

Міністерство освіти і науки України  
Центральноукраїнський національний технічний університет  
Кафедра «Машинобудування, мехатроніки і робототехніки»

«Допущено до захисту»  
Зав. кафедри ММР  
\_\_\_\_\_ к.т.н., доц.  
Андрій ГРЕЧКА

## **Кваліфікаційна робота**

**за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти**

**на тему:**

«Проект багатокоординатної станції гнучкого виробничого модуля»

«Project of a multi-coordinate station of a flexible production module»

Виконавець: здобувач вищої освіти 4  
курсу, групи ПМ-22мб-3,  
ОПП «Прикладна механіка»  
Спеціальності 131 «Прикладна механіка»

Маламуж Ілля Віталійович

Керівник роботи: к.т.н., доц.

Іван ВАЛЯВСЬКИЙ

Рецензент: к.т.н., доц.

Віктор ПУКАЛОВ

Центральноукраїнський національний технічний університет

Факультет	Механіко-технологічний
Кафедра	Машинобудування, мехатроніки і робототехніки
Рівень вищої освіти	перший (бакалаврський)
Галузь знань	13 Механічна інженерія
Спеціальність	131 Прикладна механіка
Освітньо-професійна програма	Прикладна механіка

ЗАТВЕРДЖУЮ  
Завідувач кафедри ММР  
\_\_\_\_\_ Андрій ГРЕЧКА

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2025 р.

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ  
ЗА ПЕРШИМ (БАКАЛАВРСЬКИМ) РІВНЕМ ВИЩОЇ ОСВІТИ  
ЗДОБУВАЧА

Іллі МАЛАМУЖА

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Проект багатокоординатної станції гнучкого виробничого модуля

2. Керівник роботи: к.т.н., доц., Іван ВАЛЯВСЬКИЙ

3. Строк подання роботи до захисту «20» червня 2025 р.

4. Мета та завдання кваліфікаційної роботи:

*Метою роботи є:* розробка проекту багатокоординатної станції гнучкого виробництва з розрахунком її елементів

*Завдання:*

- провести огляд існуючих конструкцій багатокоординатних силових вузлів;
- зробити опис об'єкту проектування;
- виконати розрахунки елементів багатокоординатної станції гнучкого виробничого модуля;
- розробити відповідну конструкторську документацію.

5. Консультанти по роботі, із зазначенням розділів

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
РОЗДІЛ 1	Іван ВАЛЯВСЬКИЙ		
РОЗДІЛ 2	Іван ВАЛЯВСЬКИЙ		

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ п/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	При-мітка
1	Ознайомлення з завданням	Лютий 2025	Вик.
2	Огляд існуючих конструкцій багатокоординатних силових вузлів та опис об'єкту проектування	Березень 2025	Вик.
3	Розрахунок елементів багатокоординатної станції гнучкого виробничого модуля	Квітень 2025	Вик.
4	Висновки	Квітень 2025	Вик.
5	Графічна частина та оформлення	Травень 2025	Вик.

Дата видачі завдання « 03 » лютого 2025 р.

Керівник роботи \_\_\_\_\_ Іван ВАЛЯВСЬКИЙ

(підпис)

Завдання прийнято до виконання 03 » лютого 2025 р.

Здобувач \_\_\_\_\_ Ілля МАЛАМУЖ

(підпис)

## Анотація

Ілля МАЛАМУЖ. Проєкт багатокординатної станції гнучкого виробничого модуля. Кваліфікаційна робота для освітнього ступеня «бакалавр»: спеціальності 131 Прикладна механіка / наук. кер. Іван ВАЛЯВСЬКИЙ; ЦНТУ, 2025. 40 с.

Графічна частина – 2 аркуші формату А0

*Метою роботи є:* розробка проєкту багатокординатної станції гнучкого виробництва з розрахунком її елементів

*Актуальність роботи полягає в:* створенні вискоєфективного технологічного обладнання, здатного задовольнити максимум потреб виробників продукції при мінімальних витратах. В роботі виконано огляд існуючих конструкцій багатокординатних силових вузлів та опис об'єкту проєктування. Проведено розрахунки елементів багатокординатної станції гнучкого виробничого модуля.

*Практичне значення:* параметризація робочої зони обладнання по розмірам максимальних взаємних переміщень заготовки та інструмента вздовж координатних осей, дає змогу використовувати споживачу верстати з максимальною ефективністю.

*Ключові слова:* багатокординатні силові вузли, модульна технологія обробки деталей, установчі переміщення.

## Abstract

Ilia MALAMUZH. Project of a multi-coordinate station of a flexible production module. Qualification work for the educational degree "bachelor": specialty 131 Applied mechanics / Scientific supervisor Ivan VALIAVSKYI; CNTU, 2025. 40 p.

Graphic part – 2 sheets of A0 format

*The aim of the work is:* to develop a project for a multi-coordinate gruchki production station with the calculation of its elements.

*The relevance of the work lies in:* creating highly efficient technological equipment capable of satisfying the maximum needs of product manufacturers at minimal costs. The work provides a review of existing designs of multi-coordinate power units and a description of the design object. Calculations of elements of a multi-coordinate station of a flexible production module are carried out.

*Practical significance:* parameterization of the equipment working area according to the dimensions of the maximum mutual movements of the workpiece and the tool along the coordinate axes, which allows the consumer to use the machines with maximum efficiency.

*Keywords:* multi-coordinate power units, modular technology for processing parts, installation movements.

Міністерство освіти і науки України  
Центральноукраїнський національний технічний університет  
Кафедра «Машинобудування, мехатроніки і робототехніки»

## **Пояснювальна записка**

до кваліфікаційної роботи

на тему:

**«Проект багатокоординатної станції гнучкого виробничого модуля»**

**КРБ.ПМ.25.66.02.00.00**

Виконавець: здобувач вищої освіти 4  
курсу, групи ПМ-22мб-3,  
ОПП «Прикладна механіка»  
Спеціальності 131 «Прикладна механіка»

Маламуж Ілля Віталійович

Керівник роботи: к.т.н., доц.

Іван ВАЛЯВСЬКИЙ

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
1. ОГЛЯД ІСНУЮЧИХ КОНСТРУКЦІЙ БАГАТОКООРДИНАТНИХ СИЛОВИХ ВУЗЛІВ ТА ОПИС ОБ'ЄКТУ ПРОЕКТУВАННЯ .....	8
2. РОЗРАХУНОК ЕЛЕМЕНТІВ БАГАТОКООРДИНАТНОЇ СТАНЦІЇ ГНУЧКОГО ВИРОБНИЧОГО МОДУЛЯ.....	18
2.1. Розрахунок та вибір електродвигуна постійного струму приводу установочних рухів багатокординатної станції .....	18
2.1.1. Вибір частоти обертання електродвигуна .....	19
2.1.2. Розрахунок навантаження електродвигуна постійного струму .....	19
2.1.3. Вибір сільфонної муфти. ....	22
2.1.4. Вибір двигуна головного руху. ....	22
2.2. Розрахунок та вибір кулькогвинтової передачі приводу установочних переміщень.....	23
2.2.1. Визначення коригуючих коефіцієнтів .....	23
2.2.2. Попередній вибір типорозміру кулькогвинтової передачі. ....	24
2.2.3. Розрахунок гвинта на статичну стійкість .....	25
2.2.4. Перевірка на динамічну стійкість .....	26
2.2.5. Визначення коефіцієнту корисної дії передачі. ....	26
2.3. Розрахунок конічної зубчатої передачі .....	27
2.3.1. Конструкторський розрахунок конічної зубчатої передачі. ....	28
2.3.2. Перевірочний розрахунок конічної зубчатої передачі. ....	30
2.4. Розрахунок клинопасової передачі.....	32
ВИСНОВКИ .....	36
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ .....	37
ДОДАТКИ	

## ВСТУП

В сучасних умовах ринкової економіки основною тенденцією розвитку промисловості України та машинобудування, як основної її складової частини, є пристосування до кон'юнктури ринку, що виражається, зокрема, у скороченні термінів створення, впровадження та виготовлення продукції, зменшенні до необхідних розмірів серійності її випуску з одночасним підвищенням продуктивності та якості виробів, зниженням енерго- та матеріалоемкості.

Одним з підходів до розв'язання даної проблеми є параметризація робочої зони обладнання по розмірам максимальних взаємних переміщень заготовки і інструмента вздовж координатних осей, що дає змогу використовувати споживачу верстати з максимальною ефективністю. Наближення розмірів робочої зони верстата до габаритів використовуваних деталей завантажує напрямні по більшій довжині, внаслідок чого вони зношуються більш рівномірно. Ще однією з явних переваг такого підходу в проектуванні технологічного обладнання є можливість дискретизації зони обробки на декілька робочих зон, в яких працює окремий інструмент. Це підвищує концентрацію обробки і, як наслідок, продуктивність роботи обладнання.

В таких умовах особливо актуальною постає проблема створення високоефективного технологічного обладнання, здатного задовольнити максимум потреб виробників продукції при мінімальних витратах. Бажано, щоб обладнання було достатньо гнучким до вимог випуску нової продукції. Як показала практика, найбільш швидкий перехід до випуску нової продукції має універсальне обладнання, однак у більшості випадків воно володіє надлишковими функціями, що неодмінно відображається на вартості таких зразків. Одним з підходів до розв'язання даної проблеми є параметризація робочої зони обладнання по розмірам максимальних взаємних переміщень заготовки і інструмента вздовж координатних осей, що дає змогу використовувати споживачу верстати з максимальною ефективністю.

# 1. ОГЛЯД ІСНУЮЧИХ КОНСТРУКЦІЙ БАГАТОКООРДИНАТНИХ СИЛОВИХ ВУЗЛІВ ТА ОПИС ОБ'ЄКТУ ПРОЕКТУВАННЯ

Необхідність створення сучасних машин різних модифікацій вимагає рішення задач, пов'язаних зі збільшенням випуску однотипних деталей, що обробляються у гнучких виробничих системах.

Виготовлення однотипних деталей, а також деталей, конструкції яких не були відомі на етапі проектування обладнання, вимагає його переналагодження. Таке автоматизоване обладнання komponують з уніфікованих вузлів, що мають можливість переналагодження. В даний час підвищення гнучкості обладнання для обробки групи однотипних деталей може бути досягнуто застосуванням багатокоординатних силових вузлів з ЧПУ, що значно скорочує підготовчо-заклучний час при переході на обробку нового типорозміру деталі, класифікація яких приведена на рис. 1.3.

Аналізом відомих конструкцій багатокоординатних силових вузлів із ЧПУ закордонних фірм встановлено, що вони komponуються з окремих нормалізованих агрегатів, до складу яких входять: шпиндельні блоки з приводом головного руху, координатно-силові столи прямолінійної дії, системи автоматичної переміни інструментів, базові елементи (станини, стійки, кронштейни і т.п.). [1, 2, 3, 4]

Існуюча в Україні гама нормалізованих вузлів для komponування агрегатних верстатів і автоматичних ліній дозволяє, але не в повній мірі, komponувати багатокоординатні силові вузли. Використання в приводах нормалізованих вузлів існуючої гами асинхронних приводів зі ступінчастим регулюванням швидкості різання і подачі знижує їхню гнучкість і збільшує час переналагодження при переході до обробки нової деталі.

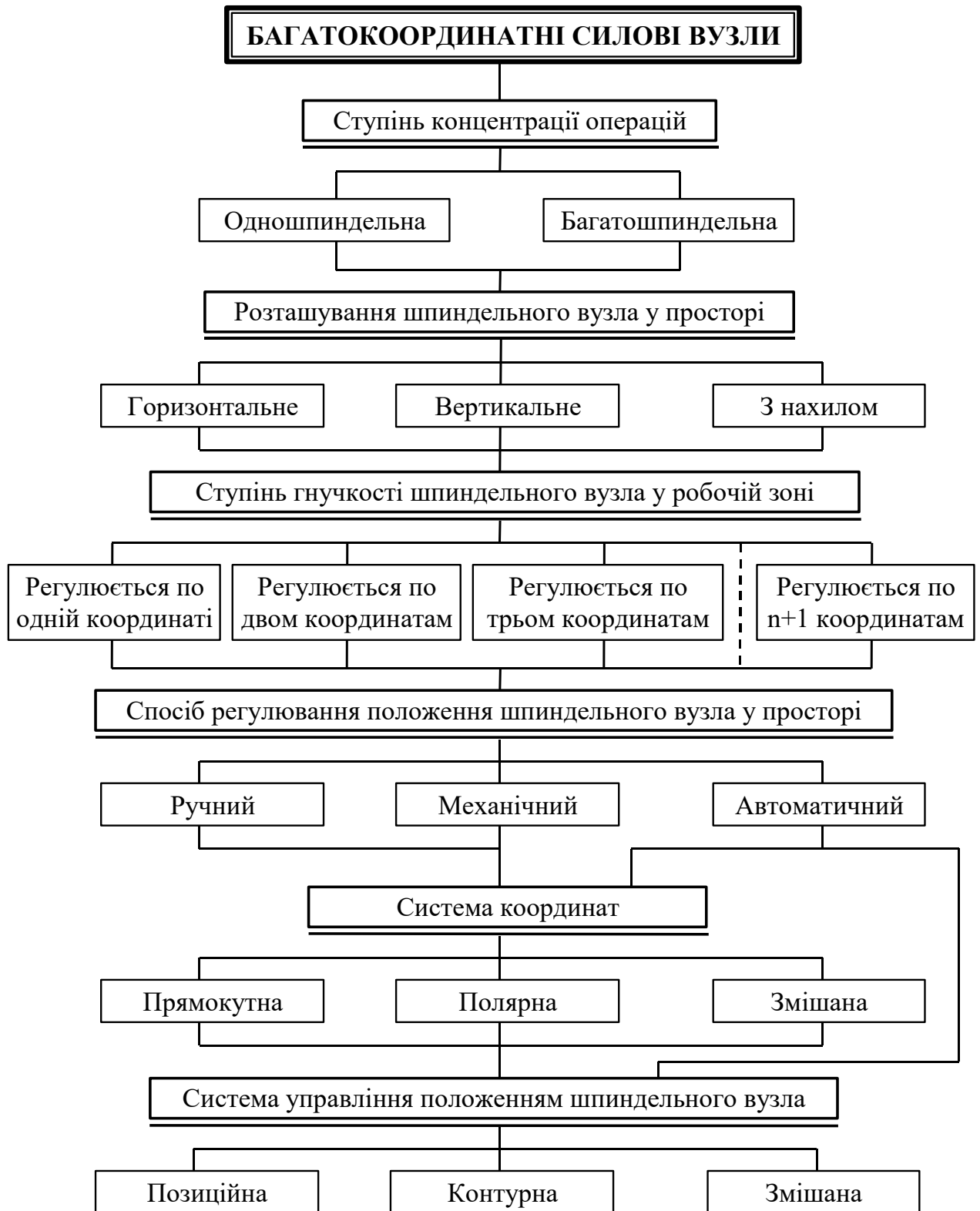


Рис. 1.3. Структура багатокординатних силових вузлів на основі шпindelьних блоків перемінної структури

Скорочення часу переналагодження досягається застосуванням регульованих приводів головного руху і подачі, що вимагає модернізації приводів силових вузлів існуючої гами.

З метою вибору раціонального компоновання багатокординатного силового вузла з ЧПУ і вибору типорозмірів силових вузлів для його компоновання був проведений аналіз їхніх вихідних характеристик. Встановлено, що питома маса одного типорозміру силового вузла складає приблизно 50 кг на 1 кВт потужності привода головного руху, тоді як застосування, наприклад, силових вузлів для свердління з перемінною структурою привода, що дозволяє вдвічі підвищити їхню навантажувальну здатність по силі подачі, дає можливість пропорційно знизити масу цих вузлів і кількість їхніх типорозмірів. [5, 6, 7, 8]

Таким чином, застосування перемінної структури забезпечує скорочення чисельності типорозмірів до мінімуму по основній характеристиці: навантажувальна здатність – мінімальний габарит.

Мінімальні габарити багатокординатного вузла визначаються геометричними параметрами його робочого простору. Геометричні параметри цього простору були визначені в залежності від геометричних розмірів палети з закріпленою деталлю, де  $B$  – ширина палети,  $L$  – довжина палети, довжини переміщень уздовж координатних осей  $X$ ,  $Y$ ,  $Z$  складають:  $x = L$ ,  $y = B$ ,  $z = 2/3B$ .

Таким чином, при

$$B = L = 200 \text{ мм} \rightarrow x = y = 200 \text{ мм}, z = 125 \text{ мм};$$

$$B = L = 250 \text{ мм} \rightarrow x = y = 250 \text{ мм}, z = 160 \text{ мм};$$

$$B = L = 320 \text{ мм} \rightarrow x = y = 320 \text{ мм}, z = 260 \text{ мм}.$$

На цій підставі був розроблений розмірний ряд свердлильних силових вузлів перемінної структури, з довжинами пінолі відповідно 125, 160, 260, мод. УК125.00, УК160.00, УК260.00. При компоновці багатокординатного силового вузла, показаного на рис. 1.4, керувалися відповідними ГОСТами на основні типи, параметри, розміри нормалізованих вузлів єдиної гами, що випускаються в Україні.

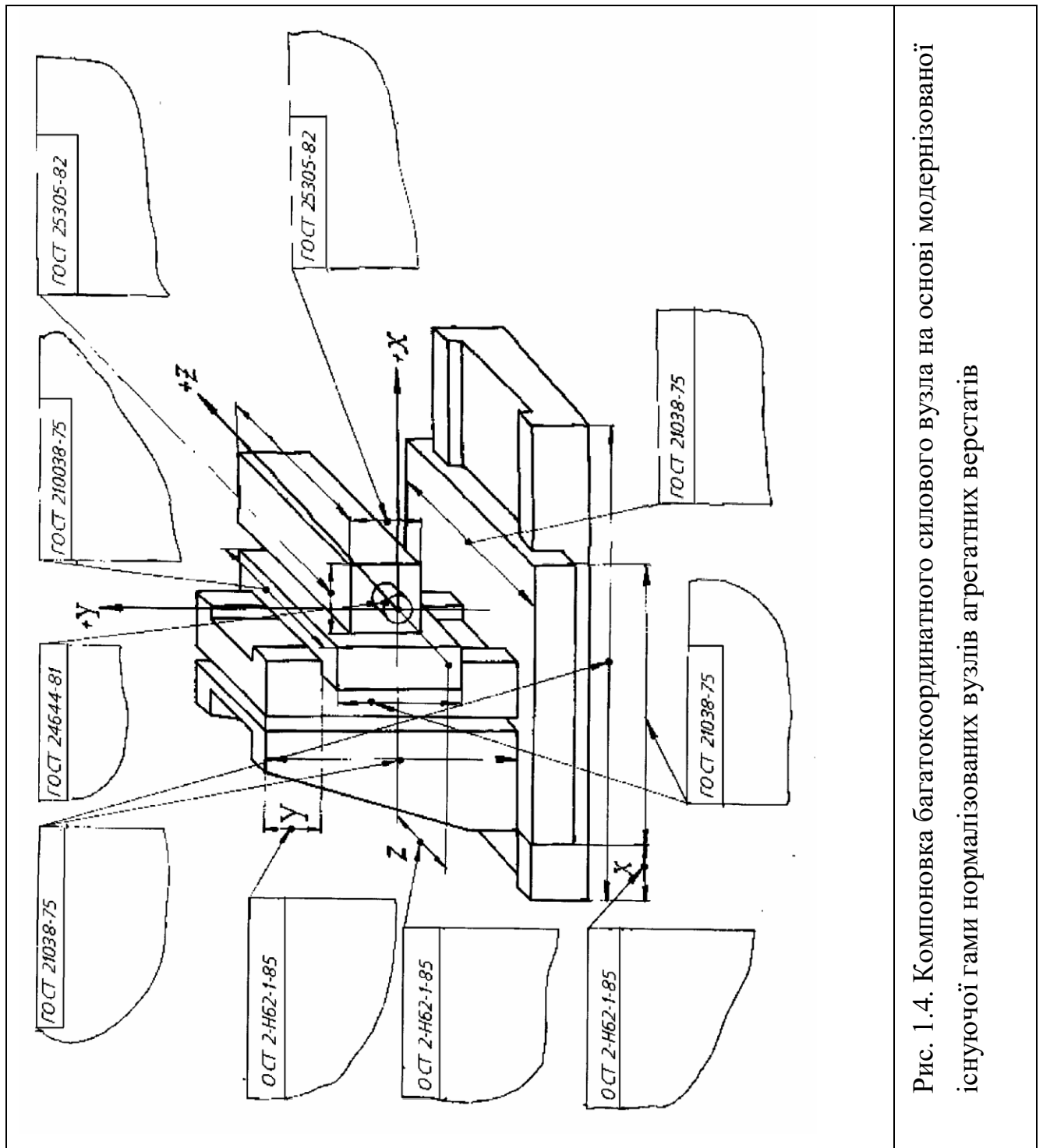


Рис. 1.4. Компоновка багатокоординатного силового вузла на основі модернізованої існуючої гама нормалізованих вузлів агрегатних верстатів

У розробленій компоновці трьохкоординатного свердильного вузла використані модернізовані силові електромеханічні столи прямолінійного типу зі СЧПУ V і VII габаритів і свердильний силовий вузол перемінної структури з висувною піною (рис. 1.5) мод. ФАМ 1.213.11. Компоновка розробленої трьохкоординатної силової головки мод. ФАМ 1.200 показана на рис. 1.6.

На основі багатокоординатних силових вузлів мод. ФАМ 1.200 були розроблені компоновки обробних технологічних модулів ФАМ 1.000 (рис. 1.7),

до складу яких входять два трьохкоординатних силових вузли мод. ФАМ 1.200, оснащені магазинами інструментів з їхньою автоматичною зміною за допомогою маніпуляторів. [9, 10, 11, 12, 13]

Розроблений багатокоординатний обробний технологічний модуль мод. ФАМ 1.00 забезпечує обробку деталей, що має робочий простір, з розмірами 320×320×320 мм. Він дозволяє методами модульної технології обробки деталей обробляти інтегровані модулі поверхонь, одночасно з двох сторін оброблюваної деталі, з наступним поворотом її за допомогою поворотного столу на 180°, при цьому можлива автоматична зміна інструментів з вертикальних ланцюгових магазинів, установлених на вертикальній стійці трьохкоординатного силового вузла, за допомогою електромеханічних маніпуляторів з горизонтальною віссю обертання. Шпинделі силових вузлів пінольного типу з перемінною структурою привода мають автономні гідромеханічні затискні пристрої інструментів.

Технічна характеристика модуля ФАМ 1.000 приведена в табл. 1.1.

Таблиця 1.1. Технічні характеристики одно- і трьохкоординатних силових вузлів ФАМ 1.000.000

Назва параметра	Вихідні дані
1. Основні характеристики	
1.1 Умовний діаметр свердління в сталі $\sigma_y = 600-700$ МПа, мм	50
1.2 Кінець шпинделя	Конус 40НТ5 ГОСТ 1980-74
1.3 Частота обертання шпинделя (привод зубчастий), 1/хв:	200 – 800
1.4 Найбільший крутний момент, Н·м	240

1.5 Найбільше припустиме осьове зусилля по координатних осях, Н:		
	X	8000
	Y	8000
	Z	10000
1.6 Діапазон робочих подач по координатних осях X, Y, Z, мм/хв		від 10 до 1000
1.7 Величина програмованого ходу по координатних осях X, Y, Z, мм		320
1.8 Швидкість прискорених переміщень по координатних осях X,Y,Z, м/хв		10
2 Характеристика електроустаткування		
2.1 Кількість електродвигунів, шт.		4
2.2 Сумарна встановлена потужність електродвигунів привода головного руху, кВт		7,5
2.3 Сумарна встановлена потужність електродвигунів привода подачі, кВт		4,0

Використання нових силових головок пінольного типу підвищених функціональних можливостей разом з координатно-силовим столом зі СЧПУ дає можливість компонувати багатокординатні силові вузли і технологічні обробні модулі широких технологічних можливостей для переналагоджуваних агрегатних верстатів і автоматичних ліній.

Так, за заявкою ЕНІМС і СКБАС (м. Харків були розроблені трьохкоординатні силові головки мод. СМ 100. Як компоненти при їх конструюванні використовувалися координатно-силові столи II габариту зі СЧПУ і спеціально розроблені силові вузли пінольного типу з СЧПУ підвищених функціональних можливостей з використанням елементів по а.с. СРСР №№ 547326 і №1189597. Конструкція вузла показана на рис. 1.7.

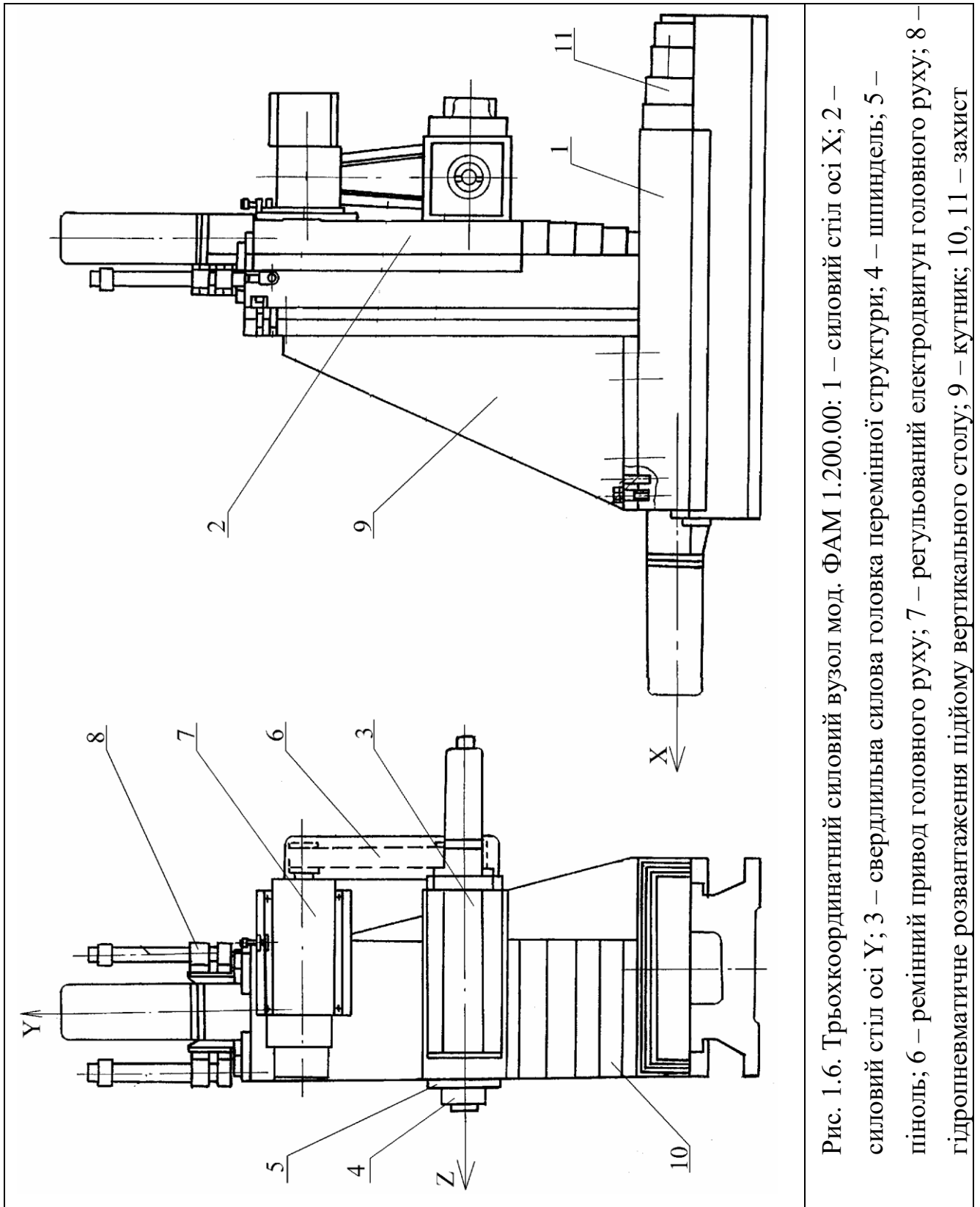


Рис. 1.6. Трьохкоординатний силовий вузол мод. ФАМ 1.200.00: 1 – силовий стіл осі X; 2 – силовий стіл осі Y; 3 – свердлильна силова головка перемінної структури; 4 – шпиндель; 5 – піноль; 6 – ремінний привод головного руху; 7 – регульований електродвигун головного руху; 8 – гідропневматичне розвантаження підйому вертикального столу; 9 – кутник; 10, 11 – захист

Така компоновка трьохкоординатного силового вузла забезпечує установчі і робочі переміщення інструмента в робочому просторі АВ і АЛ по трьом координатам в автоматичному режимі за допомогою СЧПУ. Обробка поверхонь деталі забезпечується по кожній із двох чи трьох координат. [14, 15]

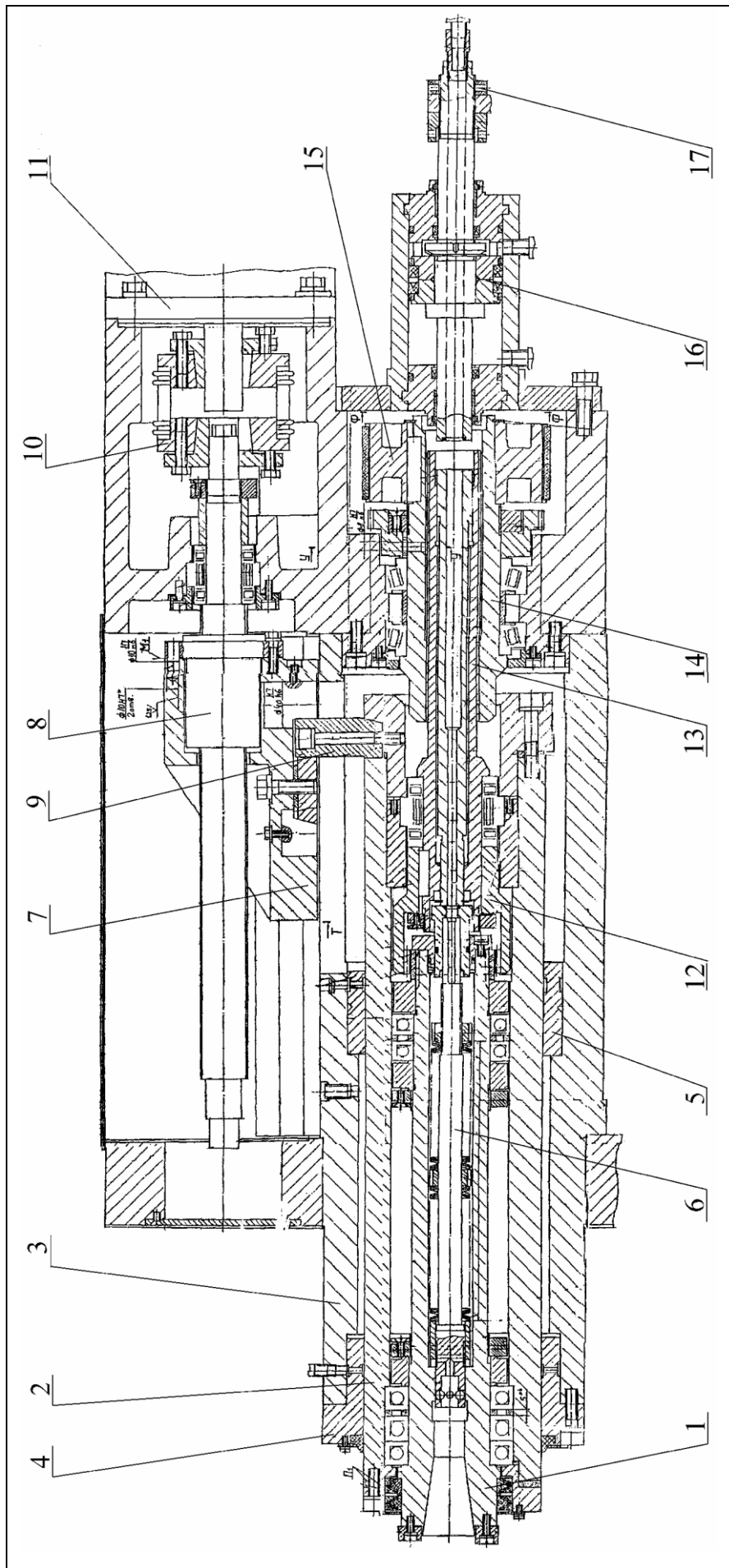


Рис. 1.5. Силовий вузол з висувною піноллю перемінної структури ФАМ 1.213.11: 1 – шпindelь; 2 – піноль; 3 – корпус; 4-5 – напрямні втулки; 6 – механізм затиску інструмента; 7 – кронштейн; 8 – кулькогвинтова передача механізму подачі; 9 – тяговий упор; 10 – сильфонна муфта; 11 – регульований електродвигун подачі; 12 – зубчаста муфта; 13-14 – механізм переміни структури; 15 – приводний шків (шестерні); 16 – гідроциліндр затиску інструмента; 17 – гідророзподільник

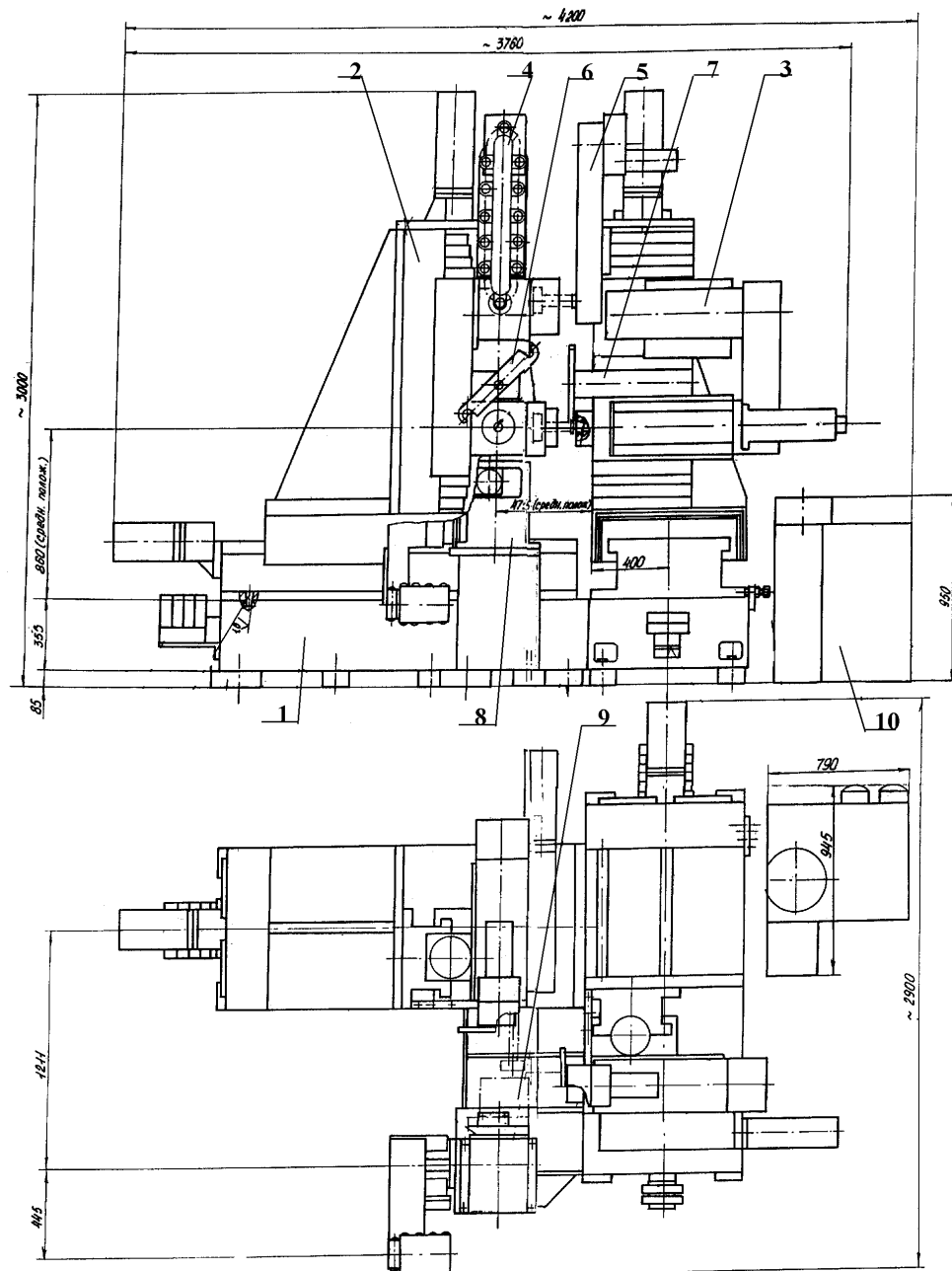


Рис. 1.7. Компоновка обробного технологічного модуля ФАМ 1.100:  
 1— станина; 2, 3 – трьохкоординатні силові вузли з ЧПУ;  
 4, 5 – магазини автоматичної переміни інструментів;  
 6, 7 – маніпулятори для автоматичної переміни інструментів;  
 8 – поворотний стіл із супутником для закріплення оброблюваної заготовки; 9 – оброблювана заготовка; 10 – гідростанція

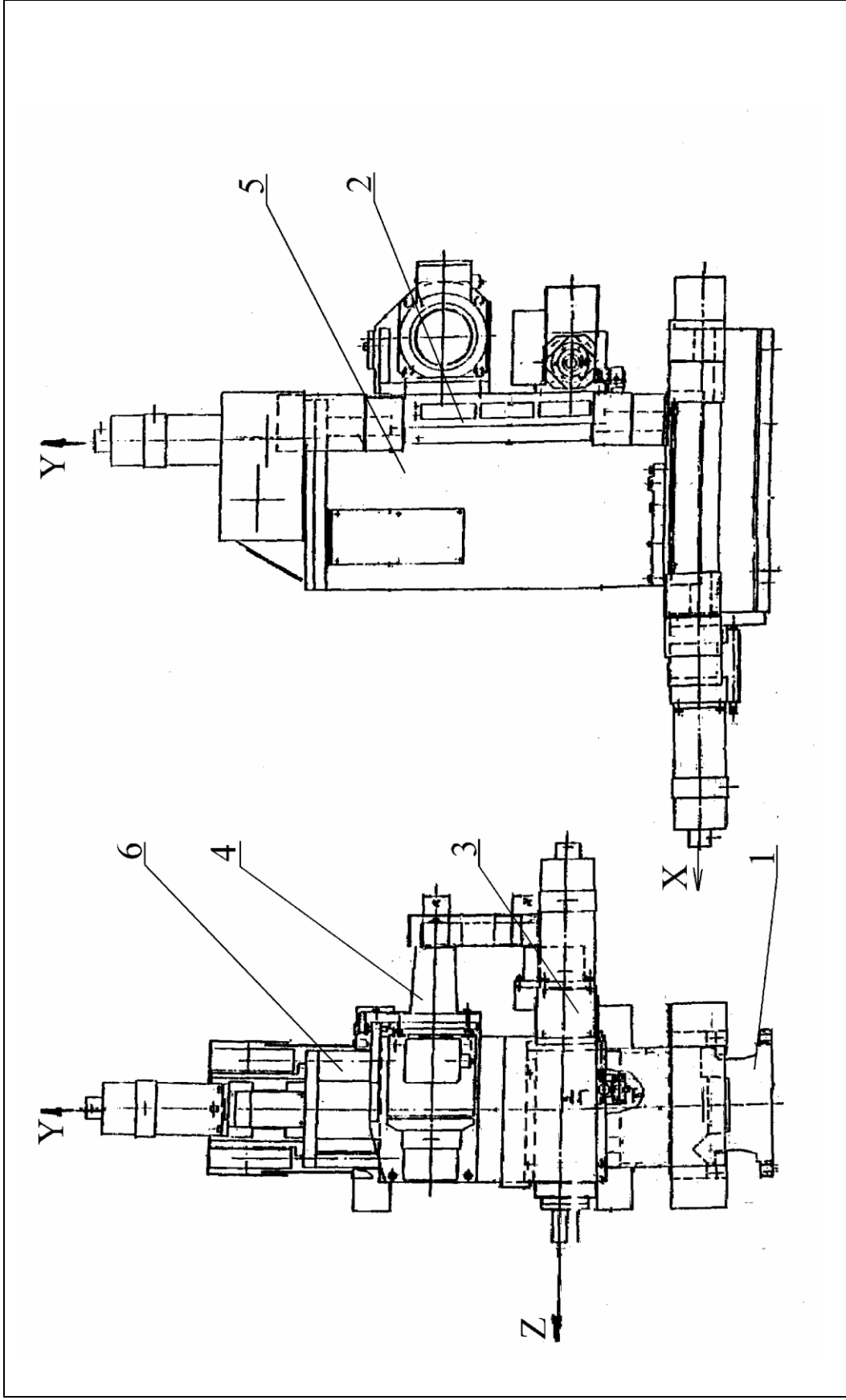


Рис. 1.8. Трьохкоординатний силовий вузол мод. СМ 100.00:1 – координатно-силовий стіл поперечних переміщень; 2 – координатно-силовий стіл вертикальних переміщень; 3 – силовий вузол пінольного типу перемінної структури; 4 – привод головного руху силового вузла 3; 5 – вертикальна стійка з пристроєм зрівноважування рухомої платформи координатно-силового столу 2

## 2. РОЗРАХУНОК ЕЛЕМЕНТІВ БАГАТОКООРДИНАТНОЇ СТАНЦІЇ ГНУЧКОГО ВИРОБНИЧОГО МОДУЛЯ

### 2.1. Розрахунок та вибір електродвигуна постійного струму приводу установочних рухів багатокоординатної станції

Розрахунок виконується у наступній послідовності:

- 1) Вибір частоти обертання двигуна;
- 2) Визначення навантаження двигуна;
- 3) Вибір з'єднувального елемента.

В приводах подачі та установочних переміщень найбільш зручно використовувати високомоментні двигуни постійного струму із збудженням від постійних магнітів. Високомоментний електродвигун постійного струму складають тахогенератор, електромагнітне гальмо, вимірювальний перетворювач переміщень. Завдяки низькій номінальній частоті обертання, можливості довгострокової роботи при малій швидкості з великим крутним моментом такий двигун може бути безпосередньо зв'язаний з ходовим гвинтом привода подачі та установочних переміщень. Такі двигуни допускають 6...10-кратне перевантаження за крутним моментом при малих частотах обертання на протязі 20...30 хв, а також 1,5...3-кратне при номінальній та максимальній частоті обертання. Навантаження на привод обумовлюються силами різання, тертя, інерції, маси переміщуваних вузлів. Параметри вибраного двигуна обумовлені також характером законів його регулювання й управління в перехідних режимах. Звично регулювання здійснюється шляхом зміни напруги на якорі при зберіганні постійного обертового моменту. При розгоні та гальмуванні частота обертання ротора змінюється стрибком, лінійно або за іншим законом, що задає система управління. [16, 17, 18]

Електродвигун для привода подачі вибирають виходячи з діючих навантажень, параметрів механічної характеристики привода, особливостей його циклу роботи.

### 2.1.1. Вибір частоти обертання електродвигуна

Частота обертання вала електродвигуна  $n_d$ , об/хв визначається за залежністю:

$$n_d = \frac{V}{P},$$

де  $V$  – швидкість переміщення робочого органу верстату, що дорівнює швидкості хвилинної подачі, мм/хв.

Зокрема, мінімальній  $V_{\max}$  та  $V_{\min}$  максимальній швидкостям подачі стола відповідають мінімальна та максимальна частоти обертання двигуна:

$$n_{d_{\max}} = 1670 \frac{\text{об}}{\text{хв}}, \quad n_{d_{\min}} = 1,67 \frac{\text{об}}{\text{хв}}.$$

### 2.1.2. Розрахунок навантаження електродвигуна постійного струму

Складовими приведеного до валу двигуна моменту статичного опору  $M_c$  для горизонтально встановленого силового стола є: момент  $M_p$  від сили різання та момент  $M_t$  від сили тертя в механізмах привода. Момент  $M_t$  дорівнює сумі трьох моментів, приведених до валу електродвигуна: моменту  $M_{t.n}$  від сили тертя в напрямних, моменту  $M_{t.гв}$  в гвинтовому механізмі та моменту  $M_{t.п}$  в опорах ходового гвинта.

Таким чином, статичний момент привода при усталеному русі робочого органу на прискореному ході:

$$M'_c = M_p + M_t = M_p + M'_{t.n} + M_{t.гв} + M_{t.п};$$

та під час різання:

$$M''_c = M_p + M_t = M_p + M''_{t.n} + M_{t.гв} + M_{t.п}.$$

Значення  $M'_{t.n}$  і  $M''_{t.n}$  приведенного моменту, обумовленого тертям в напрямних, розрізняються, тому що коефіцієнт тертя в них залежить від швидкості ковзання та навантаження.

Складові приведеного до валу двигуна моменту статичного опору для передачі гвинт-гайка кочення знаходять за такими залежностями:

$$M_p = \frac{P_x \cdot p}{2\pi \cdot \eta_{ГВ}},$$

де  $P_x$  – сила різання в напрямку руху подачі, Н;

$\eta_{ГВ}$  – ККД передачі гвинт - гайка кочення;

$$M_{т.н} = \frac{F_{т.н} \cdot p}{2\pi \cdot \eta_{Г.В}}$$

де  $F_{т.н}$  – сила тертя в напрямних;

$$M_{т.ГВ} = M_{х.х} = 0,5 \cdot P_n \cdot k_z \cdot z_1 \cdot u \cdot d_k \cdot (\sin(\beta + \varphi) - \sin(\beta - \varphi))$$

де  $M_{х.х}$  – момент холостого ходу передачі;

$\varphi$  – приведений кут тертя;

$$M_{т.п} = \frac{(P + F_{т.н}) \cdot \mu_y \cdot d_c \cdot k_i}{3 \cdot \eta_{Г.В}},$$

де  $\mu_y$  – умовний коефіцієнт тертя ( $\mu_y = 0,003 \dots 0,004$ );

$d_c$  – середній діаметр підшипника;

$k_i$  – коефіцієнт, що враховує конструкцію опор ходового гвинта (для одної дуплексованої опори  $k_i = 2$ ).

Приведений кут тертя знаходять з рівняння:

$$\varphi = \arctg \frac{f_k}{0,5 \cdot d_1 \cdot \sin \alpha},$$

де  $f_k$  – коефіцієнт тертя кочення ( $f_k = 0,00001$ ).

Визначивши значення складових

$$M_p = \frac{4000 \cdot 0,005}{2\pi \cdot 0,9} = 3,45 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M'_{т.н} = \frac{150 \cdot 0,005}{2\pi \cdot 0,9} = 0,12 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M''_{т.н} = \frac{1200 \cdot 0,005}{2\pi \cdot 0,9} = 1,06 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{т.ГВ} = 0,5 \cdot 65 \cdot 0,8 \cdot 15,4 \cdot 6 \cdot 5 \times \\ \times (\sin(3,6444 + 0,0007) - \sin(3,6444 - 0,0007)) = 0,28 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{т.п} = \frac{(4000+1200) \cdot 0.004 \cdot 0.03 \cdot 2}{3 \cdot 0.9} = 0.44 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

отримаємо:

$$M'_c = 3.45 + 0.12 + 0.28 + 0.44 = 4.29 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

$$M''_c = 3.45 + 1.06 + 0.28 + 0.44 = 5.23 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Виходячи з статичних моментів  $M'_c$  і  $M''_c$ , частот обертання вала двигуна під час руху робочого органу зі швидкістю прискореного ходу та робочої подачі, вибирають двигун для спроектованого привода. [19, 20]

При повторно-короткочасному режимі роботи з тривалістю включення  $TВ = 75\%$  двигун вибирають за моментом

$$M_{стВ} = M''_c \cdot \frac{TВ}{100},$$

$$M_{стВ} = 5.23 \cdot \frac{75}{100} = 3.92 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Двигун підходить для привода, якщо виконуються дві умови: 1) його номінальний момент  $M_n$  не менше моменту  $M_{стВ}$  у всьому діапазоні частот обертання ротора, який відповідає повному діапазону робочих подач стола; 2) номінальний момент  $M_n$  не менше моменту  $M'_c$  при усталеному русі робочого органу зі швидкістю прискореного переміщення.

Висунутим вимогам відповідає електродвигун постійного струму ДПУ127-450-1-57-Д44 з номінальною потужністю 450 Вт та номінальною частотою обертання ротора двигуна  $n_{ном} = 1000 \text{ хв}^{-1}$ . Цим параметрам відповідає номінальний крутний момент  $M_{ном} = 4,3 \text{ Н}\cdot\text{м}$ . Всі параметри двигуна визначають по таблицям технічних даних за каталогом електродвигунів.

Зазначимо, що для зручності обслуговування багатокоординатної станції приймаємо для обох приводів один і той же двигун, оскільки його технічні характеристики дозволяють це зробити.

### 2.1.3. Вибір сільфонної муфти.

Вал електродвигуна з'єднують з тяговим пристроєм за допомогою сільфонної муфти, застосування якої дозволяє допускати їх відносне зміщення, знижує амплітуду зміни крутного моменту при розгоні та гальмуванні привода, запобігає нагріванню ходового гвинта теплотою, що виділяє електродвигун, знижує коливання в приводі. З'єднувальні муфти значно впливають на точність та жорсткість привода, до них пред'являються підвищені вимоги по відношенню до крутильної жорсткості, навантажувальної здатності, довговічності. [22, 23]

Так, широко застосовувані сільфонні муфти компенсують кутові, радіальні й осьові зміщення валів, мають високу жорсткість під час передачі обертального моменту.

Вибір сільфонної з'єднувальної муфти виконуємо відповідно до номінального та максимального крутного моментів вибраного електродвигуна. Робочим параметрам двигуна відповідає муфта KSS8.

### 2.1.4. Вибір двигуна головного руху.

Двигун головного руху вибираємо з урахуванням необхідної потужності для здійснення процесу різання та ККД кінематичного ланцюга. Оскільки кінематична схема досить проста, вибираємо електродвигун за аналогією з подібним за характеристиками обладнанням. В даному випадку приймаємо асинхронний трифазний електродвигун 4A90L2Y3 з номінальною потужністю 3,0 кВт та номінальною частотою обертання  $3000 \text{ хв}^{-1}$ . Зазначимо, що зміна частоти обертання вала електродвигуна здійснюється за допомогою регулювання тиристорних пристроїв. Дане рішення досить поширене у верстатах з ЧПУ. [24, 25]

## 2.2. Розрахунок та вибір кулькогвинтової передачі приводу установочних переміщень

Основні геометричні параметри передачі: номінальний діаметр  $d_0$ , тобто діаметр розташування центрів тіл кочення, крок  $P$  різьби і діаметр  $D_w$  тіл обертання (зазвичай  $D_w = 0,6P$ ).

### 2.2.1. Визначення коригуючих коефіцієнтів

Вплив точності виготовлення передачі враховують введенням до розрахункових формул коефіцієнтів  $K_T$ ,  $K_{T0}$ ,  $K_{TR}$ . При виконанні розрахунків для ймовірності  $P_t$  безвідмовної роботи більше 90 % вводять коефіцієнт  $K_p$ . Для заданих умов визначаємо:  $K_T = 0,95$ ,  $K_{T0} = 0,9$ ,  $K_{TR} = 1$ ,  $K_p = 0,68$ .

Зазвичай використовують одноконтурну ( $z = 1$ ) трьохвиткову гайку:  $i_B = 3$ . Для передач з іншим числом робочих витків вводять в розрахунок коефіцієнти  $K_i$ ,  $K_{i0}$  врахування числа витків гайки. Для заданих умов визначаємо:  $K_i = 1$ ,  $K_{i0} = 1$ .

Такі параметри передачі, як вантажопідйомність і жорсткість, вказані в стандарті для кулькогвинтових передач з трьохвитковими гайками. При числі витків 1, 2, 4, 5 і 6 значення динамічної вантажопідйомності повинні бути зменшені в  $K_i$  раз, а значення статичної вантажопідйомності і осьової жорсткості - в  $K_{i0}$  раз.

Зниження динамічної і статичної вантажопідйомності із зменшенням твердості поверхні кочення нижче 61HRC<sub>3</sub> враховують відповідно коефіцієнтами  $K_H$  і  $K_{H0}$ , значення яких обчислюють за формулами:

$$K_H = (HRC_3/61)^3; K_{H0} = (HRC_3/61)^{4.4}.$$

Для заданих умов визначаємо:  $K_H = 1$ ,  $K_{H0} = 1$ .

Вплив якості матеріалу деталей передачі на опір контактній втомі враховують введенням коефіцієнта  $K_M$ . Зазвичай  $K_M = 1$ , але при виготовленні кулькогвинтових передач із високоякісних сталей, отриманих електрошлаковим чи вакуумним переплавом, приймають  $K_M$  рівним 1,4 і 1,7 відповідно. [26, 27]

Таким чином, коригуючі коефіцієнти  $K$  і  $K_0$  для обчислення розрахункових значень відповідно динамічної і статичної вантажопідйомності:

$$K = K_T K_p K_H K_M / K_i; K = 0,95 \cdot 0,68 \cdot 1,0 \cdot 1,0 / 1,0 = 0,64;$$

$$K_0 = K_{T0} K_{H0} / K_{i0}; K = 0,9 \cdot 1,0 / 1,0 = 0,9.$$

### 2.2.2. Попередній вибір типорозміру кулькогвинтової передачі.

З метою прискорення вибору типорозміру кулькогвинтової передачі з числа стандартних можна використовувати наступні рекомендації. Для передачі з натягом мінімально необхідна базова динамічна вантажопідйомність з умови збереження натягу і досягнення необхідної жорсткості:

$$C_{a \min} = 1.25 F_{\max} / K ;$$

$$C_{a \min} = 1.25 \cdot 4000 / 0.64 = 7813 \text{ Н.}$$

По таблицям стандарту підбирають типорозмір, що задовольняє вимозі  $C_a \geq C_{a \min}$  для передач з натягом. З урахуванням конструкторських вимог та для заданих умов вибираємо передачу  $25 \times 5$  мм.

Вибираємо для обраного типорозміру кулькогвинтової передачі значення наступних параметрів: номінальний діаметр  $d_0 = 25$  мм, крок різьби  $P = 5$  мм і діаметр тіл обертання  $D_w = 3,0$  мм, базова динамічна вантажопідйомність  $C_a = 16580$  Н, базова статична вантажопідйомність  $C_{0a} = 28100$  Н.

Розраховуємо значення скоригованої динамічної  $C_{ap}$  та скоригованої статичної  $C_{0ap}$  вантажопідйомності:

$$C_{ap} = K C_a = 0,64 \cdot 16580 = 10610 \text{ Н}; C_{0ap} = K_0 C_{0a} = 0,9 \cdot 28100 = 25290 \text{ Н.}$$

Для передачі з натягом виконують оцінку вибраного типорозміру передачі по можливій силі  $F_{нат}$  попереднього натягу і максимально досяжної жорсткості  $R_{\max}$ . Щоб в процесі роботи не відбулося повного розвантаження неробочої гайки, силу  $F_{нат}$  (Н) попереднього натягу назначають рівною  $F_{нат} = (0,1 \dots 0,2) C_{ap}$  за умови  $F_{нат} \geq 0,25 F_{\max}$ . Для заданих умов визначаємо:  $F_{нат} = (0,1 \dots 0,2) 10610 = 1060$  Н, умова  $F_{нат} = 1060 \text{ Н} \geq 0,25 F_{\max} = 1000 \text{ Н}$  виконується.

Вихідними умовами значення максимальної необхідної жорсткості не задається. Тому розраховуємо фактичну жорсткість кулькогвинтової передачі:

$$R_{\text{фак}} = 2.6 K_{\text{тR}} d_0^{0.89} D_w^{-0.56} (i_B K_z)^{0.67} F_{\text{нат}}^{0.33},$$

де  $K_z$  – коефіцієнт, що враховує неповноту робочого витка унаслідок наявності кульок в перепускному каналі:

$$K_z = 1 - 3 \sin \left( \arctg \left( \frac{P_z}{\pi d_0} \right) \right).$$

Маємо:

$$K_z = 1 - 3 \sin \left( \arctg \left( \frac{5 \cdot 1}{\pi \cdot 25} \right) \right) = 0.81$$

$$R_{\text{фак}} = 2.6 \cdot 1 \cdot 25^{0.89} \cdot 3^{-0.56} (3 \cdot 0.81)^{0.67} \cdot 1060^{0.33} = 445 \text{ Н/мкм.}$$

### 2.2.3. Розрахунок гвинта на статичну стійкість

Гвинт передачі сприймає значне осьове навантаження. В залежності від осьової фіксації гвинт, що обертається, працює на розтяг або стиснення. Розраховуємо значення критичної сили  $F_{\text{кр}}$ , Н, по Ейлеру:

$$F_{\text{кр}} = \frac{\pi^3 E d^4}{64 S (\mu l)^2},$$

де  $E$  – модуль пружності матеріалу гвинта;

$d$  – діаметр різьби по впадинам, для попередніх розрахунків можна приймати  $d = d_0 - D_w$ ;

$S$  – коефіцієнт запасу,  $S = (1,4 \dots 4)$  (зазвичай  $S = 3$ );

$\mu$  – коефіцієнт, що залежить від способу закріплення гвинта;

$l$  – довжина навантаженої (неопорної) ділянки гвинта.

Маємо:

$$F_{\text{кр}} = \frac{\pi^3 \cdot 2.1 \cdot 10^5 \cdot 22^4}{64 \cdot 3 \cdot (2 \cdot 480)^2} = 8620 \text{ Н.}$$

Умова міцності  $F_{\text{мах}} = 4000 \text{ Н} \leq F_{\text{кр}} = 8620 \text{ Н}$  виконується. Статична стійкість гвинта забезпечена.

#### 2.2.4. Перевірка на динамічну стійкість

Граничну частоту обертання кулькогвинтової передачі регламентують двома чинниками: критичною частотою  $n_{кр}$  обертання та лінійною швидкістю руху шарика, останню в свою чергу обмежують фактором:

$$d_0 n \leq 8 \cdot 10^4 \text{ мм} \cdot \text{хв}^{-1}.$$

Критичну частоту обертання розраховують із умови запобігання резонансу:

$$n_{кр} = 5 \cdot 10^7 \nu K_B d / l^2,$$

де  $\nu$  – коефіцієнт, що залежить від способу закріплення гвинта;

$K_B$  – коефіцієнт запасу по частоті обертання,  $K_B = 0,5 \dots 0,8$ .

Маємо:

$$n_{кр} = 5 \cdot 10^7 \cdot 0,7 \cdot 0,65 \cdot 22 / 480^2 = 2170 \text{ хв}^{-1}.$$

Обмеження по лінійній швидкості шарика дає значення  $8 \cdot 10^4 / 25 = 3200 \text{ хв}^{-1}$ . Таким чином встановлюємо, що гранична частота обертання кулькогвинтової передачі складає  $n_{гр} = 2170 \text{ хв}^{-1}$ . [28]

#### 2.2.5. Визначення коефіцієнту корисної дії передачі.

Коефіцієнт корисної дії кулькогвинтової передачі, що перетворює обертальний рух в поступальний:

при ведучому гвинті

$$\eta = \frac{\text{tg} \psi K_{нат}}{\text{tg}(\psi + \rho)},$$

при ведучій гайці

$$\eta = \frac{\text{tg}(\psi - \rho) K_{нат}}{\text{tg} \psi},$$

де  $\psi$  – кут підйому різьби, рад:

$$\psi = \text{arctg} \left( \frac{Pz}{\pi d_0} \right);$$

$K_{нат}$  – коефіцієнт, що враховує вплив натягу;

$\rho$  – приведений кут тертя в різьбі, рад:

$$\rho = \operatorname{arctg}\left(\frac{f_k}{0.5D_w \sin \alpha}\right),$$

де  $f_k$  – коефіцієнт тертя кочення, мм,  $f_k = 0,005 \dots 0,015$  мм;

$\alpha$  – кут контакту,  $\alpha = 45^\circ = 0,785$  рад.

Коефіцієнт, що враховує вплив натягу при невеликому натягу  $K_{\text{нат}} = 1$ .

Розраховуємо інші показники:

$$\rho = \operatorname{arctg}\left(\frac{0.01}{0.5 \cdot 3 \cdot \sin 0.785}\right) = 9.4 \cdot 10^{-3} \text{ рад};$$

$$\psi = \operatorname{arctg}\left(\frac{5 \cdot 1}{\pi \cdot 25}\right) = 0.0636 \text{ рад.}$$

Розраховуємо значення ККД передачі:

при ведучому гвинті

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} 0.0636 \cdot 1}{\operatorname{tg}(0.0636 + 0.0094)} = 0.87,$$

при ведучій гайці

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}(0.0636 - 0.0094) \cdot 1}{\operatorname{tg} 0.0636} = 0.85.$$

Момент холостого ходу для передачі з натягом:

$$\begin{aligned} M_{\text{х.х}} &= \frac{0.5 \cdot 10^{-3} F_{\text{нат}} d_0 \sin(2\rho)}{K_T \cos(\psi + \rho) \cos(\psi - \rho)} = \\ &= \frac{0.5 \cdot 10^{-3} \cdot 1060 \cdot 25 \cdot \sin(2 \cdot 0.0094)}{0.95 \cdot \cos(0.0636 + 0.0094) \cdot \cos(0.0636 - 0.0094)} = 0.263 \text{ Н}\cdot\text{м}. \end{aligned}$$

### 2.3. Розрахунок конічної зубчатої передачі

У даній багатокоординатній станції розташування конічних зубчатих колес визначається розмірами гвинтів кулькогвинтових передач та елементами корпусу, тому їх зовнішні розміри визначаються конструктивно. Зважаючи на зазначене, пропонується на першій стадії зробити конструкторський розрахунок

елементів зубчатої передачі, а на другій – перевірочні розрахунки на контактну витривалість та міцність на згин. [8]

### 2.3.1. Конструкторський розрахунок конічної зубчатої передачі.

Як зазначалося у першому розділі, конструктивні елементи обох коліс для взаємозамінності повинні бути однаковими, оскільки це дозволяє зробити передаточне відношення даної передачі, що дорівнює одиниці. Тому розрахунок буде вестися лише для одного із конічних зубчатих коліс. На відміну від стандартного розрахунку вихідні дані у цьому випадку змінені.

Вихідні дані.

1. Зовнішній ділительний діаметр:  $d_{e1} = d_{e2} = 80$  мм.

2. Зовнішній окружний модуль:  $m_e = 2,5$  мм.

3. Міжосьовий кут передачі:  $\Sigma = 90^\circ$ .

4. Параметри зовнішнього торцевого висхідного профілю по ГОСТ 13754-81:  $\alpha = 20^\circ$ ,  $h_a = 1$ ,  $c = 0,2$ ,  $\rho_f = 0,3$ .

Розрахункові дані.

5. Число зубців конічного колеса:

$$z_1 = z_2 = \frac{d_{e1}}{m_e} = \frac{80}{2.5} = 32.$$

6. Число зубців плоского колеса:

$$z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = \sqrt{32^2 + 32^2} = 45.2548$$

7. Зовнішня конусна відстань:

$$R_e = 0.5m_e z_c = 0.5 \cdot 2.5 \cdot 45.2548 = 56.5685 \text{ мм.}$$

8. Ширина зубчатого вінця:

$$b \leq 0.3R_e = 0.3 \cdot 56.5685 = 16.97 \text{ мм;}$$

$$b \leq 10m_e = 10 \cdot 2.5 = 25 \text{ мм;}$$

згідно рекомендацій приймаємо  $b = 10$  мм.

9. Середня конусна відстань:

$$R_m = R_e - 0.5b = 56.5685 - 0.5 \cdot 10 = 51.5685 \text{ мм.}$$

10. Середній окружний модуль:

$$m_m = m_e \frac{R_m}{R_e} = 2.5 \frac{51.5685}{56.5685} = 2.2790 \text{ мм.}$$

11. Середній ділительний діаметр:

$$d_{m1} = d_{m2} = m_m z_1 = 2.279 \cdot 32 = 72.928 \text{ мм.}$$

12. Кут ділительного конуса:

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{z_1}{z_2} = \frac{32}{32} = 1 \Rightarrow \delta_1 = 45^\circ;$$

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1 = 90^\circ - 45^\circ = 45^\circ.$$

13. Передаточне число:

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{32}{32} = 1.$$

14. Зовнішня висота головки зуба:

$$h_{ae} = m_e h_a = 2.5 \cdot 1 = 2.5 \text{ мм.}$$

15. Зовнішня висота ніжки зуба:

$$h_{fe} = h_{ae} + 0.2m_e = 2.5 + 0.2 \cdot 2.5 = 3 \text{ мм.}$$

16. Зовнішня висота зуба:

$$h_e = h_{ae} + h_{fe} = 2.5 + 3 = 5.5 \text{ мм.}$$

17. Зовнішня окружна товщина зуба:

$$s_e = 0.5\pi m_e = 0.5 \cdot \pi \cdot 2.5 = 3.9270 \text{ мм.}$$

18. Кут ніжки зуба:

$$\operatorname{tg} \Theta_f = \frac{h_f}{R_e} = \frac{3}{56.5685} = 0.0530 \Rightarrow \Theta_f = 3.0357^\circ.$$

19. Кут головки зуба:

$$\Theta_a = \Theta_f = 3.0357^\circ.$$

20. Кут конуса вершин:

$$\delta_{a1} = \delta_{a2} = \delta_1 + \Theta_a = 45^\circ + 3.0357^\circ = 48.0357^\circ.$$

21. Кут конуса впадин:

$$\delta_{f1} = \delta_{f2} = \delta_1 - \Theta_f = 45^\circ - 3.0357^\circ = 41.9643^\circ.$$

22. Зовнішній діаметр вершин зубців:

$$d_{ae1} = d_{ae2} = d_{e1} + 2h_{ae} \cos\delta_1 = 80 + 2 \cdot 2.5 \cdot \cos 45^\circ = 83.5355 \text{ мм.}$$

23. Відстань від вершини до площини зовнішнього кола вершин зубців:

$$B_1 = B_2 = 0.5d_{e2} - h_{ae} \sin\delta_1 = 0.5 \cdot 80 - 2.5 \cdot \sin 45^\circ = 38.2322 \text{ мм.}$$

24. Зовнішня постійна хорда зуба:

$$\bar{s}_{ce} = 0.883s_e = 0.883 \cdot 3.927 = 3.4675 \text{ мм.}$$

25. Висота до зовнішньої постійної хорди:

$$\bar{h}_{ce} \approx h_{ae} - 0.1607s_e = 2.5 - 0.1607 \cdot 3.927 = 1.8689 \text{ мм.}$$

26. Половина зовнішньої кутової товщини:

$$\psi_{e1} = \psi_{e2} = \frac{s_e \cos\delta_1}{d_{e1}} = \frac{3.927 \cdot \cos 45^\circ}{80} = 0.0347 \text{ рад.}$$

27. Зовнішня ділительна товщина зуба по хорді:

$$\bar{s}_{e1} = \bar{s}_{e2} \approx \frac{d_{e1}}{\cos\delta_1} \sin\psi_{e1} = \frac{80}{\cos 45^\circ} \sin 0.0347 = 3.9262 \text{ мм.}$$

28. Висота до зовнішньої ділительної хорди зуба:

$$\bar{h}_{ae1} = \bar{h}_{ae2} = h_{ae} + 0.25\bar{s}_{e1}\psi_{e1} = 2.5 + 0.25 \cdot 3.9262 \cdot 0.0347 = 2.5341 \text{ мм.}$$

### 2.3.2. Перевірочний розрахунок конічної зубчатої передачі.

Розрахунок на міцність конічних зубчатих коліс ведуть по середньому перетину, що знаходиться по середині довжини зубців. При цьому конічні колеса замінюють еквівалентними циліндричними; їх діаметр початкового кола і модуль дорівнюють діаметру початкового кола і модуля в середньому перетині зуба конічних коліс, а профіль зубців відповідає профілю приведених коліс, отриманих розгорткою додаткового конуса на площину. [10]

З пари зубчатих коліс, що знаходяться в зчепленні, розраховують менше.

Вихідні дані.

1. Міжосьовий кут передачі:  $\Sigma = 90^\circ$ .

2. Крутний момент на колесі:  $M_{кр} = 4.3 \cdot 0.85 = 3.655 \text{ Н}\cdot\text{м.}$

3. Передатне число:  $u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{32}{32} = 1$ .

4. Частота обертання колеса:  $n_1 = 1000 \text{ хв}^{-1}$ .

5. Зовнішній окружний модуль:  $m_e = 2.5$  мм.

6. Ділильна конусна відстань:  $R_m = 51.5685$  мм.

7. Ширина зубчатого вінця:  $b = 10$  мм.

Розрахункові дані.

8. Степінь повноти:

$$\psi = \frac{b}{R_m} = \frac{10}{51.5685} = 0.1939.$$

9. Приведене число зубців:

$$z_{np} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = \frac{32}{\cos 45^\circ} = 45.2548.$$

10. Окружна швидкість:

$$v = \frac{\pi m_e (1 - 1.5\psi) z_1 n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 2.5 \cdot (1 - 1.5 \cdot 0.1939) \cdot 32 \cdot 1000}{60 \cdot 1000} = 2.97 \text{ м/с.}$$

11. Умова міцності по напруженням на згин:

$$\sigma_F = \frac{6.35 M_{кр}}{m^2 (1 - 0.5\psi)^2 z_1 y_1 b k_v} \leq \sigma_{FP},$$

де  $y$  – коефіцієнт форми зуба;

$k_v$  – швидкісний коефіцієнт.

Перевіряємо умову міцності. Розраховуємо напруження на згин:

$$\sigma_F = \frac{6.35 \cdot 3.655}{2.5^2 (1 - 0.5 \cdot 0.1939)^2 \cdot 32 \cdot 0.116 \cdot 10 \cdot 0.672} = 0.19 \text{ МПа.}$$

Умова міцності на згин виконується, оскільки  $\sigma_F = 0.18$  МПа  $<$   $\sigma_{FP} = 140$  МПа. Така велика розбіжність між розрахованим і допустимим значеннями напружень викликана тим, що передача розроблялася з конструктивних вимог без урахування силових факторів, що у даному випадку є прийнятним.

12. Умова міцності по контактним напруженням:

$$\sigma_H = \frac{k}{z_1 m_e (1 - 0.5\psi)} \times \sqrt{\frac{\sqrt{u^2 + 1} M_{кр}}{u + b} \frac{1}{k_v}} \leq \sigma_{HP},$$

де  $k$  – коефіцієнт тиску.

Перевіряємо умову міцності. Розраховуємо контактні напруження:

$$\sigma_H = \frac{670}{32 \cdot 2.5 \cdot (1 - 0.5 \cdot 0.1939)} \times \sqrt{\frac{\sqrt{1^2 + 1} \cdot 3.655}{1 + 10} \cdot \frac{1}{0.672}} = 7.76 \text{ МПа.}$$

Умова міцності по контактним напруженням виконується, оскільки  $\sigma_H = 7.76 \text{ МПа} < \sigma_{HP} = 500 \text{ МПа}$ . Така велика розбіжність між розрахованим і допустимим значеннями напружень викликана тим, що передача розроблялася з конструктивних вимог без урахування силових факторів, що у даному випадку є прийнятним.

#### 2.4. Розрахунок клинопасової передачі

Розрахункову передавану потужність  $P$  розраховують за формулою:

$$P = P_{\text{ном}} C_p,$$

де  $P_{\text{ном}}$  – номінальна потужність, що передається приводом;

$C_p$  – коефіцієнт динамічності навантаження і режиму роботи.

Маємо:

$$P = 3 \cdot 1.4 = 4.2 \text{ кВт.}$$

Лінійна швидкість паса розраховується за формулою:

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60000} = \frac{\pi \cdot 160 \cdot 3000}{60000} = 25.13 \text{ м/с.}$$

Діаметр веденого шківa приймаємо рівним  $d_2 = 95 \text{ мм}$ .

Міжосьову відстань згідно конструктивних міркувань приймаємо рівною  $a = 300 \text{ мм}$ .

Кут обхвату пасом меншого шківa розраховується за формулою:

$$\alpha = 180 - 57 \frac{d_1 - d_2}{a} = 180 - 57 \frac{160 - 95}{300} = 167.65^\circ.$$

Розрахункова довжина паса розраховується за формулою:

$$L = 2a + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_1 - d_2)^2}{4a} =$$

$$= 2 \cdot 300 + \frac{\pi}{2}(160 + 95) + \frac{(160 - 95)^2}{4 \cdot 300} = 1004 \text{ мм.}$$

Розраховану довжину паса округляємо до найближчої стандартної довжини паса. Згідно ГОСТ 1284.1 – 89 приймаємо стандартну довжину паса  $L_p = 1000$  мм. [17]

Номинальна міжцентрова відстань при стандартній довжині паса складає:

$$a_{\text{ном}} = 0.25 \left[ (L_p - w) + \sqrt{(L_p - w)^2 - 8q} \right],$$

$$\text{де } w = \pi \frac{d_1 + d_2}{2};$$

$$q = \left( \frac{d_1 - d_2}{2} \right)^2.$$

Після розрахунку допоміжних параметрів  $w$  і  $q$ :

$$w = \pi \frac{160 + 95}{2} = 400.55 \text{ мм};$$

$$q = \left( \frac{160 - 95}{2} \right)^2 = 1056.25 \text{ мм},$$

маємо

$$a_{\text{ном}} = 0.25 \left[ (1000 - 400.55) + \sqrt{(1000 - 400.55)^2 - 8 \cdot 1056.25} \right] = 298.62 \text{ мм}.$$

Для компенсацій відхилень від номіналу по довжині паса, його подовження в процесі експлуатації, а також для вільного встановлення нових пасів в передачі повинне бути передбачене регулювання міжцентрової відстані шківів.

Можливе збільшення міжцентрової відстані  $\Delta_1$  відносно номінального  $a_{\text{ном}}$  повинне відповідати умові:

$$\Delta_1 \geq S_1 L_p,$$

де  $S_1$  – коефіцієнт збільшення міжцентрової відстані.

Зменшення міжцентрової відстані  $\Delta_2$  повинне відповідати умові:

$$\Delta_2 \geq S_2 L_p + 2W_p,$$

де  $S_2$  – коефіцієнт зменшення міжцентрової відстані;

$W_p$  – розрахункова ширина канавки шківа для паса обраного перетину.

Приймаємо пас перетину А по ГОСТ 1284.1 – 89. Відповідно до ГОСТ 20889-88 розрахункова ширина канавки шківів для паса перетину А складає  $W_p = 11$  мм. Розрахувавши умови можливих збільшення та зменшення міжцентрової відстані:

$$\Delta_1 \geq 0.025 \cdot 1000 = 25 \text{ мм},$$

$$\Delta_2 \geq 0.009 \cdot 1000 + 2 \cdot 11 = 31 \text{ мм},$$

приймаємо остаточно значення  $\Delta_1 = 25$  мм і  $\Delta_2 = 31$  мм.

Необхідне число пасів у приводі знаходять за формулою:

$$K = \frac{P_{\text{ном}} C_p}{P_0 C_\alpha C_L C_K},$$

де  $P_0$  – номінальна потужність, кВт, що передається одним пасом визначеного перетину і довжини при куті обхвату  $\alpha = 180^\circ$  і спокійному режимі роботи;

$C_\alpha$  – коефіцієнт кута обхвату;

$C_L$  – коефіцієнт, що враховує довжину паса;

$C_K$  – коефіцієнт, що враховує число пасів в передачі.

Маємо:

$$K = \frac{3 \cdot 1.4}{2.09 \cdot 0.97 \cdot 0.86 \cdot 0.82} = 2.94.$$

Приймаємо  $K = 3$  паси.

Попередній натяг гільки одного паса для передач із закріпленими центрами розраховують по формулі:

$$F_0 = 500 \frac{(2.5 - C_\alpha) P_{\text{ном}} C_p}{C_\alpha v K} = 500 \frac{(2.5 - 0.97) \cdot 3 \cdot 1.4}{0.97 \cdot 25 \cdot 13 \cdot 3} = 43.94 \text{ Н}.$$

Натяг паса контролюють по прогину гільки  $f$  під дією сили  $Q$ . Прогин гільки:

$$f = 1.55 \frac{a}{100} = 1.55 \frac{300}{100} = 4.65 \text{ мм}.$$

Сила  $Q$  для нового паса:

$$Q = \frac{CF_0 + C_0}{16} = \frac{1.4 \cdot 43.94 + 10}{16} = 4.47 \text{ Н},$$

для припрацьованого паса:

$$Q = \frac{F_0 + C_0}{16} = \frac{43.94 + 10}{16} = 3.37 \text{ Н}.$$

## ВИСНОВКИ

1. В роботі виконано огляд існуючих конструкцій багатокоординатних силових вузлів та опис об'єкту проектування.
2. Розроблено проєкт багатокоординатної станції гнучкого виробництва з розрахунком її елементів
3. Проведено розрахунки елементів багатокоординатної станції гнучкого виробничого модуля.
4. Виконано завдання зі створення високоефективного технологічного обладнання, здатного задовольнити максимум потреб виробників продукції при мінімальних витратах.

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Агрегатные станки средних и малых размеров / Ю.В. Тимофеев, В.Д. Хицан, М.С. Вассерман, В.В. Громов; Под общ ред. Ю.В. Тимофеева. – М.: Машиностроение, 1985. – 248 с.
2. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1975.
3. Вейц В.Л., Кочура А.Е., Царев Г.В. Расчет механических систем приводов с зазорами. – М.: Машиностроение, 1979. – 183 с.
4. Дащенко А.И., Шмелев А.И. Конструкция и наладка агрегатных станков. – М.: Высшая школа, 1977. – 350 с.
5. Агрегатно-модульні технологічне обладнання: у 3-х частинах. Під заг. ред. Ю.М. Кузнєцова. Навч. посібник для ВНЗ. – Кіровоград, 2003. – 507 с.
6. Латышев Н.В., Вассерман М.С., Касьянов О.Н., Пашенко Э.А. Агрегатные станки в машиностроении. – Харьков: Прапор, 1975. – 112 с.
7. Тимофеев Ю.В., Карпусь В.Е., Кропалев О.А., Шелковой А.Н., Слипченко С.Е. Направление совершенствования агрегатированного металлообрабатывающего оборудования // Резание и инструмент. – Вып. 49.- Харьков: Основа, 1995. – с. 125-128.
8. Павленко І.І. Захватні пристрої роботів / І.І. Павленко, М.О. Годунко // Захватні пристрої роботів: монографія. – Кропивницький: «КОД», 2020. –386 с.
9. Годунко М.О. Основи 3D моделювання і робототехніки: Навч. посіб. для проведення практичних занять / М.О. Годунко, А.І. Гречка. – К. : 7БЦ, 2024. – 42 с.
10. Валявський, І. А. Технологічне обладнання з паралельною кінематикою : навч. посіб. / І. А. Валявський, О. В. Лисенко, І. А. Лисенко ; М-во освіти і науки України, Центральноукраїн. нац. техн. ун-т. - Кропивницький : ЦНТУ, 2023. - 281 с.
11. Shcherbyna K. Kinematics of cutting process while honing holes with a hone with variable geometry of sticks / K. Shcherbyna, A. Hrechka, V. Mazhara, T. Diachenko//Конструювання, виробництво та експлуатація

- сільськогосподарських машин. – Кіровоград: КНТУ, 2020. – Вип.50. – С.159-164
12. Щербина К.К. Експериментальне дослідження деформації пружно-гвинтового хона / К.К. Щербина, М.М. Підгаєцький, В.А. Мажара, А.І. Гречка, Т.В. Дяченко // Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки: зб. наук. пр. – Кропивницький : ЦНТУ, 2022. – Вип. 5 (36). – Ч. 2. – С. 31-38.
13. Годунко М.О. Розробка методики силового розрахунку вертикально орієнтованого захватного пристрою / М.О. Годунко, О.А. Кислун, В.А. Мажара, В.К. Щербина, Р.А. Кравченко, В.В. Ключкін // Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки : зб. наук. пр. - Кропивницький : ЦНТУ, 2023. - Вип. 7 (38). – С. 27-33.
14. Модульно-параметричний принцип розробки проектів шестеренних гідравлічних машин. / Апаракін А.Р. // Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки : зб. наук. пр. - Кропивницький : ЦНТУ, 2023. - Вип. 7 (38). – С. 51-58.
15. Годунко М.О. Дослідження можливості підвищення точності захватного пристрою робота за рахунок компенсуючої ланки затискного важеля. Годунко М.О., Мажара В.А., Кислун О.С., Щербина В.К., Писанка С.В. // Вісник Хмельницького національного університету. Серія: Технічні науки : зб. Наук пр. – Хмельницький : ХНУ, 2024. – Вип. №3. – С. 52-56.
16. Kyrychenko A. The principle of contradiction in scientific and pedagogical research on AI (methodological aspect) / A. Kyrychenko, Z. Stezhko // Вісник Львівського університету. Серія філос.-політолог. студії. - Львів: Видавничий дім «Гельветика», 2024. – Вип. 53. – С. 78-85.
17. Щербина К.К. Динамічний аналіз кільково-клинового хону в зоні малих переміщень / К.К. Щербина, В.А. Мажара, Д.Р. Торчілов, С.М. Заїка, В.М. Масляніков / Вісник Хмельницького національного університету. Серія: Технічні науки. – Хмельницький: ХНУ, 2024. – Т. 337. – Вип. 3 (2). – С. 250-254.

18. Апаракін А.Р. Синтез схем навантаження силових елементів кулькогвинтового гідропідсилювача з аксіальною структурою приводу / А.Р. Апаракін, П.М. Єршомін, В.А. Мажара // Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки. – Кропивницький: ЦНТУ, 2024. – Вип. 9 (40). - Ч. II. – С. 23-31.
19. Мажара В.А. Система автоматизованого проектування технологічного оснащення / В.А. Мажара, К.К. Щербина, А.М. Артюхов, С.А. Тененика, І.С. Шестаков // Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. – Кропивницький : ЦНТУ, 2024. – Вип. 54. – С. 12-23.
19. Пузирьов О.Л. Аналіз ефективності впровадження волочильного стану для підготовки заготовок з металопрокату для верстатів з ЧПК / О.Л. Пузирьов, А.І. Гречка // Технології та інжиніринг. – К.: КНТУТД, 2024. – Вип. 5 (22). – С. 71-78.
20. Кириченко А. М. Аналіз кінематики верстата з двохкоординатним механізмом паралельної структури "біпод" / А. М. Кириченко, Л. В. Ленченко, С. М. Заїка // Вісник Тернопільського державного технічного університету. - Тернопіль : ТДТУ, 2008. - № 2. - С. 74-81
21. Кириченко А. М. Дослідження кінематики трьохкоординатного верстата з комбінованою структурою / А. М. Кириченко, С. М. Заїка, Л. В. Ленченко // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. - Кіровоград : КНТУ, 2008. - Вип. 20. - С. 97-103.
22. Кириченко А. М. Визначення силових характеристик приводів обладнання з механізмами паралельної структури / А. М. Кириченко, С. М. Заїка // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету імені Михайла Остроградського. - Кременчук : КДПУ, 2008. - Вип. 5 (52), ч. 2. - С. 50-53.

23. Заїка С. М. Точність верстатів із плоскими механізмами паралельної структури / С. М. Заїка, А. М. Кириченко // Вісник Сумського державного університету. Серія "Технічні науки". - Суми : СумДУ, 2010. - № 4. - С. 19-23.
24. Кириченко А. М. Особливі положення плоских механізмів паралельної структури / А. М. Кириченко, С. М. Заїка, А. М. Федотьев // Вісник Кременчуцького державного університету імені Михайла Остроградського. - Кременчук : КДУ, 2010. - Вип. 5 (64), ч. 1. - С. 94-99.
25. Надеин В.С. Повышение точности шевингования облегающими шеверами / В.С. Надеин, М.Г. Сторчак, А.В. Кривошея, С.Н. Заика, Д.В. Грынь // Вестник Нац. техн. ун-та "ХПИ" : сб. науч. тр. Темат. вып. : Проблемы механического привода. - Харьков : НТУ "ХПИ". - 2012. - № 35. - С. 106-112.
26. Щербина К. Динамічний аналіз кульково-клинового хону в зоні малих переміщень / Щербина К., Мажара В., Торчілов Д., Заїка С., Масляніков В. // Вісник Хмельницького національного університету : Технічні науки. - Хмельницький: ХНУ, 2024. - №3 (337). - С.250-254.
27. Щербина К., Мажара В., Торчілов Д., Заїка А., Масляніков В. Дослідження повздожньої сталості пружно-гвинтового хону з гвинтовими канавками // Вісник Хмельницького національного університету : Технічні науки. - Хмельницький: ХНУ, 2025. - №2 (349). - С.493-499.
28. Щербина К., Заїка А., Заїка С., Мажара В., Скібінський Я. Управління точністю нарізання черв'ячних коліс збірними черв'ячними фрезами з поділенням на дві частини профілем інструментальної рейки // Вісник Хмельницького національного університету : Технічні науки. - Хмельницький: ХНУ, 2025. - №2 (349). - С.364-370