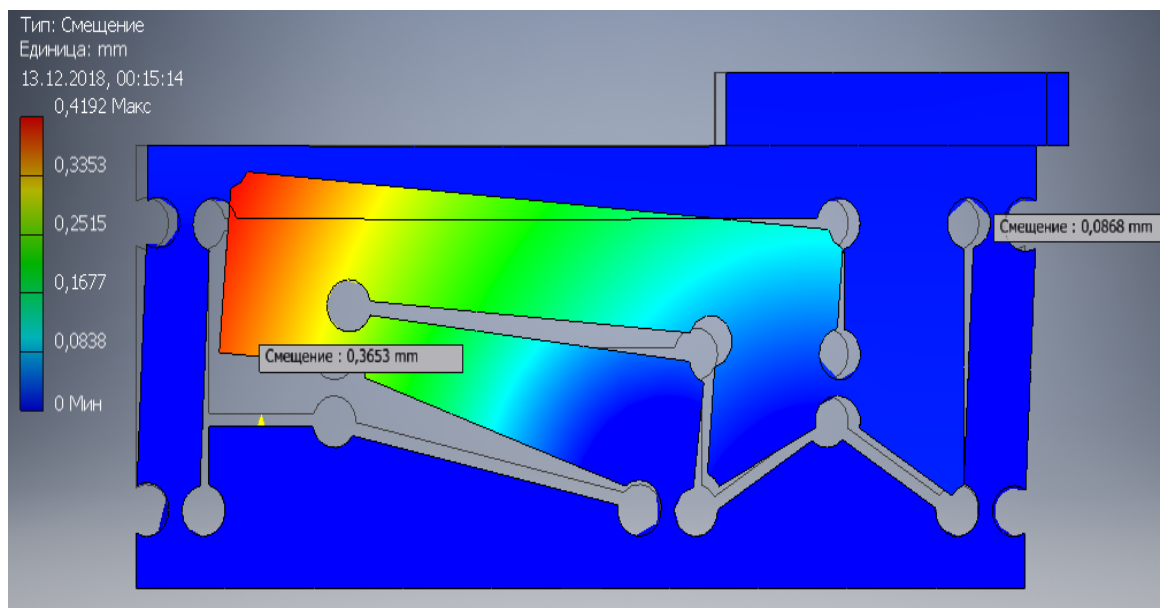


Рис 5.16д Навантаження 1000Н

Далі за аналогічним принципом навантажували другу конструкцію.

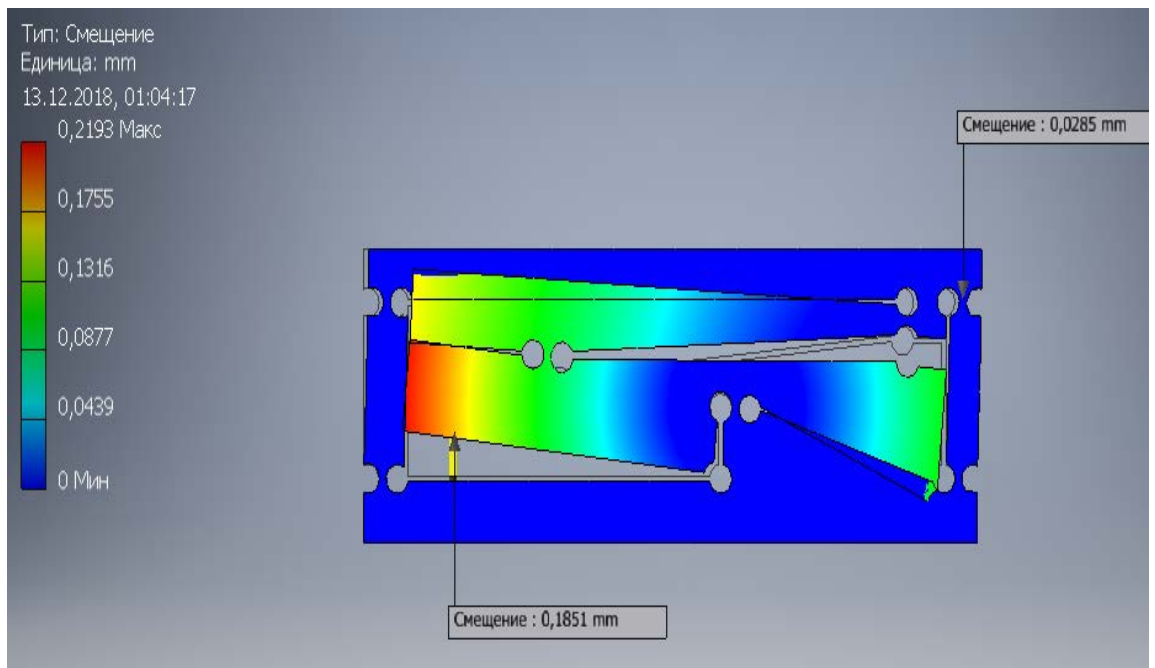


Рис. 5.17а Навантаження 200Н

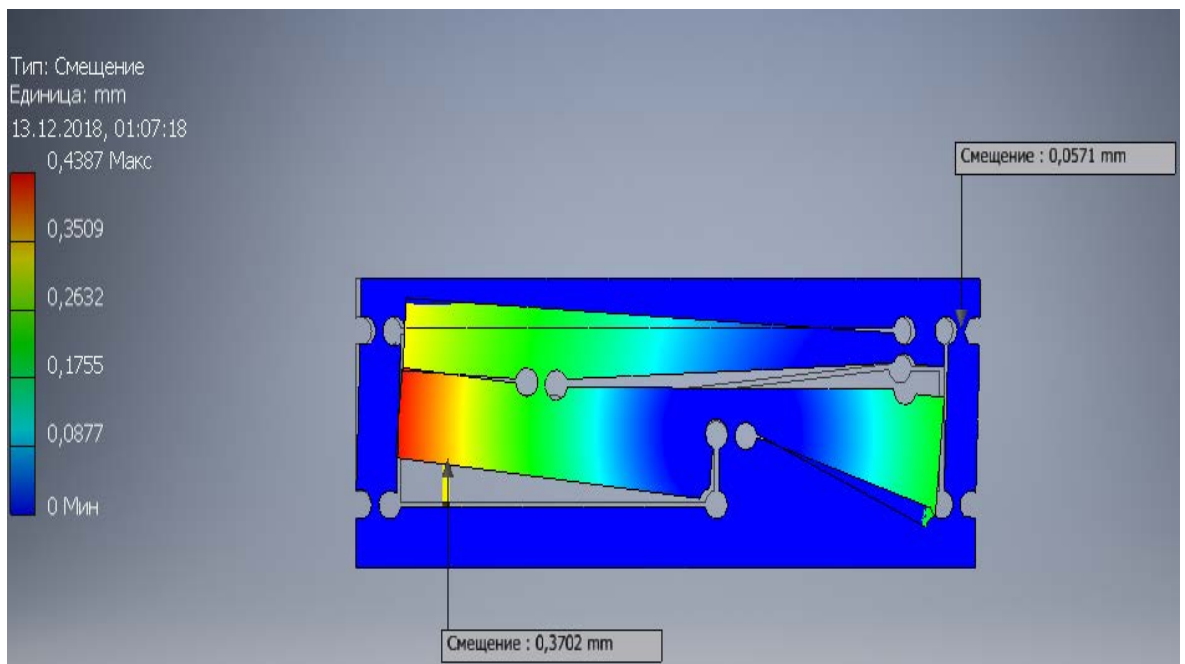


Рис.5.17б Навантаження 400Н

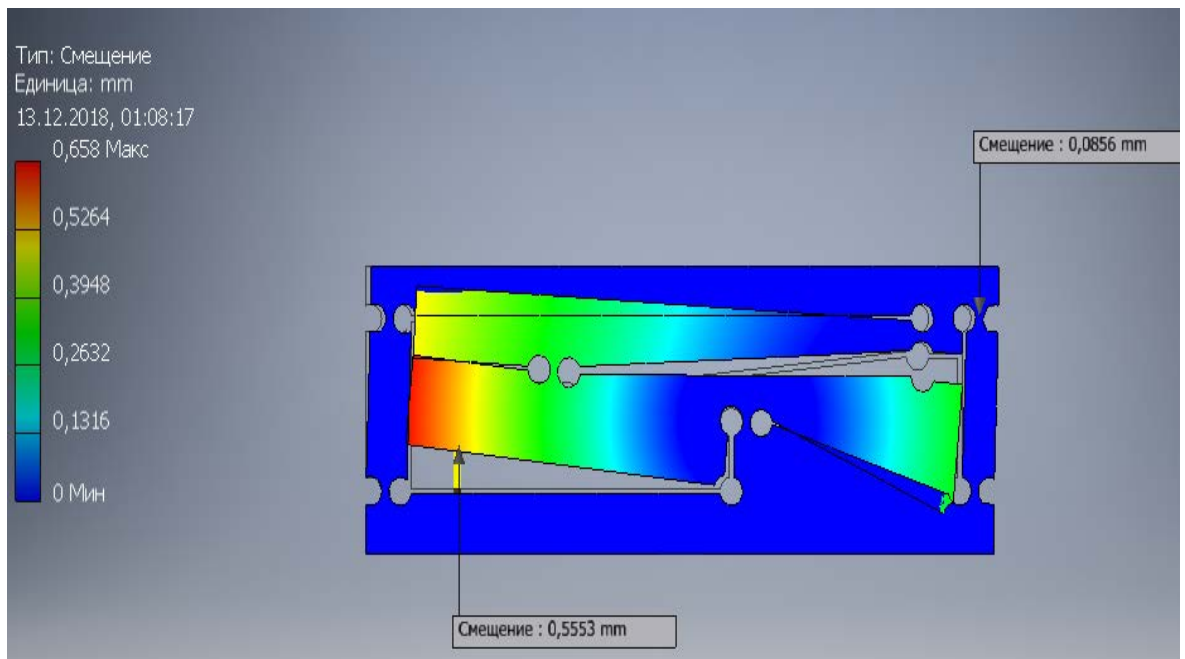


Рис. 5.17в Навантаження 600Н

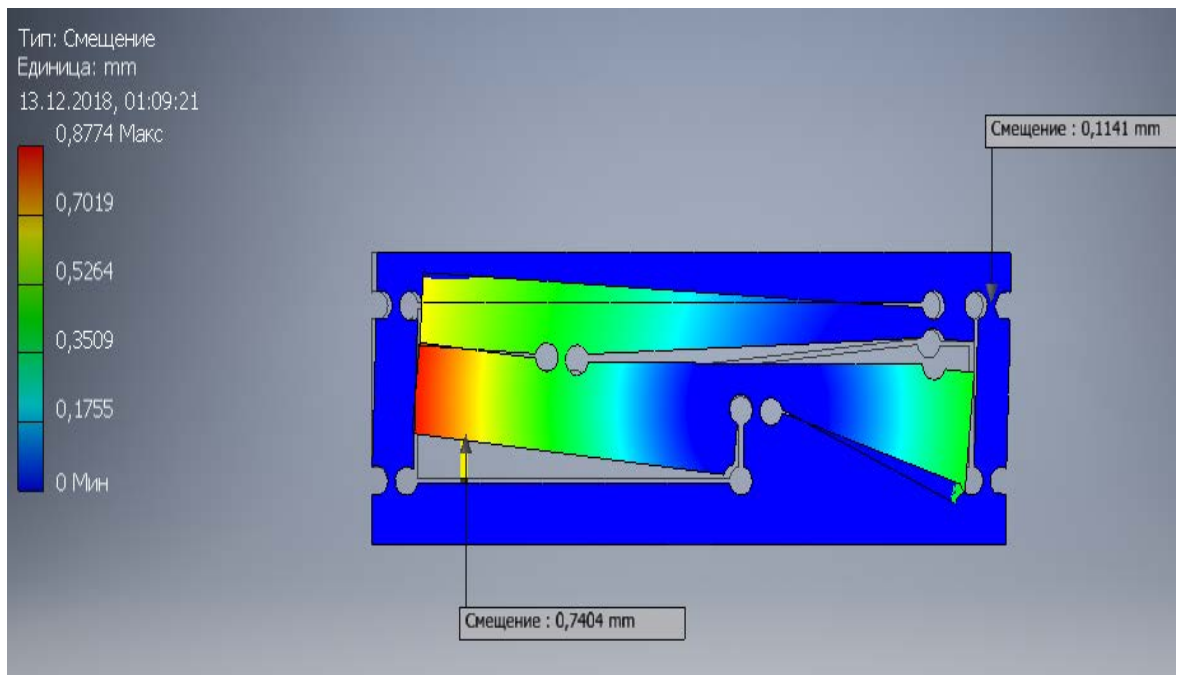


Рис. 5.17г Навантаження 800Н

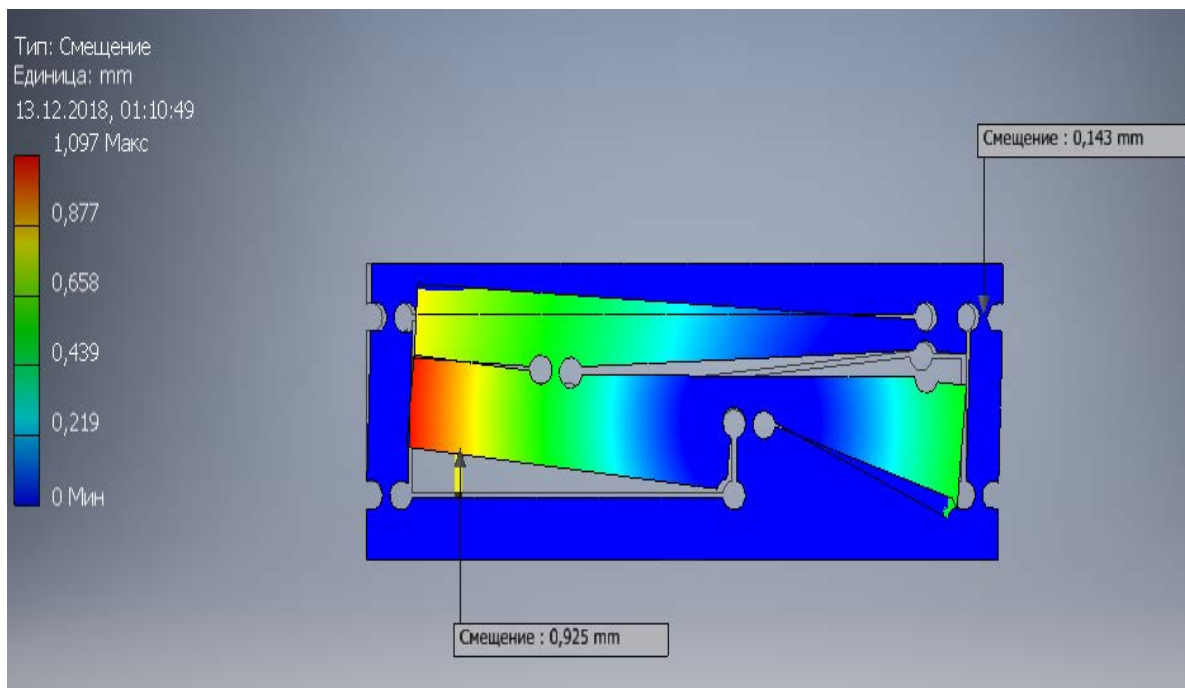


Рис. 5 17д Навантаження 1000Н

За отриманими результатами в середовищі Microsoft Excel були побудованні графіки залежності переміщення ΔY , мм від навантаження сили P , Н та переміщення ΔPr , мм.

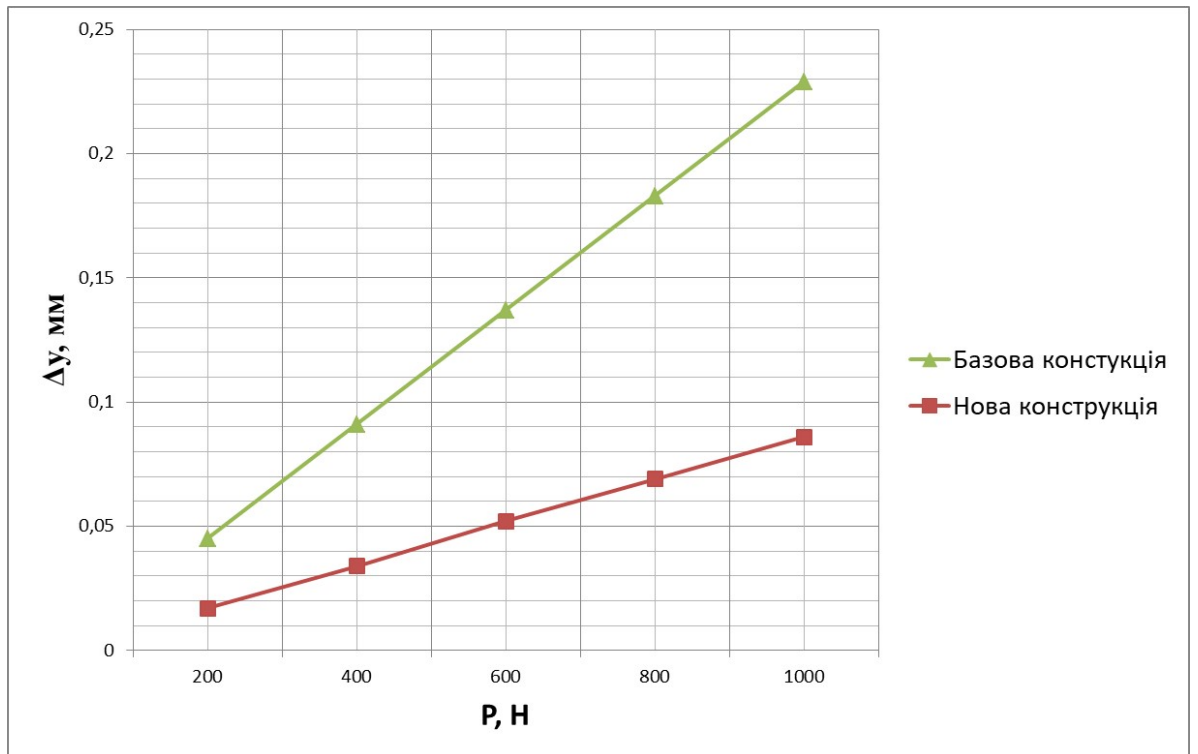


Рис.5.18 Графік залежності переміщення ΔY , мм від сили P, H.

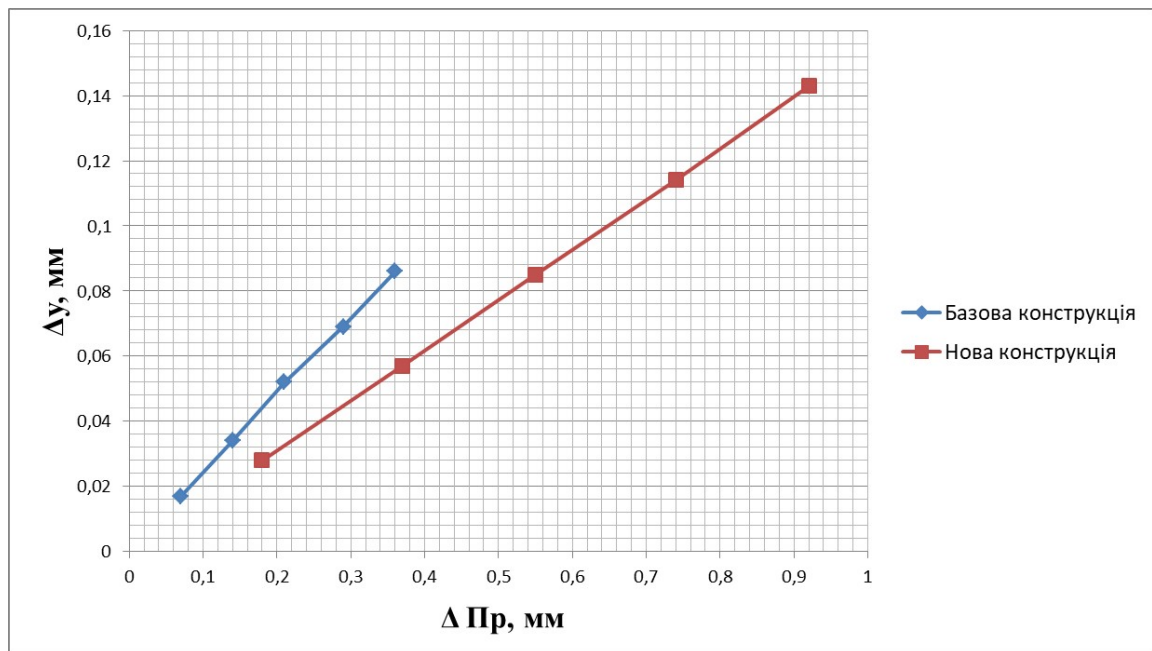


Рис.5.19 Графік залежності ΔY , мм від ΔP_r , мм.

Проаналізувавши залежність ми отримали наступні передаточні відношення.

Базова конструкція
$$i = \frac{\Delta Y}{\Delta P_r} = \frac{1}{4}$$

$$\text{Нова конструкція } i = \frac{\Delta Y}{\Delta P_r} = \frac{1}{6}$$

Аналіз результатів

..У першому розділі ми розглянули проблему мікрорегулювання, та поставили перед собою задачу частково вирішити її. Для цього ми розглянули відомі конструкції пристроїв з малими переміщеннями, проаналізували їх недоліки та запропонували власну конструкцію, за предмет дослідження був взятий токарний станок з ЧПК Паб 130. Було проведено розрахунки вузлів станка. На останньому етапі досліджень ми розраховували власні конструкції. За допомогою середовища Autodesk Inventor було побудовані твердотільні моделі, та зроблено аналіз переміщень, який представлений на графіку 5.18 та 5.19, щоб порівняти передаточне відношення базової та нової конструкції.

$$\text{Базова конструкція } i = \frac{\Delta Y}{\Delta P_r} = \frac{1}{4}$$

$$\text{Нова конструкція } i = \frac{\Delta Y}{\Delta P_r} = \frac{1}{6}$$

Та проведенні розрахунки на жорсткість.

Базова конструкція:

$$C_z = \frac{P_z}{\Delta z} = \frac{1000}{0,00265} = 377,3 \frac{H}{\text{мкм}}$$

$$C_x = \frac{P_x}{\Delta x} = \frac{1000}{0,004} = 250 \frac{H}{\text{мкм}}$$

$$C_y = \frac{P_y}{\Delta y} = \frac{1000}{0,0504} = 19,8 \frac{H}{\text{мкм}}$$

Нова конструкція:

$$C_x = \frac{P_x}{\Delta x} = \frac{1000}{0,0022} = 454,5 \frac{H}{\text{мкм}}$$

$$C_y = \frac{P_y}{\Delta y} = \frac{1000}{0,003} = 333,3 \frac{H}{\text{мкм}}$$

$$C_z = \frac{P_z}{\Delta z} = \frac{1000}{0,005} = 200 \frac{H}{\text{мкм}}$$

Обидві конструкції нас цілком задовільняють.

Висновки

Під час написання дипломної роботи була досліджена проблема нано та мікро- позиціювання, яка існує на даний час, проведений аналіз існуючих пристроїв які здатні вирішити дану проблему.

Було проаналізовану вимоги до конструкції з огляду забезпечення жорсткості та запасу міцності. За цими критеріями обрано найліпший варіант конструкції та компоновки. Порівнюючи з відомими пристроями, ми дійшли висновка, що наша конструкція вирішує проблему жорсткості системи, при цьому забезпечує мікропереміщення.

Список літератури

1. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х томах, Том 1. - 8-е изд., перераб. и доп. / Под ред. И. Н. Жестковой. - М.: Машиностроение, 2001. - 920 с., ил
2. Детали и механизмы металлорежущих станков под ред. Д.Н.Решетова. – М.: Машиностроение, 1972 – т.1, 663с.
3. Детали и механизмы металлорежущих станков под ред. Д.Н.Решетова. – М.: Машиностроение, 1972 – т.2, 520с
4. Кочергин А.И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов. Курсовое проектирование: Учеб. пособие для вузов. – Мн.: Выш. шк., 1991-382с
5. Левина З.М., Зверев И.А. Расчет статических и динамических характеристик шпиндельных узлов методом конечных элементов. Станки и инструмент., 1986г., №10 __
6. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: Справочник- учебник. В 3-х т. Т2. Ч1. Расчет и конструирование узлов и элементов станков / А.С.Проников и др. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана: Машиностроение, 1995 – 371с
7. Станки с числовым программным управление (специализированные) / В.А. Лещенко и др. – М.: Машиностроение, 1988 – 568 с
8. Чернянский П.М. Жесткость металлорежущих станков. Учебное пособие. изд. МВТУ М.: 1969 г.
9. M. J. Bono, R. L. Hibbard , A Flexure-Based Tool Holder for Sub-(micro)m Positioning of a Single Point Cutting Tool on a Four-axis Lathe