

**Міністерство освіти і науки України**

**Луцький національний технічний університет**

(повне найменування вищого навчального закладу)

**Факультет транспорту та механічної інженерії**

(повне найменування факультету)

**Кафедра прикладної механіки та мехатроніки**

(повна найменування кафедри)

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА  
ЗА СТУПЕНЕМ ВИЩОЇ ОСВІТИ «МАГІСТР»**

**РОЗШИРЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ МОЖЛИВОСТЕЙ  
ФРЕЗЕРНОГО ВЕРСТАТА З ЧПК МОД. 65A60Ф4-11**

спеціальність 131 Прикладна механіка  
(шифр і назва спеціальності)

освітня програма «Прикладна механіка»  
(назва освітньої програми)

Виконав: здобувач вищої освіти  
групи ІМм-21  
**Слупачик Віталій Вікторович**

(підпис)

Керівник:  
к.т.н., доцент  
Зубовецька Наталія Тарасівна

(підпис)

Кваліфікаційну роботу  
допущено до захисту  
«\_\_» \_\_\_\_\_ 20\_\_ р.  
Гарант освітньої програми:  
к.т.н., доцент  
Четвержук Тарас Іванович

(підпис)

Луцьк – 2024 року

# ЛУЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет транспорту та механічної інженерії

Кафедра прикладної механіки та мехатроніки

Ступінь вищої освіти: магістр

Галузь знань: 13 Механічна інженерія

Спеціальність: 131 Прикладна механіка

Освітня програма: Прикладна механіка

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

\_\_\_\_\_ Р. Редько

“ \_\_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2024 р.

## **ЗАВДАННЯ**

### НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧУ ВИЩОЇ ОСВІТИ

Слупачику Віталію Вікторовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема кваліфікаційної роботи: *Розширення технологічних можливостей фрезерного верстата з ЧПК мод. 65A60Ф4-11*

Керівник роботи: *Зубовецька Наталія Тарасівна, к.т.н., доцент*, затвержені наказом закладу вищої освіти від «30» грудня 2023 р. № 452/01-02

2. Строк подання здобувачем вищої освіти кваліфікаційної роботи: 1.12.2024 р.

3. Вихідні дані до роботи: *Конструкторсько-технологічна документація, відегуки підприємств про роботу обладнання, паспорти верстатів, покращення технологічних параметрів верстатів з ЧПК*

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, що потрібно розробити):

*Анотація. Зміст. Вступ. 1. Конструкторська частина. 2. Розрахункова частина. 3. Удосконалення конструкції тягового механізму. 4. Розробка конструкції захватного пристрою промислового робота. Висновки і пропозиції. Список використаних джерел. Додатки.*

5. Перелік графічного (ілюстративного) матеріалу:

1. Загальний вигляд верстата – 1,5 ф. А1; 2. Кінематична схема верстата – 1 ф. А1; 3. Інструментальний магазин – 1 ф. А1; 4. Бабка – 2 ф. А1; 5. Гідророзвантаження бабки – 1 ф. А1; 6. Салазки – 2 ф. А1; 7. Стіл – 1 ф. А1

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис	
		Завдання видав	Завдання прийняв

7. Дата видачі завдання

03.09.2024 р.

### КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи магістра	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	<i>Конструкторська частина</i>	<i>15.09.24</i>	
2.	<i>Розрахункова частина</i>	<i>05.10.24</i>	
3.	<i>Удосконалення конструкції тягового механізму</i>	<i>25.10.24</i>	
4.	<i>Розробка конструкції захватного пристрою промислового робота</i>	<i>10.11.24</i>	
5.	<i>Оформлення ілюстративного матеріалу</i>	<i>20.11.24</i>	
6.	<i>Інструментальна перевірка на академічний плагіат</i>	<i>25.11.24</i>	
7.	<i>Представлення кваліфікаційної роботи магістра до захисту</i>	<i>01.12.24</i>	

Здобувач вищої освіти

\_\_\_\_\_ (підпис)

Слупачик В.В.

(прізвище та ініціали)

Керівник кваліфікаційної роботи

\_\_\_\_\_ (підпис)

Зубовецька Н.Т.

(прізвище та ініціали)

## АНОТАЦІЯ

Слупачик В.В. Розширення технологічних можливостей фрезерного верстата з ЧПК мод. 65А60Ф4-11. Рукопис.

Кваліфікаційна робота магістра ОП «Прикладна механіка» спеціальності 131 Прикладна механіка. Луцький національний технічний університет. Луцьк, 2024.

Кваліфікаційна робота магістра складається зі вступу, 4 розділів, висновків і пропозицій, списку використаних джерел і додатків.

Об'єктом дослідження кваліфікаційної роботи є фрезерний верстат з ЧПК мод. 65А60Ф4-11, як складна технічна система. Предмет дослідження – конструктивні елементи верстату, зокрема тяговий механізм та захватний пристрій промислового робота. Метою роботи є дослідження та модернізація фрезерного верстата з числовим програмним керуванням моделі 65А60Ф4-11 для підвищення продуктивності обробки і розробка для цього верстата робото-технічного комплексу.

В кваліфікаційній роботі зроблені огляд і аналіз фрезерних верстатів та їх основних вузлів, проаналізовані компоновки фрезерних верстатів з ЧПК. В розрахунковій частині виконані розрахунки приводу головного руху верстата та приводу подач. Виконано удосконалення конструкції тягового механізму та розроблено конструкцію захватного пристрою промислового робота.

Ключові слова: верстат, фрезерний верстат, привід головного руху, заготовка, деталь, тяговий механізм, захватний пристрій.

## ABSTRACT

Slupachyk V.V. Expansion of technological capabilities of a milling machine with CNC mod. 65A60F4-11. Manuscript.

Master's qualification work OP "Applied Mechanics" specialty 131 Applied Mechanics. Lutsk National Technical University. Lutsk, 2024.

Master's qualification work consists of an introduction, 4 chapters, conclusions and proposals, a list of sources used and appendices.

The object of the study of the qualification work is a milling machine with CNC mod. 65A60F4-11, as a complex technical system. The subject of the study is the structural elements of the machine, in particular the traction mechanism and the gripping device of an industrial robot. The purpose of the work is to study and modernize a milling machine with numerical program control model 65A60F4-11 to increase processing productivity and develop a robotic complex for this machine.

In the qualification work, a review and analysis of milling machines and their main components were made, the layouts of CNC milling machines were analyzed. In the calculation part, calculations of the main motion drive of the machine and the feed drive were performed. The design of the traction mechanism was improved and the design of the gripping device of an industrial robot was developed.

Keywords: machine tool, milling machine, main motion drive, workpiece, part, traction mechanism, gripping device.

## ЗМІСТ

ВСТУП .....	7
1. КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА .....	8
1.1. Огляд і аналіз фрезерних верстатів і їх основних вузлів .....	8
1.2. Компоновки фрезерних верстатів з ЧПК .....	9
1.3. Станини фрезерних верстатів з ЧПК .....	13
1.4. Напрямні верстатів із ЧПК .....	16
2. РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА .....	24
2.1. Розрахунок привода головного руху .....	24
2.2. Обґрунтування компоновання підшипників шпинделя .....	28
2.3. Розрахунок привода подач .....	29
3. УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ТЯГОВОГО МЕХАНІЗМУ .....	35
3.1. Перевірочний розрахунок роликів опор кочення вертикальної подачі на податливість і довговічність.....	35
3.2. Вибір гідроциліндра для механізму гідророзвантаження бабки.....	37
4. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ЗАХВАТНОГО ПРИСТРОЮ ПРОМИСЛОВОГО РОБОТА.....	38
ВИСНОВКИ І ПРОПОЗИЦІЇ .....	47
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ .....	48
ДОДАТКИ .....	51

## ВСТУП

Числове програмне керування стало останнім часом універсальним засобом керування верстатами. Застосування верстатів з ЧПК дозволило швидко та якісно виконувати обробку на верстатах, отримувати значний економічний ефект. Обробка на верстатах з ЧПК має такі переваги: ріст продуктивності праці оператора-верстатника завдяки скороченню основного і допоміжного часу (переналагодження); можливість застосування багатOVERSTATного обслуговування; підвищення точності; зниження витрат на спеціальні пристосування; скорочення чи повна ліквідація розмітки заготовок і слюсарно-підгінних робіт.

Досвід використання верстатів з ЧПК показав, що ефективність їх застосування зростає при підвищенні точності, але при цьому спостерігається ускладнення умов обробки (взаємне переміщення заготовки й інструмента по п'ятьох – шести координатах), і є можливість багатоінструментальної багатоопераційної обробки заготовок з одного установу тощо.

Велику перевагу мають верстати з ЧПК, тому що значно зменшується частка важкої ручної праці робітників, скорочуються потреби в кваліфікованих верстатниках-універсалах, зменшується склад працівників металообробних цехів.

*Метою кваліфікаційної роботи* є дослідження та модернізація фрезерного верстата з числовим програмним керуванням моделі 65A60Ф4-11 для підвищення продуктивності обробки і розробка для цього верстата робото-технічного комплексу.

*Об'єктом дослідження* є фрезерний верстат з ЧПК мод. 65A60Ф4-11, як складна технічна система.

*Предмет дослідження* – конструктивні елементи верстата, зокрема тяговий механізм та захватний пристрій промислового робота.

## РОЗДІЛ 1

### КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА

#### 1.1. Огляд і аналіз фрезерних верстатів і їх основних вузлів

Фрезерні верстати з ЧПК призначені для обробки плоских просторових деталей складної форми.

Конструкції фрезерних верстатів з ЧПК є різними, зокрема за розташуванням шпинделя (горизонтальне чи вертикальне), за числом координатних переміщень столу чи фрезерної бабки, за кількістю використовуваних інструментів і способом їх установки на верстаті (вручну чи автоматично).

Для фрезерних верстатів з ЧПК прийняли єдину систему позначення координат, що рекомендується ІСО (Міжнародною організацією із стандартизації). У цих верстатах різальний інструмент обертається, а рухомі органи прямолінійно переміщуються в прямокутній системі координат XYZ, а вісь обертання інструмента (фрези) збігається з координатною віссю Z.

Координатну систему переміщення інструменту позначають XYZ, а координатну систему переміщення заготовки X"Y"Z". Напрямок переміщення інструмента і заготовки вважається позитивним, якщо при цьому вони вдаряються один з одним.

На верстатах, призначених для обробки корпусних, плоских і інших заготовок, які не обертаються під час обробки, положення координатних осей визначають за правилом правої руки: великий палець – вісь X, вказівний – вісь Y, середній – вісь Z (рис. 1.1). При визначенні координатних переміщень верстата праву руку (тильною стороною) думкою розташовують на оброблюваній площині заготовки так, щоб напівзігнутий середній палець збігався з віссю обертання інструмента (+Z); в такому разі великий палець покаже напрямок +X; а вказівний – напрямок +Y.

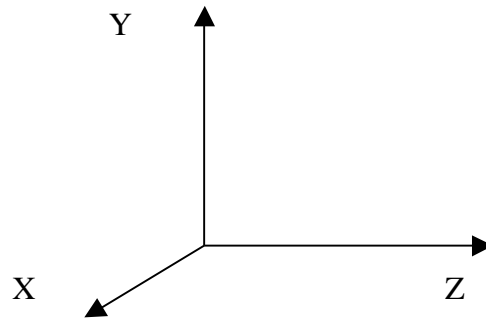


Рисунок 1.1 Положення координатних осей

Крім переміщень по основних координатних осях  $X$ ,  $Y$  і  $Z$  є можливими переміщення ( $W, W''$ ) і обертання ( $B, B''$ ) щодо вторинних осей, рівнобіжних до основних (рис.1.2, а і б).

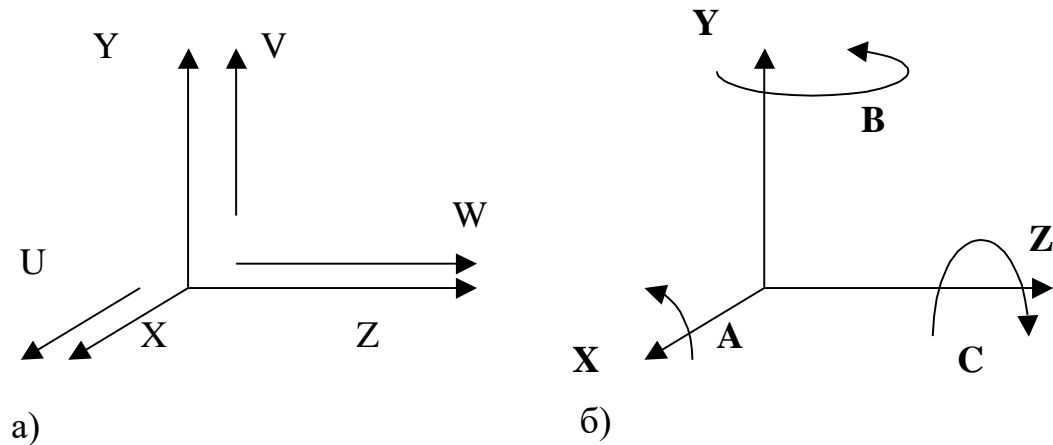


Рисунок 1.2 Положення координатних осей

## 1.2. Компоновки фрезерних верстатів з ЧПК

За компоюванням фрезерні верстати поділяються на чотири групи: вертикально-фрезерні з хрестовим столом; консольно-фрезерні; поздовжньо-фрезерні; широкоуніверсальні.

У вертикально-фрезерних верстатах із хрестовим столом (рис.1.3, а) стіл переміщається в подовжньому (вісь  $X$ ) і поперечному (вісь  $Y$ ) горизонтальних напрямках, а фрезерна бабка – у вертикальному напрямку (вісь  $Z$ ).

У консольно-фрезерних верстатах (рис.1.3, б) стіл має переміщення по трьох координатних осях (X,Y і Z), а бабка є нерухомою.

У поздовжньо-фрезерних верстатах з рухомою поперечкою (рис.1.4) стіл має переміщення по осі X, шпиндельна бабка – по Y осі, а поперечина - по осі Z. У подовжньо-фрезерних верстатах з нерухомою поперечиною стіл переміщається по осі X, а шпиндельна бабка – по осях Y та Z.

У широкоуніверсальних інструментальних фрезерних верстатах стіл має переміщення по осях X і Y, а шпиндельна бабка – по осі Z.

Фрезерні верстати, в основному, оснащуються прямокутним і контурними пристроями ЧПК.

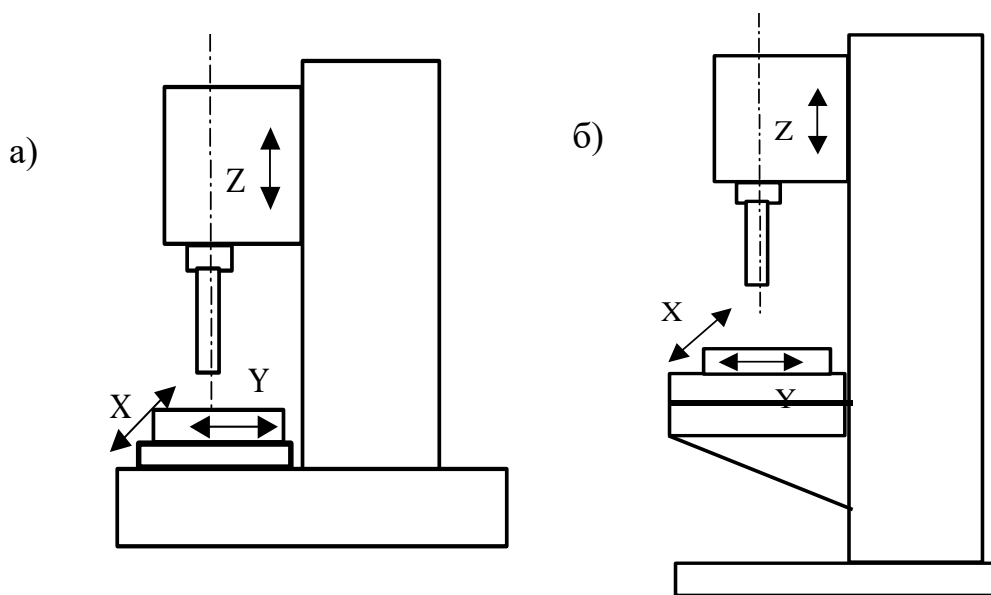


Рисунок 1.3 Компонування вертикально-фрезерних верстатів:

а) безконсольний, б) консольний

За прямокутного керування (Ф2) стіл верстата робить рух лише в напрямку, напрямленому по одній з координатних осей, що робить неможливою обробку складних поверхонь. Керуючі програми у цих верстатах задаються з пульта керування (оперативні системи ЧПК). Верстати з прямокутним керуванням застосовуються при фрезеруванні площин, уступів, пазів, різновисоких бобишок тощо.

За контурного керування (Ф3 і Ф4) траєкторія переміщення столу є більш різноманітною і залежить від профілю оброблюваного виробу. Верстати з контурним керуванням використовують для фрезерування

кулачків, штампів, прес-форм і ін. Кількість керованих координат – три, а в деяких випадках чотири і п'ять.

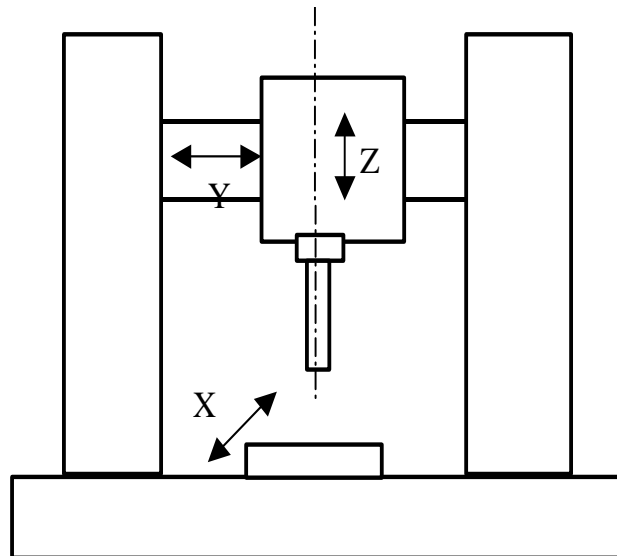


Рисунок 1.4 Компонування поздовжньо-фрезерного верстата

За контурного керування рух формоутворення виконується не менше ніж за двома координатними осями одночасно; вся інформація для керування задається з пульта системи ЧПК.

Фрезерні верстати з ЧПК бувають: одноінструментальними (інструмент встановлюється вручну) і багатоінструментальними (оснащені магазином інструментів і пристроєм автоматичної заміни). Приводом головного руху є асинхронні електродвигуни (у цих випадках монтується коробка швидкостей), а також електродвигуни постійного струму.

На малих фрезерних верстатах з площинним керуванням застосовують один приводний електродвигун постійного струму і коробку передач з електромагнітними муфтами, що переключуються автоматично, а на важких верстатах з контурним керуванням кожен керований координатний рух здійснюється від автономного електропривода постійного струму.

Фрезерні верстати з ЧПК забезпечують високу точність позиціонування (1-3 мкм при прямокутній обробці і 5-10 мкм при контурній обробці), що ставить підвищені вимоги до жорсткості верстатів.

Тому приводи подач фрезерних верстатів з ЧПК містять короткі кінематичні ланцюги; при цьому рух передається від двигуна безпосередньо виконавчому органу, а всі деталі і вузли (особливо напрямні, корпусні деталі) виготовляються і збираються з високою точністю.

Для зменшення тертя в передачах при переданні руху безпосередньо виконавчим органам у верстатах з контурним керуванням передбачені кулькові гвинтові пари; механічні передачі приводів подач виконують без зазорів, а на важких верстатах використовують напрямні кочення. Змашування напрямних здійснюється автоматично.

У верстатах, що призначені для контурної обробки деталей, використовують слідкуючі приводи подач, які бувають електрогідравлічними кроковими, гідравлічними й електромеханічними.

Особливістю даних приводів є те, що крім роботи в слідкуючому режимі вони забезпечують також роботу в режимі позиціонування, що є необхідним для виконання на фрезерних верстатах свердлильних і розточувальних операцій.

Фрезерні верстати з ЧПК бувають нормальної (Н), підвищеної (П) і високої (С) точності.

Відношення величин похибок обробки, що визначають точність верстатів класу Н, П і С, складає 1:0,6:0,4.

Точність пристрою ЧПК, що керує координатними переміщеннями рухомих вузлів, визначається наступними показниками: точністю позиціонування; стабільністю позиціонування; зоною нечутливості.

Зону нечутливості, що визначає зазори в кінематичному ланцюзі приводу й у кульковій гвинтовій парі, зменшують регулюванням механізмів.

### 1.3. Станини фрезерних верстатів з ЧПК

Станина є базовим елементом (несучою системою) верстата, що забезпечує положення всіх його робочих механізмів у просторі. Конструкції станин є різними залежно від призначення й особливостей конструкції верстатів. До групи станин належать усі складені конструктивно-складальні елементи, які забезпечують геометрично правильне переміщення робочих органів верстата і закріплення на них механізмів для можливості їх переміщення. Станини повинні мати високу жорсткість у зв'язку з переривчастим характером різання (рис.1.5).

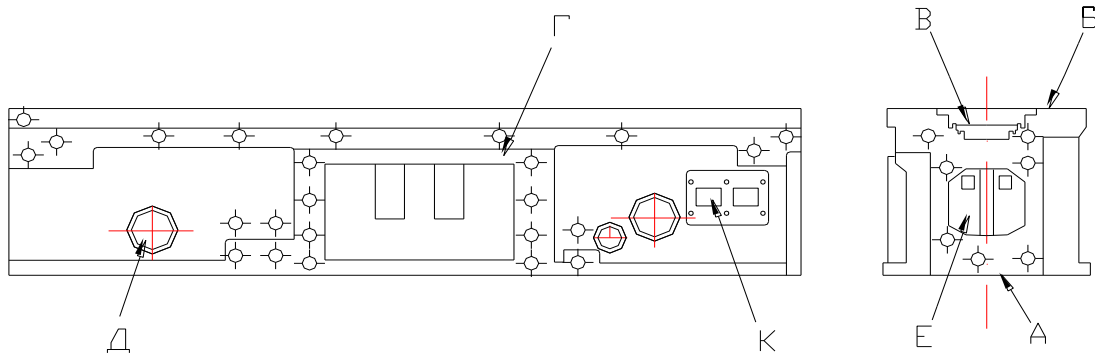


Рисунок 1.5 Станини верстатів із ЧПК

Станини верстатів з ЧПК за конструкцією розділяють на групи залежно від типів верстатів, для яких вони призначені. Станина безконсольних вертикально-фрезерних верстатів зроблена у вигляді однієї литої масивної секції (рис. 1.5). На ній симетрично з двох сторін розташовані поверхні Б напрямних. Усередині станини передбачені камери Е для розміщення двигунів приводу поздовжніх подач і вікна К – для доступу ззовні до цих двигунів. Станина симетричного типу містить ребра жорсткості. При розміщенні допоміжних вузлів усередині станини її конструкція є складнішою й утрудняється доступ до вузлів. Тому існує практика, щоб допоміжні вузли виносити назовні станини. При цьому конструкція станини

спрощується і разом з тим підвищується її жорсткість завдяки рівномірному розташуванню ребер.

Особливістю конструкції станин поздовжньо-фрезерних верстатів є те, що вони складаються із зістиківаних по довжині окремих секцій.

Існують станини верстатів із нерухомим порталом і рухомим столом: у них  $\frac{L}{B} \leq 5-8$ , де  $L$  - довжина станини,  $B$  - ширина станини – застосовують їх у порталних подовжньо-фрезерних верстатах. Їх виконують у вигляді однієї центральної секції 1, що стикується із секціями 2 і 3, що розташовані по краях. Головною для стикування набору секцій є середня центральна секція 1, що несе на собі бічні, розташовані по двох сторонах стикування поверхні  $\Gamma$  для фіксації кріплення стійок нерухомого порталу. Центральна секція повинна мати достатньо високу жорсткість. Станина може бути зістиківана з різних за довжиною секцій 1, 2 і 3, що у з'єднанні забезпечують потрібну довжину ходу столу. На листі 5 наведена станина з напрямними змішаного типу (ковзання-кочення), що широко застосовуються у верстатобудуванні з плоскими напрямними і  $V$ -подібними роликівими напрямними кочення, розташованими на поверхнях 6. Підпружинені пристрої 4 призначені для періодичного змащування. Така конструкція має високу жорсткість і вібростійкість.

Станини широкопортальних фрезерних верстатів мають блокову конструкцію. До них відноситься станина верстата 2ФП-242В (лист 6) з рухомим порталом для обробки великогабаритних деталей значної ширини. Станина блокової конструкції має сполучення зістиківаних крайніх секцій 9, що однакові за довжиною і за шириною, які мають опорні сталеві напрямні, і середніх секцій 12, що несуть на собі стіл 3. Сукупність з'єднань трьох секцій, тобто двох крайніх 9 і однієї середньої 12, складає кожен блок стикування довжиною 5880 мм, шириною 3660 мм і висотою 1000 мм. Станина складається із шести таких блоків, а її загальна довжина може мати 35280 мм. Крайні секції 9 станини включають по дві сталеві планки

прямокутного перетину 1, 2, 5 і 6, що служать підставою для напрямних кочення. Ці планки термічно оброблені і загартовані до твердості *HRC*<sub>59-63</sub>, до встановлення їх попередньо прошліфують. Планки напрямних установлюють на станину в шип чи в упор, зміцнюють гвинтами, що розташовані в шаховому порядку.

Головки гвинтів втоплені на 8-10 мм і закриваються сталевими пробками. Кожна крайня секція 9 є взаємозамінною для правої і лівої сторін станини. Конструкція ребер секції 9 така, що під кожною напрямною розташоване ребро, що створює жорстку опору. Між поздовжніми і поперечними ребрами передбачено похилий жолоб з кутом нахилу, що дорівнює куту нахилу жолобів 10 середньої секції. Збоку під поверхнею напрямних розміщені площини платиків 7 для закріплення силової зубчастої рейки. З'єднання бічних секцій станини із середньою секцією здійснюється по бічних стикуючих поверхнях, закріплення виконується шістьма болтами 13 зверху і чотирма болтами по краях кожної із секцій; положення забезпечується циліндричними штифтами 14.

Центральна секція 12 станини є сполучною приставкою і підставою для столу 3, що виконаний у вигляді поперечних плит 15 з Т-подібними пазами. Між даними плитами розташовані люки 16, що з'єднуються з жолобами 10, де проходять конвеєри для відведення стружки. У середині центральної секції станини розміщене вікно 11 для монтажу приводів з редукторами пристрою відведення стружки. На поверхні 4 центральної секції за необхідності можуть встановлюватись спеціальні пристосування. Останнім часом у закордонному виробництві появилась тенденція застосування у верстатах з ЧПК взамін чавунних станин залізобетонні станини. Вони відповідають підвищеним вимогам, які ставлять до статичної і динамічної жорсткості, вібростійкості, а також термостійкості.

Конструкція напрямних верстатів з ЧПК повинна забезпечувати необхідну точність переміщення робочого органу верстата за траєкторією, що задана керуючою програмою, протягом тривалого часу. Точність

верстата досягається дотриманням точності геометричних параметрів напрямних, їх затягуванням і виключенням зазорів, забезпеченням плавності ходу, також жорсткістю конструкції, що запобігає переміщенню під дією пружних деформацій. Тривале забезпечення точності напрямних залежить від зносостійкості матеріалів у спряжених пар тертя цих напрямних.

У сучасних верстатах з ЧПК застосовують напрямні ковзання, кочення, а також комбіновані – залежно від конструкції і призначення верстатів; їх вибір здійснюється залежно від конкретних умов роботи верстата. Для багатоопераційних верстатів, що працюють у позиційному режимі, є необхідними конструкції напрямних, що забезпечують швидкий і точний вихід на позицію обробки. Цим вимогам найкраще відповідають напрямні кочення. На фрезерних верстатах при контурній обробці необхідні напрямні, що будуть забезпечувати плавний реверс. Такими є напрямні ковзання з мінімальним коефіцієнтом тертя. За великих довжин переміщення з високою швидкістю (до 10 м/хв) рекомендується застосовувати напрямні кочення або комбіновані напрямні. На вертикально-фрезерних верстатах для п'ятикоординатної обробки успішно використовують для всіх переміщень напрямні кочення. У важких фрезерних верстатах досить часто застосовують гідростатичні напрямні.

#### 1.4. Направні верстатів з ЧПК

Направні верстатів із ЧПК мають різну конструкцію залежно від розстановки спряжених пар тертя.

Направні ковзання. Вдосконалення цих напрямних в основному рухалось в напрямку одержання низького коефіцієнта тертя при застосуванні спеціальних пластикових синтетичних матеріалів, сплавів і мастик.

Направні ковзання виконують зі спеціальних пластин з цинкового сплаву ЦАМ чи пластин із фторопласту (тефлону), розташованих на

рухомому органі, при з'єднанні з чавунними чи сталевими пластинами прямолінійними нерухомими планками.

Застосовують спеціальні покриття у вигляді пасти разом зі сталевими призматичними чи плоскими прямолінійними планками.

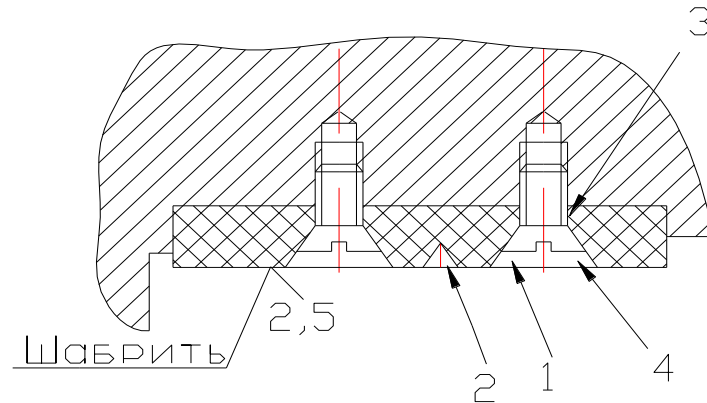


Рисунок 1.6 Напрямні ковзання

Пластикові напрямні виконують із фторопласту Ф4К-20\*, що у з'єднанні з чавуном чи сталлю забезпечує коефіцієнт тертя спокою  $\mu = 0,005$  і коефіцієнт тертя руху  $\mu = 0,004$ . Фторопласт постачається у вигляді рулону чи стрічки пластин розміром 250\*250\*10 мм, що попередньо обробляють і розрізають по ширині поверхні напрямних; поверхню пластин фрезерують до одержання товщини 8 мм для того, щоб допуск площинності кожної пластини складав 0,05 мм; потім фрезерують канавки 2 (рис.1.6.) для змащування глибиною 1,5 мм під кутом  $45^\circ$ , після чого свердлять отвори 3 і зенкують їх під розмір головок гвинтів. Конусоподібне заглиблення 4 під головки гвинтів роблять на 1,5-2 мм глибшим, ніж це потрібно, щоб не виглядали головки гвинтів.

Підготовлені пластини закріплюються на поверхні напрямних за використання епоксидного клею чи гвинтів. Стики між пластинами і заглиблення 1 під головки гвинтів замащують епоксидним клеєм. У зібраному вигляді фторопластові пластини шабрують по плямах фарби, нанесеної за допомогою плити.

Напрямні кочення забезпечують за дуже низького коефіцієнту тертя  $\mu=0,005$  точні переміщення при реверсивних рухах, рівномірне переміщення за низьких і високих швидкостей. Ці властивості забезпечують з високою точністю циклічність виходу на позицію, що є особливо важливим для багатоопераційних верстатів, а також можливість зменшення потужності двигунів приводів подач, стабільні підвищені точність і довговічність.

В напрямних кочення сполучають роликові опори у сполученні з термічно обробленими сталевими накладними планками з цементованої сталі типу 20X (ГОСТ 4543-71) з черговим загартуванням на твердість  $HRC_9$  59-63.

Монтажна схема роликових опор вертикальних напрямних стійки для переміщення каретки по осі  $Z$  наведена на листі 8. Напрямні складаються з накладних сталевих планок довгої – 500 мм, шириною 160 і товщиною 60 мм, термічно оброблених (твердістю  $HRC_9$  59-63), зафіксованих по пазу 5, закріплених гвинтами 6 і конічними штифтами 3.

Рухомі роликові опори встановлюють з кожної сторони планок як нерухомі платформи 1, платформи 2 із двома основними роликовими опорами розташовують по бічних поверхнях із протилежної сторони напрямних планок 4.

З бічного боку правої напрямної планки 4 закріплено нерухому роликову опору 9, а з бічної сторони, що протилежна напрямній, розміщена рухома роликова опора 8 для здійснення натягу.

Підтискні роликові опори в платформах 1 захищають каретку від перекидання; їх встановлюють так, щоб зазор між опорою і платформою шляхом пригону сталеві прокладки 7 не перевищував 0,02-0,03 мм. Потім регулюють роликові опори 8 на рухомих клинах. Натяг клинової роликової опори створюється до одержання зазору 0,02 – 0,03 мм між підставою обійми і поверхнею клина. Після цього положення клина остаточно фіксують стопорним гвинтом.

У верстатах, де робочі органи переміщаються на відстань не більшу 3 м, у механізмах приводів подач застосовуються гвинтові пари. Переваги кулькових передач - невеликі витрати на тертя і високий ККД.

Конструкції кулькових гвинтових пар бувають двох типів: зі сполученням обертового гвинта і гайки, що переміщається; зі сполученням обертової гайки і гвинта, що переміщається.

Кулькова гвинтова пара з обертовим гвинтом (лист 9) застосовується в приводах подовжньої і поперечної подачі гами верстатів ФП-27НЗ.

Кулькова гвинтова пара складається з гвинта 1 з різьбою спеціального профілю, двох циліндричних кулькових гайок 2 з кульками 3, каналів повернення кульок 5, корпусу 4, для монтажу кулькових гайок і ущільнювачів 6. Кожну гайку 2 кріплять до корпусу 4 гвинтами 8. Зазори між гвинтом 1 і гайкою 2 усувають створенням попереднього натягу шляхом шліфування компенсаторних півкілець 9 і притягання гайки до корпусу 4 гвинтами 8.

Робоче значення попереднього натягу задають залежно від значення моменту обертання корпусу відносно гвинта, що визначене технічними вимогами в кресленні.

У конструкції опор 10 кулькової пари використані радіальні 12 і упорні 11 підшипники з компенсаторами 14 для створення в опорах необхідного попереднього натягу кулькової пари.

Попередній натяг опор кулькової пари регулюється за допомогою гайок 13. Опори гвинта закріплюють болтами 15, положення кронштейнів фіксують за допомогою штифтів 16.

Рухомі несучі елементи – супорти, салазки, столи і стійки – визначають не тільки на компонування верстата, але і його технічні параметри, наприклад, жорсткість, вібростійкість, точність переміщення, і якість виготовлення деталей на цьому верстаті.

Жорсткість базових і рухомих несучих елементів верстатів з ЧПК повинна бути вища жорсткості цих елементів у звичайних верстатах.

Салазки, столи і супорти відносяться до рухомих несучих елементів, що звичайно виготовляють методом лиття із чавуну СЧ20.

Супорт є несучим елементом конструкції і призначений для переміщення фрезерних головок, шпindelьних бабок, різцетримачів з різальним інструментом чи вимірювальних пристроїв. Супорти можуть мати одно- чи двохкоординатні переміщення, що можуть бути здійснені в ручному й автоматичному режимах. Супорти монтують на напрямних.

Для переміщення на невеликі відстані і за невеликих зусиль застосовують напрямні типу “ластівкового хвоста”, для переміщення на великі відстані – напрямні прямокутного перерізу. Корпус супортів виготовляють з чавуну, симетрично розташовують ребра і конструктивні елементи для здійснення переміщень. Конструкції супортів є надзвичайно різноманітними і залежать від типу верстатів.

Салазки – складова частина несучих елементів; вони виконують функції напрямних. У вертикально – фрезерних верстатів салазки забезпечують переміщення супорта по координатах  $X$  і  $Y$ . У подовжньо – фрезерних верстатів – по координатах  $Y$  і  $Z$ .

Конструкції салазок характеризуються великою різноманітністю. В основному салазки виконують коробчастого типу, які мають ребра, що збільшують жорсткість напрямних, чи поверхні кріплення для кріпильних сталевих напрямних. Направні салазок фрезерних верстатів – прямокутної форми, досить великої ширини для того, щоб зусилля на опорні поверхні напрямних не перевищувало 0,1 – 0,2 МПа. Посередині між напрямними розташовують кулькову гвинтову передачу чи інші засоби, що забезпечують переміщення салазок. Корпус салазок звичайно виготовляють з чавуну СЧ20. При розміщенні усередині корпусу кінематичної передачі на салазках виконують відповідні платики. Приводи і датчики зворотного зв'язку розміщують у місцях, доступних для обслуговування.

Столи бувають двох типів: рухомі, які призначені для закріплення і переміщення оброблюваних заготовок по заданих координатах, і нерухомі –

у великих подовжньо – фрезерних верстатів. Рухомі столи виконують одно- і двохкоординатними, у деяких випадках на столах установлюють поворотні пристосування чи в рухливі столи вбудовують столи для кругової подачі. Столи – коробчатої конструкції з ребрами, рівномірно розташованими в подовжньому і поперечному напрямках. Жорсткість напрямних столу збільшують за допомогою ребер.

Нерухомі столи з великих подовжньо – фрезерних верстатів для обробки заготовок великої довжини можуть складатися з окремих прикручених до станини секцій, установлюваних на однаковій відстані один від одного. У проміжках між секціями розташовані люки 16 для стоку стружки й емульсії. Поверхні столів мають Т-подібні пази для установки і кріплення швидкодіючих пристосувань чи вакуумних столів – пристосувань.

Стійки так само, як і станини, є основним базовим елементом.

Розрізняють стійки двох типів – одностійкові колончасті і двухстійкові рамкові. Одностійкові колончасті стійки мають несучі направляючі, розташовані перед чи збоку перпендикулярно до опорної поверхні і призначені для переміщення шпиндельної бабки.

Шпиндельна група верстатів призначена для здійснення головного обертального руху шпинделя з необхідною частотою обертання. У шпиндельних групах виконуються закріплення й обертання різальних інструментів і забезпечується їхнє задане положення стосовно інших вузлів верстата.

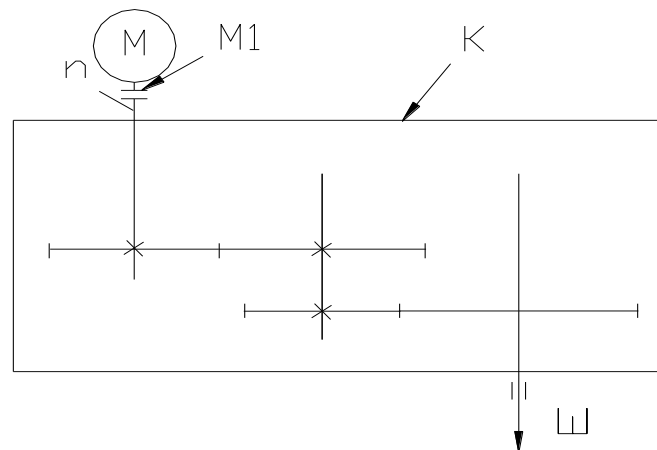


Рисунок 1.7 Шпиндельна група верстата

Конструкція шпindelної групи повинна бути такою, щоб з виконанням комплексу технологічних команд досягалося збереження точності обертання шпindelя (що виключає осьове і торцеве биття), а також сумарної жорсткості всієї групи з вхідними вузлами для запобігання деформування.

До складу шпindelної групи (рис.1.7) входять: двигун М привода головного руху, коробки швидкостей чи переключень К, приводний вал П, що з'єднується з двигуном за допомогою муфти М1, і шпindelний вузол (головка) Ш.

При нерегульованому приводному асинхронному двигуні зміна частот обертання шпindelя здійснюється ступінчасто, за допомогою коробок швидкостей зі складною кінематичною структурою. Асинхронний електродвигун найбільш надійний і простий в експлуатації, не вимагає перетворювачів і спеціальних підсилювачів, має порівняно невеликі розміри і масу. Однак зміна частоти обертання шпindelів при використанні асинхронного електродвигуна можлива лише за допомогою багатоступінчастих коробок швидкостей чи пристроїв переключення (якщо електродвигуни двохшвидкісний).

У приводі головного руху з асинхронним електродвигуном і ступінчастим регулюванням частоти обертання шпindelя утрудняється автоматизація команд керування від керуючої програми. Асинхронний двигун може працювати з високими перевантаженнями, що є його перевагою порівняно з двигуном постійного струму.

Регульовані приводи головного руху поділяють на три групи. Електроприводи з тиристорним двохзонним безступінчастим регулюванням частот обертання шпindelя в сполученні з коробками швидкостей забезпечують широкий діапазон регулювання частот обертання шпindelів за допомогою понижуючої передачі для одержання нижніх діапазонів частоти обертання й прискорювальної передачі для досягнення її верхніх діапазонів. Безступінчасте регулювання з безупинною зміною частоти

обертання шпинделів може також виконуватися завдяки застосуванню гідроприводу з об'ємним регулюванням чи електропривода з частотним регулюванням.

Інструментальні магазини і механізми зміни інструмента застосовуються в багатоопераційних верстатах. Їхнє застосування забезпечує в процесі обробки заготовки заміну в шпинделі верстата оброблювального інструмента відповідно до заданого технологічного процесу обробки.

Для автоматичної зміни і закріплення в шпинделі верстата різних за розміром і функціональному призначенню різальних інструментів у їх конструкції необхідно передбачити спеціальні посадкові місця й елементи для затиску. Це досягається установкою і закріпленням різального інструмента, в інструментальних оправках.

Інструментальні магазини призначені для розміщення інструментальних оправок на верстаті і їх транспортування в зону перевантаження в шпиндель. Число інструментів, а відповідно і місткість інструментальних магазинів визначаються технологічними функціями верстата.

Механізми зміни інструмента перевантажують інструментальні оправки з магазину в шпиндель верстата і зі шпинделя в магазин.

## РОЗДІЛ 2

### РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА

#### 2.1. Розрахунок приводу головного руху

Привод головного руху верстата мод. 65A60Ф4-11 забезпечує можливість безступінчастого регулювання частот обертання шпинделя в межах від  $n_{\min}=5$  до  $n_{\max}=2000$  хв<sup>-1</sup> з максимальним крутним моментом,  $M_{\max}=2750$  Нм. Для розширення технологічних можливостей верстата підвищуємо діапазон регулювання приводу до  $n_{\max}=2500$  хв<sup>-1</sup>.

Вихідні дані:

Мінімальна частота обертання шпинделя	$n_{\min}=5$ хв <sup>-1</sup>
Максимальна частота обертання шпинделя	$n_{\max}=2500$ хв <sup>-1</sup>
Номінальна частота обертання е/д	$n_{\text{ном}}=1500$ хв <sup>-1</sup>
Максимальна частота обертання е/д	$n_{\max}=4000$ хв <sup>-1</sup>
Марка е/д	2ПН160ЛУХЛ 4
Потужність	P= 11 кВт

Загальний діапазон регулювання приводу визначають:

$$R = R_c \cdot \varphi^{z-1},$$

$$R_n = \frac{n_{\max/\partial}}{n_{\min/\partial}} = \frac{4000}{5} = 800.$$

Визначаємо діапазон регулювання двигуна за формулою:

$$R_\partial = \frac{n_{\max/\partial}}{n_{\min/\partial}} = \frac{4000}{1500} = 2,67.$$

Визначимо умовну розрахункову частоту, нижче від якої можливе регулювання зі зменшенням потужності на низьких частотах. Приймаємо,  $n_{\min}=40$  хв<sup>-1</sup>. Діапазон регулювання приводу при цьому:

$$R_n = \frac{n_{\max/\partial}}{n_{\min/\partial}} = \frac{4000}{40} = 100.$$

У зв'язку з тим, що діапазон регулювання приводу є більший діапазону регулювання двигуна ( $R_n > R_{к.с.}$ ), тому будемо використовувати ступінчасту коробку швидкостей.

$$z = \frac{\lg R_n}{\lg R_{к.с.}}$$

Тому загальний діапазон регулювання становить:

$$R = R_c \cdot \varphi^{z-1},$$

де:  $R_c$  - діапазон регулювання ступінчастої структури.

Визначаємо діапазон регулювання ступінчастої структури:

$$R_{к.с.} = \frac{n_{max}}{n_{минN}} = \frac{2500}{40} = 62,50.$$

Визначаємо кількість швидкостей ступінчастої структури за формулою:

$$z = \frac{\lg R_{к.с.}}{\lg R_\partial}$$

$$z = \frac{\lg 62.5}{\lg 2.67} = 4.4 \approx 4.$$

Приймаємо формулу структури коробки швидкостей:

$$z = 4 = 2 * 2.$$

Безступінчасту структуру визначаємо як умовну ступінчасту структуру. Приймаємо умовне значення знаменника геометричного ряду частот обертання  $\varphi = 1,25$  і визначаємо фіктивне число ступенів частот обертання, що забезпечується регульованим двигуном.

$$z = \frac{\lg R_n}{\lg R_d} = \frac{\lg R_n}{\lg \varphi}$$

$$z = \frac{\lg 62.5}{\lg 1.25} = 18.53.$$

Будемо вважати  $z = \frac{\lg 62.5}{\lg 1.25}$  основною групою. Тоді в загальному

вигляді можемо записати:

$$Z = p_a(x_a) \cdot p_b(x_b) \cdot p_c(x_c) = 18,$$

$$Z = 3_1 \cdot 2_2 \cdot 2_4 = 18,$$

де:  $p_a = 3$  і  $p_b = 2$  - числа передач у першій і другій групах східчастої структури, використовуючи подвійні блоки зубчастих коліс, отримаємо:

$$Z = 3_2 \cdot 2_2 \cdot 2_4 = 18,$$

де  $(x_a)$  – характеристика першої групи, приймається рівною  $(x_a) = 2$ .

Отже, маємо:

$$R_1 = \varphi^{z-1} \cdot \varphi^{(2-1)(2-1)} = \varphi^{1-1} = 1.$$

Діапазон регулювання, реалізований першою групою ступінчастої структури, дорівнює:

$$R_1 = \varphi^{z-1} = \varphi^{1-1} = 1,$$

$$R_{1n} = 1.25^{4-1} \cdot 1.25 = 23.975.$$

Тоді діапазон регулювання другої групи складає:

$$R_2 = \frac{R_{к.с.}}{R_n} = \frac{37.4}{23.9} = 1.56.$$

Відповідно, характеристика другої групи за умови забезпечення необхідного діапазону регулювання:  $X_2=2$ .

Таким чином, остаточно отримуємо структурну формулу:

$$z = 4 = 2_1 \cdot 2_2.$$

На рис. 2.1. наведено графік частот обертання шпинделя, а на рис. 2.2. - кінематична схема привода.

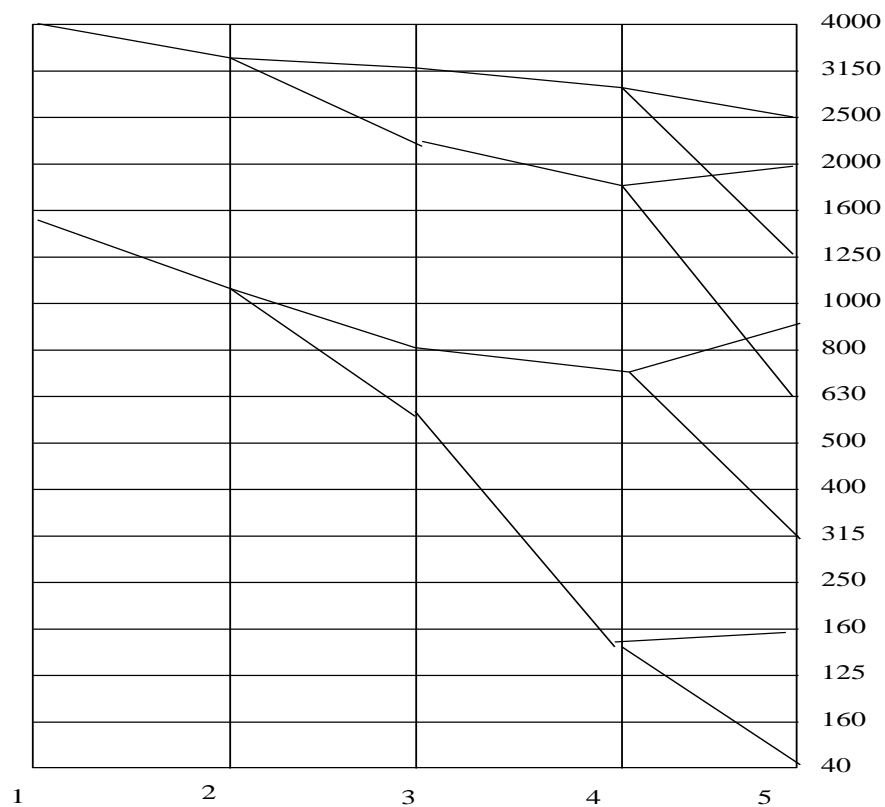


Рисунок 2.1 Графік частот обертання шпинделя



Використовуючи таблицю 3.4 [11], з'ясуємо, що наявна схема нам підходить і не має потреби в зміні.

### 2.3. Розрахунок приводу подач

Координатна вісь - О.

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

Сила тертя в напрямних  $F_{тр}=300$  Н.

Діаметр гвинта  $D = 0,04$  м.

Крок гвинта  $t_b = 10$  мм.

Моменти втрат:

у передачі гвинт-гайка кочення:  $M_b = 0,63$  Н·м

у радіально-упорному підшипнику опори гвинта:  $M_{подш}=0,53$  Н·м за зусилля попереднього натягу  $Q = 3$  кН.

Момент тертя в манжетному ущільненні:  $M_{тр.у} = 1,5$  Н·м.

Максимальна робоча подача:  $V_{max} = 150$  мм/хв.

Швидкість холостого руху:  $V_{хх} = 9600$  мм/хв.

Частота обертання двигуна за холостого ходу:  $n = 1500$  об/хв.

Момент інерції двигуна 47МВН – 0,000134 кг·м.

### Розв'язок

Розв'язок даної задачі складається із статичного і динамічного розрахунку приводу, визначення необхідного максимального моменту двигуна при розгоні і гальмуванні.

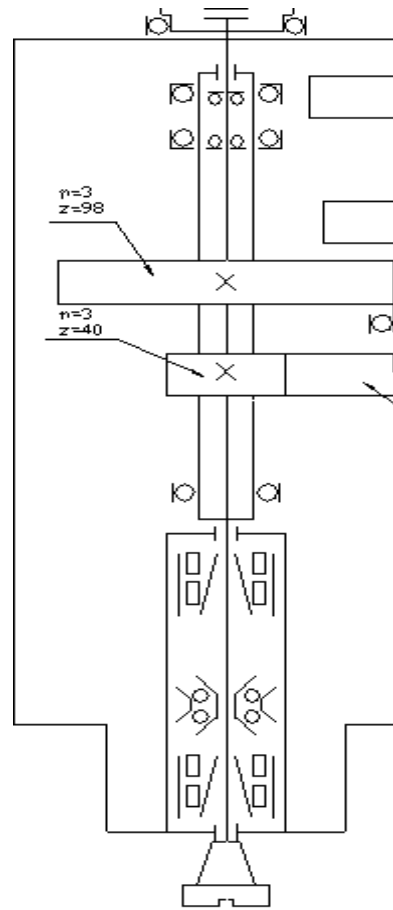


Рисунок 2.3 Розрахункова схема шпиндельного вузла

Статичний розрахунок приводу.

Розрахункова схема приводу наведена на рис. 2.4.

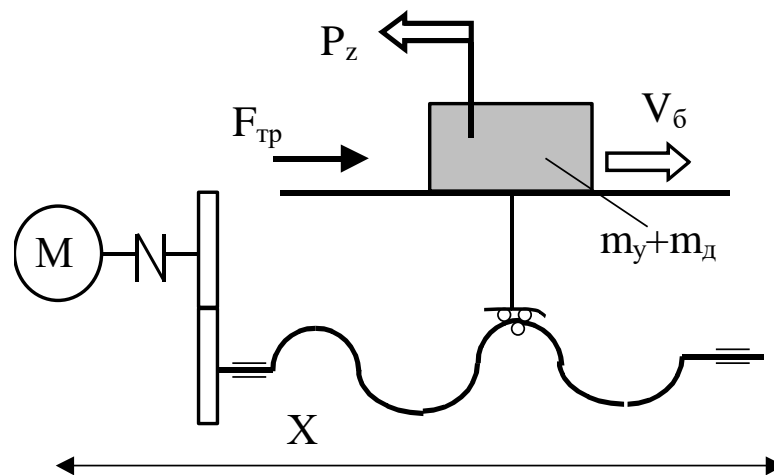


Рисунок 2.4 Розрахункова схема приводу

Статичний момент на двигуні, який необхідний для роботи в режимі робочих подач, визначається за формулою:

$$M = M_{\text{д}} + M_{\text{тр}},$$

де:  $M_{\text{д}}$ ,  $M_{\text{тр}}$  - момент відповідно від рушійної сили  $Q$ , необхідної для здійснення робочого ходу, і від постійних сил тертя в рухомих ланках механізмів приводу, Н·м.

Статичний момент на двигуні подачі, необхідний для здійснення холостого ходу, визначаємо за формулою:

$$M = M_{\text{д}} + M_{\text{хх}},$$

де:  $M_{\text{хх}}$  - момент від рушійної сили  $Q$ , необхідної для здійснення холостого ходу.

Визначаємо рушійну силу  $Q$  за різних режимів роботи: при різанні з максимальним зусиллям подачі:

$$Q_{\text{max}} = P + F = 4000 + 300 = 4300 \text{ Н};$$

при різанні з середнім зусиллям подачі ( $P$ ) = 0,5· $P$ ,

$$(Q_{\text{ср}}) = 2000 + 300 = 2300 \text{ Н}.$$

Навантаження на холостому ході не залежать від напрямку переміщення столу, тому рушійна сила при холостому підведенні і відведенні:

$$(Q_{\text{хх}}) = (Q_{\text{відв}}) = F = 300 \text{ Н}.$$

Визначимо статичний момент від рушійної сили за робочої подачі:

$$M = \frac{Q \cdot t \cdot B}{2\pi \mu \cdot n},$$

де:  $Q$  – рушійна сила при робочій подачі,  $t$  - крок гвинта,  $\mu$  - к.к.д. передачі (за установки на одному валі  $\mu=1$ ),  $\eta$  - передатне відношення (за установки на одному валі = 1).

$$M = \frac{4300 \cdot 0.010}{2\pi \cdot 1 \cdot 1} = 6,847 \text{ Н м}.$$

Визначаємо статичний момент в процесі різання із середнім зусиллям подачі від рушійної сили:

$$M = \frac{Q_{cp} \cdot t_B}{2\pi \mu \cdot n},$$

$$M_{cp} = \frac{2300 \cdot 0.010}{2\pi \cdot 1 \cdot 1} = 3,662 \text{ Нм.}$$

Визначаємо момент постійних втрат у приводі, приведений до двигуна, що складається з моменту втрат на гвинті  $M_B = 0,63$  Нм, у радіально-упорному підшипнику опори гвинта  $M_{подш} = 0,53$  Нм при зусиллі попереднього натягу  $Q = 3$  кН і моменті тертя в манжетному ущільненні  $M_{тр.у} = 1,5$  Нм.

$$M_{пп} = 2M_{подш} + M_{тр.у} + M_B = 2 \cdot 0,53 + 1,5 + 0,63 = 3,19 \text{ Нм.}$$

Визначаємо сумарний статичний момент у приводі під час різання із середнім зусиллям робочої подачі:

$$M_{\Sigma\text{порівн}} = M_{cp} + M_{пп} = 3,66 + 3,19 = 6,85 \text{ Нм.}$$

Визначаємо момент від рушійної сили за холостого ходу:

$$M = \frac{Q_{xx} \cdot t_B}{2\pi \mu \cdot n},$$

$$M = \frac{300 \cdot 0.010}{2\pi \cdot 1 \cdot 1} = 0,477 \text{ Нм.}$$

Відповідно сумарний статичний момент за холостого ходу:

$$M_{\Sigma\text{хх}} = M_{хх} + M_{пп} = 0,47 + 3,19 = 3,66 \text{ Нм.}$$

Для придатності двигуна за статичними розрахунками повинна виконуватись умова:

$$M_{ном} > M_{ст}^p.$$

І тому через те, що воно виконується, маємо:

$$M_{ном} = 6,85 \text{ Нм} > M = 47 \text{ Нм.}$$

Тому двигун 47МВН задовольняє вимогам, запропонованим до тягової здатності двигуна.

### Динамічний розрахунок приводу.

При динамічному розрахунку визначаємо максимальний момент двигуна при розгоні і гальмуванні за формулою:

$$M_{\max} = M_{\text{ст}} + M_{\text{дин}},$$

де:  $M_{\text{дин}}$  - необхідний динамічний момент двигуна, в Нм.

$$M_{\text{дин}} = (J_{\text{пр}} + J_{\text{дв}}) \cdot \varepsilon,$$

де:  $J_{\text{пр}}$  – приведений до вала двигуна момент інерції маси механічної частини приводу, кг·м;  $J_{\text{дв}}$  – момент інерції маси двигуна, в кг·м ;  $\varepsilon$  – прискорення, що розвивається двигуном, у м/с<sup>2</sup>.

Для передачі гвинт-гайка момент інерції поступально рухомих вузлів розраховуємо за формулою:

$$J_{\text{МЕХ}} = \frac{m \cdot t_B^2}{4\pi^2 \cdot u^2},$$

де:  $m$  – маса столу,  $m=1500$  кг,  $t_B$  – крок гвинта,  $u$  – передатне відношення.

Момент інерції гвинта, приведений до валу двигуна:

$$J_B = \frac{\pi \cdot D_{\text{ср}} \cdot l \cdot \rho}{32 \cdot u^2},$$

де:  $D$  – середній діаметр гвинта, м;  $l=2$  м – довжина гвинта, м;  $\rho$  – щільність матеріалу, з якого виготовлений гвинт (для сталі  $\rho=78 \cdot 10^3$  кг/м).

Тому момент інерції сталевго гвинта визначається з виразу:

$$J_B = \frac{\pi \cdot 0,04 \cdot 2 \cdot 7,8 \cdot 10^3}{32 \cdot 1^2} = 0,00379.$$

Визначаємо момент інерції столу:

$$J_{\text{МЕХ}} = \frac{1500 \cdot 0,01^2}{4\pi^2 \cdot 1^2} = 0,0029 \text{ кг}\cdot\text{м}.$$

Момент інерції двигуна візьмемо з ТУ на двигун:  $J = 0,00012 \text{ кг}\cdot\text{м}$ .

Прискорення, що розвивається двигуном, дорівнює  $\varepsilon = 2970 \text{ м/с}^2$ .

Визначимо необхідний динамічний момент двигуна:

$$M_{\text{дин}} = (J_{\text{пр}} + J_{\text{дв}}) \cdot \varepsilon = (J_{\text{в}} + J_{\text{ст}} + J_{\text{дв}}) \cdot \varepsilon;$$

$$M_{\text{дин}} = (0,00379 + 0,0029 + 0,00012) \cdot 2970 = 20,2257 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Маючи необхідний динамічний момент двигуна визначаємо необхідний максимальний момент двигуна за розгону і гальмування по приведеній формулі і порівнюємо його з номінальним моментом двигуна:

$$M_{\text{max}} = 3,66 + 20,2257 = 23,8857 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

$$M = 23,8857 \text{ Н}\cdot\text{м} \leq M = 47 \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (1)$$

У зв'язку з тим, що виконується умова (1), тому двигун 47МВН має необхідну тягову здатність.

## РОЗДІЛ 3

### УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ТЯГОВОГО МЕХАНІЗМУ

Аналізуючи базову модель фрезерного верстата з числовим програмним керуванням мод. 65А60Ф4-11 було виявлено деякі недоліки тягового механізму, зокрема: присутнє грубе регулювання натягу у ШВП, відсутні ущільнення на ШВП, а також не розглядається жоден з варіантів повернення кульок. З метою усунення вказаних недоліків проведені деякі зміни. По-перше, змінено механізм регулювання натягу (див. лист 6). Механізм працює таким чином: на двох напівгайках нарізані зуби, які входять у внутрішнє зачеплення з гайкою, що кріпиться на корпусі, вибірка зазорів відбувається завдяки різниці на один зуб у зачепленні напівгайок з гайкою, в результаті чого напівгайки зміщуються один відносно одного, після чого вони стопоряться.

Як канал повернення використовується циркуляційний канал. Як ущільнення візьмемо лабіринтові ущільнення, які гвинтами кріпляться до напівгайок.

3.1. Перевірочний розрахунок роликів опор кочення вертикальної подачі на податливість і довговічність

Дані для розрахунку:

маса частин, що переміщуються,  $G_{\text{п}} = 20000$  Н; гідравлічне розвантаження  $G_{\text{р}} = 15000$  Н; складові сили різання  $P_{\text{у}} = 5000$  Н;  $P_{\text{х}} = 2500$  Н;  $P_{\text{z}} = 2500$  Н; координата центра ваги осі кулькового гвинта  $Y_{\text{п}} = 0,46$  м; відстань від точки додатка сили  $G_{\text{р}}$  до осі кулькового гвинта  $Y_{\text{р}} = 0,265$  м; розміри пластмасової накладки  $b \cdot l = 0,1 \cdot 0,128$  м; відстань між центрами крайніх танкеток  $l_{\text{т}} = 0,107$  м;  $Y_{\text{у}} = 0,66$  м;  $Z_{\text{у}} = 0,116$  м; відстань між осями напрямних  $Y_{\text{z}} = 0,75$  м.

Відповідно максимальний і мінімальний тиск на пластмасових накладках від навантажень у площинах Y-Z і X-Y складає:

$$\sigma_{\max} = \frac{P_y}{2 * b * l_H} + \frac{G_{II} * Y_{II} - G_p * Y_p + P_z * Y_U + P_y * Z_U}{2 * b * \frac{l_H^2}{6}} + \frac{P_x * Y_U}{B_z * b * l_H} = 2.7 * 10^5 \text{ Па};$$

$$\sigma_{\min} = \frac{P_y}{2 * b * l_H} - \frac{G_{II} * Y_{II} - G_p * Y_p + P_z * Y_U + P_y * Z_U}{2 * b * \frac{l_H^2}{6}} - \frac{P_x * Y_U}{B_z * b * l_H} = -2.3 * 10^5 \text{ Па};$$

Мінімальний попередній натяг підтискних танкеток  $N_0$ , що забезпечить нерозкриття стику, визначають з умови:

$$5N_0 > |\sigma_{\min} * b * l_H|;$$

$$N > 6000 \text{ Н.}$$

Найбільший контактний тиск на пластмасовій планці  $\sigma_{\max_{пл}} = \sigma_{\max} * (1 + K_{\sigma}) = 10^6 \text{ Па}$ . Тут  $K_{\sigma} = \sigma_{нат} / \sigma_{\max} = 0,86$ ;  $\sigma_{нат}$  – тиск на пластмасовій планці за дії сили попереднього натягу підтискних роликів опор.

Підтискні роликові опори, що забезпечують нерозкриття стику жорстких роликів опор у площині X-Z, повинні бути встановлені з попереднім натягом, що визначають з умови:

$$2 * N > |(P_x / 2 + M_y / l_T)|,$$

$$N > 4000.$$

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 мод. P88У-102 динамічна вантажопідйомність дорівнює 50000 Н, коефіцієнт  $f_H = 1$ ,  $\beta = 1 \text{ мкм/мм}$ ,  $K_F = 1,07$ . Ефективне динамічне навантаження на одну опору  $P_{\sigma} = 10\,000 \text{ Н}$  і довговічність  $L = 60 * 10^5 \text{ м}$ .

Питома податливість пластмасових накладок  $K_T = 1,5 * 10^{-11} \text{ м}^3 / \text{Н}$ , податливість двох роликів танкеток  $e_{2p} = 0,415 * 10^{-9} \text{ м/Н}$ . Лінійна податливість каретки вертикальної подачі в напрямках осей X і Y:

$$e_{lx} = \frac{e_{zP}}{2} = 0,207 * 10^{-9} \text{ м/Н}; \quad e_{ly} = \frac{* K_T}{2 * b * l_H} = 0,59 * 10^{-10} \text{ м/Н};$$

кутова податливість вузла каретки навколо осей X, Y, Z:

$$e_{\varphi_x} = \frac{12 * K_T}{2 * b * l_H^3} = 0,43 * 10^{-9} \text{ рад}/(\text{Н} * \text{м});$$

$$e_{\varphi_y} = 2 * e_{2p} / e^2_T = 0,72 * 10^{-9} \text{ рад}/(\text{Н} * \text{м});$$

$$e_{\varphi_z} = \frac{12 * K_T}{b * l_H * B_z^2} = 0,415 * 10^{-9} \text{ рад}/(\text{Н} * \text{м});$$

Податливість напрямних, наведена до точки u (Y=0.825 м; X =0; Z=1.02 м) у напрямку осей X, Y, Z під дією одиничної сили P:

$$e = e_{\varphi_x} + e_{\varphi_y} * M + e_{\varphi_z}; \quad M = 1,2510 \text{ м}/\text{Н};$$

$$e = e_{\varphi_x} + e_{\varphi_y} * M = 0,51 * 10^{-9} \text{ м}/\text{Н};$$

$$e = e * M; \quad M = 0,36 * 10^{-9} \text{ м}/\text{Н}.$$

Для визначення пружних переміщень, що складаються, у напрямках координатних осей приведені податливості множать на відповідні компоненти сил різання. Наприклад:

$$y = P_y e + P_x e = 3,45 * 10^{-9} \text{ м};$$

$$x = P_x e = 10^{-9} \text{ м}.$$

Таким чином, складники переміщень інструмента в результаті контактного деформування комбінованих напрямних є на порядок меншими, ніж у випадку направляючих ковзання.

### 3.2. Вибір гідроциліндра для механізму гідророзвантаження бабки

Гідророзвантаження бабки (див. лист. 4) здійснюється за допомогою гідроциліндра і ланцюгового механізму. Для визначення діаметра гідроциліндра необхідно виконати його статичний розрахунок.

Статичний розрахунок гідроциліндра.

Вихідні дані: сила гідророзвантаження  $P = 15000$  Н; тиск, що створюється гідромотором:  $p = 6,3$  МПа.

З формули визначаємо:

$$P = p * F ,$$

де:  $F$  – це площа перетину гідроциліндра,  
можна також визначити діаметр циліндра.

$$F = \pi * D / 4 ,$$

де:  $D$  – діаметр гідроциліндра, м.

$$D = \sqrt{\frac{P * 4}{p * \pi}} = \sqrt{\frac{15000 * 4}{3,14 * 6,3 * 10^6}} = 0,06 \text{ м.}$$

Округлюючи значення діаметра у більшу сторону, зі стандартного ряду вибираємо:  $D = 80$  мм.

Гідроциліндр має діаметр 80 мм і довжину робочої частини, що дорівнює максимальному ходу бабки – 775 мм.

## РОЗДІЛ 4

### РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ЗАХВАТНОГО ПРИСТРОЮ ПРОМИСЛОВОГО РОБОТА

Механізми захватних пристроїв відносяться до одних з основних елементів промислових роботів, що визначають їхні технологічні можливості. Такі вимоги до захватних пристроїв, як маневреність, універсальність, швидкодія, швидкозмінність, переналагоджуваність, обмежена маса значною мірою є загальними і пропонуються до промислових роботів у цілому. Є спеціальна вимога – надійність захоплення й утримання об'єктів маніпулювання, зумовлені взаємодією захватних пристроїв з об'єктом утримання, або умовами накладення утримуючих зв'язків на об'єкт в процесі його захвату.

При конструюванні захватних пристроїв промислових роботів враховуються властивості і форма захватних об'єктів.

Задача вибору оптимальної конструкції і типу захватних пристроїв пов'язана насамперед зі способами захоплення й утримання об'єкта, а також з'єднанням цих функцій з виконанням допоміжної чи основної технологічної операції, зокрема, контролю положення, форми і якості об'єкта, що виготовляється.

Спосіб утримання об'єкта визначається його формою, масою, фізико-механічними властивостями матеріалу, станом поверхні і співвідношенням розмірів. Для об'єктів з великою масою вимагаються великі зусилля захоплення, тому найбільш кращими є механічні важільні і пальцеві захватні пристрої, що одержали поширення в промисловій робототехніці.

Якщо об'єкт не допускає прикладення концентрованого навантаження, застосовуються стрічкові передавальні механізми чи багатоланкові захватні пристрої.

Для нежорстких об'єктів з плоскими базовими поверхнями застосовуються вакуум-присосні і ежекторні захватні пристрої.

Об'єкти, виконані з матеріалів на феромагнітній основі, зручніше за все обслуговувати магнітними й електромагнітними захватними пристроями, до переваг яких можна віднести можливість розпізнавання класу об'єкта і його положення в просторі в процесі захвату. У деяких випадках при незначному ускладненні алгоритму роботи і конструктивного виконання таких пристроїв вдається з'єднати функції захоплення й орієнтації об'єкта. Тому що наша заготовка має плоскі поверхні, зручні для захвату й орієнтації її в просторі, а також є феромагнітним матеріалом, то ми зупинимо свій вибір на електромагнітному захватному пристрої.

Розрахунок захватного пристрою промислового робота.

Розрахункова піднімальна сила електромагнітного захватного пристрою повинна бути достатньою для надійного захоплення об'єкта маніпуляції, тобто для розрахункової схеми вертикального підйому (див. рис. 4.1) існує наступна розрахункова формула:

$$\frac{P}{g + a} = m \cdot k \cdot k_z,$$

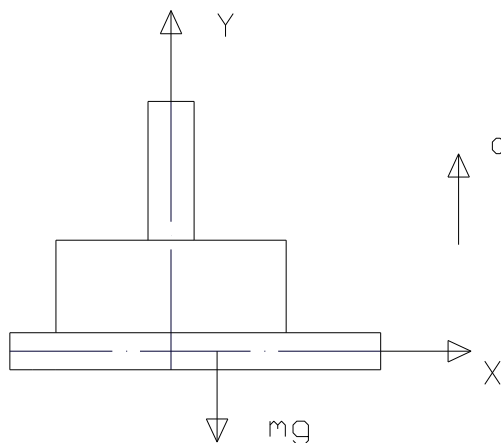


Рисунок 4.1 Розрахункова схема вертикального підйому

де:  $P$  - сила магнітного притягання, Н;

$m$  - маса заготовки, кг  $m=1,5$  кг;

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

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

$k_3$  - коефіцієнт запасу,  $k_3 = 2$

$k$  - коефіцієнт, що враховує зсув крапки додатка піднімальної сили і центра мас заготівлі  $k = 1,5$ .

З формули, наведеної вище, визначаємо силу магнітного притягання:

$$P = (g+a)*m*k *k_3 .$$

Підставивши у формулу відомі нам значення, визначимо силу магнітного притягання:

$$P=(9,8+4)*1,5*2*1,5=62,1 \text{ Н}$$

Тому електромагніт повинен забезпечувати піднімальну силу, що не менша 62,1 Н.

Визначаємо діаметр сердечника:

$$d = \sqrt[5]{\frac{P * \delta_0^2 * C_1}{2 * K_{II} * \epsilon_0^2}} \text{ (см)},$$

де:  $P$  – піднімальна сила, що дорівнює 62,1 Н;

$\delta_0$  - зазор, рівний 0,1 см;

$C_1$  - розрахунковий коефіцієнт, рівний  $5*10^6$ ;

$K_{II}$  - коефіцієнт перевантаження по струму, який дорівнює 4,47;

$\epsilon_0$  - коефіцієнт, що враховує випинання потоку, який дорівнює 1,4.

$$d = 7,8 \text{ см.}$$

При діаметрі сердечника, що дорівнює 8 см, забезпечується необхідна підйомна сила.

Визначаємо площу перетину сердечника:

$$S = \pi * D^2 / 4 = 3.14 * 0.08^2 / 4 = 0.005 \text{ м}^2 .$$

Достатня площа перетину сердечника для створення необхідної піднімальної й утримуючої сили, складає 0,005 м<sup>2</sup> .

Розрахунок рівня звукового тиску за одночасної роботи фрезерного верстата з ЧПК мод. 65А60Ф4-11 й механізму АЗІ

Дані для верстата мод. 65А60Ф4-11 узяті з паспорту.

Вихідні дані для розрахунку.

Загальна площа поверхонь, що обгороджують, м<sup>2</sup> S=800

Кількість верстатів у приміщенні, шт h=6

Відстань від розрахункової точки до кожного верстата, м

до 1 верстата

$r_1=6,1$

до 2 верстата

$r_2=7,36$

до 3 верстата

$r_3=1,2$

до 4 верстата

$r_4=3,8$

до 5 верстата

$r_5=6,1$

до 6 верстата

$r_6=7,36$

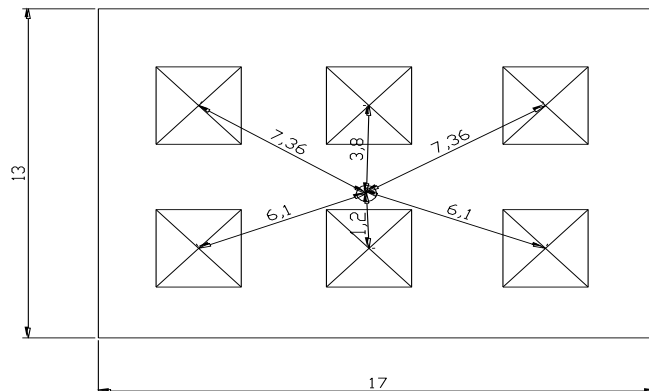


Рисунок 4.2 Схема розташування верстатів у цеху

Габарити верстата мод. 65А60Ф4-11

(довжина · ширина · висота)

(3680 · 4170 · 3150)

Частоти, на яких працює верстат, Гц	Рівні звуку створюваного кожним джерелом окремо, Дб
63	100
125	100
250	100
500	100
1000	97
2000	95

Знаходимо активні рівні звукового тиску кожного джерела окремо.

$$\frac{r_1}{L} = \frac{r_5}{L} = \frac{6,1}{4,17} = 1,46; \quad \frac{r_2}{L} = \frac{r_6}{L} = \frac{7,36}{4,17} = 1,76;$$

$$\frac{r}{L} = \frac{1,2}{4,17} = 0,288; \quad \frac{r_4}{L} = 0,91$$

Коефіцієнт, що враховує вплив ближнього поля і приймається за графіком (рис. 4.3) залежно від відношення відстані  $r$  між акустичним центром джерела шуму і розрахунковою точкою до максимального габаритного розміру  $l$ .

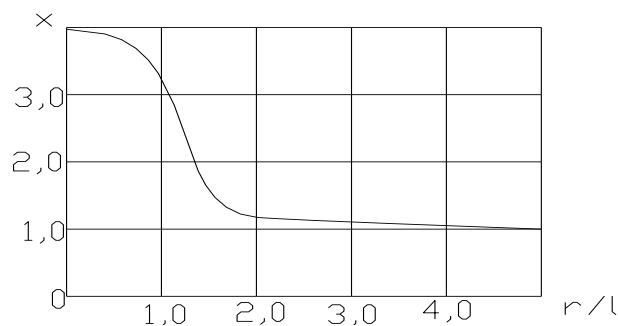


Рисунок 4.3 Графічна залежність відстані  $x$  до максимального габаритного розміру  $r/l$

$$x_3=3,8; \quad x_4=3,2; \quad x_1=x_5=2; \quad x_2=x_6=1,6;$$

Октавні рівні звукового тиску визначаємо за формулою (4.1):

$$L = L_{po} + 10 \lg \left( \sum_{i=1}^m \frac{x_i \cdot \Phi_i}{S_i} + \frac{4n}{B} \right); \quad (4.1)$$

де  $L_{po}$  - октавний рівень звукової потужності, випромінюваний одним джерелом шуму;

$m$  - загальна кількість джерел шуму;

$n$  - загальна кількість застосовуваних у розрахунок джерел шуму;

$B$  - постійна переміщення  $m^2$ , обумовлена для розмірних приміщень, у яких відношення найбільшого розміру до найменшого не більше 5, визначається за формулою (4.2):

$$B = \frac{S_{ou} a}{(1-a)}, \quad (4.2)$$

де  $S_{ou}$  - загальна площа поверхонь, що обгороджують,  $m^2$ ;

$a$  - середній коефіцієнт звукопоглинання в приміщенні [4]; для октавних смуг з частотами 63-1000 Гц  $a = a_0$ , де  $a_0$  - середній коефіцієнт звукопоглинання поверхонь приміщення, що [4] обгороджують; для октавних смуг з частотами 2000-8000 Гц  $a$  обчислюються за формулою:

$$a = 1 - (1 - a_0) e^{-m l_{cp}};$$

тут  $m$  - показник загасання звуку в повітрі на одиницю довжини;

$l_{cp}$  - середня довжина вільного пробігу звукових хвиль у приміщенні між послідовними відображеннями, що визначається з

формули:  $l_{cp} = \frac{4V}{S_{ou}}$  (де  $V$  - об'єм приміщення,  $m^3$ ).

$\Phi$  - фактор спрямованості джерела шуму, обумовлений достовірними даними; для джерела шуму з рівномірним випромінюванням звуку  $\Phi=1$ ;

$S$  - площа уявної поверхні правильної геометричної форми, що оточує джерело шуму при рівному видаленні від його поверхні і минаючої через робочу точку  $m^2$ ; для прямокутного паралелепіпеда (рис. 4.4)

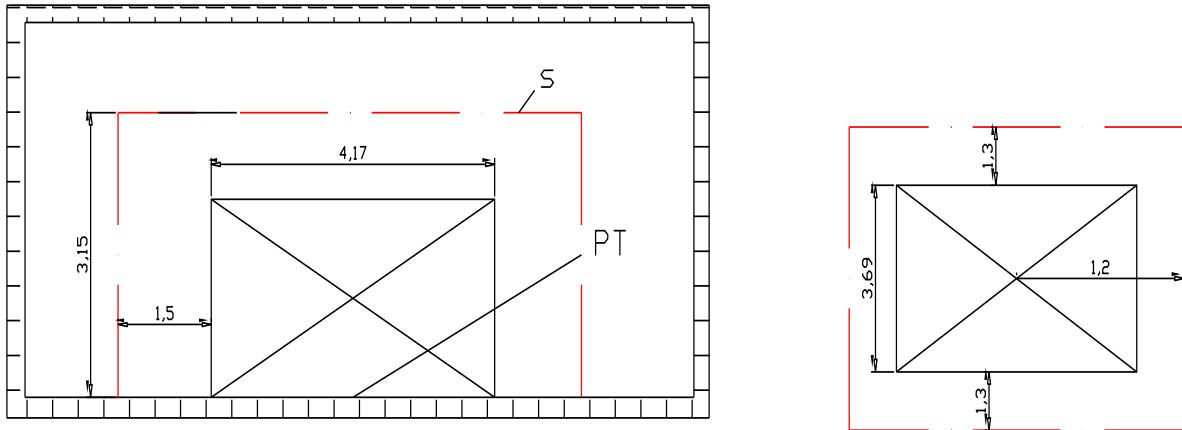


Рисунок 4.4  $\Phi$  - фактор спрямованості джерела шуму

$$S = 2(l + 2a)h + 2(l + 2a)h + (l + 2a)(l + 2a) ;$$

$$S = 2(4,17 + 2 \cdot 1)3,15 + 2(3,69 + 2 \cdot 1)3,15 + (4,17 + 2 \cdot 1)(3,69 + 2 \cdot 1) = 110 \text{ м}^2,$$

Оскільки в нас у цеху 6 верстатів, то

$$S = 6 \cdot 110 = 660 \text{ м}^2,$$

Октавний рівень звукового тиску при частоті 63 Гц:

$$B = \frac{S_{out} a}{(1-a)} = \frac{800 \cdot 0,1}{(1-0,1)} = 88,9 \text{ м}^2;$$

$$L = 100 + 10 \lg \left[ \frac{3,8 + 3,2 + 4 + 3,2}{660} + \frac{4 \cdot 6}{88,9} \right] = 94,65 \text{ дБ},$$

При частоті 125 Гц, 250 Гц значення рівня звукового тиску будуть такі ж як і при частоті 63 Гц.

При частоті 500 Гц:

$$B = \frac{800 \cdot 0,11}{(1-0,11)} = 98,9 \text{ м}^2;$$

$$L = 100 + 10 \lg \left[ \frac{3,8 + 3,2 + 4 + 3,2}{660} + \frac{4 \cdot 6}{98,9} \right] = 94,22 \text{ дБ},$$

При частоті 1000 Гц:

$$B = \frac{800 \cdot 0,12}{(1-0,12)} = 109,09 \text{ м}^2;$$

$$L = 97 + 10 \lg \left( \frac{3,8 + 3,2 + 4 + 3,2}{660} + \frac{4 \cdot 6}{109,09} \right) = 90,83 \text{ дБ},$$

При частоті 2000 Гц:

$$l_{cp} = \frac{4 \cdot 1105}{800} = 5,525 \text{ м};$$

$$a = 1 - (1 - 0,12) 2,71^{-0,15 \cdot 5,525} = 0,14;$$

$$B = \frac{800 \cdot 0,14}{(1-0,14)} = 130 \text{ м}^2;$$

$$L = 95 + 10 \lg \left( \frac{3,8 + 3,2 + 4 + 3,2}{660} + \frac{4 \cdot 6}{130} \right) = 88 \text{ дБ};$$

Згідно розрахованих даних можна зробити такі висновки: рівні звукового тиску в проектуваному приміщенні перевищують допустимі значення для виробничих приміщень, тому в проектуваному приміщенні необхідно застосувати спеціальні пристрої поглинання шумів. Особливу увагу потрібно приділити шуму на частотах понад 63 Гц.

## ВИСНОВКИ І ПРОПОЗИЦІЇ

В результаті досліджень і проектування в даній кваліфікаційній роботі було виконане наступне:

1. Розроблено компоновку РТК і вибраний робот.

2. Модернізовано базовий фрезерний верстат з числовим програмним керуванням моделі 65A60Ф4-11, зокрема:

а) підвищена частота обертання шпинделя в приводі головного руху з безступінчастим регулюванням ( $n = 2500$  об/хв, у базовій моделі  $n = 2000$  об/хв). Для цього був виконаний розрахунок кінематики привода головного руху з безступінчастим регулюванням з використанням двигуна постійного струму;

б) обґрунтовано компоновання підшипників шпинделя у зв'язку з підвищенням його швидкохідності;

в) виконаний перевірний розрахунок двигуна привода подачі;

г) удосконалена конструкція тягового механізму з метою підвищення точності і довговічності за рахунок зміни механізму регулювання натягу ШВП, зміни конструкції каналу повернення, використання лабіринтових ущільнень;

д) виконаний перевірний розрахунок на довговічність і податливість напрямних у приводі подачі;

е) розраховано і вибрано гідроциліндр для механізму гідророзвантаження бабки.

3. Вибрано конструкцію і розраховано захватний пристрій ПР.

Дослідження і розробки, виконані у кваліфікаційній роботі, можна використати у навчальному процесі кафедри прикладної механіки та мехатроніки, а також на виробництві, де використовуються фрезерні верстати з ЧПК.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Кваліфікаційна робота: методичні вказівки до оформлення кваліфікаційних робіт для здобувачів першого (бакалаврського) та другого (магістерського) рівнів вищої освіти всіх освітніх програм денної та заочної форм навчання / уклад. Н.В. Ковальчук, Ю.Г. Фесіна, І.Л.Заблоцька Луцьк : ЛНТУ, 2023. 46 с.
2. Nataliya Zubovetska, Yurii Fedorus', Volodymyr Shvabyuk, Rostyslav Redko; To the problem of developing a methodology for the frequency analysis of spindle runout. AIP Conf. Proc. 1 November 2023; 2840 (1): 040007. <https://doi.org/10.1063/5.0169334>
3. Редько Р.Г. Дослідження та вдосконалення конструкції виконавчих вузлів багатошпindelного токарного напівавтомату для обробки шестерень / Р.Г.Редько, П.М. Цюпа, Р.П. Приступа // Студентський науковий вісник. Серія «Технічні науки». Науковий збірник. Випуск 47. – Луцьк: ІВВ ЛНТУ, 2022. - С. 266-272.
4. Редько Р.Г. Оптимізація параметрів шпindelного вузла / Редько Р.Г., Цюпа П.М. // Тези II студентської науково-технічної конференції факультету транспорту та механічної інженерії “ Інноваційні технології в транспорті та механічній інженерії ”. Луцьк: ЛНТУ – 2022 р. – С. 24-27.
5. Redko, R., Zabolotnyi, O., Redko, O., Savchuk, S., Kovalchuk, V.: Improvement of Manufacturing Technology and Recovery of Clamping Collets for Lathe Automats. In: Ivanov V. et al. (eds) Advances in Design, Simulation and Manufacturing II. DSMIE 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham (2020).
6. Агрегатно-модульне технологічне обладнання: у 3-х част. Під ред. Ю.М. Кузнецова. Навч. посібник для ВНЗ. – Кіровоград, 2003 р.
7. Валявський І.А., Крижанівський В.А. Графічне моделювання робочого простору верстата-гексапода // Зб. наукових праць КДТУ / техніка

в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація / Вип. 13. – Кіровоград, 2003. – с. 230-235.

8. Дмитрієв Д.О. Кінетостатичний аналіз каркасних компонок верстатів з механізмами паралельної структури // Науковий журнал "Технологічні комплекси" №2, 2010. – с. 40-45.

9. Крижанівський В.А., Кузнєцов Ю.М., Валявський І.А., Склярів Р.А. Технологічне обладнання з паралельною кінематикою: Навчальний посібник для ВНЗ. /Під ред. Ю.М. Кузнєцова. – Кіровоград, 2004. – 449 с.

10. Крижанівський В.А., Кузнєцов Ю.М., Валявський І.А., Склярів Р.А. Технологічне обладнання з паралельною кінематикою.- Кіровоград, 2004. - 449с.

11. Кузнєцов Ю.М. Світові тенденції і перспективи розвитку верстатобудування в Україні // Збірник наукових праць за матеріалами науково-методичної конференції "Проблеми фізико-математичної і технічної освіти і науки України в контексті євроінтеграції (Вища освіта-2006)".- К.: НПУ ім. М.П. Драгоманова, 2007. – с.45 -55.

12. Кузнєцов Ю.М., Дмитрієв Д.О. Візуалізація формоутворюючих рухів механізмами паралельної структури в верстатах нових компонок // Вісник ТДТУ імені Івана Пулюя, 2008, № 1, – с. 61-70.

13. Кузнєцов Ю.М., Дмитрієв Д.О. Моделювання технологічних рухів в верстатах з паралельною кінематикою при обробці складно-профільних поверхонь // Зб. наукових праць НТУ "ХП" "Сучасні технології в машинобудуванні", вип. 1, 2008. – с. 81-89.

14. Кузнєцов Ю.М., Дмитрієв Д.О. Програмно-математичний апарат керування виконавчим органом багатокординатних верстатів нових компонок // Автоматика, автоматизація, електричні комплекси і системи. – Херсон. Вид. ХНТУ, №1(21), 2008. – с.162-169.

15. Кузнєцов Ю.М., Самойленко О.В. Математичне моделювання процесу обробки полігональних поверхонь на токарному верстаті методом

кінематичного налагодження // Наукові нотатки. Міжвуз. збірник за напрямом "Інженерна механіка", Луцьк, 2007, №20. – С. 232...238.

16. Кузнецов Ю.М., Самойленко О.В. Обробка полігональних поверхонь: теорія і практика. Монографія. – К.: ТОВ "ГНОЗІС", 2008. – 193 с.

17. Кузнецов Ю.М., Самойленко О.В. Полігональні поверхні в машинобудуванні та нові способи їх обробки // Вісник Національного технічного університету України "КПІ". Машинобудування. – 2001. – № 41. – С. 38...46.

18. Кузнецов Ю.М., Самойленко О.В., Валід Алі Рамадан. Модернізація багатшпindelного токарного автомату мод. 1Б240-6 для виготовлення деталі з шестигранним отвором // Технологічні системи. Наукові розробки і результати досліджень. – 2002. – №2 (13). – С. 81...84.

19. Самойленко О.В. Вдосконалення токарних верстатів для обробки полігональних поверхонь методом кінематичного налагодження / Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук. – К., 2006. – 195 с.

20. Самойленко О.В. Дослідження пристроїв для обробки полігональних глухих отворів невеликих розмірів // Промислова гідравліка і пневматика. Всеукраїнський науково-технічний журнал. – Вінниця: ВДАУ, 2007. – Вип. 1(15). – С. 105...109.

21. Bing Li . Xiaoping Hu . Hao Wang Analysis and simulation for a parallel drill point grinder. Part 2: grinding kinematic modeling and simulation // Int J Advanced Manufacturing Technology (2006) 30: P. 221–226.

22. Huang Q., Hadeby H., Sohlenius G. Connection Method for Dynamic Modelling and Simulation of Parallel Kinematic Mechanism (PKM) Machines //Int I Adv Manuf Technol (2002) 19:163 – 173, 2002. Springer – Verlag, London, Limited.