

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

магістр

(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему: Удосконалення приводу головного руху фрезерного верстата з ЧПК для обробки корпусних деталей середнього типорозміру

Виконав: студенти 6 курсу, групи МВм-61

напряму підготовки (спеціальності)

133 «Галузеве машинобудування»

(шифр і назва напряму підготовки, спеціальності)

		Польщин К.С.
	(підпис)	(прізвище та ініціали)
Керівник		Сеник А.А..
	(підпис)	(прізвище та ініціали)
Нормоконтроль		Кобельник В.Р.
	(підпис)	(прізвище та ініціали)
Завід. кафедри		Крупа В.В.
	(підпис)	(прізвище та ініціали)
Рецензент		
	(підпис)	(прізвище та ініціали)

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Факультет Інженерії машин, споруд та технологій

(повна назва факультету)

Кафедра Конструювання верстатів, інструментів та машин

(повна назва кафедри)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Крупа В.В.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

« »

2025 р.

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

на здобуття освітнього ступеня «магістр»

(назва освітнього ступеня)

за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування»

(шифр і назва спеціальності)

студенту Польщину Кирилу Сергійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Удосконалення приводу головного руху фрезерного верстата з ЧПК
для обробки корпусних деталей середнього типорозміру

Керівник роботи Сенік Андрій Антонович, к.т.н., доцент

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

Затверджені наказом ректора від «15» 08 2025 року № 4/7-756

2. Термін подання студентом завершеної роботи 19.12.2025

3. Вихідні дані до роботи Є технічна характеристика базового верстата, умови його експлуатації та вимоги до обробки корпусних деталей з алюмінієвих сплавів. Також

враховуються параметри приводу головного руху, діапазон частот обертання шпинделя та вимоги до точності й продуктивності обробки.

4. Зміст роботи (перелік питань, які потрібно розробити)

Вступ. АНАЛІТИЧНО-ОГЛЯДОВИЙ. Характеристика базового верстату. Огляд і аналіз фрезерних верстатів і їх основних вузлів. Огляд пристроїв зміни заготовок на верстатах з ЧПК. Компоновки РТК на базі фрезерувальних верстатів. Завдання і об'єкти досліджень. ДОСЛІДНО-ПРОЕКТНИЙ РОЗДІЛ. Розробка компоновки РТК, вибір робота. Модернізація базового фрезерного верстата з числовим програмним керуванням. Розрахунок привода головного руху. Обґрунтування компоновки підшипників шпинделя. Розрахунок привода подач. Перевірочний розрахунок роликів опор кочення напрямних вертикальної подачі на податливість. НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ. Удосконалення конструкції тягового механізму. Вибір гідроциліндра для механізму гідророзвантаження бабки. Вибір конструкції захватного пристрою промислового робота. Розрахунок захватного пристрою промислового робота.

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

Тема, мета роботи, завдання. (Слайди). Загальний вигляд. Кінематична схема. Салазки. Стіл. Креслення бабки. даних. Гідророзвантаження бабки. Висновки.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	к.т.н., доц. каф. ВІ Сенік А.А.		
Безпека в надзв. ситуаціях	асист. каф. ОХ Теслюк В.М.		

7. Дата видачі завдання 15.08.2025

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Аналіз завдання на кваліфікаційну роботу	25.08.2025	
2	АНАЛІТИЧНО-ОГЛЯДОВИЙ. Завдання і об'єкти досліджень.	21.11.2025	
3	ДОСЛІДНО-ПРОЕКТНИЙ РОЗДІЛ	10.12.2025	
4	НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ	15.12.2025	
5	ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕХПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	16.12.2025	
6	ОСНОВНІ ВИСНОВКИ	19.12.2025	
7	Графічна частина (Слайди)	19.12.2025	
8	Підготовка до захисту	до 23.12.2025	

Студент

(підпис)

Польцин К.С.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Сенік А.А.

(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційну роботу присвячено удосконаленню приводу головного руху фрезерного верстата з числовим програмним керуванням для обробки корпусних деталей середнього типорозміру. Обґрунтовано актуальність підвищення техніко-експлуатаційних показників верстатного обладнання в умовах зростання вимог до точності, продуктивності та стабільності процесів механічної обробки.

У роботі виконано аналіз конструктивних схем фрезерних верстатів з ЧПК та існуючих приводів головного руху, визначено їхні переваги й недоліки з погляду забезпечення заданих режимів різання та точності обробки корпусних деталей. На основі проведеного аналізу обґрунтовано напрям удосконалення приводу головного руху, спрямований на підвищення жорсткості, надійності та розширення технологічних можливостей верстата.

Розроблено конструктивне рішення модернізованого приводу головного руху та виконано інженерні розрахунки його основних параметрів. Проведено оцінку впливу запропонованих технічних рішень на показники точності та продуктивності обробки корпусних деталей середнього типорозміру.

Отримані результати можуть бути використані під час модернізації існуючих фрезерних верстатів з ЧПК, а також при проєктуванні нового верстатного обладнання машинобудівного призначення.

Ключові слова: фрезерний верстат з ЧПК, привід головного руху, корпусні деталі, середній типорозмір, удосконалення, модернізація, точність обробки.

ABSTRACT

The qualification thesis is devoted to the improvement of the main drive of a CNC milling machine intended for machining medium-sized housing parts. The relevance of enhancing the technical and operational performance of machine tools under increasing requirements for accuracy, productivity, and stability of machining processes is substantiated.

The thesis analyzes structural layouts of CNC milling machines and existing main drive systems, identifying their advantages and disadvantages in terms of ensuring specified cutting conditions and machining accuracy of housing parts. Based on the conducted analysis, a direction for improving the main drive is justified, aimed at increasing rigidity, reliability, and expanding the technological capabilities of the machine.

A design solution for a modernized main drive is developed, and engineering calculations of its main parameters are carried out. The impact of the proposed technical solutions on machining accuracy and productivity for medium-sized housing parts is evaluated.

The obtained results can be applied in the modernization of existing CNC milling machines as well as in the design of new machine tools for machine-building applications.

Keywords: *CNC milling machine, main drive, housing parts, medium size, improvement, modernization, machining accuracy.*

З М І С Т

ВСТУП	
1 АНАЛІТИЧНО-ОГЛЯДОВИЙ	
1 Характеристика базового верстату	
1.1 Огляд і аналіз фрезерних верстатів і їх основних вузлів	
1.2 Огляд пристроїв зміни заготовок на верстатах з ЧПК	
1.3 Компоновки РТК на базі фрезерувальних верстатів	
1.4 Завдання і об'єкти досліджень	
2 ДОСЛІДНО-ПРОЕКТНИЙ РОЗДІЛ	
2.1 Розробка компоновки РТК, вибір робота	
2.2 Модернізація базового фрезерного верстата з числовим програмним керуванням	
2.2.1 Розрахунок привода головного руху	
2.2.2 Обґрунтування компоновки підшипників шпинделя	
2.2.3 Розрахунок привода подач	
2.3 Перевірочний розрахунок роликів опор кочення напрямних вертикальної подачі на податливість.....	
3. НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ	
3.1 Удосконалення конструкції тягового механізму	
3.2 Вибір гідроциліндра для механізму гідророзвантаження бабки ...	
3.3 Вибір конструкції захватного пристрою промислового робота ...	
3.4 Розрахунок захватного пристрою промислового робота	

4.1. ОХОРОНА ПРАЦІ	
4.1.1. Типова інструкція для обслуговуючого персоналу на випадок виникнення аварії, пожежі	
4.2. БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	
4.2.1. Оцінка стійкості роботи промислового підприємства до впливу вражаючих факторів	
4.2.2. Оцінка стійкості роботи об'єкта до впливу ударної хвилі	
4.2.3. Оцінка стійкості об'єкта до впливу вторинних вражаючих факторів	
Основні результати та висновки	
Перелік посилань	
Додатки	

ВСТУП

Актуальність теми

Сучасний етап розвитку машинобудування характеризується широким впровадженням верстатів з числовим програмним керуванням, які забезпечують високу точність, продуктивність та гнучкість механічної обробки. Особливої актуальності набуває підвищення ефективності обробки корпусних деталей середнього типорозміру, що широко застосовуються у машинобудівній, приладобудівній та авіаційній галузях. Одним із визначальних факторів, що впливають на точність, продуктивність і надійність таких верстатів, є привід головного руху. Тому удосконалення приводу головного руху фрезерного верстата з ЧПК з метою розширення його технологічних можливостей та підвищення експлуатаційних показників є актуальним науково-технічним завданням, що має важливе практичне значення для сучасного виробництва.

Мета і завдання дослідження

Метою кваліфікаційної роботи є підвищення ефективності механічної обробки корпусних деталей середнього типорозміру шляхом удосконалення приводу головного руху фрезерного верстата з числовим програмним керуванням. Для досягнення поставленої мети в роботі необхідно розв'язати такі завдання:

1. З'ясувати сучасний стан і тенденції розвитку приводів головного руху фрезерних верстатів з ЧПК.
2. Проаналізувати конструкцію та принцип роботи базового фрезерного верстата і його приводу головного руху.
3. Обґрунтувати напрям удосконалення приводу головного руху з урахуванням вимог до обробки корпусних деталей.
4. Розробити конструктивне рішення удосконаленого приводу головного руху та виконати необхідні інженерні розрахунки.

Об'єкт дослідження

Об'єктом дослідження є процес механічної обробки корпусних деталей на фрезерних верстатах з числовим програмним керуванням.

Предмет дослідження

Предметом дослідження є конструкція, параметри та режими роботи приводу головного руху фрезерного верстата з ЧПК.

Методи дослідження

У процесі виконання роботи використано такі методи дослідження: аналіз і узагальнення науково-технічної та нормативної літератури — для оцінки сучасного стану проблеми; аналітичні методи інженерних розрахунків — для визначення основних параметрів приводу головного руху; методи технічного порівняння — для обґрунтування доцільності вибраних конструктивних рішень; графо-аналітичні методи — для розроблення компоновочних і конструктивних схем.

Наукова новизна одержаних результатів

У роботі удосконалено конструктивне рішення приводу головного руху фрезерного верстата з ЧПК, що дозволяє підвищити його жорсткість, точність та адаптивність до обробки корпусних деталей середнього типорозміру. Запропоновані рішення забезпечують покращення експлуатаційних показників верстата без суттєвого ускладнення його конструкції.

Практичне значення одержаних результатів

Практичне значення роботи полягає у можливості використання розроблених конструктивних і розрахункових рішень під час модернізації існуючих фрезерних верстатів з ЧПК, а також при проєктуванні нових верстатів для обробки корпусних деталей. Матеріали роботи можуть бути використані у навчальному процесі та інженерній практиці машинобудівних підприємств.

Апробація результатів роботи

Основні результати кваліфікаційної роботи доповідалися та обговорювалися на науково-практичних конференціях відповідного рівня (Актуальні задачі сучасних технологій : зб. тез доповідей XIV міжнар. наук.-техн. конф. Молодих учених та студентів, (Тернопіль, 11-12 грудня 2025) / М-во освіти і науки України, Терн. націон. техн. ун-т ім. І. Пулюя [та ін]. – Тернопіль : ФОП Паляниця В.А., 2025 – 593.).

1. АНАЛІТИЧНО-ОГЛЯДОВИЙ

1.1 Характеристика базового верстата.

Даний верстат використовується для інтенсивної механічної обробки деталей шляхом фрезерування, свердління, зенкерування, розвертання та розточування заготовок із чавунних, сталевих і кольорових сплавів. У конструкції передбачено спеціальний пристрій для ефективного відведення та видалення стружки із зони різання. Привід головного руху реалізовано на базі електродвигуна постійного струму з можливістю плавного регулювання частоти обертання. Лінійні переміщення столу, салазок і шпіндельної бабки здійснюються незалежними електродвигунами постійного струму з регульованими параметрами, робота яких контролюється системою зворотного зв'язку. Комплекс блокувальних та захисних елементів забезпечує стабільну й безпечну експлуатацію верстата та підвищує його експлуатаційну надійність.

Технічні характеристики	65A60Ф4-11
Розміри робочої поверхні столу, мм	2000x630
Гранична відстань від торця шпинделя до робочої поверхні столу, мм:	
- найменше \ найбільше	125\900
Найбільше переміщення, мм:	
- у поздовжньому напрямі столу (вісь X)	1600
- у поперечному напрямі столу (вісь Y)	630
- у вертикальному напрямі бабки (вісь Z)	775
Конус кінця шпинделя	50
Межі частоти обертання шпинделя, мин-1	5. ..2000
Регулювання частоти обертання шпинделя	безступінчасте
Номінальна потужність електродвигуна головного приводу, кВт	20
Найбільша вага встановленої деталі на столі верстата (з пристосуванням), кг	3000
Габаритні розміри верстата разом з окремо розташованими агрегатами і електроустаткуванням, мм, не менше:	
- довжина; ширина; висота	6185\3825\4100
Маса верстата (разом з окремо розташованими агрегатами і електроустаткуванням), кг	16780

1.2 Огляд і аналіз фрезерних верстатів і їх основних вузлів

Фрезерні верстати, оснащені системами числового програмного керування, застосовуються для механічної обробки плоских і просторових деталей складної геометричної конфігурації. Конструктивні виконання таких верстатів відрізняються орієнтацією шпиндельного вузла (вертикальною або горизонтальною), кількістю координатних переміщень робочих органів — стола або фрезерної бабки, а також числом інструментів, що використовуються, і способом їх закріплення та зміни, який може здійснюватися вручну або автоматизовано.

Для фрезерних верстатів з ЧПК використовується уніфікована система координат, рекомендована стандартами ISO. У процесі роботи різальний інструмент виконує обертальний рух, тоді як рухомі вузли верстата здійснюють поступальні переміщення у прямокутній декартовій системі координат XYZ, при цьому вісь обертання фрези збігається з віссю Z.

Координатну систему, в межах якої переміщується інструмент, прийнято позначати як XYZ, а систему, відносно якої здійснюється рух заготовки, — як $X''Y''Z''$. Напрямок переміщення інструмента та заготовки вважається додатним у тому випадку, коли їх рухи спрямовані назустріч один одному.

На металорізальних верстатах, призначених для обробки корпусних, плоских та інших заготовок, які під час різання не здійснюють обертального руху, орієнтацію координатних осей встановлюють відповідно до правила правої руки. При цьому великий палець відповідає осі X, вказівний — осі Y, а середній — осі Z (рис. 1.1, а). Для визначення напрямків координатних переміщень верстата праву руку уявно розміщують тильною стороною на оброблюваній поверхні заготовки (рис. 1.1, б) таким чином, щоб напівзігнутий середній палець був спрямований уздовж осі обертання інструмента, що відповідає додатному напрямку осі Z. У такому положенні

великий палець визначає позитивний напрям осі X , а вказівний — позитивний напрям осі Y .

Окрім лінійних переміщень уздовж основних координатних осей X , Y і Z , конструкцією верстата можуть бути передбачені додаткові поступальні переміщення вздовж вторинних осей, паралельних основним, які позначаються W та W'' , а також обертальні рухи навколо осей, позначених Y'' і B'' (рис. 1.1, б, в)

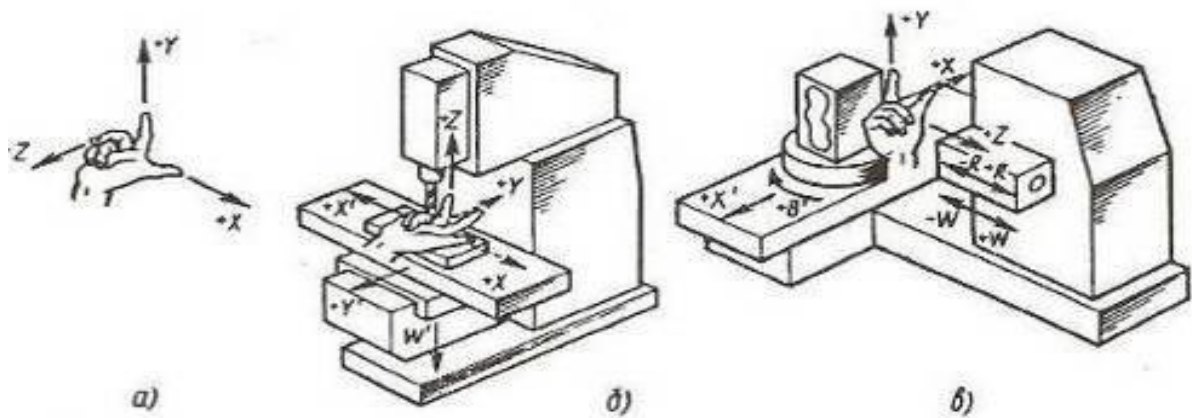


Рис. 1.1. Положення координатних осей.

За компоновальним виконанням фрезерні верстати поділяються на чотири основні типи: вертикально-фрезерні з хрестовим столом, консольно-фрезерні, поздовжньо-фрезерні та широкоуніверсальні.

У вертикально-фрезерних верстатах з хрестовим столом (рис. 1.2, а) робочий стіл здійснює переміщення у горизонтальній площині в поздовжньому напрямі вздовж осі X та у поперечному напрямі вздовж осі Y , тоді як фрезерна бабка переміщується у вертикальному напрямі по осі Z .

Для консольно-фрезерних верстатів (рис. 1.2, б) характерним є переміщення стола одночасно за трьома координатними напрямками X , Y і Z , при цьому фрезерна бабка залишається нерухомою.

У поздовжньо-фрезерних верстатах з рухомою поперечиною (рис. 1.2, в) поступальний рух стола відбувається вздовж осі X , переміщення шпиндельної бабки здійснюється по осі Y , а поперечина переміщується у вертикальному напрямі вздовж осі Z . У виконанні з нерухомою поперечиною

стіл переміщується по осі X , тоді як бабка зі шпинделем має можливість переміщення за координатами Y і Z .

У широкоуніверсальних інструментальних фрезерних верстатах (рис. 1.2, г) робочий стіл переміщується за координатами X і Y , а шпиндельна бабка — у вертикальному напрямі вздовж осі Z .

Фрезерні верстати переважно оснащуються системами прямокутного та контурного числового програмного керування. За прямокутного керування (тип Ф2) робочий стіл може переміщуватися лише у напрямках, паралельних одній із координатних осей, що суттєво обмежує можливості обробки просторово складних поверхонь. Керування робочими органами в таких верстатах здійснюється з пульта оперативної системи ЧПК. Обладнання з прямокутним керуванням застосовують, головним чином, для фрезерування плоских поверхонь, уступів, пазів та аналогічних елементів.

За контурного керування (типи Ф3 і Ф4) траєкторія руху робочого стола формується відповідно до геометрії оброблюваного виробу та може мати довільну просторову конфігурацію. Верстати з таким типом керування використовуються для обробки кулачків, штампів, прес-форм та інших деталей складної форми. Кількість керованих координат, як правило, становить три, а в окремих конструкціях — чотири або п'ять. При контурному керуванні процес формоутворення здійснюється щонайменше за двома координатними осями одночасно, при цьому вся необхідна керуюча інформація вводиться через пульт системи ЧПК.

Фрезерні верстати з ЧПК можуть виконуватися як одноінструментальні, у яких заміна інструмента здійснюється вручну, так і багатоінструментальні, оснащені магазинами інструментів та автоматичними пристроями їх зміни. У якості приводу головного руху застосовуються як асинхронні електродвигуни, за наявності коробок швидкостей, так і електродвигуни постійного струму.

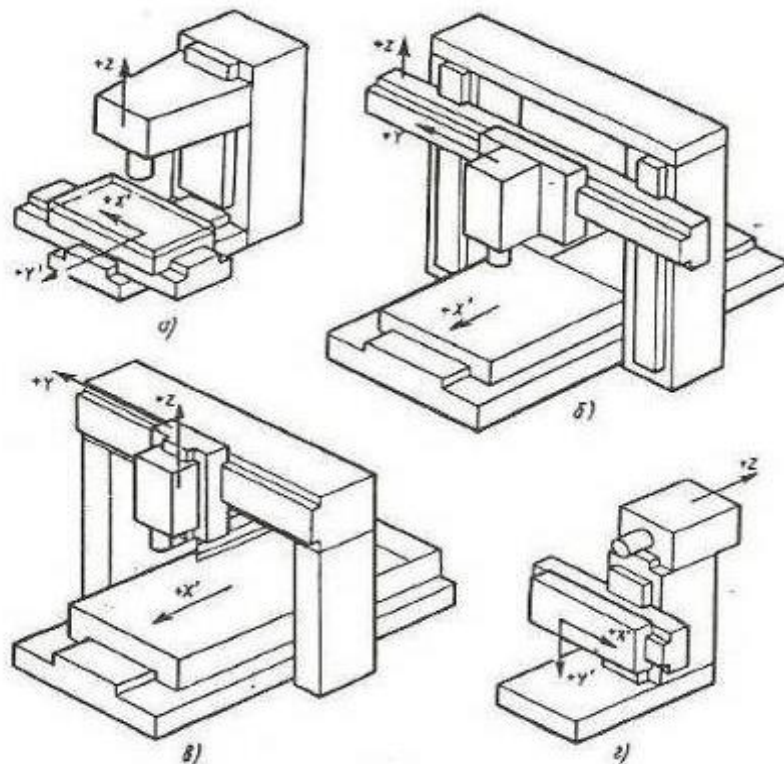


Рис. 1.2. Компонувки фрезерних верстатів.

На малогабаритних фрезерних верстатах з прямокутною системою керування зазвичай застосовується один електропривод постійного струму у поєднанні з коробкою передач, оснащеною автоматичними електромагнітними муфтами. Натомість на важких фрезерних верстатах із контурним керуванням кожне кероване координатне переміщення реалізується окремим автономним електроприводом постійного струму.

Фрезерні верстати з числовим програмним керуванням повинні забезпечувати високу точність встановлення і переміщення робочих органів, яка становить 1–3 мкм під час прямокутної обробки та 5–10 мкм при контурному фрезеруванні. Досягнення таких показників обумовлює підвищені вимоги до жорсткості несучої системи верстата.

З цієї причини приводи подач на фрезерних верстатах з ЧПК мають мінімізовані кінематичні ланцюги, що забезпечують передавання руху від електродвигуна безпосередньо до виконавчих органів. Усі деталі та вузли

верстата, зокрема корпусні елементи і напрямні, виготовляються та монтуються з підвищеною точністю.

З метою зниження втрат на тертя в механізмах, які безпосередньо передають рух робочим органам, у верстатах з контурним керуванням широко застосовуються кулькові гвинтові пари. Передачі приводів подач виконуються без зазорів, а на важких верстатах використовуються напрямні кочення. Змашування напрямних поверхонь здійснюється в автоматичному режимі.

У верстатах, призначених для контурної обробки складнопрофільних деталей, використовуються слідкуючі системи подач, зокрема електрогідравлічні крокові, гідравлічні та електромеханічні приводи. Характерною особливістю таких приводів є їх здатність працювати не лише у слідкуючому режимі, але й у режимі точного позиціонування, що є необхідним під час виконання свердлувальних і розточувальних операцій.

Фрезерні верстати з ЧПК виготовляються у виконаннях нормальної (Н), підвищеної (П) та високої (В) точності. Співвідношення похибок обробки для верстатів зазначених класів становить відповідно 1 : 0,6 : 0,4.

Точність роботи системи числового програмного керування, яка забезпечує координатні переміщення рухомих вузлів, оцінюють за такими показниками, як точність позиціонування, повторюваність (стабільність) позиціонування та величина зони нечутливості. Зону нечутливості, що зумовлена наявністю зазорів у кінематичних ланцюгах приводів і в кулькових гвинтових парах, зменшують шляхом регулювання відповідних механізмів.

Станина є основним базовим і несучим елементом верстата, який визначає просторове положення всіх його робочих органів. Конструктивне виконання станин залежить від призначення верстата та особливостей його конструювання. До складу станини входять усі конструктивно-складальні елементи, що забезпечують геометрично точні переміщення робочих органів, а також можливість кріплення механізмів приводів. У зв'язку з переривистим

характером процесу фрезерування станини повинні мати підвищену жорсткість.

За конструктивним виконанням станини верстатів з ЧПК поділяються на групи залежно від типу обладнання, для якого вони призначені. Так, станина безконсольних вертикально-фрезерних верстатів виконується у вигляді масивної литої деталі (рис. 1.3). У її конструкції симетрично з обох боків розміщені поверхні напрямних Б. Усередині станини передбачені камери Е для встановлення електродвигунів приводів поздовжніх подач, а також вікна К, що забезпечують доступ до них ззовні. Станина має симетричну форму з розвиненою системою ребер жорсткості. Разом із тим розміщення допоміжних вузлів усередині станини ускладнює її конструкцію та погіршує доступ до цих елементів, у зв'язку з чим у сучасних конструкціях спостерігається тенденція винесення допоміжних агрегатів за межі станини.

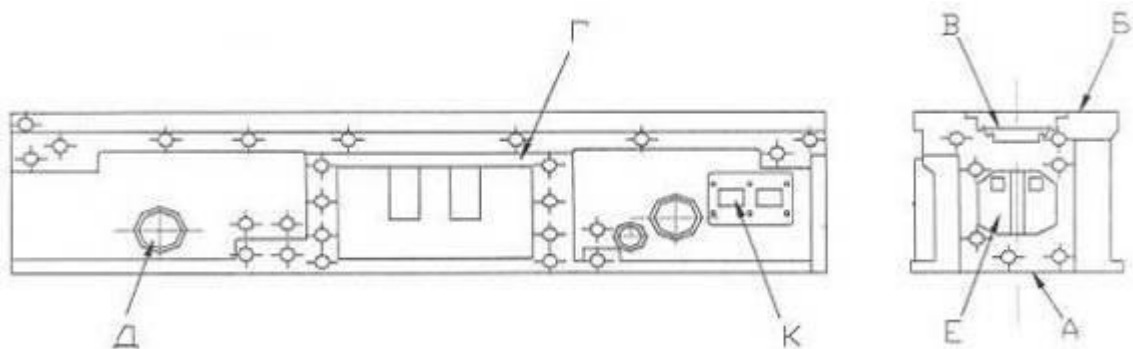


Рис. 1.3. Станина для без консольних вертикально - фрезерних верстатів.

За такого конструктивного рішення спрощується будова станини та зростає її жорсткість, що досягається завдяки раціональному й рівномірному розміщенню ребер жорсткості.

Конструктивною особливістю станин поздовжньо-фрезерних верстатів є їх секційне виконання, при якому загальна довжина станини формується шляхом стикування окремих елементів уздовж поздовжньої осі.

Станини верстатів з нерухомим порталом і рухомим столом, де L позначає довжину, а B — ширину станини, застосовуються у порталних

поздовжньо-фрезерних верстатах. Такі станини виконуються у вигляді однієї центральної секції 1, до якої приєднуються крайні секції 2 і 3 (рис. 1.4). Базовим елементом при складанні є центральна секція, яка має бічні стикові поверхні Г, призначені для фіксації стояків нерухомого порталу. Саме центральна секція сприймає основні навантаження, у зв'язку з чим до неї висуваються підвищені вимоги щодо жорсткості. Необхідна довжина переміщення столу забезпечується добором секцій 1, 2 і 3 різної довжини.

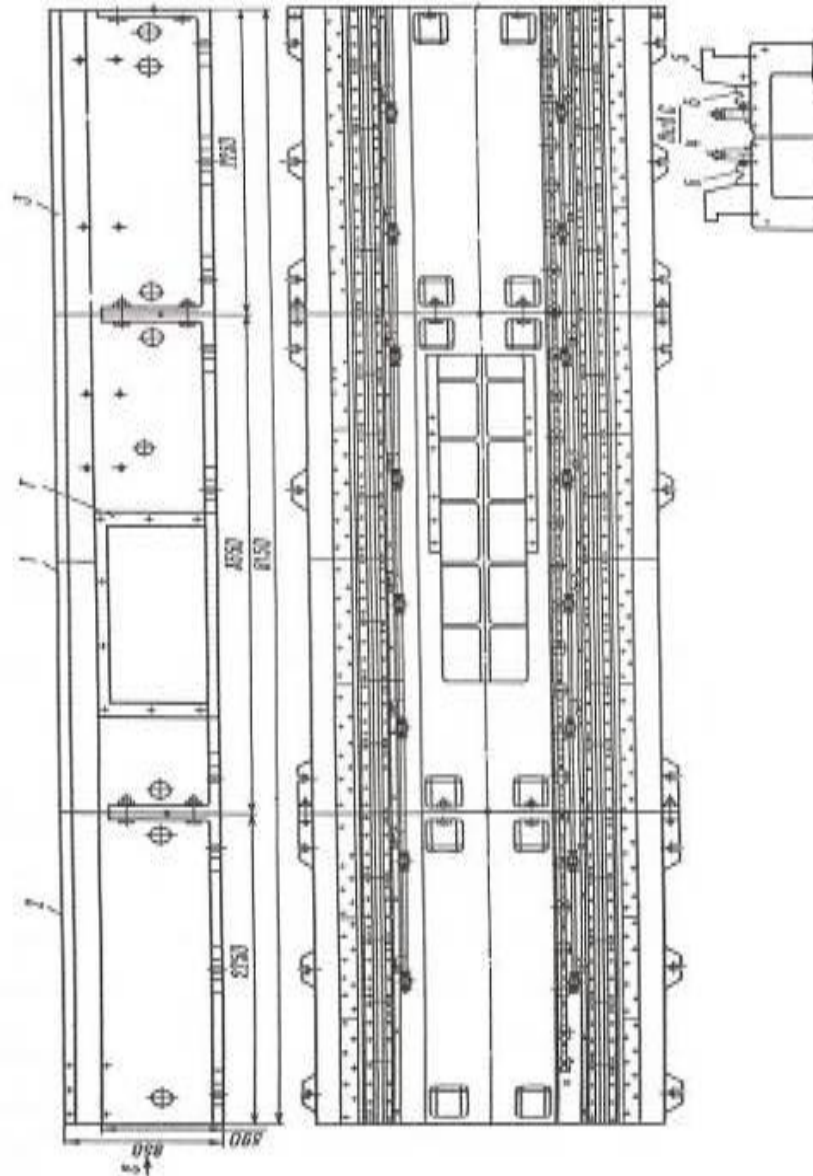
На рис. 1.4 наведено конструкцію станини зі змішаною системою напрямних, що поєднує елементи ковзання та кочення. У таких конструкціях широко використовуються плоскі напрямні ковзання 5 і V-подібні роликові напрямні кочення, розміщені на поверхнях 6. Підпружинені вузли 4 призначені для періодичної автоматизованої подачі мастильного матеріалу. Запропоноване конструктивне рішення забезпечує високу жорсткість і підвищену вібростійкість станини.

Станини широкопортальних фрезерних верстатів виконуються за блоковою схемою. До цієї групи належить станина верстата 2ФП-242В (рис. 1.5) з рухомим порталом, призначеного для обробки великогабаритних заготовок значної ширини. Блокова станина формується з крайніх секцій 9 однакових габаритів за довжиною і шириною, які оснащені опорними сталевими напрямними, а також із середніх секцій 12, на яких розміщується робочий стіл 3.

Кожен стиковий блок утворюється з двох крайніх секцій 9 і однієї середньої секції 12 та має габаритні розміри 5880 мм за довжиною, 3660 мм за шириною і 1000 мм за висотою. Загальна станина складається з шести таких блоків, що забезпечує її сумарну довжину 35280 мм.

Крайні секції 9 оснащуються двома прикріпленими сталевими планками прямокутного перерізу, які слугують основою для напрямних кочення. Ці планки проходять попередню термічну обробку із загартуванням до твердості HRC 59–63 та шліфуються перед монтажем. Установлення

Головки кріпильних гвинтів заглиблюються на 8–10 мм та закриваються сталевими пробками. Кожна крайня секція 9 є взаємозамінною для правої та лівої частини станини. Конструкція ребер жорсткості виконана таким чином, що під кожною напрямною розташоване окреме ребро, яке формує жорстку та надійну опору.



17

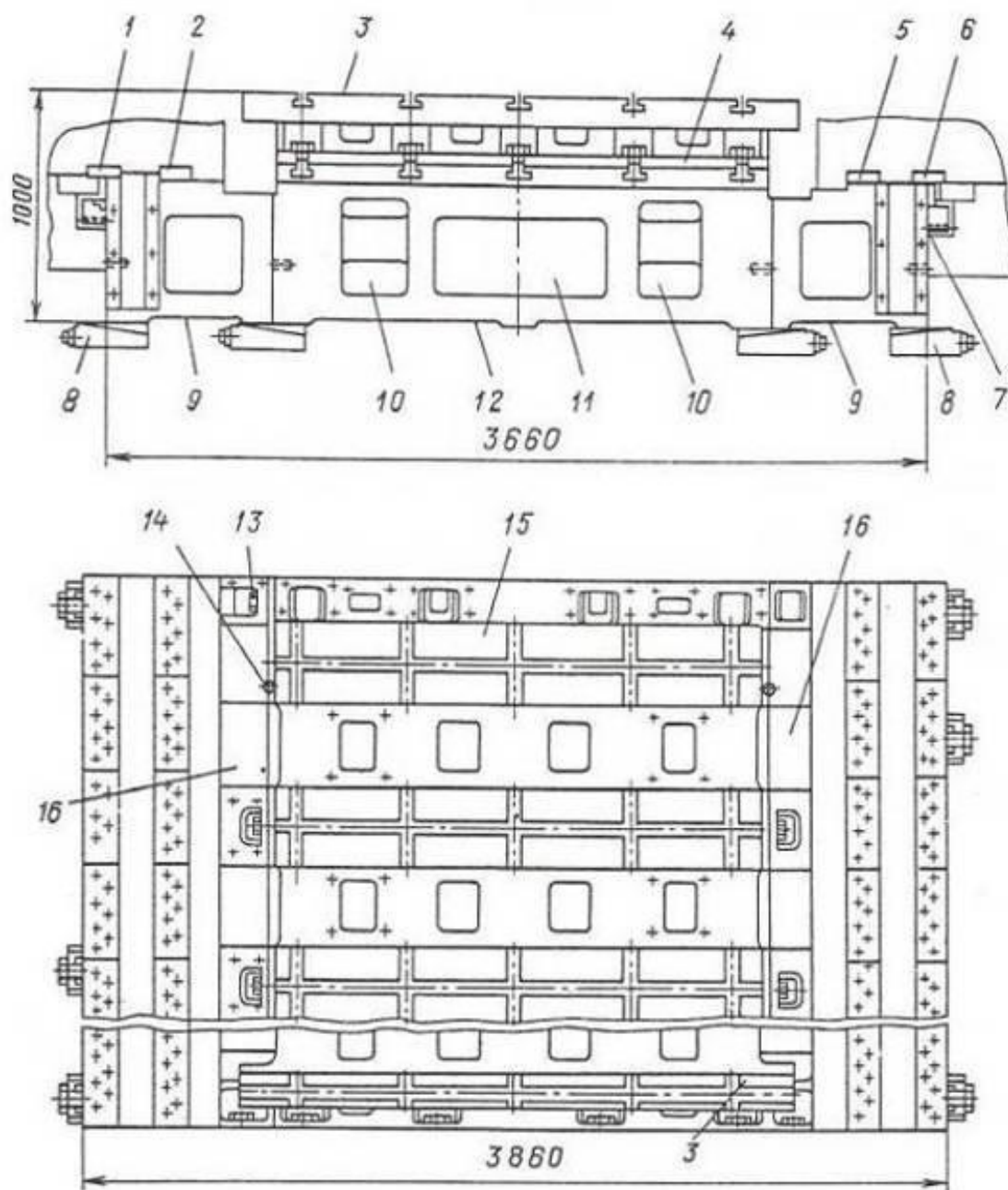


Рис.1.5 Станина широко порталних фрезерних верстатів

У проміжку між поздовжніми та поперечними ребрами розміщується похилий жолоб, кут нахилу якого відповідає куту жолобів 10, виконаних у середній секції станини. Збоку, безпосередньо під поверхнями напрямних, передбачені площини 7, призначені для встановлення силової зубчастої рейки. Стикування бічних секцій станини з центральною секцією здійснюється по бокових з'єднувальних поверхнях, при цьому фіксація виконується шістьма болтами 13 з верхнього боку та чотирма болтами,

розташованими по краях кожної секції. Точне взаємне позиціонування секцій забезпечується за допомогою циліндричних штифтів 14.

Центральна секція 12 станини виконує функцію сполучного елемента і слугує опорною основою для робочого стола 3, який складається з поперечних плит 15 з Т-подібними пазами. Між зазначеними плитами розміщені люки 16, з'єднані з жолобами 10, у яких прокладені конвеєри для транспортування та видалення стружки. Усередині центральної секції станини передбачене вікно 11, що використовується для монтажу приводів із редукторами системи відведення стружки. За необхідності на поверхні 4 центральної секції можливе встановлення спеціалізованих пристосувань.

Останнім часом у зарубіжному верстатобудуванні простежується тенденція заміни традиційних чавунних станин на залізобетонні конструкції у верстатах з ЧПК. Такі станини відповідають підвищеним вимогам щодо статичної та динамічної жорсткості, мають високі показники вібростійкості та термічної стабільності.

Конструктивне виконання напрямних верстатів з ЧПК повинно гарантувати задану точність переміщення робочих органів уздовж траєкторій, визначених керуючою програмою, протягом тривалого періоду експлуатації. Досягнення необхідної точності забезпечується високою геометричною точністю напрямних, правильним регулюванням їх затягування з мінімізацією зазорів, плавністю ходу та достатньою жорсткістю конструкції, яка унеможливорює зміщення, спричинені пружними деформаціями. Стійкість точності в часі значною мірою залежить від зносостійкості матеріалів, що утворюють пари тертя в напрямних.

У сучасних фрезерних верстатах з ЧПК застосовують напрямні ковзання, кочення або комбіновані системи, вибір яких визначається конструктивними особливостями та функціональним призначенням верстата. Для багатоопераційних верстатів, що працюють у позиційному режимі, необхідні напрямні, здатні забезпечувати швидке та високоточне досягнення заданої позиції, чому найбільше відповідають напрямні кочення. Для

фрезерних верстатів, призначених для контурної обробки, першочергового значення набуває плавність реверсування руху, що досягається застосуванням напрямних ковзання з малим коефіцієнтом тертя. За великих довжин переміщення при підвищених швидкостях (до 10 м/хв) доцільно використовувати напрямні кочення або комбіновані системи. Водночас на вертикально-фрезерних верстатах для п'ятикоординатної обробки для всіх напрямків переміщень, як правило, застосовують напрямні кочення.

Напрямні верстатів з ЧПК мають різні конструктивні виконання залежно від поєднання спряжених поверхонь.

Напрямні ковзання. Розвиток конструкцій напрямних цього типу був спрямований переважно на зменшення коефіцієнта тертя шляхом використання спеціальних синтетичних полімерних матеріалів, антифрикційних сплавів і мастильних композицій.

Напрямні ковзання виконують із антифрикційних пластин на основі цинкового сплаву ЦАМ або з фторопластових (тефлонових) пластин, закріплених на рухомих елементах верстата, які працюють у парі з чавунними або сталевими нерухомими прямолінійними планками. Також застосовуються спеціальні покриття у вигляді паст у поєднанні зі сталевими призматичними або плоскими напрямними.

Полімерні напрямні виготовляють із фторопласту Ф4К-20, який у парі з чавуном або сталлю забезпечує коефіцієнт тертя спокою $\mu \approx 0,005$ та коефіцієнт тертя руху $\mu \approx 0,004$. Фторопласт надходить у вигляді рулонної стрічки або плит розміром $250 \times 250 \times 10$ мм, які попередньо механічно обробляють і розрізають відповідно до ширини напрямних поверхонь. Поверхні плит фрезерують до товщини 8 мм із забезпеченням допуску площинності 0,05 мм. Після цього виконують мастильні канавки 2 (рис. 1.6) глибиною 1,5 мм, розташовані під кутом 45° , а також свердлять отвори 3 з подальшим zenкуванням під головки гвинтів.

Конусні заглиблення 4 під головки кріпильних гвинтів виконують на 1,5–2 мм глибше від необхідної величини для повного втоплення головок.

Підготовлені фторопластові пластини закріплюють на напрямних поверхнях за допомогою епоксидного клею та гвинтів, а стики між пластинами і заглиблення під головки гвинтів заповнюють тим самим клеєм. У зібраному стані пластини додатково шабрують за плямами фарби, нанесеної з використанням контрольної плити.

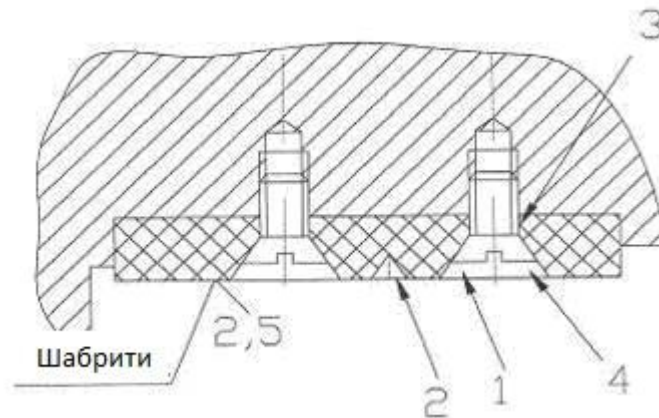


Рис.1.6. Пластикові направляючі.

Напрямні кочення характеризуються надзвичайно малим коефіцієнтом тертя, що становить близько $\mu = 0,005$, завдяки чому забезпечується висока точність переміщень під час реверсування, а також рівномірність руху як на малих, так і на підвищених швидкостях. Сукупність цих властивостей дозволяє досягти високої повторюваності позиціонування, що має особливе значення для багатоопераційних верстатів, зменшити необхідну потужність електродвигунів приводів подач, а також забезпечити стабільно високий рівень точності та тривалий ресурс експлуатації.

Конструктивно напрямні кочення являють собою систему роликових опор, що працюють у поєднанні з накладними сталевими планками, виготовленими з цементованої сталі типу 20Х відповідно до ДСТУ 4543–91, які після термічної обробки загартовуються до твердості HRC 59–63.

На рис. 1.7 наведено монтажну схему роликових опор вертикальних напрямних стійки, призначених для забезпечення переміщення каретки вздовж осі Z.

Напрямні включають накладні сталеві планки довжиною 500 мм, шириною 160 мм і товщиною 60 мм, що пройшли термічну обробку до твердості HRC 59–63. Планки встановлюються у пазу 5 та фіксуються за допомогою гвинтів 6 і конічних штифтів 3.

Рухомі роликові опори монтуються з обох боків напрямних планок у вигляді нерухомих платформ 1, тоді як платформи 2, оснащені двома основними роликовими опорами, розміщуються по бічних поверхнях напрямних планок 4 з протилежного боку.

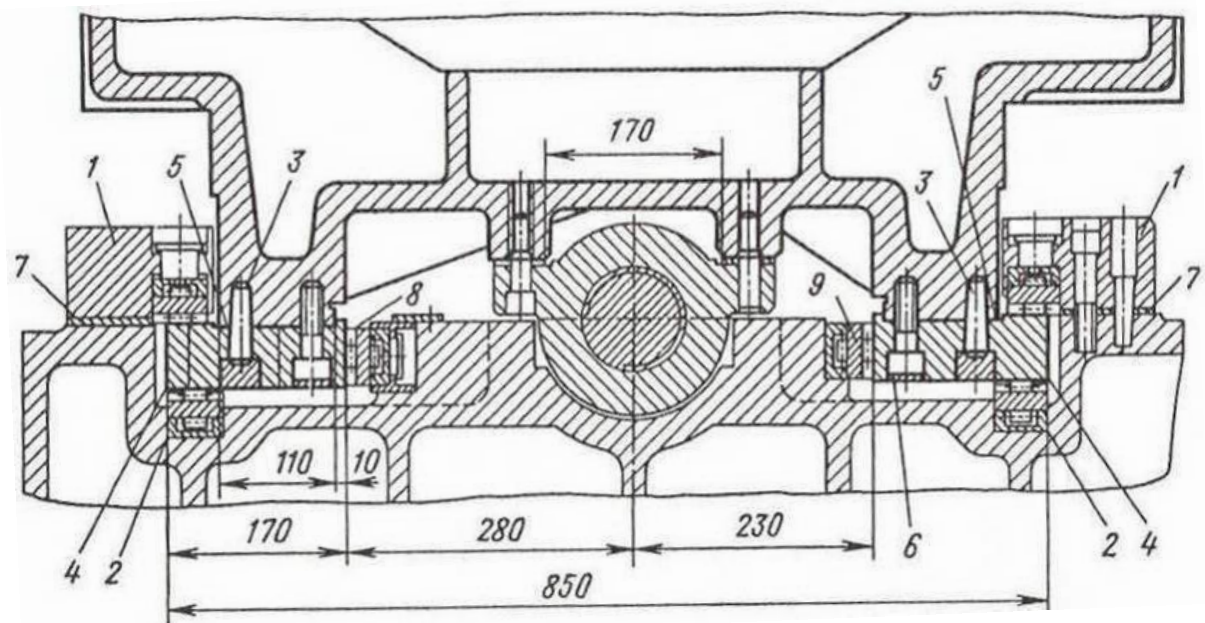


Рис.1.7. Монтажна схема роликових опор.

З бічної поверхні планки правої напрямної 4 закріплюється нерухома роликова опора 9, тоді як з боку протилежної напрямної встановлюється рухома роликова опора 8, яка використовується для створення необхідного натягу.

Підтискні роликові опори, змонтовані у платформах 1, запобігають перекиданню каретки під час роботи. Їх установлюють таким чином, щоб зазор між опорою та платформою, який регулюється добором сталеві прокладки 7, не перевищував 0,02–0,03 мм.

Після цього виконують регулювання роликів опор 8, розміщених на рухомих клинах. Натяг клинної роликів опори задають до отримання зазору 0,02–0,03 мм між основою обойми та поверхнею клина, після чого положення клина остаточно фіксують стопорним гвинтом.

У верстатах, де переміщення робочих органів не перевищує 3 мм, у приводах подач застосовують гвинтові передачі. Основною перевагою кулькових гвинтових пар є незначні втрати на тертя та високий коефіцієнт корисної дії.

Розрізняють два основні конструктивні виконання кулькових гвинтових пар: варіант із обертовим гвинтом і поступально переміщуваною гайкою, а також варіант із обертовою гайкою та поступально рухомих гвинтом.

Кулькова гвинтова пара з обертовим гвинтом (рис. 1.8) використовується у приводах поздовжніх і поперечних подач верстатів серії ФП-27НЗ. Така пара складається з гвинта 1 зі спеціальним профілем різьби, двох циліндричних кулькових гайок 2 з тілами кочення 3, каналів повернення кульок 5, корпуса 4 для монтажу гайок, а також ущільнювальних елементів 6.

Кожна гайка 2 кріпиться до корпуса 4 за допомогою гвинтів 8. Усунення зазорів між гвинтом 1 і гайками 2 досягається створенням попереднього натягу, який формується шляхом шліфування компенсаторних півкільць 9 та притягування гайок до корпуса гвинтами 8.

Необхідна величина попереднього натягу встановлюється відповідно до моменту обертання корпуса відносно гвинта, значення якого задається технічними вимогами, наведеними у конструкторській документації.

В опорах 10 кулькових гвинтових пар застосовуються радіальні 12 та упорні 11 підшипники, доповнені компенсаторами 14, які забезпечують створення необхідного попереднього натягу в опорних вузлах. Регулювання натягу опор кулькової пари здійснюється за допомогою регулювальних гайок 13. Опори гвинта фіксуються болтами 15, а положення кронштейнів додатково закріплюється циліндричними штифтами 16.

Рухомі несучі елементи верстата, до яких належать супорти, салазки, столи та стійки, істотно впливають не лише на компоновку обладнання, але й на його основні технічні характеристики, зокрема жорсткість, вібростійкість, точність переміщень і, відповідно, на якість виготовлення деталей.

Жорсткість як базових, так і рухомих несучих елементів верстатів з ЧПК повинна перевищувати аналогічні показники традиційних універсальних верстатів. Салазки, столи та супорти належать до рухомих несучих вузлів і, як правило, виготовляються методом лиття з сірого чавуну марки СЧ20.

Супорт є одним із основних несучих елементів конструкції верстата та призначений для переміщення фрезерних головок, бабок, шпиндельних вузлів, різцетримачів з ріжучим інструментом або вимірювальних пристроїв. Залежно від конструкції супорти можуть забезпечувати одно- або двокоординатні переміщення, що реалізуються як у ручному, так і в автоматизованому режимах. Установлення супортів здійснюється на напрямних верстата.

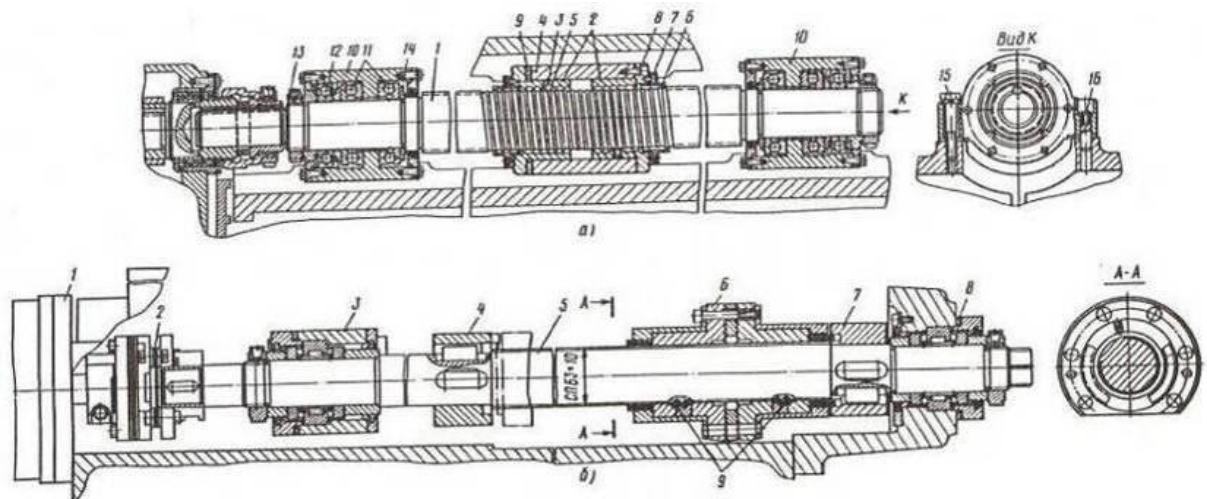


Рисунок 1.8 Кулькова гвинтова пара з гвинтом що обертається.

Для реалізації переміщень на порівняно малі відстані за незначних навантажень у верстатобудуванні застосовують напрямні типу «ластівчин хвіст», тоді як для забезпечення переміщень значної довжини використовують напрямні прямокутного поперечного перерізу. Корпуси

супортів виготовляють шляхом лиття з чавуну, при цьому ребра жорсткості та основні конструктивні елементи розміщують симетрично з метою рівномірного розподілу навантажень під час переміщення. Конструктивні рішення супортів відрізняються значною різноманітністю та визначаються типом і призначенням верстата.

Салазки є складовою частиною рухомих несучих елементів і виконують функцію напрямних для забезпечення поступального руху. У вертикально-фрезерних верстатах вони забезпечують переміщення супорта за координатами X і Y , тоді як у поздовжньо-фрезерних верстатах — за координатами Y і Z .

Конструкції салазок характеризуються великою кількістю варіантів виконання. Найпоширенішими є салазки коробчастого типу, які оснащуються ребрами для підвищення жорсткості напрямних або мають спеціальні поверхні для кріплення сталевих накладних напрямних. Напрявні салазок фрезерних верстатів зазвичай мають прямокутний переріз і достатню ширину, що забезпечує зниження питомого тиску на опорні поверхні до рівня 0,1–0,2 МПа. У центральній частині між напрямними розміщують кулькову гвинтову передачу або інші механізми, які забезпечують переміщення салазок. Корпус салазок, як правило, виготовляють з сірого чавуну марки СЧ20. Привідні елементи та датчики зворотного зв'язку розташовують у місцях, зручних для технічного обслуговування.

За конструктивним виконанням столи поділяються на рухомі та нерухомі. Рухомі столи призначені для закріплення заготовок і їх переміщення за заданими координатами, тоді як нерухомі столи застосовуються переважно у великогабаритних поздовжньо-фрезерних верстатах. Рухомі столи можуть бути одно- або двокоординатними; у ряді випадків на них встановлюють поворотні пристрої або інтегрують механізми кругової подачі. Конструктивно столи виконують у вигляді коробчастих елементів із системою ребер, рівномірно розташованих у поздовжньому та

поперечному напрямках, що сприяє підвищенню жорсткості напрямних поверхонь.

Нерухомі столи поздовжньо-фрезерних верстатів, призначених для обробки довгомірних заготовок, можуть складатися з окремих секцій, які кріпляться до станини болтовими з'єднаннями та розміщуються на однаковій відстані одна від одної. Між секціями передбачають люки для відведення стружки та охолоджувальної емульсії. Робочі поверхні столів оснащуються Т-подібними пазами, що забезпечують встановлення і фіксацію швидкодіючих пристосувань або вакуумних столів.

Стійки, так само як і станини, належать до основних базових елементів верстатів. За конструктивною схемою розрізняють одностійкові колончаті та двостійкові рамні стійки. Одностійкові колончаті стійки мають несучі напрямні, розташовані спереду або збоку і орієнтовані перпендикулярно до опорної поверхні, по яких здійснюється переміщення бабки або шпиндельного вузла.

Шпиндельна група верстата призначена для реалізації головного обертального руху шпинделя з необхідною частотою обертання. У межах цієї групи здійснюється закріплення та обертання ріжучого інструменту, а також забезпечується його точне просторове положення відносно інших вузлів верстата.

Конструкція шпиндельної групи повинна забезпечувати збереження високої точності обертання шпинделя під час виконання комплексу технологічних команд, що передбачає відсутність осьового та торцевого биття. Крім того, необхідно забезпечити достатню сумарну жорсткість усієї групи разом із вхідними вузлами для запобігання деформаціям у процесі роботи.

До складу шпиндельної групи (рис. 1.9) входять: електродвигун М приводу головного руху, коробка швидкостей або перемикач К, приводний вал П, який з'єднується з двигуном за допомогою муфти М1, а також шпиндельний вузол (головка) Ш.

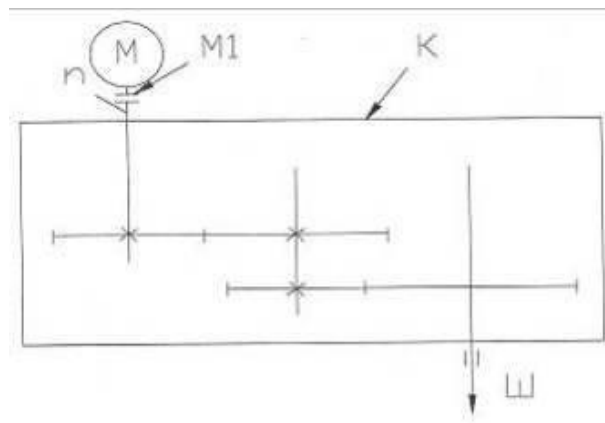


Рисунок 1.9 Шпиндельна група.

У разі застосування нерегульованого асинхронного приводного електродвигуна зміна частоти обертання шпинделя реалізується дискретно шляхом використання коробки швидкостей зі складною кінематичною схемою. Асинхронні електродвигуни вирізняються високою надійністю та простотою експлуатації, не потребують використання перетворювачів або спеціальних підсилювальних пристроїв, а також характеризуються відносно невеликими габаритами й масою. Водночас регулювання швидкості обертання шпинделя при такому типі приводу можливе лише за рахунок багатоступінчастих коробок швидкостей або перемикальних пристроїв, зокрема у випадку застосування двошвидкісних електродвигунів.

У приводах головного руху, виконаних на базі асинхронного електродвигуна зі ступінчастим регулюванням частоти обертання шпинделя, істотно ускладнюється реалізація автоматизованих керуючих команд, що надходять від керуючої програми. Разом із тим асинхронні електродвигуни здатні працювати з високими перевантаженнями, що є їх безперечною перевагою порівняно з електродвигунами постійного струму.

Регульовані приводи головного руху поділяють на три основні групи. До першої належать електроприводи з тиристорним двозонним безступінчастим регулюванням частоти обертання шпинделя, які в поєднанні з коробками швидкостей забезпечують широкий діапазон регулювання. При цьому для реалізації нижніх діапазонів частоти обертання застосовують

понижувальні передачі, а для досягнення високих швидкостей — прискорювальні передачі. Безперервна, безступінчаста зміна частоти обертання шпинделя може також здійснюватися шляхом використання гідравлічних приводів з об'ємним регулюванням або електроприводів із частотним керуванням.

У багатоопераційних верстатах широко застосовуються інструментальні магазини та механізми автоматичної зміни інструменту. Їх використання забезпечує заміну ріжучого інструменту у шпинделі верстата без зупинки технологічного процесу відповідно до вимог заданої програми обробки заготовки.

Для забезпечення автоматичної заміни та надійного закріплення у шпинделі верстата ріжучих інструментів, які відрізняються геометричними розмірами та функціональним призначенням, у конструкції передбачають спеціальні посадочні поверхні та затискні елементи. Це реалізується шляхом встановлення інструментів у стандартні або спеціальні інструментальні оправки.

Інструментальні магазини призначені для зберігання інструментальних оправок на верстаті та їх подавання в зону передачі інструменту до шпинделя. Кількість інструментів, а отже і місткість інструментального магазину, визначається технологічними можливостями та функціональним призначенням верстата.

Механізми автоматичної зміни інструменту забезпечують перенесення інструментальних оправок з магазину в шпиндель верстата та виконують зворотну операцію — повернення інструменту зі шпинделя назад до магазину.

1.2 Огляд пристроїв зміни заготовок на верстатах з ЧПК

На багатоцільових (багатоопераційних) верстатах з метою підвищення продуктивності широко застосовують спеціалізовані системи, призначені для

автоматизованої заміни оброблюваних заготовок. Використання таких пристроїв дає змогу скоротити допоміжний час і забезпечити безперервність технологічного процесу.

Під час обробки деталей типу тіл обертання як накопичувачі заготовок можуть застосовуватися механізми, конструктивно подібні до інструментальних магазинів. Переміщення заготовок із накопичувача безпосередньо у робочу зону верстата найчастіше здійснюється за допомогою промислових роботів різних типів і компоновок.

На сучасному етапі значного поширення набули накопичувачі заготовок, виконані у вигляді тактових столів, які використовуються переважно для обробки деталей обертального типу. Тактові столи за сигналами системи керування переміщують заготовки у визначену позицію, звідки вони транспортуються на верстат спеціальним транспортним пристроєм. При цьому заготовки можуть установлюватися на кодовані супутники, що забезпечує можливість їх подавання у довільній послідовності відповідно до програми керування.

Довгомірні вали, як правило, подаються за допомогою конвеєрних систем, з яких їх захоплюють промислові роботи порталного типу, здатні обслуговувати одночасно декілька верстатів.

Для обробки корпусних та плоских заготовок застосовують столи-супутники, які являють собою багатопозиційні завантажувальні пристрої. На таких столах у процесі обробки однієї деталі виконується установка та закріплення наступної заготовки, що дозволяє істотно зменшити міжопераційні простой. Застосування подібних систем на багатоцільових свердлильно-фрезерно-розточувальних верстатах дає змогу скоротити час перерв між циклами обробки до 30–60 секунд.

Різноманітність форм оброблюваних деталей обумовлює доцільність автоматичної заміни не окремих заготовок, а столів із попередньо закріпленими на них деталями. Усі сучасні системи автоматичної зміни заготовок (АЗЗ) передбачають використання пристосувань-супутників у

поєднанні з автоматизованими завантажувально-розвантажувальними механізмами. На столі верстата для цього передбачаються вбудовані або накладні елементи, призначені для базування та фіксації столів-супутників.

В Україні серійно виготовлялися два основні типи столів-супутників, які конструктивно являють собою плоскі чавунні плити з точно обробленими базовими поверхнями для закріплення заготовок:

- I тип — палети європейського стандарту з Т-подібними пазами;
- II тип — палети японського стандарту з сіткою чергованих гладких фіксувальних та різьбових отворів.

Пази та отвори, виконані на робочій поверхні столу, призначені для закріплення заготовок і технологічного оснащення, тоді як базові поверхні слугують для точної установки столу-супутника на столі верстата. Столи-супутники є стандартизованими виробами і виготовляються шириною від 200 до 800 мм при наявності одного напрямного Т-подібного паза на базовій поверхні та від 1000 до 2000 мм — при двох напрямних Т-подібних поверхнях.

Установлення столів-супутників на стіл верстата здійснюється по базовій поверхні, а їх орієнтація в першому випадку забезпечується за допомогою фіксувальних штирів.

Базові отвори 1 можуть виконуватися у циліндричному або конічному виконанні, причому конічні варіанти переважно застосовуються на високоточних (прецизійних) верстатах.

Для горизонтальних гнучких виробничих модулів (ГПМ) характерне співвідношення довжини до ширини столу $L:B = 1:1$ або $1,25:1$, тоді як для вертикальних ГПМ це співвідношення зазвичай становить $1,6:1$ або $2:1$. Така різниця пояснюється тим, що плоскі та призматичні заготовки, які переважно обробляються на вертикальних модулях, мають подовжену форму.

Система автоматизованої заміни столів-супутників конструктивно включає дві основні складові: завантажувальний механізм і накопичувач столів-супутників.

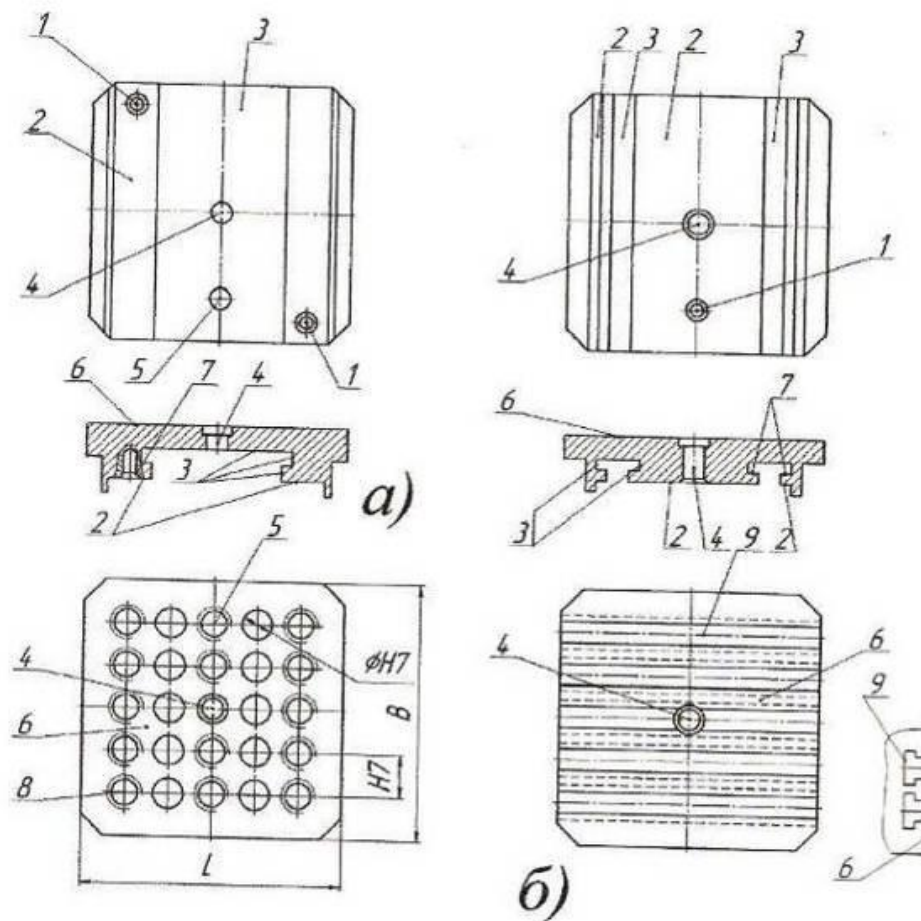


Рисунок 1.10 Столи - супутники для призматичних заготовок.

а) європейський стандарт; б) японський стандарт.

1 - базовий отвір для орієнтації столу - супутника за допомогою штирів на столі верстата; 2 - базова площина для установки столу - супутника на стіл верстата; 3 - напрямні поверхні для орієнтування столів - супутників під час переміщення на накопичувачах; 4 - центрувальні отвори для орієнтації або вивірювання заготовок або технологічного оснащення; 5 - оглядовий отвір; 6 - робоча поверхня столу - супутника; 7 - затискні поверхні для затиску столу - супутника на столі; 8 - кріпильні отвори; 9 - Т-образні кріпильні пази.

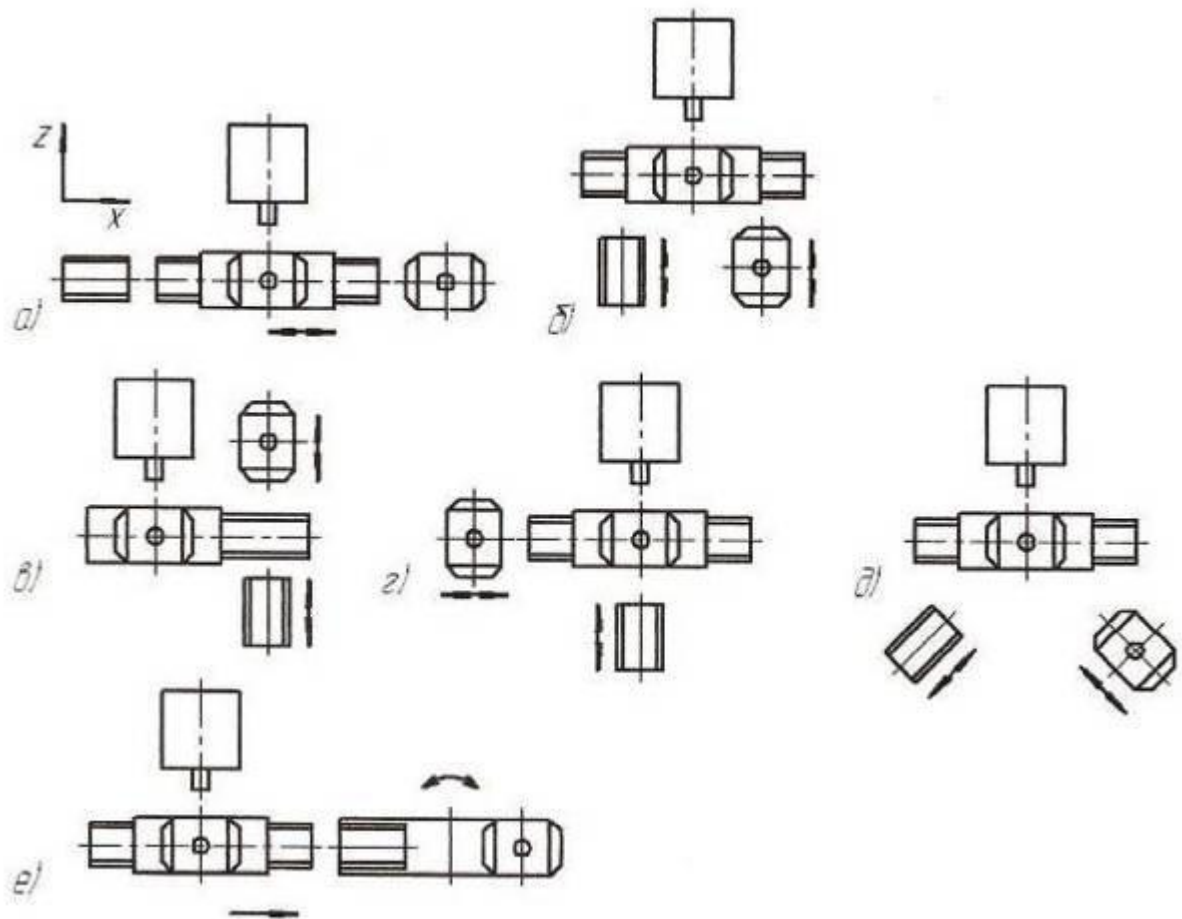


Рисунок 1.11 Найбільш часто вживані схеми завантажувальних пристроїв:

А) — човникова схема переміщення столів-супутників уздовж осі. Однопозиційні завантажувальні механізми розміщують по обидва боки робочого столу. У процесі заміни супутника стіл верстата спочатку переміщується по осі X у напрямку вільного завантажувального пристрою для передачі супутника з уже обробленою заготовкою, після чого переміщується до другого завантажувача, на якому встановлено супутник з новою заготовкою. Таке двостороннє компонування характерне для великогабаритних гнучких виробничих модулів, зокрема двостійкових, у яких ширина столів-супутників становить не менше 1000 мм.

Б) — паралельне переміщення супутників уздовж осі Z . Дана схема є зручною при інтеграції верстата в єдину транспортну систему або у складі накопичувача супутників із заготовками. У випадках, коли робочий стіл верстата не має можливості переміщення по осі X , застосовують

двопозиційні завантажувальні пристрої, які можуть здійснювати власне переміщення вздовж осі X, або ж переміщення реалізується за рахунок салазок, встановлених на напрямних завантажувального пристрою.

В) — Т-подібна схема розміщення столів-супутників. Завантажувальні механізми розташовують з двох боків робочого столу в одному з його крайніх положень по осі X. У такому виконанні передавання супутників може здійснюватися за допомогою одного приводу, при цьому робочий стіл залишається нерухомим.

Г) — Г-подібна схема компонування столів. Ця схема є різновидом кутового розташування завантажувальних пристроїв і застосовується в окремих компоновальних рішеннях багатоцільових верстатів.

Д) — кутове розташування завантажувальних пристроїв. Завантажувачі встановлюють під певним кутом один до одного, що характерно для верстатів, оснащених поворотним столом. У такому випадку необхідно забезпечити суміщення напрямних робочого столу та завантажувальних пристроїв. Поворот столу здійснюється на кут, що відповідає куту між завантажувачами.

Е) — поворотний завантажувальний пристрій. Робочий стіл переміщується у позицію заміни заготовок і стикується із завантажувачем, після чого супутник з обробленою деталлю переміщується з верстата на вільну платформу завантажувального пристрою. Далі завантажувач повертається на заданий кут, і з іншої платформи на верстат подається супутник з новою заготовкою. Недоліком такої схеми є збільшення загальної площі, яку займає виробничий модуль.

Таким чином, завантажувальні пристрої можуть виконуватися:

- з окремими платформами, розміщеними з одного або з двох протилежних боків робочого столу;
- з платформами, встановленими на рухомій або стаціонарній основі, коли передавання та приймання супутників здійснюється або переміщенням столу вздовж платформи, або переміщенням самої платформи;

- у вигляді завантажувальних механізмів з лінійним переміщенням або з поворотним столом.

Багатопозиційні завантажувальні пристрої поділяються на такі основні типи:

- лінійні, з послідовним лінійним розташуванням позицій завантаження;
- поворотні, з кільцевим або круговим розміщенням позицій завантаження.

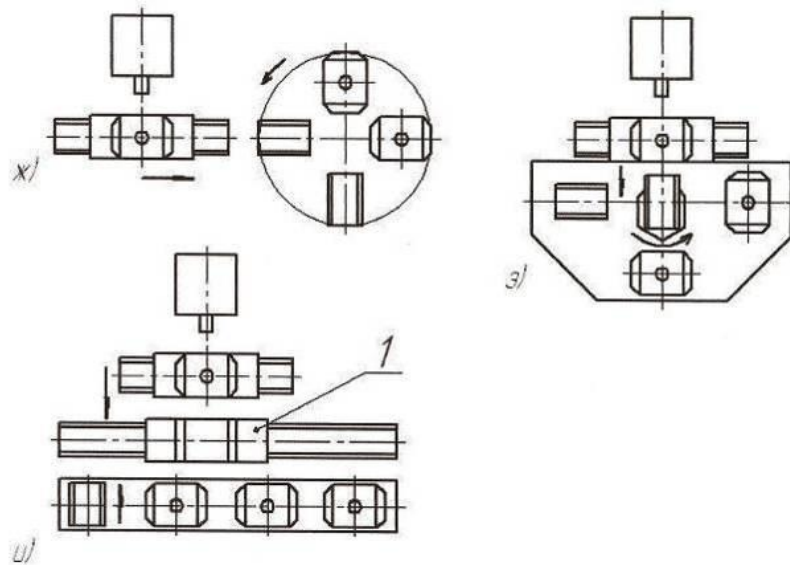


Рисунок 1.12. Компоновки багатопозиційних пристроїв:

- ж - багатопозиційний поворотний стіл з однією позицією завантаження - розвантаження;
- з - механізм перевантаження супутників поворотного типу;
- і - лінійне розташування позицій завантаження. Каретка 1 одержує лінійне переміщення уздовж позицій завантаження - розвантаження. Магазин заготовок нерухомий.

На столах-супутниках допускається встановлення різних за типом і геометрією заготовок, при цьому їх механічна обробка може здійснюватися у довільному порядку відповідно до заданої керуючої програми.

Компонування одномісних і багатомісних завантажувальних механізмів у кожному конкретному випадку визначається з урахуванням:

- умов експлуатації металорізальних верстатів;

- загального планування технологічного обладнання;
- напрямків руху технологічних потоків;
- прийнятої схеми транспортування оброблених деталей.

Однією з ключових вимог до систем автоматичної зміни заготовок є забезпечення високої точності та повторюваності фіксації пристосувань-супутників на робочому столі верстата.

Пристрої базування, фіксації та затиску належать до найбільш відповідальних елементів оснащення, оскільки вони повинні гарантувати необхідну точність і жорсткість встановлення незалежно від обраного способу базування. Додатковою обов'язковою вимогою є забезпечення безперешкодного відведення стружки із зони обробки.

Основними способами базування столів-супутників є:

- використання напрямних типу «ластівчин хвіст» у поєднанні з упором;
- базування за прямокутною призмою з фіксатором;
- застосування V-подібної призми та упора;
- встановлення за двома фіксуючими елементами.

Після встановлення на робочому столі пристосування-супутники підлягають надійному затисканню. Механізми затиску поділяються на пасивні та активні, причому активні системи найчастіше виконуються у вигляді гідравлічних пристроїв, які можуть бути інтегрованими у стіл верстата або встановлюватися як накладні вузли.

Системи автоматизованої заміни оброблюваних заготовок зазвичай інтегруються з транспортними засобами — магазинами столів-супутників, такими як конвеєри-накопичувачі або спеціальні транспортні візки.

Прикладом практичної реалізації є схема завантаження верстата з платформ, розташованих по осі X з двох протилежних сторін робочого столу, що застосовується у верстатах фірми Mandelli (Італія).

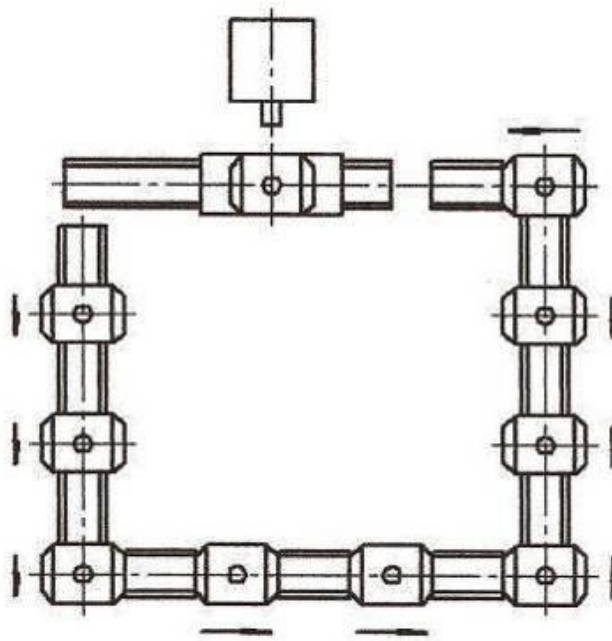


Рисунок 1.13. Багатомісний пристрій карусельного типу фірми Mitsui Seiki, фірми Kerney and Trecker (США), Marwin (Англія).

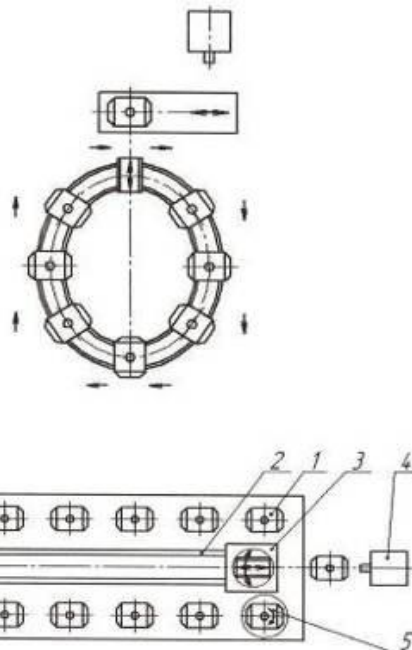


Рисунок 1.14. Накопичувач супутників з транспортним візком фірми “Хюллер Хилле” (Германія).

У магазині 10 столів-супутників 1 транспортний візок 3 здійснює переміщення вздовж напрямних 2. Усередині візка розміщені привід його руху, а також механізм транспортування супутників, виконаний з

поворотним столом. У конвеєрі-накопичувачі всі супутники переміщуються одночасно, тоді як самохідний візок подає до верстата 4 лише один супутник, який обирається відповідно до програми керування. У складі накопичувача передбачено окрему позицію з поворотним столом 5, призначену для встановлення та зняття заготовок із використанням зовнішніх транспортних засобів. Зазначена система здатна одночасно обслуговувати два багатоцільові верстати та забезпечує транспортування заготовок різної номенклатури.

Компанією «Tsugami» (Японія) розроблено вертикальний магазин для столів-супутників, який вміщує 10 супутників у накопичувачі та один у робочій позиції, що дає змогу здійснювати обробку до 11 різних заготовок. Ідентифікація супутників виконується за допомогою спеціальних кодових позначень, а необхідні програми обробки викликаються автоматично системою керування.

Установлення та зняття заготовок із супутників здійснюють у момент, коли супутник перебуває в горизонтальному положенні (позиція а). При цьому магазин здійснює обертальний рух, що дозволяє суттєво зменшити займану виробничу площу та підвищити компактність обладнання.

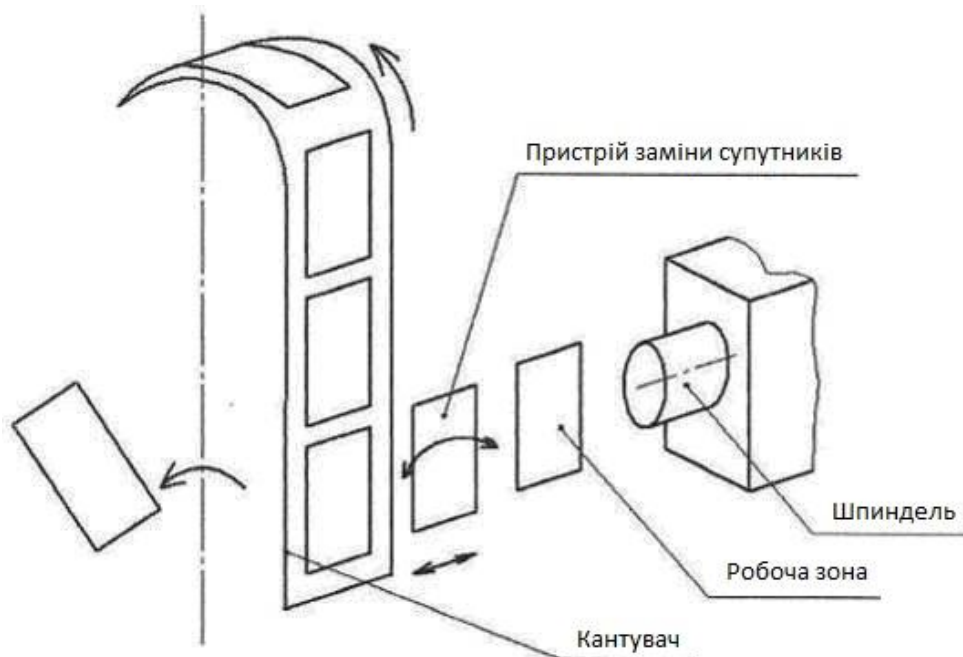


Рисунок 1.15. Вертикальний магазин запропонований фірмою “Цугами”
(Японія)

Отже, у випадках, коли необхідно забезпечити безперервну роботу верстата протягом однієї–двох змін без участі оператора, обладнання комплектують або багатопозиційними завантажувальними пристроями, або системами автоматичної заміни заготовок, які забезпечують взаємодію верстата з накопичувачами, магазинами чи єдиною транспортною системою.

Механізми заміни столів-супутників сприяють передусім підвищенню коефіцієнта використання верстата, тоді як застосування накопичувачів супутників дозволяє заздалегідь установити заготовки та організувати роботу обладнання в автоматичному режимі. У такому випадку функції оператора зводяться переважно до контролю стабільності та безперервності технологічного процесу. За умови недостатньої місткості вбудованих автономних накопичувачів верстатів передбачають використання зовнішніх накопичувальних систем, які розміщують уздовж ряду верстатів з обох боків виробничої ділянки. Супутники, завантажені у зовнішніх накопичувачах, подаються до накопичувачів окремих модулів за допомогою транспортних візків. Багатопозиційні завантажувальні пристрої здатні формувати запас заготовок, розрахований на повну робочу зміну, фактично виконуючи функції локальних накопичувачів деталей, що підлягають обробці.

1.3 Компонувки РТК на базі фрезерувальних верстатів

До складу роботизованого технологічного комплексу (РТК) входять такі основні елементи:

1. технологічне обладнання, зокрема металорізальні верстати;
2. промислові роботи;
3. допоміжні транспортні та накопичувальні засоби.

За кількістю робочих позицій роботизовані технологічні комплекси поділяються на однопозиційні та багатопозиційні. Незважаючи на відносно просту побудову, однопозиційні РТК набули широкого поширення у

промисловості, у зв'язку з чим доцільно розглянути принципи їх функціонування детальніше.

Функціонування РТК здійснюється за таким алгоритмом. Заготовка, яка попередньо орієнтована в допоміжному обладнанні, захоплюється захватним пристроєм промислового робота, транспортується до робочої зони технологічного обладнання та встановлюється у визначене положення. В окремих випадках цей процес має активний характер, наприклад під час завантаження заготовки на токарний верстат. У такій ситуації необхідно зупинити обертання шпинделя, подати команду на розтиск затискного пристрою (патрона, цанги тощо), точно встановити заготовку в затискний вузол, здійснити її закріплення, після чого відвести робочий орган робота і запустити верстат на виконання операції. Після завершення обробки верстат зупиняють, готову деталь знімають та переміщують у друге допоміжне обладнання. Оброблені деталі можуть розміщуватися в орієнтованому положенні або складатися в тару без упорядкування.

Технологічне обладнання, рекомендоване для використання у складі РТК, повинно бути достатньо поширеним і перспективним з погляду конструктивних рішень, рівня технологічності, експлуатаційних характеристик та ступеня автоматизації. Важливою умовою є наявність системи числового керування, принаймні циклового типу. За відсутності такої системи під час інтеграції верстата з промисловим роботом можуть виникати труднощі, що призводять до необґрунтованих витрат часу й матеріальних ресурсів.

Допоміжне обладнання в РТК призначене для виконання таких функцій:

- накопичення заданої кількості орієнтованих заготовок на вхідній позиції комплексу;
- поштучної подачі заготовок у визначену просторову точку для захоплення роботом (за потреби);

- транспортування заготовок і виробів між послідовно розташованими елементами комплексу зі збереженням їх орієнтації;
- переорієнтації заготовок і деталей у разі технологічної необхідності;
- формування міжопераційного запасу та запасу між окремими комплексами.

Допоміжні пристрої, що входять до складу транспортно-накопичувальної системи, як правило, не мають безпосередніх конструктивних або інформаційних зв'язків між собою й працюють за командами, що надходять від технологічного обладнання та промислових роботів. У ролі накопичувальних елементів можуть застосовуватися лотки, крокові або стрічкові конвеєри, тупикові накопичувачі, а також багатомісна тара. Вибір конкретного типу транспортно-накопичувального пристрою здійснюють на основі детального аналізу характеристик заготовок і деталей, особливостей технологічного обладнання та параметрів промислових роботів.

Перелік деталей, обробка яких є технічно можливою та економічно доцільною в автоматизованих комплексах типу «верстат – робот», визначається такими чинниками:

- конструктивними особливостями деталей;
- видом і станом заготовки, що надходить на обробку;
- технічними вимогами, встановленими до готового виробу;
- габаритними розмірами та масою деталі.

Деталі, призначені для обробки в системі «верстат – робот», повинні відповідати таким вимогам:

- мати уніфіковані за формою та розташуванням поверхні для базування і захвату, що дозволяє встановлювати їх на верстат без додаткового контролю з використанням універсального технологічного оснащення;
- володіти чітко вираженими базами й ознаками орієнтації, які забезпечують можливість транспортування та складання заготовок у впорядкованому вигляді поблизу верстатів із застосуванням стандартних допоміжних пристроїв;

- допускати уніфікацію технологічних процесів і типів обладнання для реалізації групового методу обробки.

Технологічний процес обробки деталей у складі РТК характеризується:

- максимальною концентрацією операцій на верстатах з ЧПК, що зменшує кількість установлень, підвищує точність виготовлення виробів і скорочує тривалість виробничого циклу;
- оснащенням верстатів швидкопереналагоджуваним технологічним оснащенням, яке забезпечує високоточне базування та надійне закріплення деталей без значних витрат часу на переналагодження;
- ретельною підготовкою базових поверхонь заготовок, що гарантує дотримання технічних вимог, передбачених кресленнями. Обробка баз може здійснюватися як безпосередньо в складі РТК, так і поза ним на попередніх операціях.

У межах РТК доцільно виконувати лише відпрацьовані та перевірені технологічні операції, які забезпечують нормативну стійкість різального інструменту та мінімальні витрати на його підналагодження.

Компоновка технологічного обладнання всередині комплексу повинна, за можливості, забезпечувати незмінність просторового положення осі деталі під час транспортування та обробки (горизонтальне або вертикальне).

Під час створення РТК до заготовок висувають підвищені вимоги. Зокрема, поковки, прокат після різання, зварні заготовки рекомендується очищати від задирок, зварних швів, облоя та ливарних припусків. Заготовки з легованих важкооброблюваних сталей, а також сталеве литво доцільно піддавати відпалу або поліпшенню.

Процес завантаження верстатів промисловими роботами умовно поділяють на три групи рухів:

- транспортування заготовки від місця зберігання до верстата, що визначається компоновкою комплексу та конструкцією промислового робота;

- переміщення заготовки в зону завантаження верстата, яке залежить від конфігурації та розташування обмежувальних поверхонь робочої зони;
- введення заготовки в базуючий або установлювальний пристрій верстата (орієнтаційний рух), що визначається розміщенням пристосування та принципом його дії.

Промислові роботи повинні забезпечувати виконання таких основних функцій: встановлення орієнтованих заготовок у затискні пристрої верстатів, знімання оброблених деталей, укладання їх у тару або магазини, кантування деталей, подачу технологічних команд на верстати, а також міжверстатне транспортування.

Промислові роботи, що застосовуються для автоматизації металорізальних верстатів, мають відповідати таким вимогам:

- за конструктивно-технологічними параметрами (вантажопідйомність, швидкість переміщень, точність позиціонування, розміри робочої зони, кількість керованих координат, тип системи програмного керування) відповідати технічним характеристикам верстатів;
- забезпечувати поліпшення техніко-економічних показників обладнання, зокрема підвищення продуктивності не менш ніж на 20 %, зниження рівня браку, зростання коефіцієнта завантаження верстатів і повне усунення травмонебезпечних ситуацій;
- мати мінімально необхідну кількість керованих координат для виконання заданого обсягу операцій;
- володіти достатнім рівнем універсальності для швидкого переходу на обробку інших виробів із мінімальними витратами на переналагодження;
- характеризуватися високою надійністю, при цьому напрацювання на відмову має становити не менше 100 годин;
- забезпечувати можливість візуального контролю процесу різання та втручання у разі аварійних ситуацій із дотриманням усіх вимог охорони праці та техніки безпеки.

1.4 Завдання і об'єкти досліджень.

Метою даної кваліфікаційної роботи є вдосконалення приводу головного руху фрезерного верстата з числовим програмним керуванням, що функціонує у складі робототехнічного комплексу та призначений для механічної обробки корпусних деталей середнього типорозміру.

Як базове обладнання для дослідження прийнято фрезерний верстат моделі 65A60Ф4–11.

Для досягнення поставленої мети необхідно розв'язати комплекс взаємопов'язаних інженерних завдань, спрямованих на підвищення швидкодії приводу та забезпечення необхідної точності обробки, а саме:

1. Провести кінематичний розрахунок приводу головного руху з безступінчастим регулюванням частоти обертання, який забезпечує максимальну швидкість шпинделя 2500 об/хв при загальному діапазоні регулювання 125, а також розробити конструктивну схему реалізації даного приводу.
2. Обґрунтувати раціональну компоновку шпиндельного вузла з урахуванням підвищення граничної частоти обертання шпинделя та вимог до жорсткості й точності.
3. Виконати перевірочний розрахунок електродвигуна приводу поздовжньої подачі з метою оцінки його податливості та відповідності умовам експлуатації.
4. Забезпечити підвищення розрахункової точності механічної обробки за рахунок удосконалення роботи вертикальних напрямних кочення шпиндельної бабки.
5. Здійснити вибір гідроциліндра для механізму гідравлічного розвантаження напрямних шпиндельної бабки з урахуванням навантажень і режимів роботи.

2. ДОСЛІДНО-ПРОЕКТНИЙ РОЗДІЛ

2.1 Розробка компоновки РТК, вибір робота

На базі фрезерного верстата моделі 65А60Ф4 - 11 створюємо РТК з наступною компоновкою (див. рис.2.1, вигляд зверху): робот 1 розташований зліва від шпинделя перед верстатом, захватним пристроєм 2 робот здійснює захват заготовки з рухомого стелажу 3, після захвату заготовки здійснюється кутове переміщення захватного пристрою яке переносить заготівку в пристосування не показане на малюнку але встановлене на столі 4 верстату, після чого відбувається розтиск заготовки і повернення маніпулятора 2 в початкове положення.

Вивчивши конструкції і можливості різних роботів зупинимо наш вибір на автоматичному маніпуляторі з пневматичним приводом загальний вид якого показаний на листі . Маніпулятор складається з (див. рис.2.2.) захватного пристрою 2, механічної руки 3, колони 6 з фігурним пазом для підйому і повороту руки 3, пневмоциліндра 1 і основи 9.

При роботі маніпулятора стисле повітря через штуцер 8 подається в нижню порожнину пневмоциліндра 1, переміщуючи вгору поршень 11 разом з штоком 10, на якому закріплена механічна рука 3 із захватним пристроєм 2. Захоплення деталі походить з живильника який є магазином ланцюгового типу.

При подачі стислого повітря через штуцер 7 в штокову порожнину пневмоциліндра 1 рука 3 опускається і одночасно повертається на кут 90. Установка деталі в пристосуванні проводиться в крайньому верхньому положенні. Як робочий орган використовується захват з електромагнітом.

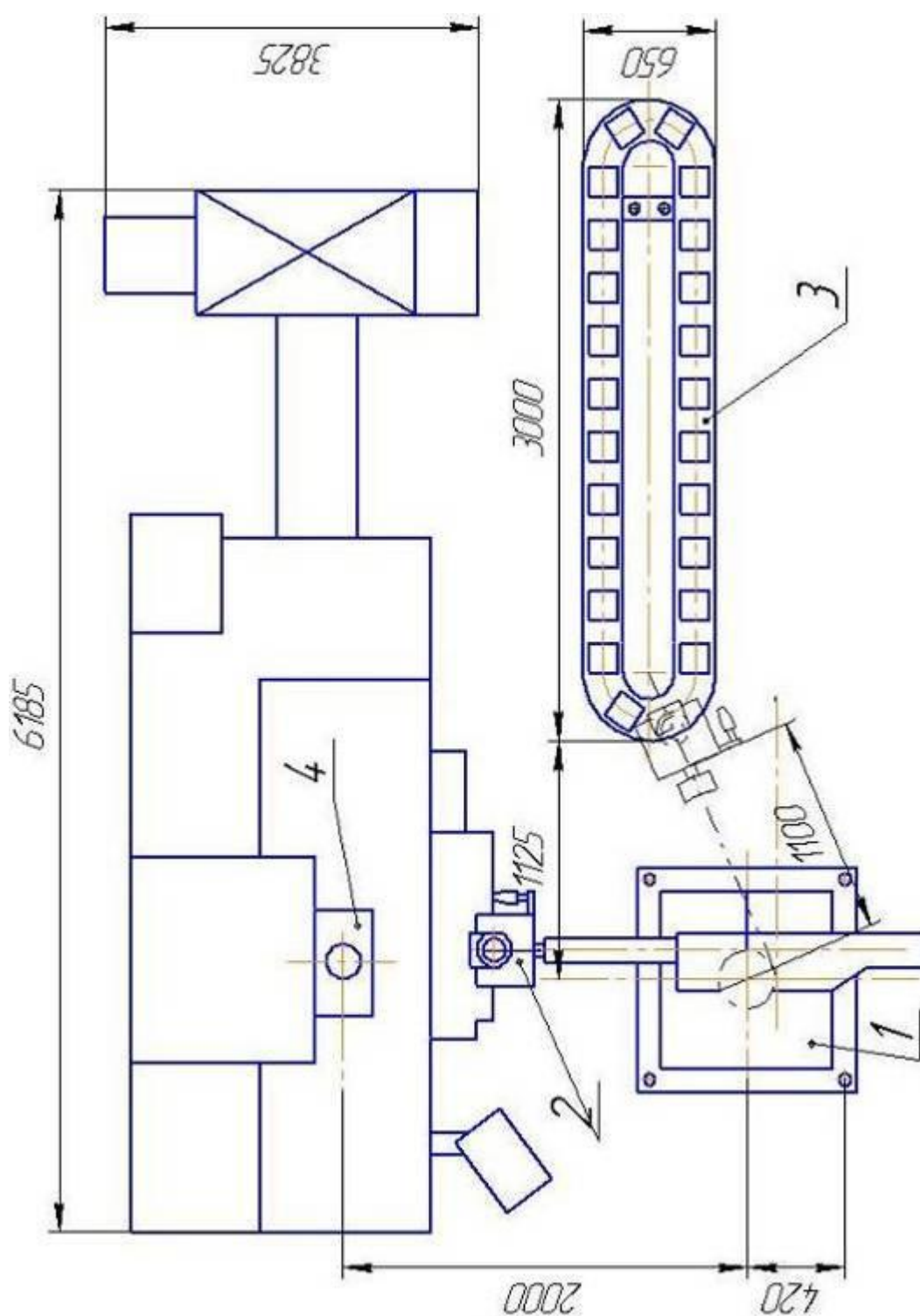


Рисунок. 2.1. Запропонована РТК компоновка на базі фрезерного верстата моделі 65А60Ф4 - 11

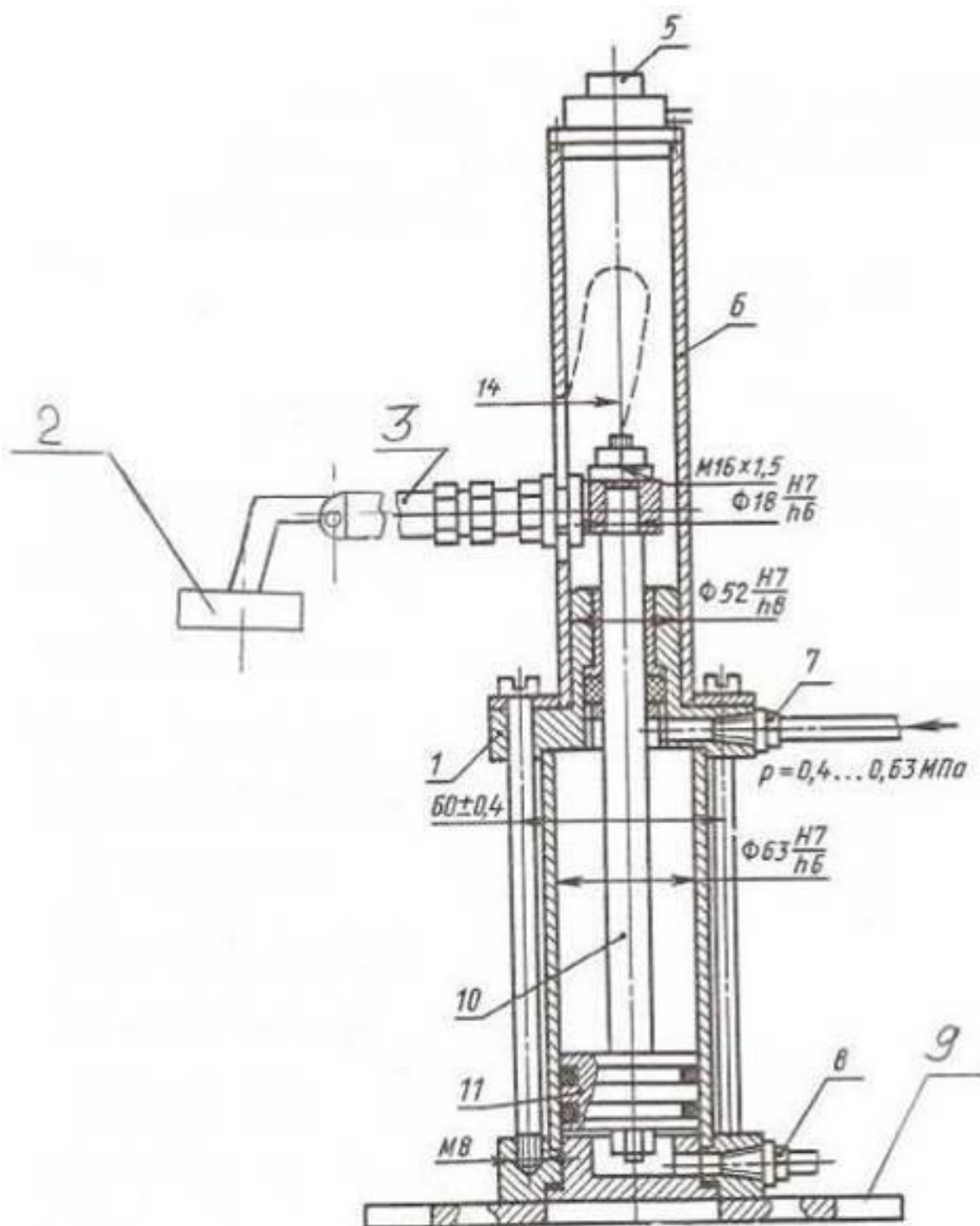


Рисунок 2.2. Манипулятор.

2.2 Модернізація базового фрезерного верстата з числовим програмним керуванням

2.2.1 Розрахунок приводу головного руху

Привід головного руху верстата 65A60Ф4 - 11 забезпечує безступінчасте регулювання частот обертання шпинделя в межах від 5 до 2000 оборотів в хвилину з найбільшим моментом, що крутить, 2750 Н/м. З метою зростання можливостей верстата збільшуємо діапазон регулювання частот до 2500 об/мин.

Мінімальна частота обертання шпинделя, $n_{\min} = 20 \text{ об/хв.}$

Максимальна частота обертання шпинделя, $n_{\max} = 2500 \text{ об/хв.}$

Номінальна частота обертання е/д, $n_{\text{дв.ном}} = 750 \text{ об/хв.}$

Максимальна частота обертання е/д, $n_{\text{дв.мах}} = 3000 \text{ об/хв.}$

Використовуваний е/д 2ПН160МУХЛ4 потужністю $P = 11 \text{ кВт.}$

Необхідно визначити діапазон регулювання приводу:

$$R_n = \frac{n_{\max}}{n_{\min}} = \frac{2500}{20} = 125$$

Визначаємо діапазон регулювання двигуна:

$$R_{\text{дв.}N} = \frac{n_{\text{дв.мах}}}{n_{\text{дв.ном}}} = \frac{3000}{750} = 4$$

Оскільки діапазон регулювання приводу двигуна більший то, необхідно використовувати ступінчасту коробку швидкостей.

$$R_{\partial \text{в.} N} \triangleleft R$$

Отже,

$$R_n \triangleleft R_{\partial \text{в.} N} \cdot R_{cm}$$

Де R_{cm} - діапазон регулювання ступінчастої структури.

Визначимо діапазон регулювання ступінчастої структури.

$$R_{cm} = \frac{R_n}{R_{\partial \text{в.} N}} = \frac{125}{4} = 31.25$$

Визначимо кількість швидкостей ступінчастої структури.

$$z_{cm} = \frac{\lg R_{cm}}{\lg R_{\partial \text{в.} N}} = \frac{\lg 31.25}{\lg 4} = 2.49$$

$$R_{cm} = 31.25 \triangleright [R_{zp}] = 8$$

$$R_{cm} = R_{zp1} \cdot R_{zp2}$$

Приймаємо $z_{cm} = 4 = 2 \cdot 2$.

Безступінчасту структуру представляємо як умовну ступінчасту структуру. Приймаємо умовне значення знаменника геометричного ряду частот обертання $\varphi_{умов} = 1.25$ і визначаємо фіктивне число ступенів частот обертання, що забезпечуються регульованим двигуном.

$$P_{\phi} = \frac{\lg R_{\partial 6.N}}{\lg \varphi_{\text{умов.}}} + 1 = \frac{\lg 4}{\lg 1.25} + 1 = 7$$

$$z_{\text{ум}} = \frac{\lg R_n}{\lg \varphi_{\text{умов.}}} + 1 = \frac{\lg 125}{\lg 1.25} + 1 = 21$$

Вважаємо P_{ϕ} основною групою. Тоді в загальному вигляді можемо записати

$$z_{\text{умов.}} = P_{\phi} [1] P_{zp1} [x_1] P_{zp2} [x_2]$$

Де P_{zp1}, P_{zp2} - числа передач в першій та другій групах ступінчатої структури, використовуючи подвійні блоки зубчатих коліс, отримаємо

$$P_{zp1} = P_{zp2} = 2$$

X_1 - характеристика першої групи, приймається рівною P_{ϕ}

Отже, отримаємо:

$$z_{\text{умов.}} = 7_1 2_6 2_{x2}$$

Діапазон регулювання, що реалізовується першою групою ступінчастої структури складає

$$P_{zp1} = \varphi_{\text{умов.}}^{x1} = 1.25^6 \approx 4$$

Тоді діапазон регулювання другої групи

$$R_{ep2} = \frac{R_{cm}}{R_{ep1}} = \frac{31.25}{4} = 7$$

Відповідно, характеристика другої групи з умови забезпечення необхідного по умові діапазону регулювання:

$$x_2 = \frac{\lg R_{ep}}{\lg \varphi_{умов}} = 9$$

Таким чином, отримаємо структурну формулу $21 = 7_1 2_6 2_9$:

На рис. 2.3. показано графік частоти обертання шпинделя.

Для кінематичного розрахунку коробки швидкостей необхідно врахувати міжосьові відстані базового верстата, тобто $\sum z$:

$$u_1 = \frac{z_1}{z_2} = 0.4. \quad \sum z_{I-II} = 74$$

$$z_1 = 21, \quad z_2 = 53$$

З метою уніфікації з базовим верстатом приймаємо

$$z_1 = 22, \quad z_2 = 52.$$

Тоді $n_I = 1270$ об/хв.

$$u_2 = \frac{z_3}{z_4} = 0.25; \quad u_3 = \frac{z_5}{z_6} = 1; \quad \sum z_{II-III} = 99.$$

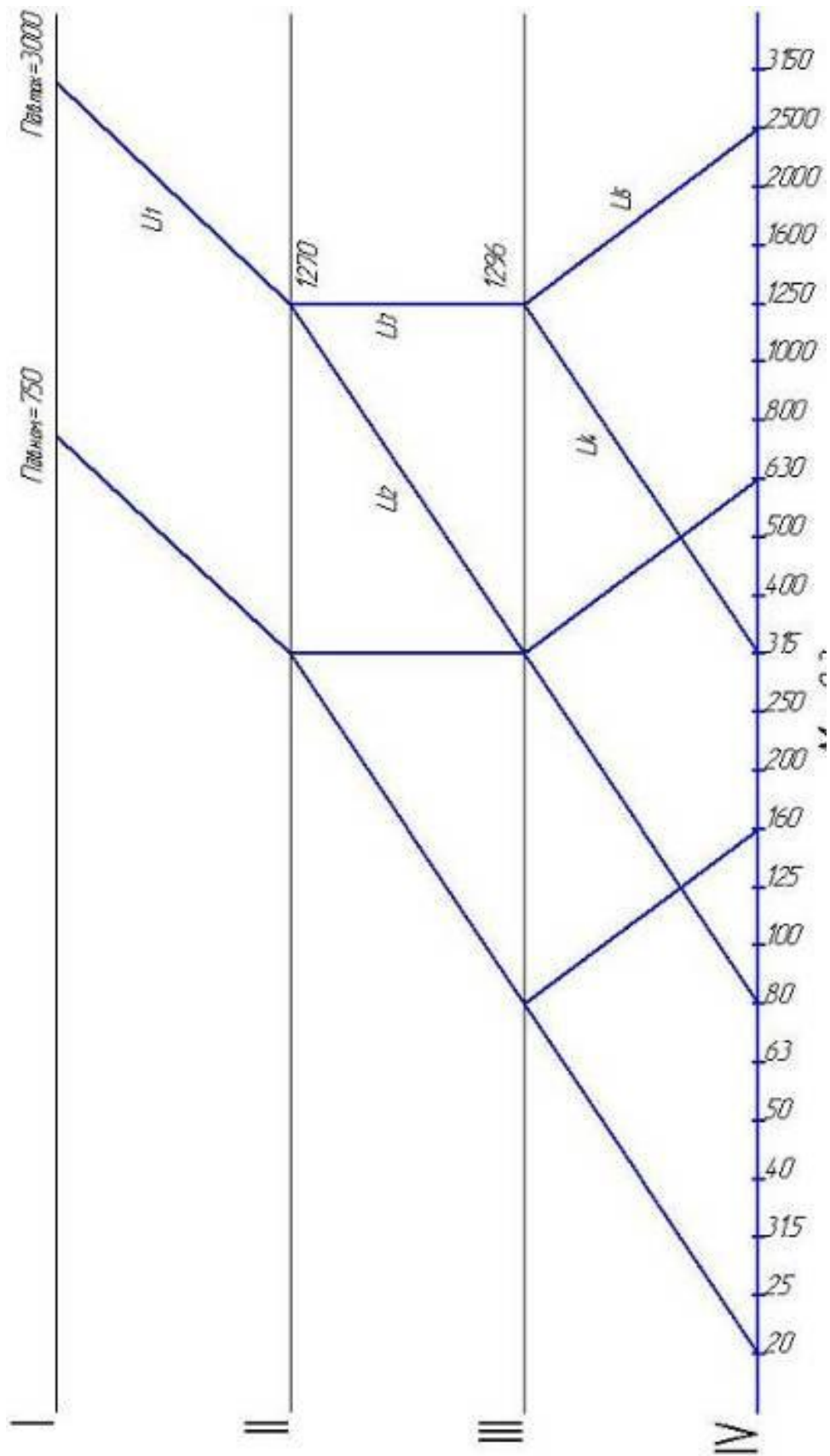


Рисунок 2.3. Графік частоти обертання шпинделя.

Тоді $Z_4 = 79$; $Z_3 = 20$ (відповідає $Z_{\min} = 20$ базового верстата)

$$Z_5 = 50; Z_6 = 49.$$

Відповідно, $n_{III} = 1296$ об/хв.

$$u_4 = \frac{Z_6}{Z_7} = 0.24; u_5 = \frac{Z_8}{Z_9} = 1.92. \sum Z_{III-IV} = 122.$$

Тоді $Z_7 = 98$, $Z_6 = 24$ (відповідає $Z_{\min}$ базового верстата).

$$Z_8 = 80; Z_9 = 42;$$

У модернізованій коробці швидкостей коефіцієнт уніфікації за зубчастими колесами 60%.

2.2.2 Обґрунтування компоновки підшипників шпинделя

Головні вимоги до опор полягають в їх довговічності, яка у свою чергу багато в чому залежить від ефективності системи мастила, ущільнень, частоти обертання, попереднього натягу в підшипниках кочення.

Оскільки в процесі модернізації була підвищена частота обертання шпинделя необхідно перевірити придатність існуючої у верстаті схеми для частоти $n_{\max} = 2500$ об/мин.

Для визначення швидкохідності даного типу опор необхідно порахувати швидкісний параметр - який знаходиться з добутку

$$d \cdot n_{\max}, \text{мм} / \text{хв}^{-1}$$

де d – діаметр вала під підшипник, мм

n – частота обертання шпинделя, хв^{-1}

Визначимо швидкісний параметр

$$d \cdot n_{\max} = 120 \cdot 2500 = 3 \cdot 10^5, \text{ мм / хв}^{-1}$$

Користуючись таблицею 3.4 (11) визначимо що дана схема підходить і не потребує змін.

2.2.3 Розрахунок приводу подач

Привід подач верстата 65А60Ф4 - 11 складається з кульково-гвинтової пари і встановленому на ній високомоментного двигуна мод. 47МВН. Виконаємо перевірочний розрахунок двигуна по тяговій здатності.

Початкові дані.

Координатна вісь - Х.

Максимальне зусилля різання по осі Х - Р = 4000 Н (наближений розрахунок В.А. Блюмберг, Е.І. Зазерський Довідник фрезерувальника).

Сила тертя в направляючих $F_{\text{тер}}^N = 300 \text{ Н}$.

Діаметр гвинта $D_{\text{гв.}} = 0.04 \text{ м}$.

Крок гвинта $t_{\text{гв.}} = 10 \text{ мм}$.

Момент втрат:

В передачі гвинт гайка кочення $M_{\text{гв.}} = 0.63 \text{ Н / м}$

У радіально упорному підшипнику опори гвинта $M_{\text{оп.}} = 0.53 \text{ Н / м}$ при зусиллі попереднього натягу $Q_H = 3 \text{ кН}$

Момент тертя в манжетному ущільненні $M_{\text{ущ.}} = 1.5 \text{ Н / м}$

Максимальна робоча подача $V_{\text{рmax}} = 150 \text{ мм / хв.}$

Швидкість холостого руху $V_B = 9600 \text{ мм / хв.}$

Частота обертання двигуна при холостому ході $n_B = 1500 \text{ об / хв.}$

Момент інерції двигуна 47МВН – 0.000134 кг/м.

Вирішення даної задачі полягає в статичному і динамічному розрахунку приводу, знаходженні необхідного максимального моменту двигуна при розгоні і гальмуванні.

Статичний розрахунок приводу.

Статичний момент необхідний для роботи в режимі робочих подач на двигуні визначається по формулі:

$$M_{ст}^p = M_Q^p + M_{тр}^n$$

Де - $M_Q^p, M_{тр}^n$ момент відповідно від рушійної сили Q, необхідній для здійснення робочого ходу, і від постійних сил тертя в пересувних ланках механізмів приводу, Н/м.

Статичний момент, Н/м, на двигуні подачі потрібний для здійснення холостого ходу визначаються по формулі

$$M_{ст}^x = M_Q^x + M_{тр}^n$$

Де M_Q^x - момент від рушійної сили Q, необхідної для здійснення холостого ходу.

Визначимо рушійну силу Q, при різноманітних режимах роботи:

При різанні з максимальним зусиллям подачі

$$Q_p = P_x + F_{тр}^n = 4000 + 300 = 4300H$$

При різанні з середнім зусиллям подачі $(P_x)_{cp} = 0.5 \cdot P_x$

$$(Q_p)_{cp} = 2000 + 300 = 2300H$$

Навантаження при холостому ході не залежить від напрямку руху столу, тому сила різання при холостому підводі і відводі рівні.

$$(Q_x)_{підв} = (Q_x)_{відв} = F_{mp}^H = 300H$$

Визначимо статичний момент, Н/м, від рушійної сили при робочій подачі

Визначимо статичний момент при різанні з середнім зусиллям подачі від рушійної сили

$$M_Q = \frac{Q \cdot t_{\epsilon}}{2\pi} = \frac{2300 \cdot 10 \cdot 10^{-3}}{2\pi} = 3,66H / м$$

Визначимо момент постійних втрат в приводі, приведений до двигуна, який складається з моменту втрат на гвинті

$$M_{mp}^n = 2 \cdot M_{on} + M_{уцїл} + M_{\epsilon} = 2 \cdot 0.53 + 1.5 + 0.63 = 3.19H / м$$

Визначимо сумарний статичний момент в приводі при різанні з середнім зусиллям робочої подачі

$$M_{cm}^p = M_Q^p + M_{mp}^H = 3.66 + 3.19 = 6.85H / м$$

Визначимо момент від рушійної сили при холостому ході

$$M_Q^x = \frac{Q_x \cdot t_{\epsilon}}{2\pi U \eta} = \frac{300 \cdot 10 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 3.14 \cdot 1 \cdot 1} = 0.47H / м$$

Тепер сумарний статичний момент на холостому ході

$$M_{ct}^x = M_Q^x + M_{тр}^H = 0.47 + 3.19 = 3.66 \text{ Н} / \text{м}$$

Для придатності двигуна по статичним розрахункам повинна виконуватися умова

$$M_{ct}^p \leq M_{ном.дв}$$

А так як воно виконується

$$M_{ct}^p = 6.85 \text{ Н} \cdot \text{м} \leq M_{ном.дв} = 47 \text{ Н} / \text{м}$$

То двигун 47МВН задовольняє вимогам, що пред'являються до тягової здатності двигуна.

Динамічний розрахунок приводу.

При динамічному розрахунку потрібно визначити максимальний момент двигуна при розгоні і гальмуванні, Н/м, по формулі:

$$M_{max} = M_{ct}^x + M_{дин}.$$

Де $M_{дин}$ - необхідний динамічний момент двигуна, Н/м.

$$M_{дин} = (I_{np} + I_{дв}) \cdot E.$$

Де I_{np} - приведений до валу двигуна момент інерції маси механічної частини приводу, $\text{кг} / \text{м}^2$; $I_{дв}$ - момент інерції маси двигуна $\text{кг} / \text{м}^2$;

E - прискорення двигуна с^{-2} .

Для передачі гвинт - гайка момент інерції поступально рухомих вузлів

розраховується по формулах

$$I_{\epsilon} = \frac{m \cdot t_{\epsilon}^2}{4\pi^2 n^2}.$$

Де m – маса стола, $m=1500$ кг

Момент інерції гвинта, приведений до валу двигуна, $кг / м^2$

$$I_{\epsilon} = \frac{\pi D_{\text{сер}}^4 l \rho}{32 U^2}$$

Де – середній діаметр гвинта, м; l - довжина гвинта, м; ρ - густина матеріалу, з якого виготовлено гвинт, для сталі $\rho = 78 \cdot 10^{-3} кг / м^3$.

Таким чином, момент інерції сталевого гвинта

$$I_{\epsilon} = \frac{7.7 \cdot 10^2 D_{\text{сер}}^4 l}{U^2}$$

Визначимо момент інерції стола.

$$I_{cm} = \frac{3.14 \cdot 0.04^4 \cdot 1.2 \cdot 78 \cdot 10^{-3}}{32} = 0.0029 кг / м^2$$

Визначимо момент інерції гвинта

$$I_{\epsilon} = \frac{1500 (10 \cdot 10^{-3})^2}{4\pi^2}$$

Момент інерції двигуна беремо з ТУ на двигун $I_{\partial\partial}=0.00012 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Прискорення двигуна дорівнює 2970 с.

Визначимо потрібний динамічний момент двигуна

$$M_{\partial\partial} = (0.00379 + 0.0029 + 0.00012) \cdot 2970 = 20.2257 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Знаючи необхідний динамічний момент двигуна визначимо необхідний максимальний момент двигуна при розгоні і гальмуванні по вище приведеній формулі і порівняємо його з номінальним моментом двигуна.

$$M_{\max} = 3.66 + 20.2257 = 23.8857 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{\max} = 23.8857 \text{ Н} \cdot \text{м} < M_{\text{ном.дв}} = 47 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (2.1)$$

Так як виконується умова (1) то двигун 47МВН володіє необхідним тяговою здатністю.

2.3. Перевірочний розрахунок роликових опор кочення напрямних вертикальної подачі на податливість

Дані для розрахунку: маса частин, що переміщаються $G_n = 2000 \text{ Н}$; гідравлічне розвантаження $P_y = 15000 \text{ Н}$; сили різання $P_y = 5000 \text{ Н}$; $P_x = 2500 \text{ Н}$; $P_z = 2500 \text{ Н}$; координата центру ваги вісі кулькового гвинта $Y_n = 0.46 \text{ м}$; відстань від точки прикладення сили G_p до вісі кулькового гвинта $Y_p = 0.625 \text{ м}$; розміри пластмасової накладки $b \cdot l = 0.1 \cdot 0.128 \text{ м}$; відстань між центрами крайніх танкеток $l_T = 0.107 \text{ м}$; $Y_u = 0.66 \text{ м}$; $Z_u = 0.116 \text{ м}$; відстань між осями напрямних $B_z = 0.75 \text{ м}$.

Відповідно максимальний і мінімальний тиск на пластмасових накладках від навантажень в площинах Y-Z і X-Y

$$\sigma_{\max} = \frac{P_y}{2 \cdot b \cdot l_n} - \frac{G_n \cdot Y_n - G_p \cdot Y_p + P_z \cdot Y_u + P_y \cdot Z_u}{2 \cdot b \cdot \frac{l^2}{6}} + \frac{P_x \cdot Y_u}{B_z \cdot b \cdot l_H} = 2.7 \cdot 10^5 \text{ Па}; \quad (2.2)$$

$$\sigma_{\min} = \frac{P_y}{2 \cdot b \cdot l_n} - \frac{G_n \cdot Y_{II} - G_p \cdot Y_p + P_z \cdot Y_U + P_y \cdot Z_U}{2 \cdot b \cdot \frac{l_H^2}{6}} - \frac{P_x \cdot Y_U}{B_z \cdot b \cdot l_H} = -2.3 \cdot 10^5 \text{ Па}; \quad (2.3)$$

Мінімальний попередній натяг віджимних танкеток N_0 , що забезпечує не розкриття стику, визначають з умови $5N_0 \geq |\sigma_{\min} \cdot b \cdot l_H|$; $N_0 > 6000 \text{ Н}$. Найбільший контактний тиск на пластмасовій планці

$$\sigma_{\max \text{ пл}} = \sigma_{\max} \cdot (1 + K_g) = 10^6 \text{ Па}. \quad (2.4)$$

де $\sigma_{\text{нат}}$ - тиск на пластмасовій планці під дією сили попереднього натягу віджимних роликів опор.

Підтискні роликові опори, що забезпечують не розкриття стику жорстких роликів опор у площині $X - Z$, повинні бути встановлені з попереднім натягом, який визначають за умови

$$2 \cdot N_0 \geq \left| - \left(P_x / 2 + M_y / l_T \right) \right|, \quad N_0 \geq 4000$$

З урахуванням попереднього натягу найбільше робоче навантаження на танкетку $P_{Tm} = 9000 \text{ Н}$, а середнє динамічне навантаження $P_{cp} = 7000 \text{ Н}$. Для танкеток Р88У – 102 динамічна вантажопідйомність дорівнює 50000 Н, коефіцієнт $f_H = 1, \beta = 1 \text{ мкм/мм}$, $K_F = 1.07$. Ефективне динамічне навантаження на опору $P_e = 10000 \text{ Н}$ і довговічність $L = 60 \cdot 10^5 \text{ м}$.

Питома податливість пластмасових накладок $K_T = 1.5 \cdot 10^{-11} \text{ м}^3 / \text{Н}$, податливість двох роликів танкеток $e_{2p} = 0.415 \cdot 10^{-9} \text{ м/Н}$. Лінійна податливість каретки вертикальної подачі в напрямках осей X і Y .

$$e_{\text{лх}} = \frac{e_{\text{зр}}}{2} 0.207 \cdot 10^{-9} \text{ м / Н};$$

$$e_{\text{лу}} = \frac{12 \cdot K_T}{2 \cdot b \cdot l_H} = 0.59 \cdot 10^{-10} \text{ м/Н};$$

Кутова податливість вузла каретки навколо осей X і Y

$$e_{\varphi\text{х}} = \frac{12 \cdot K_T}{2 \cdot b \cdot l_H^3} = 0.43 \cdot 10^{-9} \text{ рад/(Н/м)};$$

$$e_{\varphi\text{у}} = 2 \cdot e_{2p} / e_T^2 = 0.72 \cdot 10^{-9} \text{ рад/(Н/м)};$$

$$e_{\varphi\text{з}} = \frac{12 \cdot K_T}{b \cdot l_H \cdot B_z^2} = 0.415 \cdot 10^{-9} \text{ рад/(Н/м)};$$

Податливість напрямних, приведена до точки u ($Y_u = 0.825 \text{ м}$; $X_u = 0$; $Z_u = 1.02 \text{ м}$) в напрямку осей X, Y, Z під дією одиничної сили P_z :

$$e_{\text{ух}} = e_{\text{лх}} + e_{\varphi\text{у}} \cdot \overline{M_y^2} + e_{\varphi\text{з}} \cdot \overline{M_z^2} = 1.25 \cdot 10^{-9} \text{ м / Н};$$

$$e_{\text{уу}} = e_{\text{лу}} + e_{\varphi\text{х}} \cdot \overline{M_{xy}^2} = 0.51 \cdot 10^{-9} \text{ м / Н};$$

$$e_{\text{ухз}} = e_{\varphi\text{з}} \cdot \overline{M_{xy}} \cdot \overline{M_{xz}} = 0.36 \cdot 10^{-9} \text{ м / Н};$$

Для визначення доданків пружних переміщень в напрямках координатних осей приведені податливості множать на відповідні компоненти сил різання. Наприклад,

$$\Delta y = P_y \cdot e_{\text{уу}} + P_z \cdot e_{\text{ухз}} \cong 3.45 \cdot 10^{-6} \text{ м};$$

$$\Delta x = P_x \cdot e_{\text{лх}} \cong 10^{-7} \text{ м}.$$

Таким чином, доданки переміщень інструменту в результаті контактної деформації комбінованих направляючих на порядок менше, ніж у направляючих ковзання.

3. НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ

3.1. Удосконалення конструкції тягового механізму в кінематичній схемі приводу головного руху.

Привід головного руху фрезерного верстата з числовим програмним керуванням моделі 65A60Ф4-11 забезпечує передавання крутного моменту від електродвигуна до шпинделя з необхідними частотами обертання та точністю регулювання. Відповідно до кінематичної схеми верстата, привід головного руху складається з електродвигуна, передавальних ланок (муфт, зубчастих передач), механізмів переміщення та вузлів регулювання, серед яких важливе місце займає тяговий механізм на основі кульково-гвинтові пари. Даний механізм безпосередньо впливає на точність кінематичних зв'язків у приводі та стабільність режимів різання при обробці корпусних деталей середнього типорозміру.

Аналіз кінематичної схеми приводу головного руху базової моделі 65A60Ф4-11 показав, що застосований тяговий механізм має ряд конструктивних недоліків. Зокрема, використання регулювання натягу в кульково-гвинтових парах не забезпечує достатньо плавної та точної компенсації зазорів, що призводить до виникнення люфтів у кінематичному ланцюзі. Наявність люфтів негативно впливає на узгодженість руху елементів приводу, знижує жорсткість кінематичної системи та може викликати коливання навантажень на шпиндель при змінних режимах різання. Крім того, у базовій конструкції відсутні ефективні ущільнювальні елементи кульково-гвинтрової пари, що в умовах роботи з мастильно-охолоджувальними рідинами призводить до прискореного зношування та зниження ресурсу вузла. Також у кінематичній схемі не деталізовано спосіб повернення кульок, що ускладнює аналіз надійності та довговічності приводу.

З метою підвищення точності та надійності кінематичної схеми приводу головного руху було запропоновано удосконалення конструкції тягового механізму. Насамперед модернізовано механізм регулювання натягу кульково-гвинтової пари, який входить до складу кінематичного ланцюга між виконавчим елементом приводу та шпіндельним вузлом. Запропонований механізм передбачає застосування двох напівгайок із зубчастими елементами, що входять у внутрішнє зачеплення з регулювальною гайкою, жорстко закріпленою в корпусі. Така конструкція дозволяє здійснювати тонке та контрольоване регулювання натягу без порушення цілісності кінематичної схеми.

Компенсація зазорів у кульково-гвинтових парах передачі досягається завдяки різниці на один зуб у зачепленні напівгайок із корпусною гайкою, що викликає їх взаємне осьове зміщення. У результаті забезпечується попередній натяг, який усуває люфти в тязі приводу головного руху та підвищує жорсткість кінематичного ланцюга. Після встановлення необхідного значення натягу напівгайки фіксуються стопорними елементами, що гарантує стабільність параметрів приводу в процесі експлуатації.

Удосконалення кінематичної схеми також передбачає раціоналізацію процесу повернення кульок у кульково-гвинтовій парі. У запропонованій конструкції повернення кульок здійснюється через циркуляційний канал, виконаний у спеціальному вкладиші. Це забезпечує безперервність руху кульок, зменшує контактні напруження та сприяє рівномірному розподілу навантажень у вузлі, що є важливим для стабільної роботи приводу головного руху при тривалих циклах обробки.

Для підвищення надійності роботи вузла в складі кінематичної схеми приводу головного руху застосовано лабіринтні ущільнення, які кріпляться до напівгайок за допомогою гвинтів. Використання таких ущільнень запобігає проникненню абразивних частинок і мастильно-охолоджувальної рідини в зону контакту кульково-гвинтової пари, що сприяє збереженню її кінематичної точності та збільшенню ресурсу.

Таким чином, запропоновані конструктивні удосконалення тягового механізму органічно інтегруються в кінематичну схему приводу головного руху фрезерного верстата з ЧПК моделі 65А60Ф4-11 та забезпечують підвищення жорсткості, точності й надійності приводу при обробці корпусних деталей середнього типорозміру.

3.2. Вибір гідроциліндра для механізму гідророзвантаження бабки приводу головного руху

Під час експлуатації фрезерного верстата з числовим програмним керуванням моделі 65А60Ф4-11 значні статичні та динамічні навантаження, що виникають у приводі головного руху, передаються на бабку, напрямні та елементи кінематичного ланцюга. Особливо це проявляється під час обробки корпусних деталей середнього типорозміру, які характеризуються значною масою та підвищеними силами різання. Для зменшення навантаження на механічні вузли приводу головного руху, підвищення плавності переміщення та зниження зношування напрямних у конструкції верстата передбачено механізм гідророзвантаження бабки.

Гідророзвантаження бабки фрезерного верстата 65А60Ф4-11 реалізується за допомогою гідроциліндра, який працює спільно з ланцюговим передавальним механізмом. Даний механізм забезпечує часткову компенсацію сили тяжіння бабки, зменшуючи навантаження, що діє на привід головного руху та його кінематичні ланки. Це дозволяє підвищити стабільність положення бабки, знизити вплив люфтів та забезпечити більш рівномірний розподіл навантажень у приводі під час роботи верстата в автоматичному режимі.

Вибір параметрів гідроциліндра є важливим етапом удосконалення приводу головного руху, оскільки від його характеристик залежать ефективність гідро розвантаження, динаміка переміщення бабки та

надійність роботи гідросистеми в цілому. Основним розрахунковим параметром є сила, яку повинен розвивати гідроциліндр для компенсації частини ваги бабки та пов'язаних з нею інерційних навантажень.

Статичний розрахунок гідроциліндра

Для визначення основних геометричних параметрів гідроциліндра виконується статичний розрахунок на основі заданих умов експлуатації верстата.

Вихідні дані:

- сила гідророзвантаження бабки:

$$P=15000 \text{ Н};$$

- номінальний робочий тиск гідросистеми верстата:

$$\rho=6,3 \text{ МПа.}$$

Сила, що створюється гідроциліндром, визначається за відомою залежністю: $P = \rho \cdot F$,

де F — ефективна площа поршня гідроциліндра, м^2 .

$$F = \frac{P}{\rho}$$

Звідси площа поршня:

Підставивши числові значення, отримаємо:

$$F = \frac{15000}{6,3 \cdot 10^6} = 2,38 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Діаметр поршня гідроциліндра визначається за формулою:

$$F = \frac{\pi D^2}{4},$$

звідки: $D = \sqrt{\frac{4F}{\pi}},$

Після підстановки отриманого значення площі:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,38 \cdot 10^{-3}}{\pi}} \approx 0,055 \text{ м.}$$

Отримане значення діаметра округлюється в більший бік з урахуванням стандартного ряду гідроциліндрів, що застосовуються в верстатобудуванні. У результаті приймається стандартний діаметр: $D=80$ мм.

Застосування гідроциліндра з більшим діаметром забезпечує необхідний запас за силою, що є важливим з огляду на можливі коливання тиску в гідросистемі та динамічні навантаження, які виникають при прискореннях і гальмуванні бабки.

Вибір ходу та конструктивних параметрів гідроциліндра

Довжина робочого ходу гідроциліндра визначається максимально можливим переміщенням бабки в процесі роботи верстата. Для фрезерного верстата з ЧПК моделі 65A60Ф4-11 максимальний хід бабки становить 775 мм. Відповідно, робоча довжина ходу гідроциліндра приймається рівною: $L=775$ мм.

При виборі конструкції гідроциліндра також враховуються вимоги щодо компактності, можливості монтажу в існуючій компоновці верстата, а також умови експлуатації, пов'язані з підвищеною вологістю та наявністю мастильно-охолоджувальних рідин. Доцільним є застосування гідроциліндра двосторонньої дії з ущільненнями, стійкими до впливу робочої рідини та абразивних домішок.

Вплив гідророзвантаження на роботу приводу головного руху.

Застосування гідроциліндра з обраними параметрами дозволяє суттєво знизити навантаження на елементи приводу головного руху, зменшити зношування напрямних бабки та підвищити стабільність кінематичних зв'язків у системі. Це позитивно впливає на точність позиціонування шпиндельного вузла та забезпечує більш стабільні режими різання при обробці корпусних деталей середнього типорозміру.

Таким чином, обраний гідроциліндр діаметром 80 мм і робочим ходом 775 мм повністю відповідає вимогам гідророзвантаження бабки

фрезерного верстата з ЧПК моделі 65А60Ф4-11 та є раціональним рішенням у рамках удосконалення приводу головного руху.

3.3. Вибір конструкції захватного пристрою промислового робота для обслуговування фрезерного верстата з ЧПК моделі 65А60Ф4-11.

Автоматизація процесів завантаження та вивантаження заготовок є важливим напрямом підвищення продуктивності та стабільності роботи фрезерних верстатів з числовим програмним керуванням, зокрема моделі 65А60Ф4-11, призначеної для обробки корпусних деталей середнього типорозміру. Застосування промислового робота для обслуговування верстата дозволяє зменшити допоміжний час, підвищити точність позиціювання заготовок у робочій зоні та забезпечити стабільні умови навантаження на привід головного руху за рахунок рівномірності подачі заготовок.

Одним із ключових елементів роботизованої системи обслуговування є захватний пристрій, який безпосередньо взаємодіє із заготовкою. Конструкція та принцип дії захватного пристрою значною мірою визначають функціональні можливості промислового робота, надійність утримання заготовки, а також безпеку та стабільність технологічного процесу. Тому вибір раціональної конструкції захватного пристрою є важливим етапом проектування автоматизованої ділянки обробки корпусних деталей на верстаті 65А60Ф4-11.

Основні вимоги до захватного пристрою.

До захватного пристрою промислового робота, що обслуговує фрезерний верстат з ЧПК, висувається комплекс загальних і специфічних вимог. До загальних вимог належать компактність, мала маса, висока швидкодія, простота конструкції та надійність роботи в умовах виробничого середовища. Важливою вимогою є також можливість швидкої зміни або

переналагодження захватного пристрою при переході на інший тип заготовки.

Специфічні вимоги обумовлені умовами взаємодії захватного пристрою із заготовками корпусного типу. Захват повинен забезпечувати надійне утримання заготовки під час переміщення, орієнтації та встановлення її на верстаті без пошкодження базових поверхонь. Крім того, захватний пристрій не повинен створювати додаткових перешкод для роботи приводу головного руху та шпиндельного вузла, а також має бути стійким до впливу мастильно-охолоджувальних рідин і металевої стружки.

Аналіз можливих типів захватних пристроїв.

Залежно від фізико-механічних властивостей заготовок, їх геометричної форми та маси, у промисловій робототехніці застосовуються різні типи захватних пристроїв. Найбільш поширеними є механічні, вакуумні, магнітні та комбіновані захватні пристрої.

Механічні захватні пристрої, зокрема важільні та пальцеві, забезпечують надійне утримання заготовок значної маси та широко застосовуються в умовах обробки корпусних деталей. Однак їх недоліками є складність конструкції, необхідність точного позиціонування та можливість пошкодження поверхонь заготовки при прикладенні значних зусиль затиску.

Вакуумні захватні пристрої доцільно використовувати для заготовок із плоскими поверхнями та невеликою масою. Проте їх застосування обмежене наявністю забруднень, шорсткістю поверхні та можливістю втрати герметичності, що є критичним в умовах роботи фрезерного верстата з інтенсивним утворенням стружки та використанням мастильно-охолоджувальних рідин.

Магнітні та електромагнітні захватні пристрої ефективні при роботі з заготовками з феромагнітних матеріалів, що є характерним для корпусних деталей машинобудівного призначення. Основними перевагами таких захватів є простота конструкції, швидкість захоплення та відпускання

заготовки, а також відсутність необхідності прикладення значних механічних зусиль.

Обґрунтування вибору електромагнітного захватного пристрою.

Оскільки заготовки корпусних деталей, що обробляються на фрезерному верстаті 65A60Ф4-11, виготовляються з феромагнітних матеріалів та мають плоскі базові поверхні, доцільним є застосування електромагнітного захватного пристрою. Такий тип захвату забезпечує рівномірний розподіл утримуючої сили по площі контакту, що зменшує ризик деформації заготовки та пошкодження її поверхонь.

Електромагнітний захватний пристрій також дозволяє реалізувати функції орієнтації та контролю положення заготовки у просторі, що позитивно впливає на точність її встановлення у робочій зоні верстата. Крім того, застосування електромагнітного захвату сприяє зниженню динамічних навантажень на привід головного руху, оскільки процес завантаження та вивантаження заготовок відбувається з високою повторюваністю та стабільністю.

Разом з тим використання електромагнітних захватних пристроїв має певні обмеження, пов'язані з масою та габаритами заготовок, а також із необхідністю забезпечення надійного електроживлення. Тому при виборі електромагнітного захвату важливим є проведення відповідних розрахунків підйомної сили, які виконуються в наступному підрозділі.

Взаємодія захватного пристрою з верстатом 65A60Ф4-11.

Застосування електромагнітного захватного пристрою в складі роботизованої системи обслуговування фрезерного верстата з ЧПК моделі 65A60Ф4-11 дозволяє скоротити допоміжний час та підвищити загальну продуктивність обробки корпусних деталей. Автоматизоване завантаження заготовок забезпечує стабільні умови роботи приводу головного руху, зменшує ймовірність ударних навантажень та сприяє підвищенню довговічності шпиндельного вузла.

Таким чином, вибір електромагнітного захватного пристрою для промислового робота є обґрунтованим і раціональним рішенням для автоматизованого обслуговування фрезерного верстата з ЧПК моделі 65А60Ф4-11 при обробці корпусних деталей середнього типорозміру.

3.4. Розрахунок захватного пристрою промислового робота.

Розрахункова підйомна сила електромагнітного захватного пристрою повинна бути достатньою для надійного захоплення об'єкту маніпуляції, тобто для розрахункової схеми вертикального підйому див. рис. 3.1.

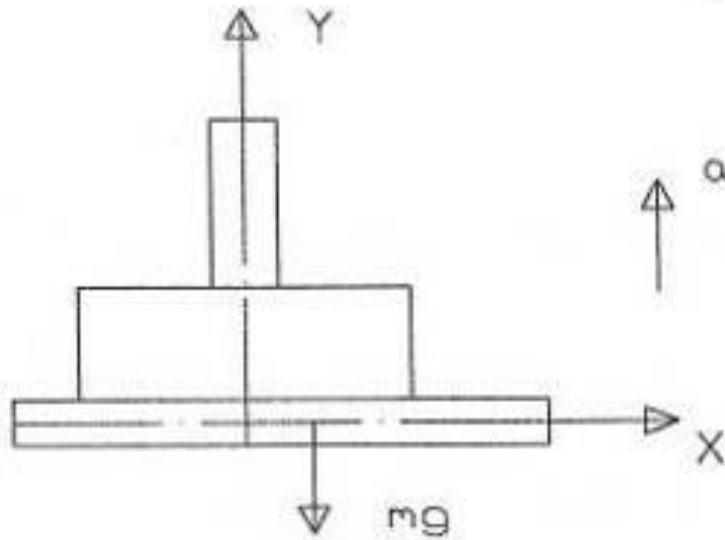


Рисунок 3.1. Розрахункова схема вертикального підйому.

Використаємо наступну розрахункову формулу:

$$\frac{P}{m \cdot k_1 \cdot k_2} \geq g + a, \quad (3.1)$$

де P – сила магнітного тяжіння, Н;

m – маса заготовки, кг $m = 15$ кг

g – прискорення вільного падіння, м/с $g = 9.8$ м/с

a – прискорення захватного пристрою, м/с $a = 4$ м/с

k_1 – коефіцієнт запасу, $k_1 = 2$

k_2 – коефіцієнт, який враховує зміщення точки прикладення підйомної сили і центра мас заготовки $k_2 = 1.5$

З формули (3.1) знаходимо силу магнітного тяжіння

$$P = (g + a) \cdot m \cdot k_1 \cdot k_2 \quad (3.2)$$

Підставивши в формулу відомі нам величини визначимо силу магнітного тяжіння

$$P = (9.8 + 4) \cdot 15 \cdot 2 \cdot 1.5 = 62.1 \text{ Н} \quad (3.3)$$

Тобто електромагніт повинен забезпечувати підйомну силу не менше 62.1 Н.

Визначимо діаметр сердечника

$$d = \sqrt[5]{\frac{P \cdot \delta_0^2 \cdot C_1}{2 \cdot K_{\Pi} \cdot \varepsilon_0^2}}, \text{ см} \quad (3.4)$$

де P – підйомна сила, яка дорівнює 62.1 Н

δ_0 – зазор рівний 0.1 см

C_1 – розрахунковий коефіцієнт рівний $5 \cdot 10^6$

K_{Π} – коефіцієнт який враховує випинання потоку рівний 1.4

$d = 7.8$ см

При діаметрі сердечника рівному 8 см. Забезпечується необхідна підйомна сила.

Визначимо площу перерізу сердечника

$$S = \pi \cdot D^2 / 4 = 3.14 \cdot 0.08^2 / 4 = 0.005 \text{ м}^2 \quad (3.5)$$

Достатня площа перетину сердечника для створення необхідної

підйомної і утримуючої сили рівна 0.005 м^2 .

4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1. ОХОРОНА ПРАЦІ

4.1.1. Типова інструкція для обслуговуючого персоналу на випадок виникнення аварії, пожежі

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

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

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

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

5. Надання першої медичної допомоги:

5.1. Надання першої медичної допомоги при ураженні електричним струмом:

У разі ураження електричним струмом необхідно негайно звільнити потерпілого від дії електричного струму, відключивши електроустановку від джерела живлення, а при неможливості відключення – відтягнути його від струмоведучих частин за одяг або застосувавши підручний ізоляційний матеріал. У разі відсутності у потерпілого дихання і пульсу необхідно робити йому штучне дихання і непрямий (зовнішній) масаж серця, звернувши увагу на зіниці. Розширені зіниці свідчать про різке погіршення кровообігу мозку. При такому стані необхідно негайно приступити до оживлення потерпілого і викликати швидку медичну допомогу.

5.2. Перша допомога при пораненні:

Для надання першої допомоги при пораненні необхідно розкрити індивідуальний пакет, накласти стерильний перев'язочний матеріал, що міститься у ньому, на рану і зав'язати її бинтом. Якщо індивідуального пакету якимсь чином не буде, то для перев'язки необхідно використати чисту носову хустинку, чисту полотняну ганчірку і т. ін. На те місце ганчірки, що приходить безпосередньо на рану, бажано накапати декілька крапель настойки йоду, щоб одержати пляму розміром більше рани, а після нього накласти ганчірку на рану. Особливо важливо застосовувати настойку йоду зазначеним чином при забруднених ранах.

5.3. Перша допомога при переломах, вивихах, ударах:

При переломах і вивихах кінцівок необхідно пошкоджену кінцівку укріпити шиною, фанерною пластикою, палицею, картоном або іншим подібним предметом.

Пошкоджену руку можна також підвісити за допомогою перев'язки або хустки до шиї і прибинтувати до тулуба. При переломі черепа (несвідомий стан після удару голови, кровотеча з вух або роту) необхідно прикласти до голови холодний предмет (грілку з льодом або снігом, чи холодною водою) або зробити холодну примочку.

При підозрінні перелому хребта необхідно потерпілого покласти на дошку, не підіймаючи його, чи повернути потерпілого на живіт обличчям униз, наглядаючи при цьому, щоб тулуб не перегинався, з метою уникнення ушкодження спинного мозку.

При переломі ребер, ознакою якого є біль при диханні, кашлю, чханні, рухах, необхідно туго забинтувати груди чи стягнути їх рушником під час видиху.

5.4. Надання першої допомоги при теплових опіках:

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

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

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

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

5.5. Перша допомога при кровотечі:

Для того, щоб зупинити кровотечу, необхідно:

- підняти поранену кінцівку вгору;
- кровоточиву рану закрити перев'язочним матеріалом (із пакета), складеним у клубочок, придавити 2 зверху, не торкаючись самої рани, потримати на протязі 4-5 хвилин; якщо кровотеча зупинилася, то не знімаючи накладеного матеріалу, поверх нього покласти ще одну подушечку з іншого пакета чи кусок вати і забинтувати поранене місце (з деяким натиском);
- при сильній кровотечі, яку не можна зупинити пов'язкою, застосовується здавлювання кровоносних судин, які живлять поранену область, за допомогою згинання кінцівок в суглобах, а також пальцями, джгутом або закруткою; при великій кровотечі необхідно терміново викликати лікаря.

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

7. Виконувати всі вказівки керівника робіт по ліквідації небезпеки.

4.2. БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.2.1. Оцінка стійкості роботи промислового підприємства до впливу вражаючих факторів

Стійкість роботи об'єкта - це здатність в умовах військового часу виготовляти продукцію в запланованому об'ємі і номенклатурі, а при одержанні слабких і частково середніх руйнувань відновлювати своє виробництво в мінімальні терміни. Ціль оцінки стійкості об'єкта полягає у виявленні слабких

його елементів, щоб у подальшому провести інженерно-технічні заходи, спрямовані на підвищення стійкості об'єкта в цілому [25].

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

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

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

Розглядаються умови розміщення внутрішнього технологічного устаткування і визначаються види руйнувань і ушкоджень, що можуть мати місце при ядерному вибуху і заваленні огорожувальних конструкцій цехів. Особливо важливо визначити захист цінного й унікального устаткування, насиченість

виробництва автоматикою і можливість продовження виробництва у випадку виходу з ладу контрольно-вимірювальної апаратури. Обстежуються комунально-енергетичні системи об'єкта і робиться оцінка стійкості споруджень і ліній, тобто визначаються параметри вражаючих факторів, при яких комунально-енергетичні мережі одержать ті або інші руйнування.

Визначається забезпеченість працюючих захисними спорудженнями: встановлюється кількість сховищ, укриттів і оцінюються їхні захисні властивості. Вивчається система керування, зв'язку й оповіщення на основі вивчення стану захищених пунктів керування, вузлів і ліній зв'язку. Аналізується система матеріально-технічного постачання і виробничих зв'язків. Встановлюється об'єм запасів і можливих термінів продовження роботи без постачань; визначається відповідність їхньої кількості і номенклатури вимогам, запропонованим до виробництва у військовий час. Оцінюється стійкість складів сировини, комплектуючих виробів, готової продукції й інших матеріалів, а також сховища паливних матеріалів. Досліджується підготовка об'єкту до відновлення виробництва у випадку одержання слабких або середніх руйнувань. Аналіз виробничої діяльності об'єкта дозволяє виявити слабкі елементи, ділянки і підготувати план підвищення стійкості їх роботи і план відновлювальних робіт, забезпечити їх будівельно-монтажною і проектною документацією.

4.2.2. Оцінка стійкості роботи об'єкта до впливу ударної хвилі

Критерієм для визначення стійкості промислового підприємства до впливу ударної хвилі ядерного вибуху є розмір надлишкового тиску, при якому будинки і спорудження об'єкта зберуться або одержать слабкі і середні руйнування.

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

ядерного вибуху. Для цього визначають доцільні межі підвищення стійкості кожної споруди [25] режимами роботи об'єкта в різних умовах радіоактивного зараження.

4.2.3. Оцінка стійкості об'єкта до впливу вторинних вражаючих факторів

До вторинних вражаючих факторів відносяться аварії, пожежі, вибухи, затоплення, зараження атмосфери і місцевості, а також завалення ушкоджених конструкцій. Масштаби вражаючої дії від вторинних вражаючих факторів в окремих випадках можуть перевершувати безпосередню вражаючу дію ядерного вибуху. Причинами виникнення вторинних вражаючих факторів є руйнування, викликані ядерним вибухом на об'єкті або на сусідніх із ним об'єктах, що виявилися в зоні безпосередньої дії ядерного вибуху, тобто внутрішні і зовнішні джерела.

При оцінці стійкості об'єкта до впливу вторинних вражаючих факторів ядерного вибуху визначаються різні джерела їхнього виникнення. У першу чергу виявляються внутрішні джерела, наявні на самому підприємстві. Це можуть бути резервуари і ємкості з легкозаймистою рідиною і газами, склади вибухових речовин, вибухонебезпечні технологічні установки і комунікації, руйнування яких викликає пожежі, вибухи або загазованість, легкозаймисті будівлі і спорудження. Зовнішніми джерелами вторинних вражаючих факторів можуть бути близько розташовані хімічні і нафтопереробні заводи, нафтові і газові промисли, холодильники, гідровузли, склади нафтопродуктів і інших пальних рідин й інші об'єкти. Одночасно з врахуванням усіх можливих джерел вторинних вражаючих факторів визначається характер їхнього впливу на даний об'єкт і встановлюється, який вид ушкоджень і руйнувань очікується, а також час і тривалість їхньої дії.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У першому розділі виконано аналіз сучасного стану та тенденцій розвитку фрезерних верстатів з числовим програмним керуванням, призначених для обробки корпусних деталей середнього типорозміру. Встановлено, що підвищення вимог до точності, продуктивності та стабільності процесу різання зумовлює необхідність удосконалення приводів головного руху. Аналіз конструктивних схем верстатів і їх основних вузлів показав, що привід головного руху істотно впливає на кінематичну точність, жорсткість системи та надійність роботи верстата. Обґрунтовано вибір фрезерного верстата з ЧПК моделі 65A60Ф4–11 як базового об'єкта дослідження та сформульовано основні завдання кваліфікаційної роботи.

У другому розділі розглянуто конструкцію базового фрезерного верстата та виконано модернізацію його приводу головного руху. Проведено кінематичний і енергетичний розрахунок приводу з безступінчастим регулюванням частоти обертання шпинделя, що дозволило розширити діапазон регулювання до 2500 об/хв. Обґрунтовано вибір електродвигуна та основних елементів кінематичного ланцюга. Запропоновані технічні рішення забезпечують підвищення швидкодії приводу, стабільність режимів різання та відповідність верстата вимогам до обробки корпусних деталей середнього типорозміру.

У науково-дослідному розділі виконано удосконалення конструкції тягового механізму в кінематичній схемі приводу головного руху. Виявлено конструктивні недоліки базового механізму, пов'язані з наявністю люфтів, недостатньою компенсацією зазорів і зниженням жорсткості кінематичного ланцюга. Запропоновано модернізований механізм регулювання натягу кульково-гвинтової пари та застосування гідророзвантаження шпиндельної бабки, що дозволило зменшити навантаження на елементи приводу, підвищити стабільність кінематичних зв'язків і точність позиціонування

шпинделя.

Особливу увагу приділено розгляду питань охорони праці та безпеки життєдіяльності. У ході роботи розроблено заходи щодо підвищення безпеки експлуатації обладнання, зниження рівня виробничих ризиків та створення комфортних умов праці для операторів верстатів.

Крім того, обґрунтовано вибір конструкції захватного пристрою промислового робота для автоматизованого обслуговування верстата, що сприяє підвищенню продуктивності та рівня автоматизації обробки корпусних деталей.

Загальний підсумок роботи.

У результаті виконання кваліфікаційної роботи досягнуто поставленої мети — удосконалено привід головного руху фрезерного верстата з ЧПК для обробки корпусних деталей середнього типорозміру. Запропоновані конструктивні та розрахункові рішення забезпечують підвищення точності, жорсткості та надійності роботи верстата, а також розширюють його технологічні можливості. Отримані результати можуть бути використані при модернізації діючих верстатів з ЧПК та під час проектування нового верстатного обладнання для машинобудівних підприємств.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Analysis of the accuracy, stiffness, and stability of antennas using simulation modeling / Taras Dubynyak, Volodymyr Nevozhai, Andrii Remez, Valerriy Bukhovets, Andrii Senyk // Scientific Journal of TNTU. — Tern.: TNTU, 2024. — Vol 115. — No 3. — P. 30–43.
2. Harmonic-dispersion analysis of the shape accuracy of the rolling bushings of drive roller and bushing chains / Senyk A., Kovalov V., Klymenko G., Vasylichenko Y., Shapovalov M., Kobelnyk O. // Procedia Structural Integrity. 7th International Conference on In-service Damage of Materials: Diagnostics and Prediction, DMDP 2023 Ternopil 18 October 2023 до 20 October 2023. 2024. Vol. 59, P. 502-507.
3. The influence of titanium as a desferoidizing element on the stability of production of magnesium cast irons with compacted graphite / A. Senuk, L. Slobodyan, V. Aulina, V. Kropivnya, O. Kuzyka, O. Lyashuk, M. Bosyia, Y. Vovk, A. Kropivna, M. Sokolc // Tribology in Industry. - Kragujevac : University of Kragujevac, 2021. - Vol. 43. - № 4. - P. 654-666.
4. New technology for the manufacturing and use of rolling kingpin bushings in the undercarriage of certain vehicles / Senyk A., Kobelnyk V., Gagaliuk A., Plavutska I., Matviyishyn A., Larochkin A., Dubyniak T. // Procedia Structural Integrity. 7th International Conference on In-service Damage of Materials: Diagnostics and Prediction, DMDP 2023 Ternopil 18 October 2023 до 20 October 2023. 2024. Vol. 59, P. 508-515.
5. P. Kryvyy, P. Kryvinsky, V. Bodnar, I. Sotnyk, A. Senuk. "Theoretical and Experimental Substantiation of Angle Orientation of Rolling Bushings of Roller and Bushing Chains". Paper no. MSEC 2007-31211 International Manufacturing Science and Engineering conference. October 15-18, 2007, Atlanta, Georgia, USA, pp. 623-627.
6. V. Krupa et al. Improved Method for Determining the Feed Influence on the Tangential Cutting Force During Re-drilling, Countersinking and Boring Based on the

Small Sample Theory. Periodica Polytechnica Mechanical Engineering. 2024.
URL: <https://doi.org/10.3311/ppme.29952> (date of access: 22.05.2024).

7. Modeling of a lathe bed using the method of topological optimization / Andriy Nahalyuk, Volodymyr Krupa // Scientific Journal of TNTU. — Tern.: TNTU, 2023. — Vol 111. — No 3. — P. 67–75.

8. Кривий П. Д. Дослідження макрогеометрії поперечних перерізів циліндричних поверхонь на прикладі шкворневих втулок / П. Д. Кривий, А. А. Сеник, В. О. Дзюра, В. Р. Кобельник // Збірник тез доповідей 7-мої Міжнародної науково-технічної конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування»: 22–23 вересня 2016 р.: тези доп. – Херсонська державна морська академія, 2016. – С. 188 – 189.

9. Кривий П. Д. Конструкторсько-технологічне забезпечення підвищеної якості згортих втулок : монографія / Кривий П. Д., Сеник А. А. – Тернопіль : Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, 2018. – 232 с.

10. КРУПА, В. В.; ГАГАЛЮК, А. В.; СЕНИК, А. А. ВПРОВАДЖЕННЯ ІНСТРУМЕНТАРІЮ ЕФЕКТИВНОЇ РОБОТИ В СИСТЕМІ AUTOCAD ПРИ НАВЧАННІ ІНЖЕНЕРІВ. *Сучасні проблеми моделювання*, 2025, 27: 96-108.

11. Боженко Л.І. Технологія машинобудування. Проектування та виробництво заготовок.: Львів: Світ, 1996. 368 с.

12. Бочков В. М., Сілін Р. І., Гаврильченко О. В. Металорізальні верстати : навч. посіб.: Львів Вид-во Нац. ун-ту «Львівська політехніка», 2009. 268 с.

13. Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку. Матеріали XXIII Міжнародної науково-технічної конференції 28 – 31 травня 2025 року / за заг. ред. В. Д. Ковальова. — Краматорськ-Тернопіль-Свалява: ДДМА, 2025. — 264 с

14. Вікіпедія. Економічний ефект. URL: https://uk.wikipedia.org/wiki/Економічний_ефект (дата звернення: 16.12.2025).

15. Гагалюк А. В., Паливода Ю. Є. Процеси виготовлення машин. Частина 1: технологічні основи машинобудування: навчальний посібник. Тернопіль: Осадца Ю. В., 2025. 308 с..

16. Гейчук В.М. Функціональне проектування верстатів, роботів та машин в Autodesk Inventor (Частина I): навч. посіб. Навчальне мережне електронне видання. К.: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2017. 394 с.

17. Голінько В. І. Охорона праці : підручник. Київ : Алерта, 2014. 264 с.

18. Данильченко Ю.М., Шевченко О.В., Ковальов В.А., Волошин В.Н. Металообробне обладнання. Кінематичний аналіз металорізальних верстатів: навч. посіб.: К.: НТУУ «КПІ», 2007. 60 с.

19. Жидецький В.Ц., Джигирей В.С., Мельников О.В. Основи охорони праці: навчальний посібник.: Львів: Афіша, 2000. 350 с.

20. Залога В. О. Розрахунок режимів різання при точінні, свердлінні, фрезеруванні : навчальний посібник. Київ : ІСІ, 1994. 176 с.

21. Запорожець О. І., Протоєрейський О. С., Франчук Г. М., Боровик І. М. Основи охорони праці : підручник. Київ : Центр учбової літератури, 2009. 264 с.

22. Кваліфікаційна робота магістра: структура, вимоги до виконання та захист. Методичні рекомендації для здобувачів другого (магістерського) рівня вищої освіти за освітньо-професійною програмою «Галузеве машинобудування» зі спеціальності 133 Галузеве машинобудування галузі знань 13 Механічна інженерія для здобувачів всіх форм здобуття освіти / уклад.: В. Р. Кобельник, В. В. Крупа, Р. Я. Лещук, А. А. Сенник, Р. А. Складаров, В. В. Шанайда, А. В. Гагалюк, В. М. Буховець. – Тернопіль : ТНТУ, 2023. 66 с.

23. Кобельник В. Р. Підвищення ефективності процесу свердління наскрізних отворів регулюванням подачі : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.03.01. Тернопіль : [б. в.], 2013. 21 с.

24. Кривий П. Д., Кобельник В. Р., Кузьмін М.І. Про характер зміни подачі при виході інструменту із тіла заготовки в процесі свердління наскрізних отворів. *Вісник ТНТУ : Науковий журнал.*: Тернопіль : ТНТУ, 2012. № 4 (68). С. 114–127.

25. Кривий П.Д., Кобельник В.Р. Конструкторсько-технологічне забезпечення процесу свердління наскрізних отворів. *Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем* : зб. наук. праць. : Краматорськ, 2011. Вип. № 28. С. 77–85.

26. Крупа В.В. Теорія технічних систем: особливості побудови, створення та розвитку : навч. посіб. Тернопіль : ФОП Осадця, 2023. 308 с.

27. Крупа В.В., Кобельник В.Р. Призначення режимів різання при точінні табличним методом : Навчальний посібник - практикум. Тернопіль : ФОП ПАЛЯНИЦЯ, 2025. 144 с

28. Паливода Ю.С., Дячун А.С., Лещук Р.Я. Інструментальні матеріали, режими різання і технічне нормування механічної обробки: навчальний посібник.: Тернопіль: ТНТУ імені Івана Пулюя, 2019. 240 с.

29. Пат. 33445 Україна, МПК В 23 В 47/00. Механізм подач свердлильного верстату / Кривий П. Д., Кобельник В. Р., Кузьмін М. І.; заявник та патентовласник Терн. нац. техн. універ. ім. І. Пулюя. – № 200801364; заявл. 04.02.2008; опубл. 25.06.2008, Бюл. № 8.

30. Пат. 77698 Україна, МПК (2013.01) В 23 В 47/00. Пристрій для свердління наскрізних отворів / Кривий П. Д., Кобельник В. Р., Кузьмін М. І.; заявники і патентовласники Кривий П. Д., Кобельник В. Р., Кузьмін М. І. № u201209347; заявл. 30.07.2012; опубл. 25.02.2013, Бюл. № 4.

31. Польщин К.С. Оптимізація компоувальної схеми проектованого верстата / Польщин К.С., Фецович М.Р. // Актуальні задачі сучасних технологій : зб. тез доповідей XIV міжнар. наук.-техн. конф. Молодих учених та студентів, (Тернопіль, 11-12 грудня 2025) / М-во освіти і науки України, Терн. націон. техн. ун-т ім. І. Пулюя [та ін]. – Тернопіль : ФОП Паляниця В.А., 2025 – 593.

32. Сенік А.А. Визначення найімовірнішої довжини заготовки для згортної втулки / Оліховський В. // Міжнародна студентська науково- технічна конференція „Природничі та гуманітарні науки. Актуальні питання“, 27-28 квітня 2023. — Т.: ТНТУ, 2023. — С. 248–249. —(Механічна інженерія).

33. Сенік А. А. Вплив орієнтації згортних втулок на підвищення точності

контактних кроків привідних роликів втулкових ланцюгів / А. А. Сеник, В. Б. Котильницький // Матеріали Міжнародної науково-практичної конференції молодих учених та студентів „Актуальні задачі сучасних технологій“, 6-7 грудня 2023 року. — Т. : ФОП Паляниця В. А., 2023. — С. 117. — (Сучасні технології в будівництві, машино- та приладобудуванні).

34. Сеник А. Експериментальне дослідження впливу радіуса транспортного каналу і способу базування на відхилення від круглості згортних втулок / Атаманчук О., Дмитраш О. // Міжнародна студентська науково-технічна конференція „Природничі та гуманітарні науки. Актуальні питання“, 27-28 квітня 2023. — Т.: ТНТУ, 2023. — С. 208–209. — (Механічна інженерія).

35. Сеник А.А. Конструкторсько-технологічне забезпечення підвищення точності форми згортних втулок / Сеник А.А. // Збірник наукових праць «Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем» ДДМА. — Краматорськ, 2017. — Вип. № 41, — С. 46 – 55.

36. Сеник А.А. Експериментальне дослідження ступеня зміцнення внутрішньої циліндричної поверхні згортних втулок сформованих поверхнево-пластичним деформуванням / А. А. Сеник, І. В. Коваль // Збірник тез доповідей Міжнародної науково-технічної конференції присвяченої пам'яті професора Гевка Богдана Матвійовича „Проблеми теорії проектування та виготовлення транспортно-технологічних машин“, 23-24 вересня 2021. — Т. : ФОП Паляниця В. А., 2021. — С. 40–41.

37. Сеник А.А. Технологічне забезпечення виготовлення згортних втулок підвищеної точності форми і якості: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.02.08 “Технологія машинобудування” / А.А. Сеник. — Тернопіль, 2018. — 21 с.

38. Сеник А.А. Динамічні характеристики шпиндельного вузла з керованим натягом токарного верстата з ЧПК / А.А. Сеник, І.Т. Ярема, В.В. Крицишин // Матеріали XIII Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій» (11-12 грудня 2024 р.). — Тернопіль: ТНТУ, 2024. — С. 197.