

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

магістр

(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему: Удосконалення конструкцій виконавчих вузлів та оснащення
вертикально-фрезерного верстата (комплексна тема)

Виконав: студенти 6 курсу, групи МВм-61
напряму підготовки (спеціальності)
133 «Галузеве машинобудування»
(шифр і назва напряму підготовки, спеціальності)

	Кружилка Р.Ю.
	Лясота В.А.
	(прізвище та ініціали)
	(підпис)
Керівник	Кобельник В.Р.
	(прізвище та ініціали)
	(підпис)
Нормоконтроль	Кобельник В.Р.
	(прізвище та ініціали)
	(підпис)
Завід. кафедри	Крупа В.В.
	(прізвище та ініціали)
	(підпис)
Рецензент	
	(прізвище та ініціали)
	(підпис)

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.

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

на здобуття освітнього ступеня «магістр»

(назва освітнього ступеня)

за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування»

(шифр і назва спеціальності)

студенту Кружільці Роману Юрійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Удосконалення конструкцій виконавчих вузлів та оснащення
вертикально-фрезерного верстата (комплексна тема)

Керівник роботи Кобельник Володимир Романович, 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

Конструкції фрезерних верстатів-аналогів, методики кінематичних та силових розрахунків, конструкції шпиндельних вузлів, супортів та допоміжних механізмів фрезерних верстатів.

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

ВСТУП. АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ. Призначення та область застосування, основні вузли та технічна характеристика фрезерного верстата. РОЗРАХУНКОВО-КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ. Кінематична схема приводу головного руху. Опис кінематичної схеми верстата. Кінематичний розрахунок приводів. Коробка подач фрезерного верстата. Силовий розрахунок коробки подач Розрахунок ланцюгової передачі. ПРОЕКТНИЙ РОЗДІЛ. Конструювання шпиндельних вузлів верстата. Шпиндельна бабка базової моделі верстата. Вимоги до шпиндельних вузлів. Вертикальна шпиндельна головка базової моделі верстата. Конструкція та принцип дії вертикальної шпиндельної головки базової моделі верстата. Планетарна шпиндельна головка. Розрахунок сил різання й крутних моментів при фрезеруванні. Розрахунок конічної передачі. Вибір підшипників і перевірка їх довговічності. Конструкції приводів шпинделів. Розрахунок черв'ячної передачі круглого поворотного стола. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ. ВИСНОВКИ. ПРЕЛІК ПОСИЛАНЬ. ДОДАТКИ.

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

Тема, мета роботи, завдання. Загальний вигляд верстату, структурна сітка та графік чисел обертів коробки швидкостей верстату. Коробка подач верстата. Вертикальна шпиндельна головка.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	к.т.н., доцент каф. ВІ Сеник 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	АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ. СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ.	21.11.2025	
3	РОЗРАХУНКОВО-КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	10.12.2025	
4	ПРЕКТНИЙ 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)

Кружілька Р.Ю.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Кобельник В.Р.

(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 Лясоті Віталію Андрійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Удосконалення конструкцій виконавчих вузлів та оснащення
вертикально-фрезерного верстата (комплексна тема)

Керівник роботи Кобельник Володимир Романович, 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

Конструкції фрезерних верстатів-аналогів, методики кінематичних та силових розрахунків, конструкції шпиндельних вузлів, супортів та допоміжних механізмів фрезерних верстатів.

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

ВСТУП. АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ. Призначення та область застосування, основні вузли та технічна характеристика фрезерного верстата. РОЗРАХУНКОВО-КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ. Опис кінематичної схеми верстата. Розрахунок шліцевого з'єднання. ПРОЕКТНИЙ РОЗДІЛ. Конструювання шпиндельних вузлів верстата. Конструкції приводів шпинделів. Модернізований шпиндельний вузол. Безступінчасте регулювання приводу головного руху модернізованого верстата. Супорт (стіл) фрезерного верстата. Супорт. Конструкція. Розрахунок передачі гвинт-гайка кочення. Розрахунок ходового гвинта. Лещата переналагоджувані універсальні зі збільшеним ходом губок. Призначення, конструкція, технічні характеристики. Розрахунок сил закріплення та діаметра пневмоциліндра. Круглий поворотний стіл. Призначення, компонування, технічна характеристика круглого стола. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ. ВИСНОВКИ. ПРЕЛІК ПОСИЛАНЬ. ДОДАТКИ.

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

Тема, мета роботи, завдання. Кінематична схема верстата. Конструкції варіантів шпиндельних вузлів верстата. Супорт (стіл) верстата. Лещата зі збільшеним ходом губок. Круглий поворотний стіл.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	к.т.н., доцент каф. ВІ Сеник 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	АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ. СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ.	21.11.2025	
3	РОЗРАХУНКОВО-КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	10.12.2025	
4	ПРЕКТНИЙ 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)

Лясота В.А.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Кобельник В.Р.

(прізвище та ініціали)

Кружилка Р.Ю., Лясота В.А. Удосконалення конструкцій виконавчих вузлів та оснащення вертикально-фрезерного верстата (комплексна тема) : // Кружилка Р.Ю., Лясота В.А. : кваліфікаційна робота магістра :наук. кер. В.Р. Кобельник. Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, Тернопіль : 2025. 144 с.

Ключові слова: фрезерування, шпиндельний вузол, коробка подач, супорт верстата.

В кваліфікаційній роботі магістра розглянуто кінематики та конструкції фрезерних верстатів. Проведено кінематичний розрахунок приводу головного руху верстата. Розглянуто конструкцію базової вертикальної шпиндельної головки та запропоновано конструкції варіантів шпиндельних головок. Зконструйовано коробку подач верстата. Наведено конструкції та проведено відповідні силові розрахунки стала верстату, верстатних лещат та круглого поворотного стола. Вирішено питання охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях.

Kruzhilka R.Yu., Lyasota V.A. Improvement of the designs of working units and tooling of a vertical milling machine (complex topic). Thesis work for obtaining the educational qualification of Master degree of specialty 133 133 - Industrial machinery engineering; Ternopil Ivan Pul'uj National Technical University; Ternopil, 2025.

Key words: milling, spindle assembly, feed box, machine tool support.

The master's qualification work considers the kinematics and designs of milling machines. The kinematic calculation of the drive of the main movement of the machine tool is carried out. The design of the basic vertical spindle head is considered and designs of spindle head variants are proposed. The feed box of the machine tool is designed. The designs are presented and the corresponding force calculations of the machine tool, machine vices and round rotary table are carried out. The issue of labor protection and safety in emergency situations is resolved.

ЗМІСТ

С.

ВСТУП

1 АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ

1. Призначення та область застосування, основні вузли та технічна характеристика фрезерного верстата.....

2. РОЗРАХУНКОВО-КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ.....

2.1 Кінематична схема приводу головного руху

2.1.1 Опис кінематичної схеми верстата

2.1.2 Кінематичний розрахунок приводу головного руху.....

2.2. Коробка подач фрезерного верстата.....

2.2.1 Коробка подач.....

2.2.2 Силовий розрахунок коробки подач.....

2.2.3 Розрахунок валів коробки подач.....

2.2.4 Розрахунок параметрів пасової передачі.....

2.2.5 Розрахунок ланцюгової передачі.....

2.2.6 Розрахунок шліцевого з'єднання.....

3 ПРОЕКТНИЙ РОЗДІЛ

3.1. Конструювання шпиндельних вузлів верстата.....

3.1.1 Шпиндельна бабка базової моделі верстата.....

3.1.2 Вимоги до шпиндельних вузлів.....

3.2. Вертикальна шпиндельна головка базової моделі верстата.....

3.2.1 Конструкція та принцип дії вертикальної шпиндельної головки базової моделі верстата.....

3.2.2 Планетарна шпиндельна головка.....

3.2.3 Розрахунок сил різання й крутних моментів при фрезеруванні...

3.2.4 Розрахунок конічної передачі.....

3.2.5 Вибір підшипників і перевірка їх довговічності.....

3.3 Конструкції приводів шпинделів.....	
3.4 Модернізований шпиндельний вузол.....	
3.5 Безступінчасте регулювання приводу головного руху модернізованого верстата.....	
3.6. Супорт (стіл) фрезерного верстата	
3.6.1 Супорт. Конструкція.....	
3.6.2 Розрахунок передачі гвинт-гайка кочення.....	
3.6.3 Розрахунок ходового гвинта.....	
3.7. Лещата переналагоджувані універсальні зі збільшеним ходом губок	
3.7.1 Призначення, конструкція, технічні характеристики.....	
3.7.2 Розрахунок сил закріплення та діаметра пневмоциліндра.....	
3.8. Круглий поворотний стіл	
3.8.1 Призначення, компонування, технічна характеристика круглого стола.....	
3.8.2 Розрахунок черв'ячної передачі круглого поворотного стола.....	
4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....	
4.1 Аналіз стану умов праці на підприємстві.....	
4.2 Розрахунок захисного заземлення.....	
4.3 Відновлення роботи інженерно-технічного комплексу цеху заводу у надзвичайних ситуаціях.....	
4.4 Оцінка стійкості роботи промислового підприємства до впливу уражаючих факторів ядерної зброї.....	
4.4.1 Методика оцінки стійкості промислових об'єктів.....	
4.4.2 Оцінка стійкості роботи об'єкта до впливу ударної хвилі.....	
4.4.3 Оцінка стійкості об'єкта до впливу світлового випромінювання.....	
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....	
ДОДАТКИ.....	

ВСТУП

Машинобудування традиційно вважається серцем промислового комплексу будь-якої розвиненої держави. Це не просто галузь економіки, а фундамент, що визначає технологічний суверенітет країни, її обороноздатність та рівень життя населення. Рівень розвитку машинобудування та технологій матеріалообробки слугує об'єктивним індикатором науково-технічного прогресу держави, оскільки саме тут матеріалізуються передові наукові досягнення — від новітніх сплавів до штучного інтелекту в управлінні виробничими процесами.

Актуальність зумовлена тим, що в умовах глобалізації та жорсткої ринкової конкуренції неможливо забезпечити стає економічне зростання, спираючись лише на експорт сировини чи аграрний сектор. Саме машинобудування створює засоби виробництва для всіх інших галузей: енергетики, транспорту, будівництва, сільського господарства та легкої промисловості. Без ефективних, високоточних та надійних машин функціонування цих сфер стає неможливим або критично залежним від імпорту.

Особливої ваги розвиток вітчизняного машинобудування набуває в контексті забезпечення національної безпеки. Здатність країни самостійно виготовляти та ремонтувати військову техніку, авіацію, транспортні засоби спеціального призначення безпосередньо залежить від наявності потужної виробничої бази та технологій обробки сучасних конструкційних матеріалів.

Окрім того, соціальний аспект розвитку цієї галузі неможливо переоцінити. Машинобудування є одним із найбільших роботодавців, що створює попит на висококваліфіковані інженерні та робітничі кадри, стимулюючи розвиток системи технічної освіти та науки.

Невід'ємною складовою прогресу в машинобудуванні є вдосконалення технологій матеріалообробки. Сучасні машини працюють в екстремальних

умовах: при надвисоких температурах, тисках, в агресивних хімічних середовищах та в умовах космічного вакууму. Це вимагає використання нових матеріалів — жароміцних суперсплавів, титанових сплавів, композитів, кераміки та полімерів.

Традиційні методи обробки різанням (точіння, фрезерування) вже не завжди можуть задовольнити вимоги щодо точності, якості поверхні та економічної ефективності при роботі з такими матеріалами. Тому на перший план виходять новітні методи формоутворення: електроерозійна, лазерна, плазмова, ультразвукова обробка та гідроабразивне різання. Ці технології дозволяють виготовляти деталі складної геометричної форми з мікронною точністю, мінімізуючи відходи дороговартісних матеріалів.

Перспективи розвитку галузі сьогодні нерозривно пов'язані з концепцією «Індустрії 4.0». Майбутнє машинобудування лежить у площині цифровізації та автоматизації. Основними векторами розвитку на найближчі десятиліття є:

1. Адитивні технології (3D-друк): Перехід від субтрактивних методів (видалення зайвого металу) до адитивних дозволяє створювати конструкції, які неможливо отримати литтям чи штампуванням, значно знижуючи вагу виробів при збереженні їх міцності.

2. Інтелектуалізація обладнання: Верстати з числовим програмним керуванням (ЧПК) еволюціонують у смарт-системи, здатні самостійно діагностувати свій стан, коригувати режими різання в реальному часі та інтегруватися в єдину інформаційну мережу підприємства (ІоТ — Інтернет речей).

3. Гнучкі виробничі системи (ГВС): Відхід від масового виробництва до кастомізованого (індивідуального) вимагає обладнання, яке можна швидко переналаштувати на випуск нової номенклатури виробів.

4. Екологічність та енергоефективність: Сучасна матеріалообробка прагне до зменшення енергоспоживання та використання екологічно чистих

мастильно-охолоджувальних технологічних середовищ (або повної відмови від них — суха обробка).

Отже, розвиток машинобудування та вдосконалення технологій матеріалообробки є критично необхідним завданням для забезпечення конкурентоспроможності національної економіки. Пошук нових технічних рішень, впровадження автоматизації та перехід на інноваційні методи виробництва — це єдиний шлях до створення високотехнологічного суспільства.

1 АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Призначення та область застосування, основні вузли та технічна характеристика фрезерного верстата

Широкоуніверсальний фрезерний верстат підвищеної точності моделі призначений як для горизонтального фрезерування виробів циліндричними, дисковими, фасонними й іншими фрезами, так і вертикального фрезерування торцевими, кінцевими, шпонковими та іншими фрезами під різними кутами.

Наявність горизонтального і поворотно-вертикального шпинделів, а також ряду комплектних до верстата пристосувань створює його широкоуніверсальним і зручним для роботи в інструментальних експериментальних цехах великосерійного та масового виробництва.

На верстаті можна виконувати ряд фрезерних і розточувальних робіт в умовах дрібносерійного та індивідуального виробництв при обробці деталей з високою точністю, що досягається, якщо верстат встановлений у приміщенні з постійною температурою $+20\pm 2^{\circ}\text{C}$ і вологістю повітря $65\pm 5\%$ і якщо поблизу верстата немає інших джерел тепла. Не можна встановлювати верстат в одному приміщенні з верстатами, що працюють абразивним інструментом.

Технічні дані верстата, широкий ряд обертів шпинделя і подач, наявність механічних подач і прискорених переміщень обумовлюють економічність обробки різних деталей за рахунок застосування високошвидкісних режимів різання і зниження допоміжного часу.

Загальний вигляд з позначенням основних частин верстата показано на рис. 1.1. та рис.1.2

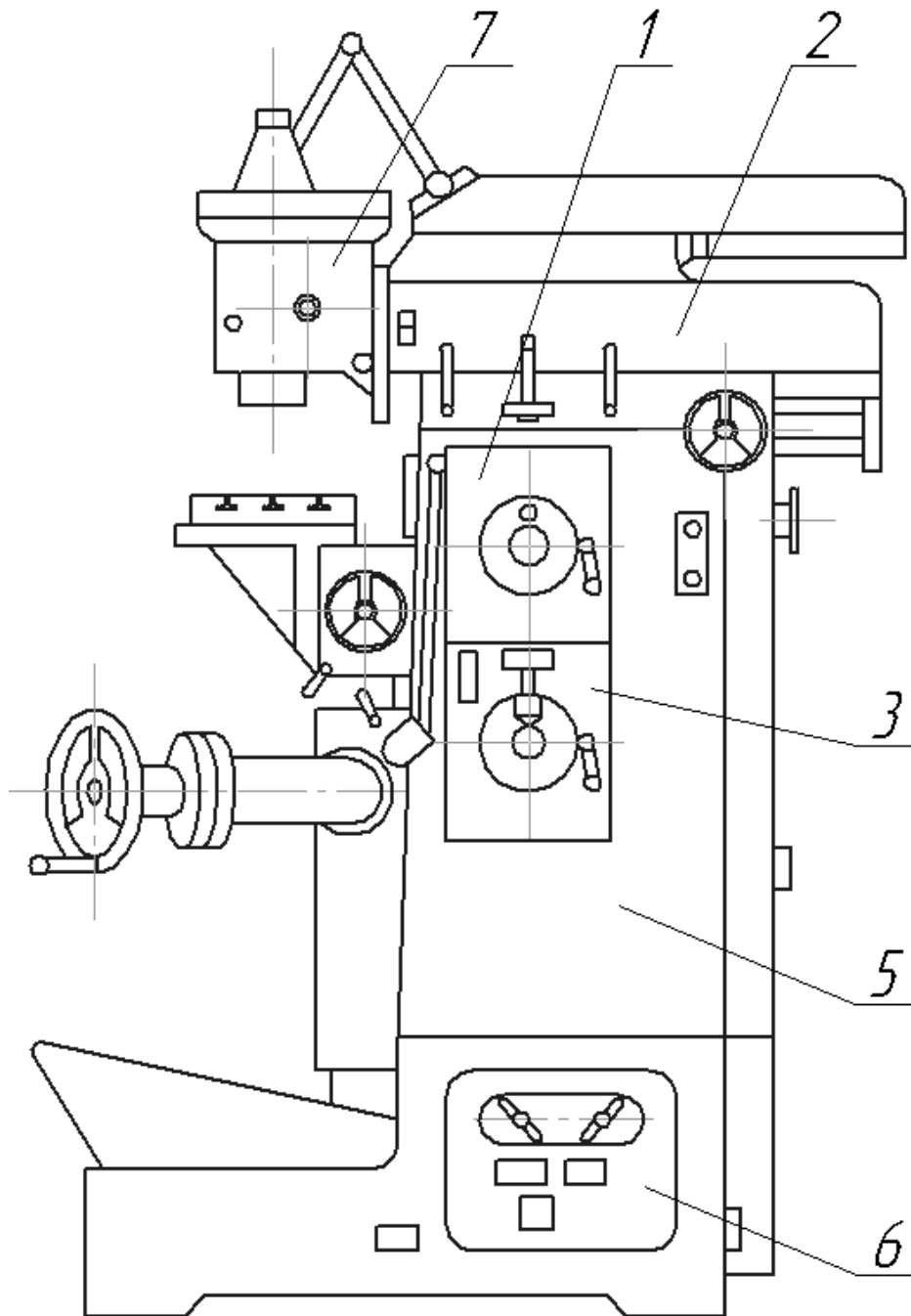


Рисунок 1.1 – Основні вузли верстата

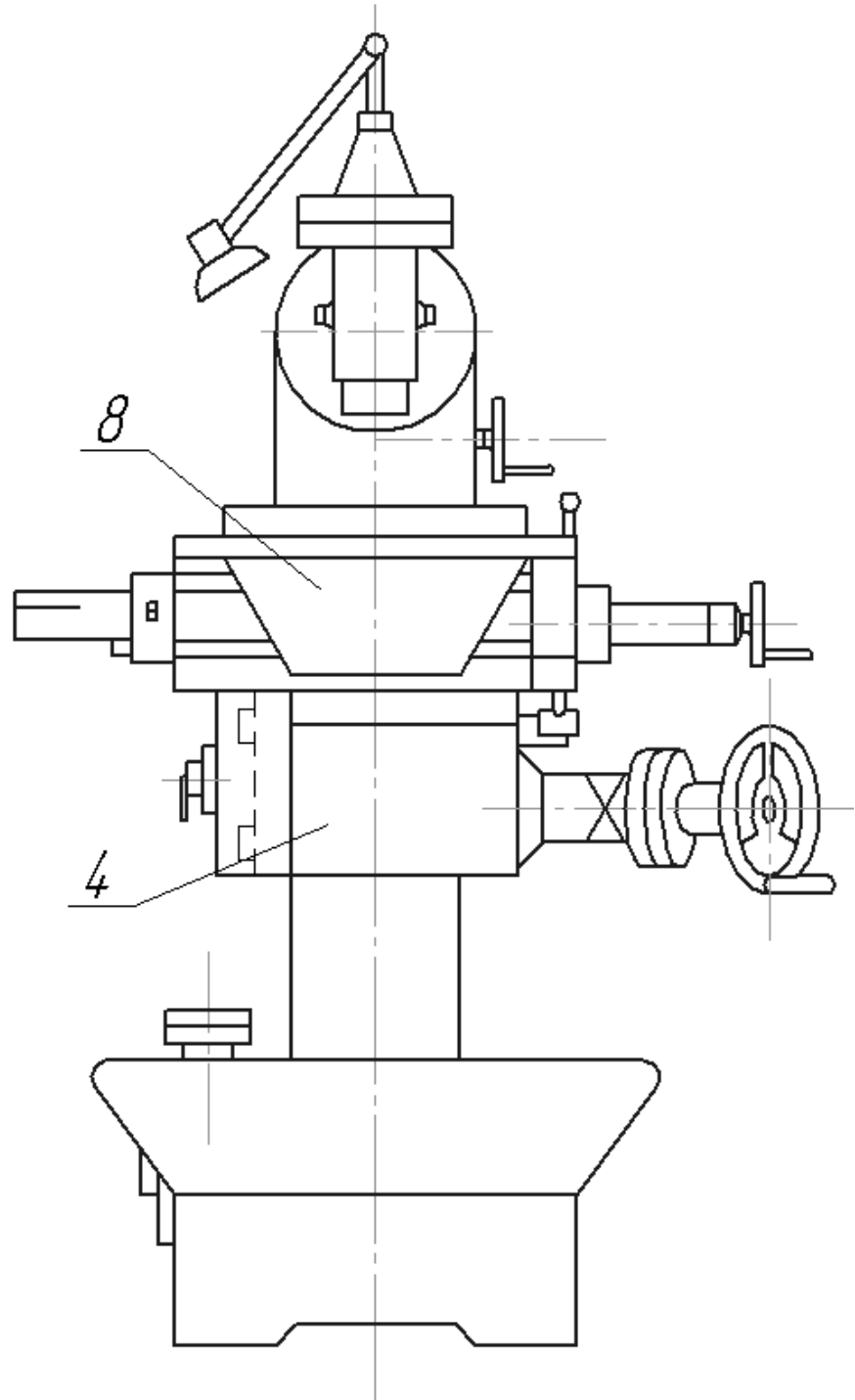


Рисунок 1.2 – Основні вузли верстата

Основними вузлами (частинами) верстата є наступні:

- 1 - Коробка швидкостей;
- 2 - Шпindelьна бабка;
- 3 - Коробка подач;
- 4 - Супорт;
- 5 - Станина;
- 6 - Електроустаткування.

Верстат має зйомні вузли і пристосування, наприклад:

- 7 - Вертикальна головка;
- 8 - Кутовий горизонтальний стіл;
- Універсальний стіл;
- Лещата;
- Круглий стіл;
- Ділильна головка;
- Гітара;
- Довбальна головка;
- Інструментальна шафа;
- Швидкохідна головка.

Органи керування верстата наведені на рис. 1.3 та рис. 1.4

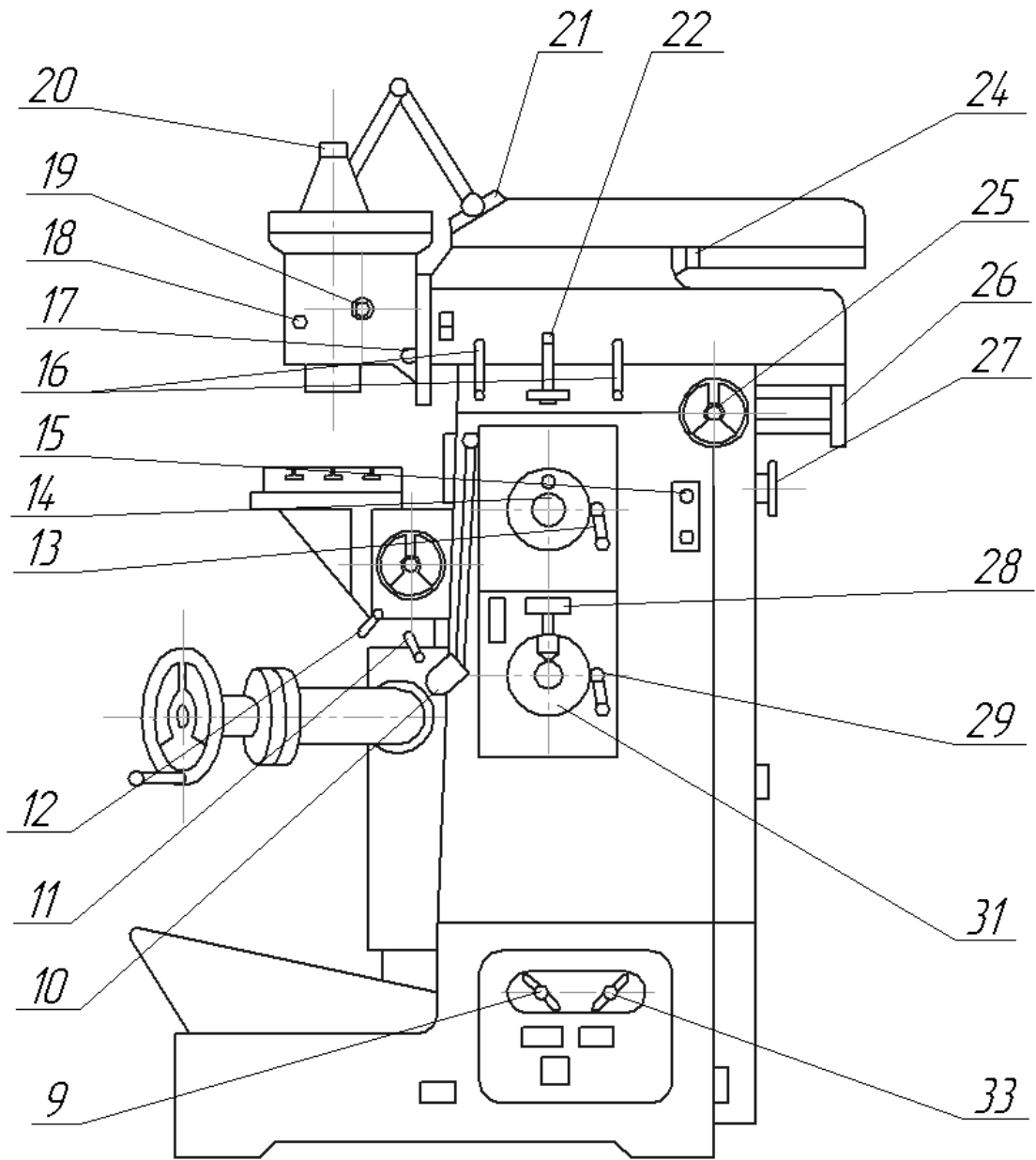


Рисунок 1.3 – Розміщення органів керування фрезерного верстата

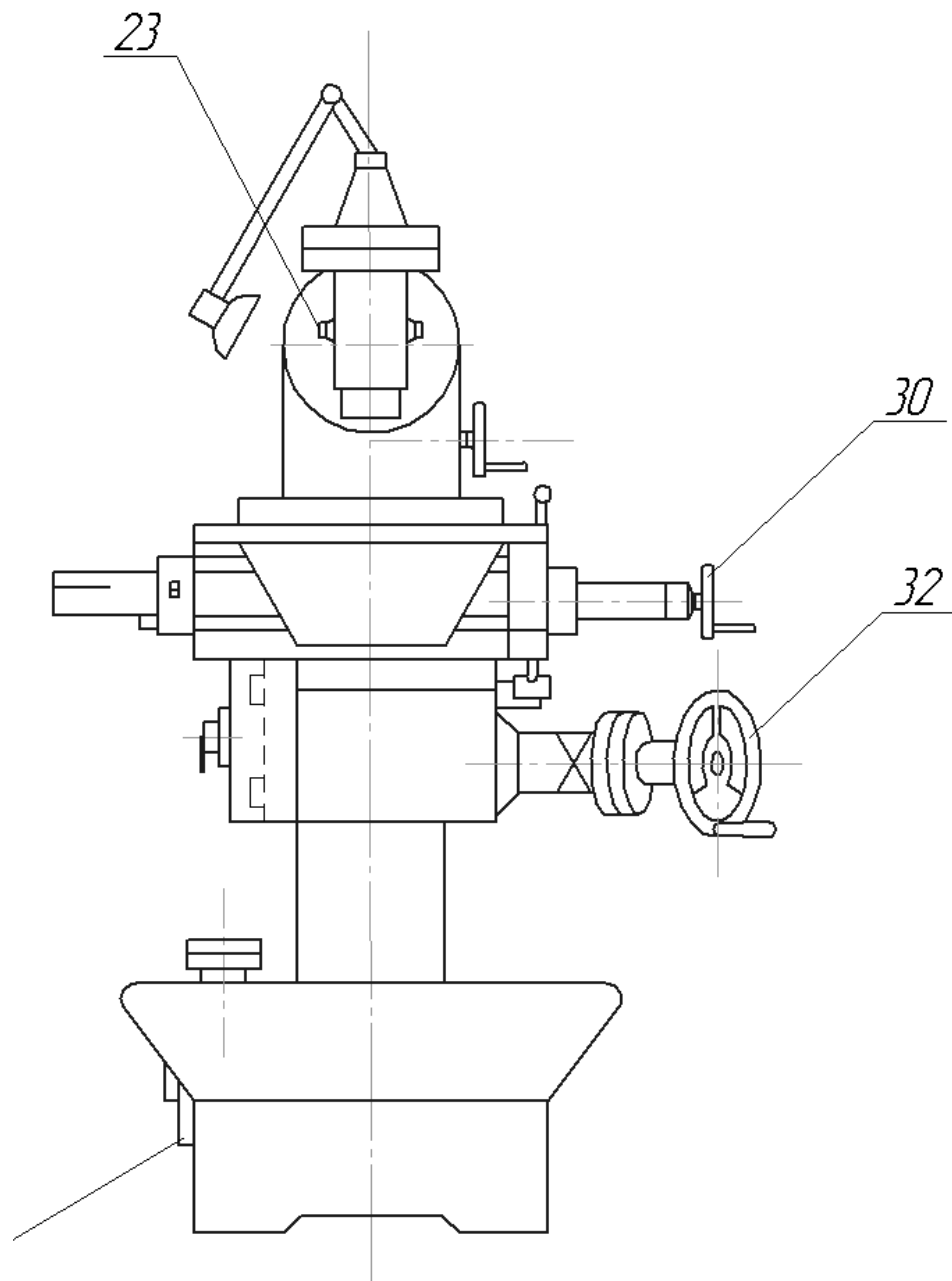


Рисунок 1.4 – Розміщення органів керування фрезерного верстата

До органів керування верстатом відносяться наступні:

- 9 - Реверс шпинделя;
 - 10 - Рукоятка включення механічної подачі стола;
 - 11 - Рукоятка затиску стола у вертикальному напрямку;
 - 12 - Рукоятка затиску стола в горизонтальному напрямку;
 - 13 - Рукоятка включення швидкостей;
 - 14 - Грибок набору швидкостей;
 - 15 - Пуск і зупинка головного двигуна;
 - 16 - Рукоятка затиску шпиндельної бабки;
 - 17 - Рукоятка установки шпинделя у вертикальне положення;
 - 18 - Затиск гільзи вертикального шпинделя;
 - 19 - Рукоятка переміщення гільзи вертикального шпинделя;
 - 20 - Затиск інструмента у вертикальному шпинделі;
 - 21 - Гайка затиску вертикальної головки;
 - 22 - Рукоятка механічної подачі шпиндельної бабки;
 - 23 - Вимикач освітлення;
 - 24 - Затиск хобота шпиндельної бабки;
 - 25 - Маховик ручного переміщення шпиндельної бабки;
 - 26 - Затиск інструмента в горизонтальному шпинделі;
 - 27 - Маховик ручного обертання шпинделя;
 - 28 - Рукоятка прискорених переміщень;
 - 29 - Рукоятка включення подач;
 - 30 - Маховик ручного переміщення столу в подовжньому напрямку;
 - 31 - Грибок набору подач;
 - 32 - Маховик ручного переміщення стола у вертикальному напрямку;
 - 33 - Вимикач охолодження;
- Включення верстата в мережу (вступний вимикач).

Основні технічні дані і характеристики верстата приведені в таблиці 1.1

Таблиця 1.1 - Основні параметри верстата

Параметри	Значення
Клас точності верстата	«П» ДСТ 8-77
Відстань від осі горизонтального шпинделя до робочої поверхні кутового горизонтального верстата, мм: - найменша - найбільша	80 ₋₅ 460 ⁺¹⁰
Відстань від торця вертикального шпинделя до робочої поверхні кутового горизонтального верстата, мм: - найменша - найбільша	0 380 ⁺¹⁰
Відстань від торця станини до осі вертикального шпинделя, мм: - найменша - найбільша	125 ₋₂ 375 ⁺¹⁰
Найбільша від торця горизонтального шпинделя до торця підвіски, мм:	298 ⁺¹⁰
Конус вертикального і горизонтального шпинделів	Морзе 4АТ6
Кількість швидкостей шпинделів: - горизонтального - вертикального	16 16

Межі частот обертання шпинделів, об/хв:	
- горизонтального	50÷1630
- вертикального	63÷2040
Кількість подач столу:	
- подовжніх	16
- вертикальних	16
Межі подач столу, мм/хв:	
- подовжніх	13÷395
- вертикальних	13÷395
Прискорений хід столу (подовжній і вертикальний), м/хв:	0,9
Кількість подач шпиндельної бабки	16
Межі подач шпиндельної бабки, мм/хв:	13÷395
Прискорений хід шпиндельної бабки, м/хв:	0,9
Найбільший хід шпиндельної бабки, мм	250
Ціна поділки лімбів, мм	0,05
Ціна поділки лінійок, мм	1,0
Габаритні розміри верстата, мм:	
-довжина	1285±15
-ширина	1215±15
-висота	1780±15
Маса верстата (без електроустаткування), кг	1010±20
Маса комплекту інструмента і приналежностей, що поставляються з верстатом, кг	300±15
Маса інструментальної шафи, кг	62±2
Вертикальна фрезерна головка	
Найбільше осьове переміщення вертикального шпинделя,	

мм	60 ⁺⁵
Найбільший кут повороту вертикальної головки у вертикальній площині, град	±90
Основний стіл	
Робоча поверхня столу, мм	
- довжина	630 ₋₂
- ширина	250 ₋₂
Найбільший подовжній хід столу, мм	400 ⁺¹⁰
Найбільший вертикальний хід столу, мм	380 ⁺¹⁰
Число Т-образних пазів	3
Ширина Т-образних пазів, мм:	
- верхнього	14Н9
- центрального і нижнього	14Н12
Відстань між Т-образними пазами за ДСТ 6569-75, мм	50
Кутовий горизонтальний стіл	
Робоча поверхня столу, мм:	
- довжина	800 ^{±3}
- ширина	250 ^{±2}
Число Т-образних пазів	5
Ширина Т-образних пазів, мм:	
- центрального	14Н8
- інших	14Н12
Відстань між Т-образними пазами, мм	50

2. РОЗРАХУНКОВО-КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Кінематична схема приводу головного руху

2.1.1 Опис кінематичної схеми верстата

Кінематична схема верстата складається з ланцюга головного руху і ланцюга подач (рис. 2.1).

Ланцюг головного руху.

Від електродвигуна 1 потужністю 2,2 кВт рух передається на вал I за допомогою клиноремінної передачі 2—3. Від вала I через коробку швидкостей обертання передається барабанній шестерні 20, потім на вал горизонтального шпинделя VI,

Вал вертикального шпинделя VIII отримує обертання від вала VI через конічну 22—23 і циліндричну 24—25 пари.

Різні положення блоків шестерень коробки швидкостей (7—6, 5—4, 14—15, 19—18) надають горизонтальному і вертикальному шпинделям шістнадцять різних швидкостей.

Ланцюг подач.

Усі подачі верстата (стола у вертикальному і подовжньому напрямках, шпиндельної бабки в поперечному напрямку) здійснюються механічно і вручну. Крім того, для всіх напрямків передбачене прискорене переміщення.

Самостійного приводу подач у верстаті немає. Механізми подач отримують обертання від головного приводу (вал I коробки швидкостей) через коробку подач. З останнього вала коробки подач XIII за допомогою ланцюгових передач 50—62, 51—53 обертання передається механізмам подач столу і шпиндельної бабки.

Вертикальні подачі столу здійснюються в такий спосіб: від вала XVII через конічну пару 63—64 одержує обертання вал XVIII. На гвинт XXIII вертикального переміщення пряме обертання передається через шестерні 65—77, а зворотнє — через шестерні 74—75—76. Гвинт закріплений у супорті, тому стіл одержує переміщення вгору або вниз.

Ручне вертикальне переміщення здійснюється маховиком, що встановлений на валу XXV, через конічні пари 80—81 і 78—79. Подовжні подачі вліво і вправо здійснюються переключенням муфти на валові XIX, при цьому обертання передається через шестерні 66—65 і 74—75—67 на вал XIX, через конічну пару 68—69 на вал XX, а потім через шестерні 70—71 на вал гвинта XXI.

У випадку переключення муфти на валу XIV механізм поперечної подачі шпindelної бабки повідомляє пряме або зворотнє обертання гайці 59, зв'язаної з гвинтом поперечної подачі, причому шпindelна бабка переміщається вперед або назад.

Вручну шпindelна бабка переміщається маховиком за допомогою конічної пари 55—56 або 56—57.

Прискорені переміщення здійснюються зчепленням муфти на валу XVII з муфтою циліндричного колеса 49.

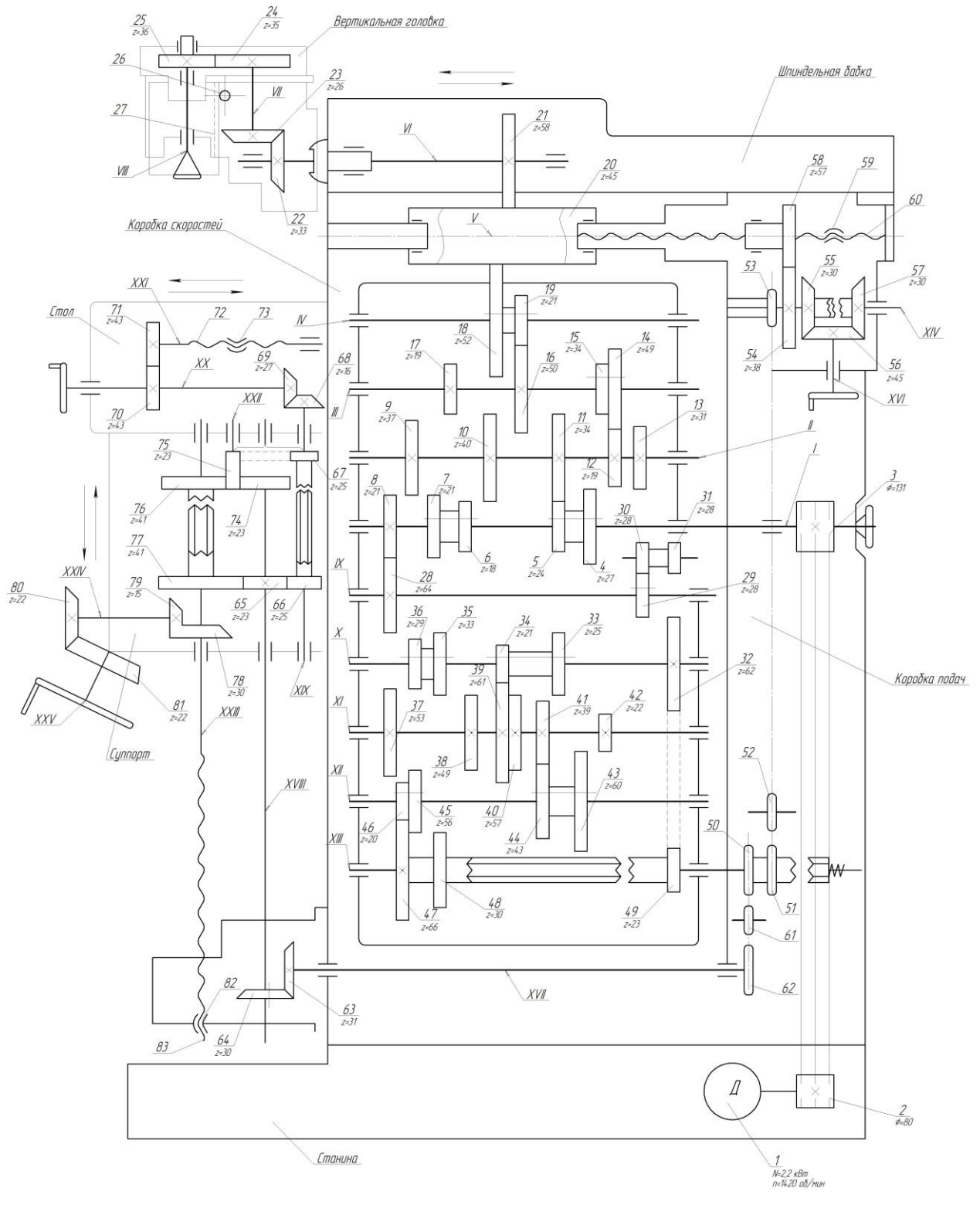


Рисунок 2.1 – Кінематична схема фрезерного верстата

2.1.2 Кінематичний розрахунок приводу головного руху

Методика розрахунку

Приводи проектують з використанням кінематичного розрахунку, силового розрахунку і перевірного. Кінематичний розрахунок по відомим параметрам полягає у визначенні:

- частот обертання шпинделя;
- передаточних відношень зубчатих пар;
- числа зубчатих коліс кожної передачі;
- діаметра шківів;
- розробки кінематичної схеми приводу.

За результатами проведених розрахунків уточнюють кінематичну схему і приймають структуру приводу, кількість передач, їх вид та конструктивне розташування, а також порядок їх перемикавання.

Наведемо послідовність проведення розрахунків:

1. Вибір структурної формули приводу.
2. Розробка попереднього варіанту кінематичної схеми.
3. Розробка структурної формули в розгорнутому вигляді.
4. Побудова структурної або структурних сіток.
5. Аналіз структурних сіток.
6. Побудова графіка частот обертання шпинделя.
7. Визначення чисел зубів зубчастих коліс та шестерень.
8. Визначення реальних частот обертання шпинделя.
9. Розрахунок пасової передачі (за потреби).
10. Оцінка проведеного кінематичного розрахунку.
11. Побудова кінематичної схеми в кінцевому виді.

Вихідні дані для проведення розрахунків:

Для кінематичного розрахунку такими даними є:

- мінімальна частота обертання шпинделя $n_{\min} = 50$ об/хв;
- максимальна частота обертання шпинделя $n_{\max} = 1630$ об/хв;
- знаменник геометричного ряду $\varphi = 1,26$;
- частота обертання електродвигуна $n_{\text{эд}} = 1420$ об/хв.

Число швидкісних ступіней приводу визначається по формулі:

$$z = \frac{\lg D}{\lg \varphi} + 1$$

де: D – діапазон регулювання, визначається по формулі:

$$D = \frac{n_{\max}}{n_{\min}}$$

Групуючи формули і підставляючи в них значення, маємо:

$$z = \frac{\lg(1630/50)}{\lg 1,26} + 1 = 16,1$$

Отримане значення швидкісних ступіней приводу округляємо до найближчого цілого числа, тобто $z = 16$.

Кінематичний розрахунок

Проводимо кінематичний розрахунок приводу головного руху зі ступінчастим регулюванням частоти обертання.

Вибір структурної формули приводу

Сукупність передач між двома сусідніми валами являє собою групу передач P_i , де i – порядок розташування даної групи в напрямку передачі руху, P – число передач у групі. Граничними умовами вибору структурної формули є наступні рекомендації:

- перевага віддається меншому числу переключень (компактність) і розташованих в порядку убутання;
- блоки на чотири переключення громіздкі, тому максимальна кількість переключень на валові $z = 3$.

Аналізуючи вихідні дані і перераховані вище рекомендації, приймаємо наступну структурну формулу приводу:

$$z = 4 \times 2 \times 2$$

Кількість валів у приводі визначається за формулою:

$$B = m + 1$$

де: m – число груп (3).

У такий спосіб: $B = 3 + 1 = 4$. Початковий варіант кінематичної схеми приводу головного руху показаний на рис. 2.2.

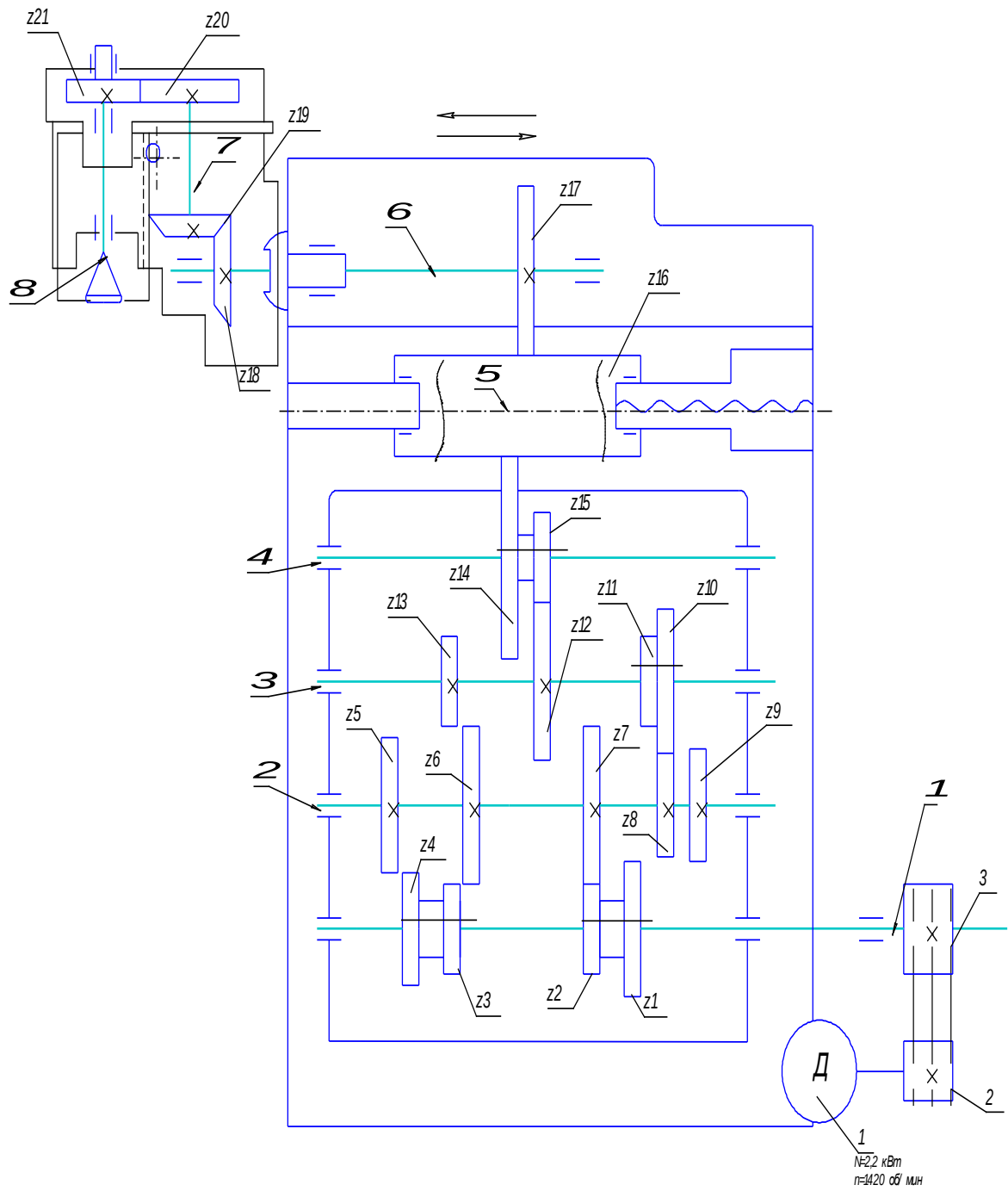


Рисунок 2.2 – Початковий варіант кінематичної схеми приводу головного руху

Формула в загальному вигляді дає основні відомості, але не дає представлення про порядок переключення груп передач. Усі групи звуться множини. В теорії розглядають основну множину, першу множину, другу і т.д. Основна група – передача, що переключається щоразу, коли потрібно одержати чергову меншу або більшу частоту обертання якого-небудь вала. Перша множина включається після того, як цілком вичерпані всі можливі комбінації переключень основної групи. Аналогічно працює друга множина, і т.д. Повну структуру приводу дає структурна формула в розгорнутому вигляді:

$$z = P_1(x_1) \times P_2(x_2) \times P_3(x_3) \times \dots \times P_m(x_m) \quad (2.4)$$

де: x – характеристика групи (множини), що вказує на кількість частот обертання в групі передач у залежності від розташування її в приводі.

Кількість усіх можливих структурних формул у даному приводі:

$$\Phi = 3! = 6$$

У розгорнутому вигляді структури мають вигляд:

1. $z = 4_{(1)} \cdot 2_{(4)} \cdot 2_{(8)}$
2. $z = 4_{(1)} \cdot 2_{(8)} \cdot 2_{(4)}$
3. $z = 4_{(2)} \cdot 2_{(8)} \cdot 2_{(1)}$
4. $z = 4_{(4)} \cdot 2_{(2)} \cdot 2_{(1)}$

5. $z=4_{(2)} \cdot 2_{(1)} \cdot 2_{(8)}$

6. $z=4_{(4)} \cdot 2_{(1)} \cdot 2_{(2)}$

Побудуємо структурні сітки для різних структур (рис. 2.3 – рис. 2.8).

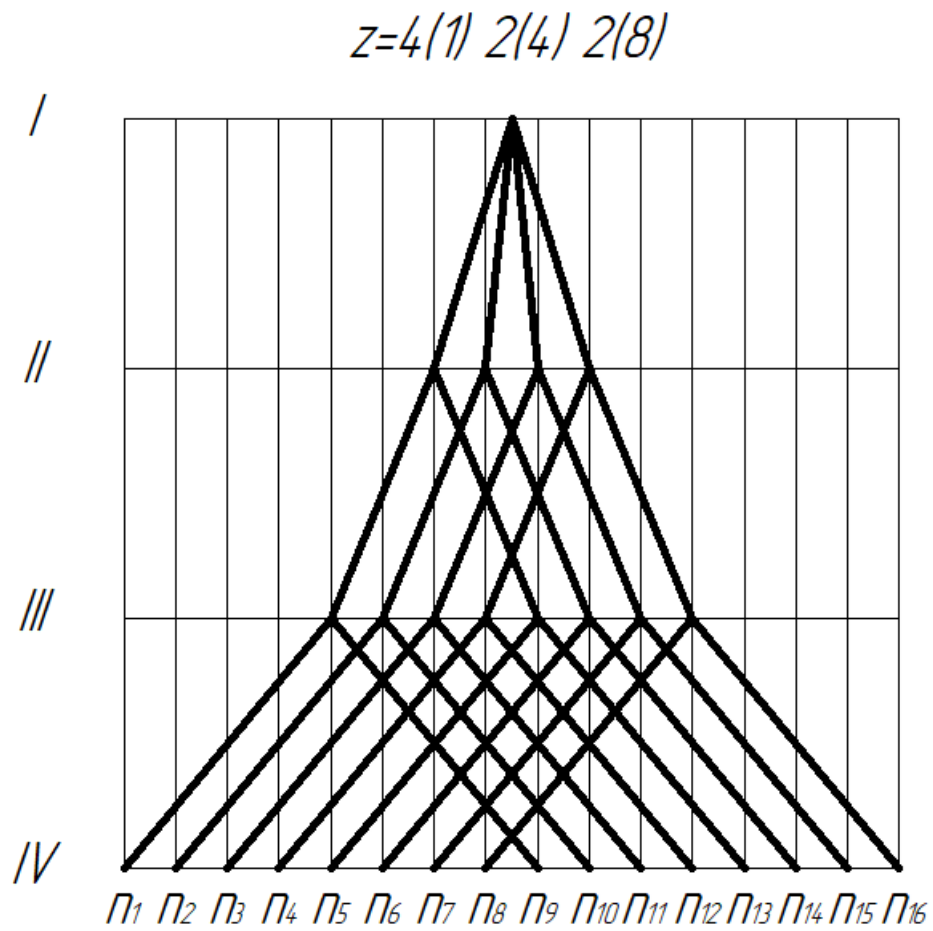
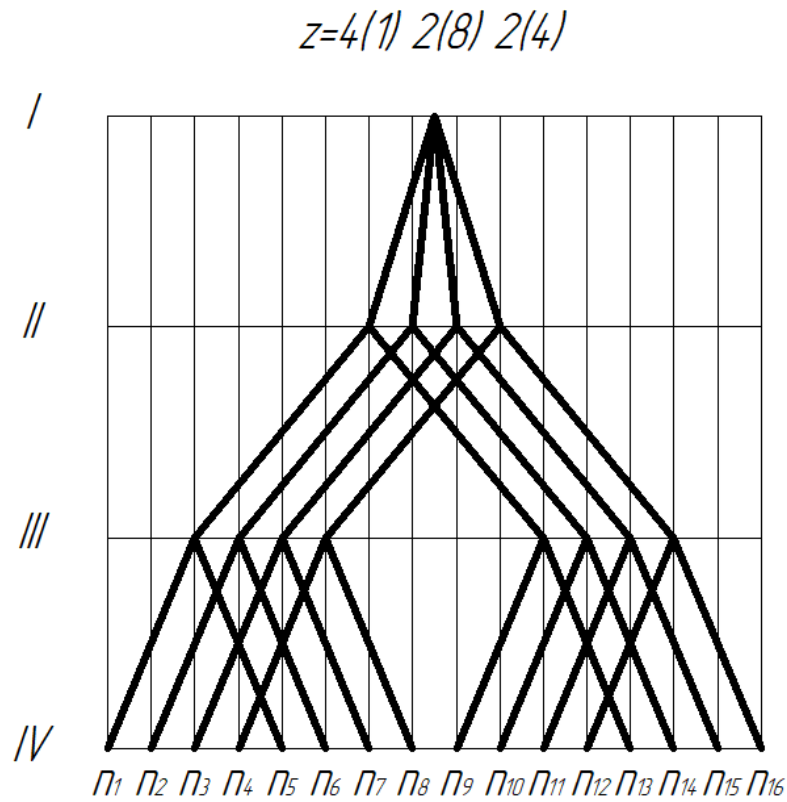
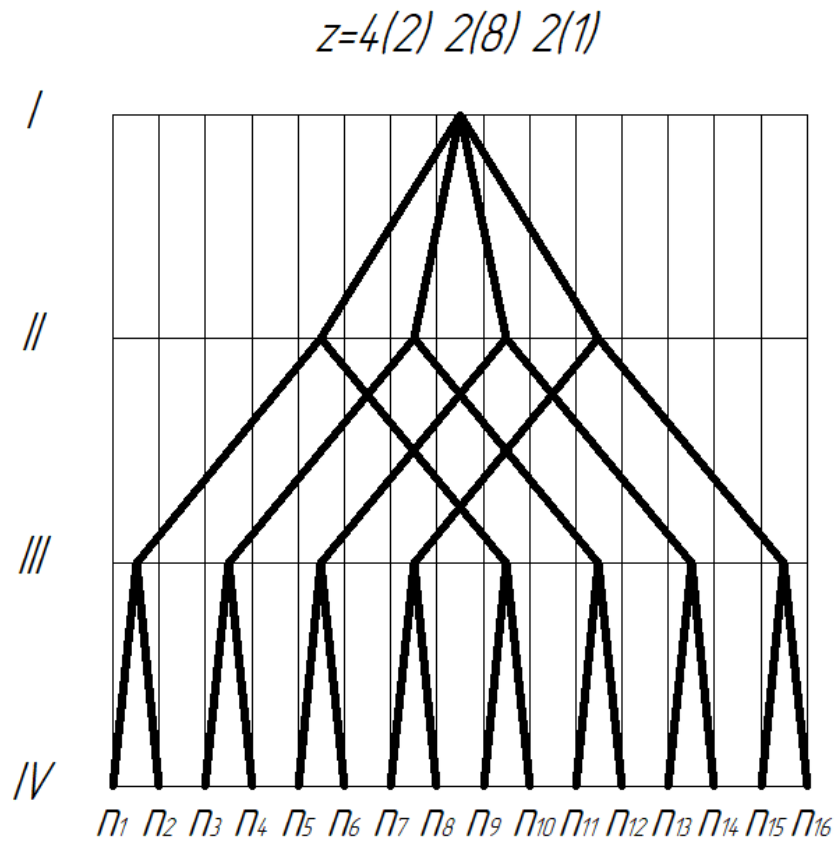
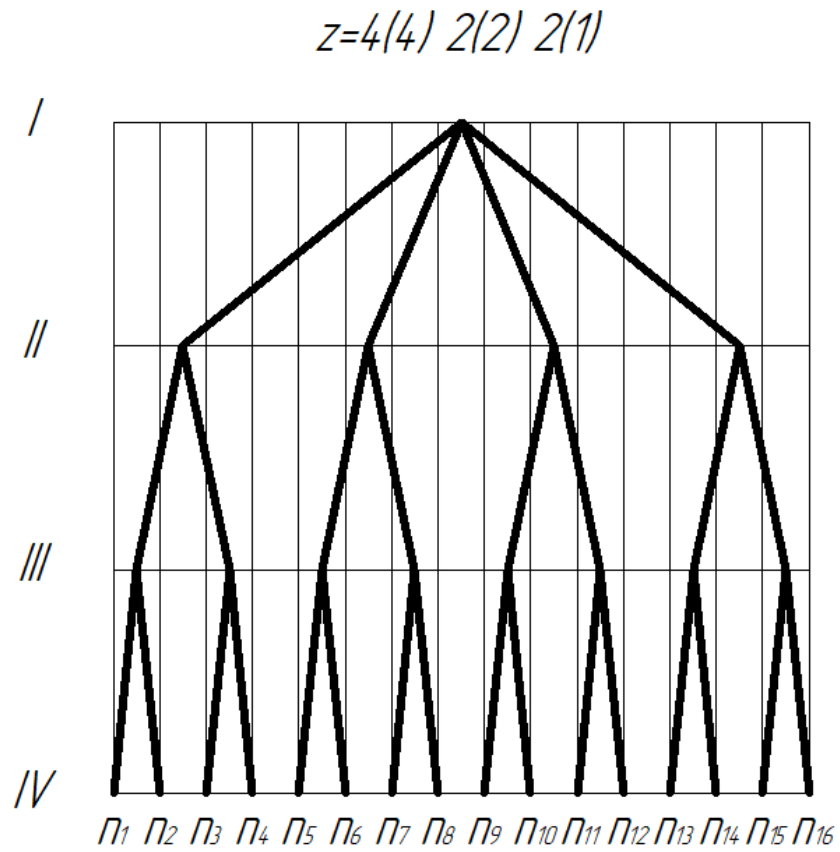
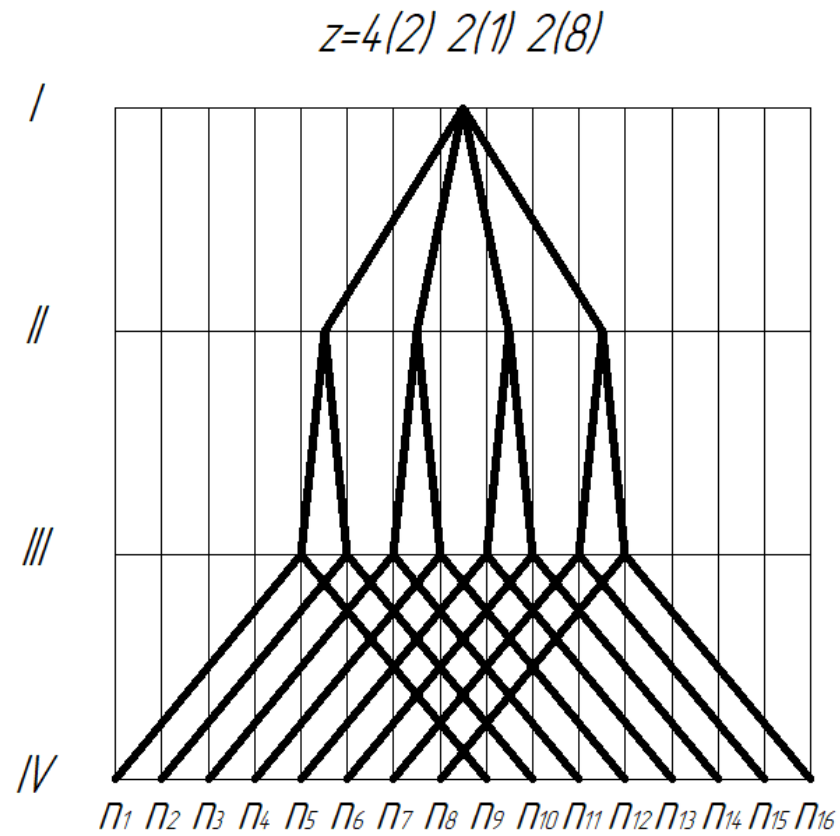


Рисунок 2.3 – Структурна сітка для структури $z=4_{(1)} \cdot 2_{(4)} \cdot 2_{(8)}$

Рисунок 2.4 – Структурна сітка для структури $z=4_{(1)} \cdot 2_{(8)} \cdot 2_{(4)}$ Рисунок 2.5 – Структурна сітка для структури $z=4_{(2)} \cdot 2_{(8)} \cdot 2_{(1)}$

Рисунок 2.6 – Структурна сітка для структури $z=4_{(4)} \cdot 2_{(2)} \cdot 2_{(1)}$ Рисунок 2.7 – Структурна сітка для структури $4_{(2)} \cdot 2_{(1)} \cdot 2_{(8)}$

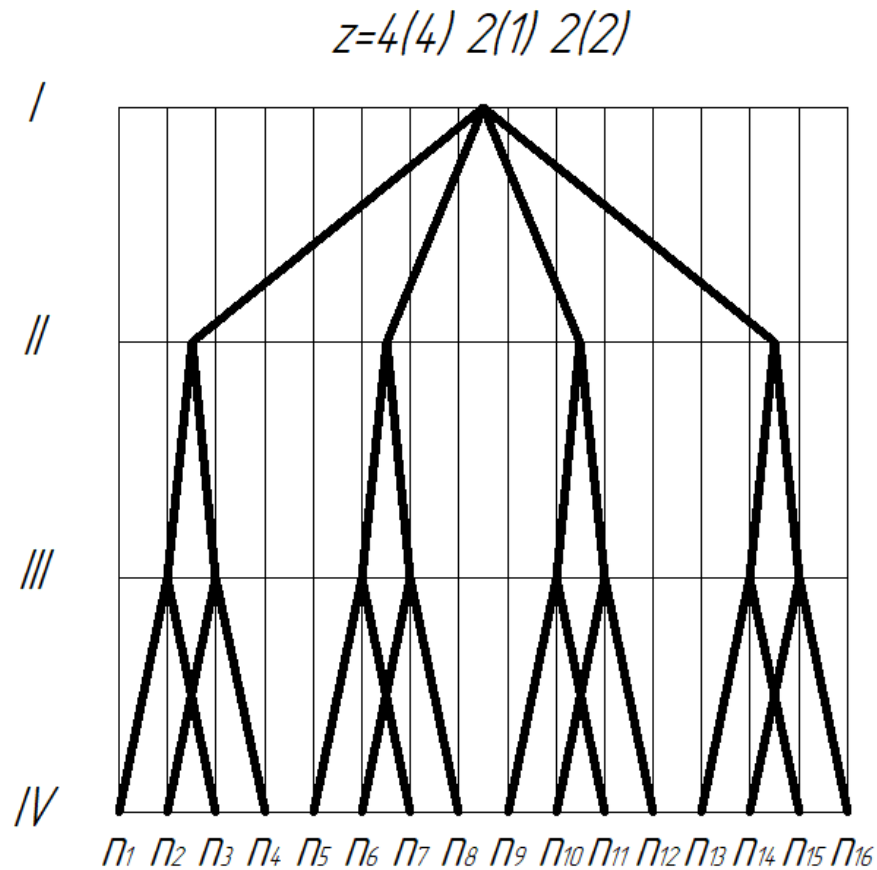


Рисунок 2.8 – Структурна сітка для структури $z=4_{(4)} 2_{(1)} 2_{(2)}$

Структурною сіткою є зображення структурної формули в розгорнутому вигляді з усіма варіантами переключень.

Лінії, що з'єднують вали на структурній сітці – це умовне позначення передаточних відношень. Отже, промені вліво – уповільнення частоти обертання вала, вправо – прискорення, вертикальна пряма – рівні частоти на валах. Оптимальним варіантом структурної сітки є той, у якого має місце плавне розташування гальмуючих і прискорюючих передач.

Обираємо варіант $z=4_{(1)} 2_{(4)} 2_{(8)}$ у якому розходження відрізків найбільш плавне.

Будуємо графік частот обертів шпинделя на основі оптимального варіанта структурної сітки.

Графік частоти обертання шпинделя будується на такому ж фоні, як і структурна сітка, відмінність складається лише в тім, що на графіку можуть бути зазначені одиночні передачі. Показується вал електродвигуна, і вказуються передаточні частоти обертання шпинделя з урахуванням знаменника геометричного ряду.

Побудова графіка частот показано на рисунку 2.9.

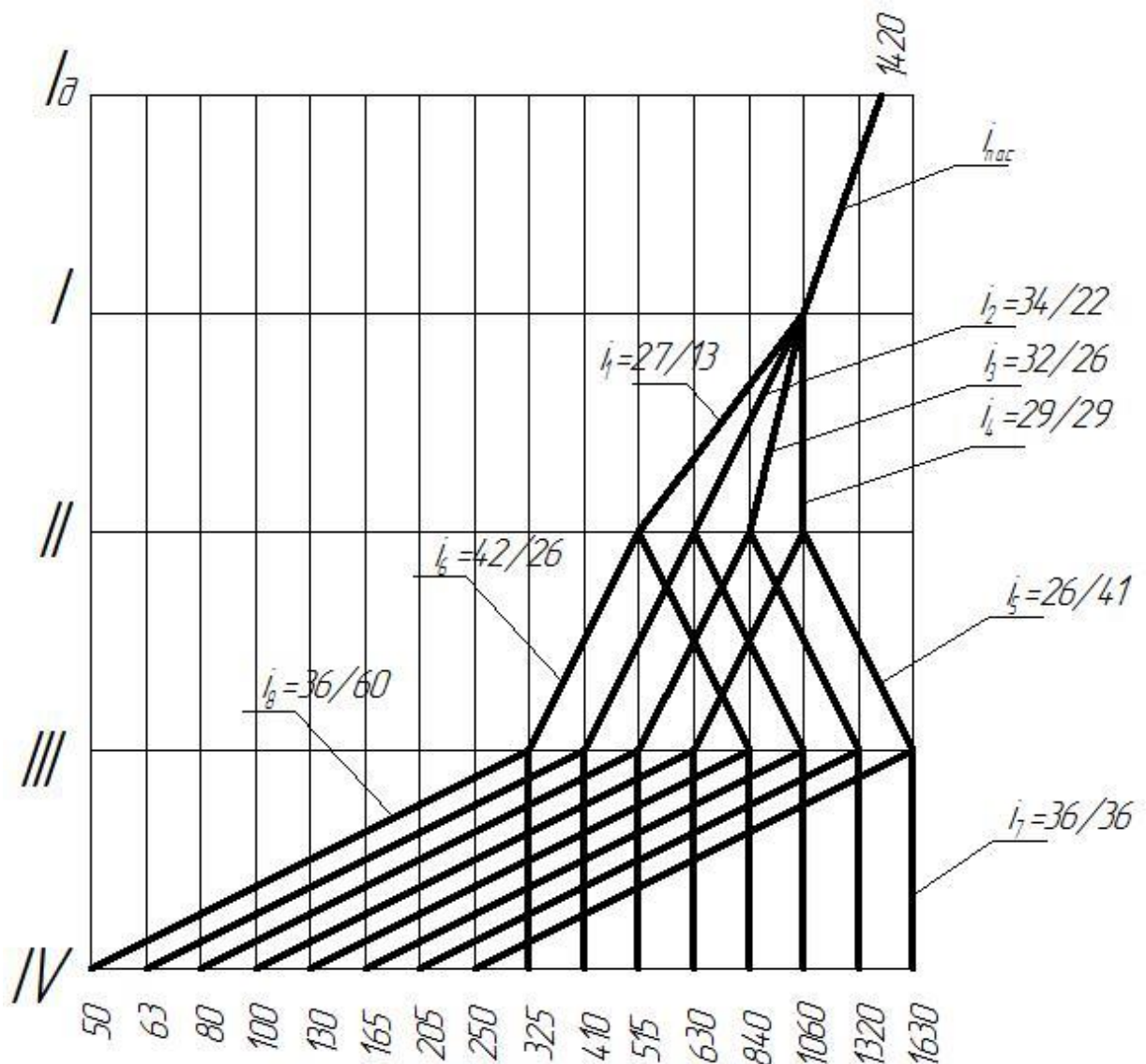


Рисунок 2.9 - Графік частот обертання шпинделя

Розраховуємо кількість зубів зубчатих коліс.

На металорізальних верстатах, як правило, мінімальна кількість зубців на шестерні 18-20. Тому мінімальна сума зубців в зубчатому з'єднанні 40, а максимальна - 120.

Вибрані значення кількості зубців зубчатих коліс та розраховані значення передаточних відношень зведені в таблицю 2.1.

Таблиця 2.1 - Таблиця значень кількості зубів зубчатих коліс та передаточних відношень зубчастих передач

Передаточне відношення	i_1		i_2		i_3		i_4		i_5		i_6		i_7		i_8	
Зубчате колесо	z_1	z_2	z_3	z_4	z_5	z_6	z_7	z_8	z_9	z_{10}	z_{11}	z_{12}	z_{13}	z_{14}	z_{15}	z_{16}
Кількість зубів	13	27	22	34	26	32	29	29	41	26	26	42	36	36	12	60
Сума зубів	40		56		58		58		67		68		72		72	
Величина передаточного відношення	0,5		0,63		0,8		1		1,6		0,63		1		0,16	

Визначаємо фактичні частоти обертів шпинделя за реальними передаточними відношеннями (за тими, що показані на графіку). Для цього записуються усі рівняння кінематичного балансу. У загальному вигляді ці рівняння мають вигляд:

$$n_{1-8} = n_0 \cdot \left\{ \begin{array}{c} \frac{z_1}{z_2} \\ \frac{z_3}{z_4} \\ \frac{z_5}{z_6} \\ \frac{z_7}{z_8} \end{array} \right\} \cdot \left\{ \begin{array}{c} \frac{z_9}{z_{10}} \\ \frac{z_{11}}{z_{12}} \end{array} \right\} \cdot \left\{ \begin{array}{c} \frac{z_{13}}{z_{14}} \\ \frac{z_{15}}{z_{16}} \end{array} \right\}$$

де n_0 - частота обертів на вхідному валу в коробку швидкостей ($n_0=1000,00$ об/хв).

$$n_1=1000,00 \cdot 0,5 \cdot 0,63 \cdot 0,16=50 \text{ (об/хв.)}.$$

$$n_2=1000,00 \cdot 0,63 \cdot 0,63 \cdot 0,16=64 \text{ (об/хв.)}.$$

$$n_3=1000,00 \cdot 0,8 \cdot 0,63 \cdot 0,16=81 \text{ (об/хв.)}.$$

$$n_4=1000,00 \cdot 1 \cdot 0,63 \cdot 0,16=101 \text{ (об/хв.)}.$$

$$n_5=1000,00 \cdot 0,5 \cdot 1,6 \cdot 0,16=128 \text{ (об/хв.)}$$

$$n_6=1000,00 \cdot 0,63 \cdot 1,6 \cdot 0,16=161 \text{ (об/хв.)}.$$

$$n_7=1000,00 \cdot 0,8 \cdot 1,6 \cdot 0,16=205 \text{ (об/хв.)}.$$

$$n_8=1000,00 \cdot 1 \cdot 1,6 \cdot 0,16=256 \text{ (об/хв.)}.$$

$$n_9=1000,00 \cdot 0,5 \cdot 0,63 \cdot 1=315 \text{ (об/хв.)}.$$

$$n_{10}=1000,00 \cdot 0,63 \cdot 0,63 \cdot 1=397 \text{ (об/хв.)}.$$

$$n_{11}=1000,00 \cdot 0,8 \cdot 0,63 \cdot 1=504 \text{ (об/хв.)}.$$

$$n_{12}=1000,00 \cdot 1 \cdot 0,63 \cdot 1=630 \text{ (об/хв.)}.$$

$$n_{13}=1000,00 \cdot 0,5 \cdot 1,6 \cdot 1=800 \text{ (об/хв.)}.$$

$$n_{14}=1000,00 \cdot 0,63 \cdot 1,6 \cdot 1=1008 \text{ (об/хв.)}.$$

$$n_{15}=1000,00 \cdot 0,8 \cdot 1,6 \cdot 1=1280 \text{ (об/хв.)}.$$

$$n_{16}=1000,00 \cdot 1 \cdot 1,6 \cdot 1=1600 \text{ (об/хв.)}.$$

Здійснюємо розрахунок пасової передачі.

Передаточне відношення для пасової передачі визначиться за формулою:

$$i_{nac} = \frac{D_1}{D_2} \cdot \eta = \frac{n_o}{n_{\partial e}}$$

де D_1 - діаметр ведучого колеса (приймаємо 80 мм);

D_2 - діаметр веденого колеса;

η - ККД пасової передачі (приймаємо 0,985);

$n_{дв}$ - частота обертів двигуна ($n_{дв}=1420$ об/хв).

Виходячи з формули визначаємо діаметр веденого колеса:

$$D_2=80 \cdot 0,985 \cdot 1420/1000=112 \text{ мм}.$$

Здійснюємо перевірку отриманого значення.

Відхилення фактичних (дійсних) частот обертів від стандартизованих визначаємо за формулою:

$$\Delta = \pm \frac{n_{i\phi} - n_{ic}}{n_{ic}} \cdot 100\% \quad (2.7)$$

де $n_{i\phi}$ - фактична (дійсна) частота обертання, об/хв.;

n_{ic} - стандартизована частота обертання, об/хв.

Розрахунок відхилень зведемо таблицю (табл. 2.2).

Таблиця 2.2 - Розрахунок відхилень частот обертання

Позначення частоти	n_1	n_2	n_3	n_4	n_5	n_6	n_7	n_8	n_9	n_{10}	n_{11}	n_{12}	n_{13}	n_{14}	n_{15}	n_{16}
Фактична (дійсна) частота $n_{i\phi}$, об/хв	50	64	81	101	128	161	205	256	315	397	504	630	800	1008	1280	1600
Стандартизована частота n_{ic} , об/хв	50	63	80	100	130	165	205	250	325	410	515	630	840	1060	1320	1630
Відхилення Δ , %	0	1,59	1,2	1	1,5	-2,4	0	2,4	-3,1	-3,2	-2,1	0	-4,8	-4,9	-3,0	-1,8

Допустиме значення похибки визначимо за формулою:

$$[\Delta]_{\max} = \pm 10(\varphi - 1), \% \quad (2.8)$$

$$[\Delta]_{\max} = \pm 10 \cdot (1,26 - 1) = \pm 2,6\%$$

Будуємо кінцевий варіант кінематичної схеми.

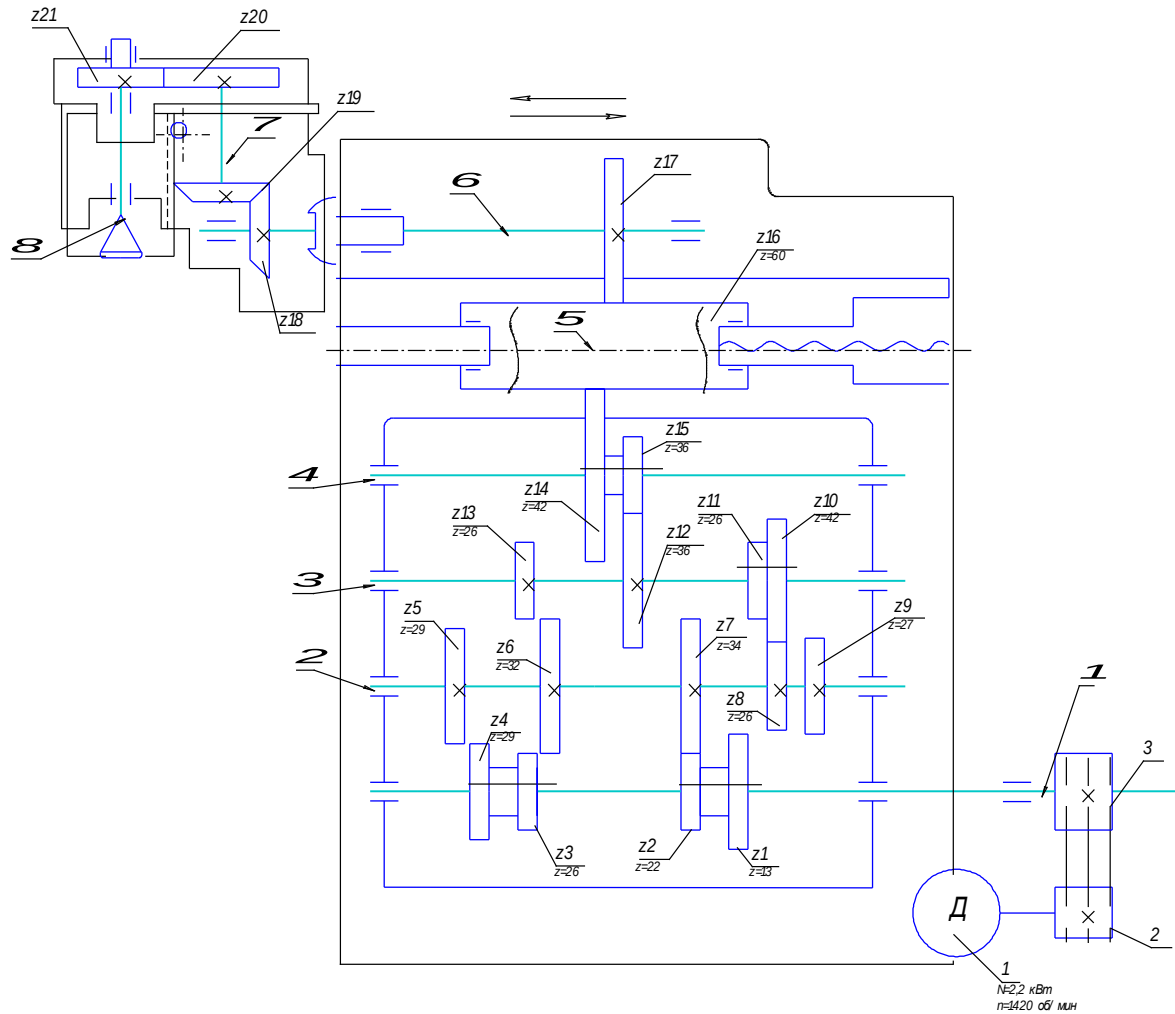


Рисунок 2.10 - Кінцевий варіант кінематичної схеми коробки швидкостей
фрезерного верстату

2.2. Коробка подач фрезерного верстата

2.2.1. Коробка подач.

Коробка подач (рис.2.11, рис. 2.12) зібрана в спеціальному корпусі 13. Корпус кріпиться фланцем до бічної стінки станини і складається з шести валів, що приводяться в обертання першим валом

коробки швидкостей. Вал в свою чергу приводиться в обертання шківом за допомогою клиноремінної передачі від основного електродвигуна верстата. Останній вал коробки подач зв'язаний з валиком, на якому маються дві зірочки, що передають рух механізму подач стола шпиндельній бабці.

Коробка подач передає столу і шпиндельній бабці шістнадцять різних подач, а також прискорені переміщення.

Зміна подачі відбувається так само, як і в коробці швидкостей.

Подачі змінюються механізмом переключення, розташованим на передній стінці корпусу коробки.

Для зміни швидкості рукоятку переключення швидкостей 6 потрібно підняти — диски 14, що мають ряд отворів, розведуться. При повороті грибка набору подач 10 і зв'язаних з ним дисків змінюється положення отворів дисків щодо пальців, чим відбувається підготовка для переключення подач. Потім рукояткою переключення 6 потрібно звести диски в первісне положення. Тоді пальці, переміщуючи, за допомогою важелів переведуть блоки шестерень коробки подач.

При переключенні можливо, що торці зубів шестерень в зачепленні не зійдуться і диски не зведуться. У цьому випадку маховиком потрібно повернути перший вал 12 коробки швидкостей.

При переключенні подач необхідно стежити за тим, щоб хрестова рукоятка знаходилася в нейтральному положенні.

Рисунок 2.11 – Коробка подач верстата

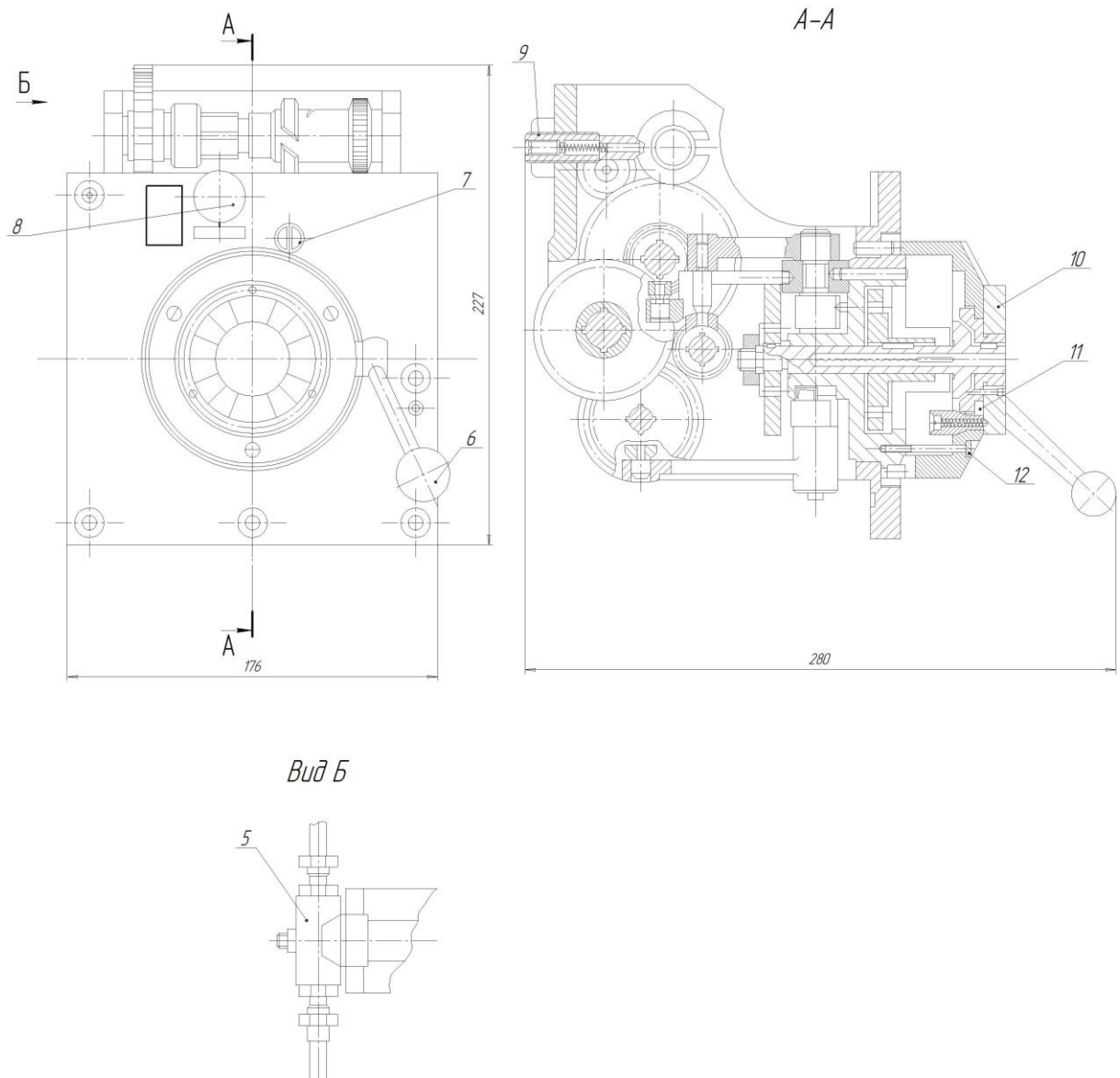


Рисунок 2.12 – Коробка подач верстата

При реверсі шпинделя, шестерню 3, що знаходиться на валу 1 коробки подач, пригальмовує пружинний фіксатор 9, а штифт 4, що входить у спіральний паз шестерні 3, переміщує її до зчеплення із шестернею, що знаходиться на верхньому валу коробки. Напрямок руху після першого вала коробки подач у механізмі подач залишається незмінним.

Прискорені переміщення здійснюються при натисканні рукоятки 8.

Поршневий насос 5 приводиться в рух ексцентриком 2, що забезпечує зворотньо-поступальний рух.

2.2.2. Силовий розрахунок коробки подач.

Визначимо крутні моменти і потужності, що передається валами коробки подач при максимальній частоті обертання двигуна.

Коефіцієнти корисної дії (ККД) відповідних передач і опор підбираємо відповідно до [2]

Таблиця 2.3 – ККД передач і опор.

Вид передачі або опори	Величина ККД
Пасова передача (клиновим пасом)	0,97
Циліндрична передача в закритому корпусі	0,98
Кульковий підшипник	0,995
Роликовий підшипник	0,995

Відповідно до [2] визначаємо крутний момент на кожному валу:

$$T_n = \frac{P_{поп}}{\omega_n} = \frac{30P_n}{\pi \cdot n}$$

де $P_{пот}$ – потужність, що передається валом коробки подач,

ω_n – кутова швидкість обертання вала (відповідного вала коробки подач),

n – частота обертання вала, об/хв.

Визначимо потужність, що передається кожним валом:

$$P_{1к.с} = P_{\partial} \cdot \eta_{рем} \cdot \eta_{нсдш}$$

$$P_1 = P_{\partial} \cdot \eta_{рем} \cdot \eta_{нсдш}^2 \cdot \eta_{з.п.}^2$$

$$P_2 = P_{\partial} \cdot \eta_{рем} \cdot \eta_{нсдш}^3 \cdot \eta_{з.п.}^3$$

$$P_3 = P_{\partial} \cdot \eta_{рем} \cdot \eta_{нсдш}^4 \cdot \eta_{з.п.}^4$$

$$P_4 = P_{\partial} \cdot \eta_{рем} \cdot \eta_{нсдш}^5 \cdot \eta_{з.п.}^5$$

$$P_5 = P_{\partial} \cdot \eta_{рем} \cdot \eta_{нсдш}^6 \cdot \eta_{з.п.}^6$$

де P_1, P_2, P_3, P_4, P_5 – потужність, що передається валами коробки подач,

P_{∂} – потужність двигуна,

$\eta_{рем}$ – ККД клино-пасової передачі,

$\eta_{підш}$ – ККД підшипників,

$\eta_{з.п.}$ – ККД циліндричної прямозубої зубчастої передачі.

$$P_{1к.с} = 2200 \cdot 0,97 \cdot 0,995 = 2123 \text{ Вт}$$

$$P_1 = 2200 \cdot 0,97^2 \cdot 0,995^2 = 2049 \text{ Вт}$$

$$P_2 = 2200 \cdot 0,97^3 \cdot 0,995^3 = 1978 \text{ Вт}$$

$$P_3 = 2200 \cdot 0,97^4 \cdot 0,995^4 = 1908 \text{ Вт}$$

$$P_4 = 2200 \cdot 0,97^5 \cdot 0,995^5 = 1842 \text{ Вт}$$

$$P_5 = 2200 \cdot 0,97^6 \cdot 0,995^6 = 1778 \text{ Вт}$$

Визначимо частоти обертання кожного вала коробки подач відповідно до передач зазначених на рис. 2.6.

$$n_{шк1} = n = 1420 \text{ об/хв}$$

$$n_{1к.с} = \frac{1420}{131/80} = \frac{1420}{0,61} = 867 \text{ об/хв}$$

$$n_1 = \frac{867}{64/21} = 284 \text{ об/хв}$$

$$n_2 = \frac{284}{62/28} = 1280 \text{ об/хв}$$

$$n_3 = \frac{128}{61/34} = 71,30 \text{ об/хв}$$

$$n_4 = \frac{71,3}{43/39} = 64,70 \text{ об/хв}$$

$$n_5 = \frac{67,7}{66/20} = 20,50 \text{ об/хв}$$

Визначаємо крутні момент на валах коробки подач відповідно до передач зазначених на рис. 2.6.

$$T_{1к.с} = \frac{30 \cdot 2123}{3,14 \cdot 284} = 23,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_1 = \frac{30 \cdot 2049}{3,14 \cdot 284} = 68,9 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_2 = \frac{30 \cdot 1978}{3,14 \cdot 128} = 147,6 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_3 = \frac{30 \cdot 1908}{3,14 \cdot 71,3} = 255,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_4 = \frac{30 \cdot 1842}{3,14 \cdot 64,7} = 272 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_5 = \frac{30 \cdot 1778}{3,14 \cdot 20,5} = 828,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

2.2.3 Розрахунок параметрів валів коробки подач

Вал – одна з найважливіших деталей коробки подач. У процесі експлуатації вали передач випробують деформації від дії зовнішніх сил, мас самих валів і насаджених на них деталей. Однак у типових розрахунках маси валів і деталей, насаджених на них, порівняно невеликі, тому їхнім впливом можна знехтувати, обмежуючись аналізом і обліком зовнішніх сил, що виникають у процесі роботи.

Розрахунок валів на кручення будемо проводити по значеннях допустимих напружень.

Перший вал коробки подач. Ведучій вал:

Діаметр початкового кінця вала при допустимому напруженні, $[\sigma] = 20$ Мпа (сталь 40) згідно формули [2]:

$$d_{\text{вал}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_{K1}}{\pi \cdot [\tau_K]}}$$

$$d_{\text{вал1}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 68,9 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 20}} = 25,89 \text{ мм}$$

Приймаємо значення, яке є більше та ближче до відповідного стандартного ряду: $d_{\text{вал1}} = 26 \text{ мм}$.

Діаметр шийок вала під підшипники приймаємо $d_{\text{під1}} = 30 \text{ мм}$, місця під зубчасті колеса $d_{\text{кол1}} = 35 \text{ мм}$.

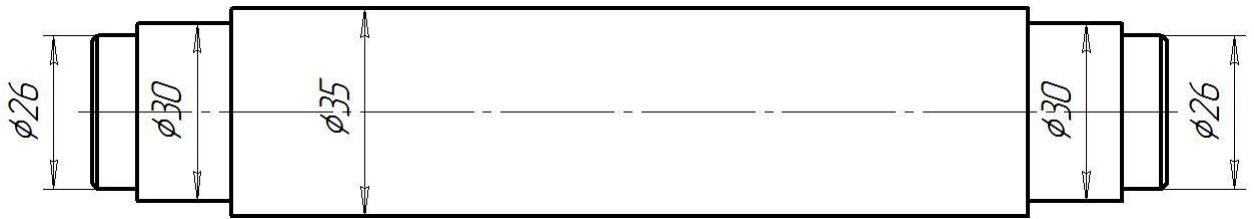


Рисунок 2.13 – Конструкція першого вала коробки подач

Другий вал коробки подач.

Діаметр початкового кінця вала:

$$d_{\text{вал2}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 147,6 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 20}} = 34,5 \text{ мм}$$

Приймаємо значення, яке є більше та ближче до відповідного стандартного ряду: $d_{\text{вал2}} = 34 \text{ мм}$.

Діаметр шийок вала під підшипники приймаємо $d_{\text{під2}} = 35 \text{ мм}$, місця під зубчасті колеса $d_{\text{кол2}} = 40 \text{ мм}$.

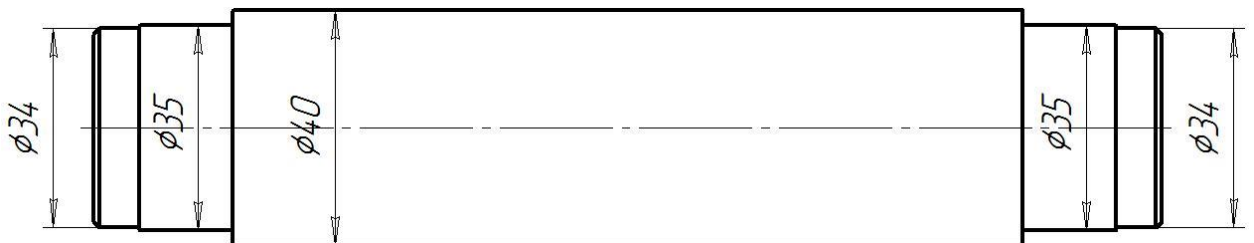


Рисунок 2.14 - Конструкція другого вала коробки подач

Третій вал коробки подач

Діаметр початкового кінця вала:

$$d_{\text{вал3}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 255,7 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 20}} = 41,2 \text{ мм}$$

Приймаємо значення, яке є більше та ближче до відповідного стандартного ряду: $d_{\text{вал3}} = 42 \text{ мм}$.

Діаметр шийок вала під підшипники приймаємо $d_{\text{підш3}} = 45 \text{ мм}$, місця під зубчасті колеса $d_{\text{кол3}} = 50 \text{ мм}$.

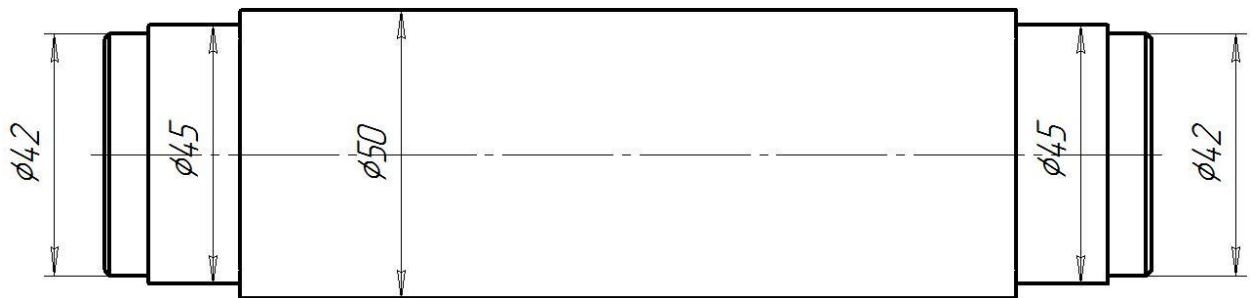


Рисунок 2.15 - Конструкція третього вала коробки подач

Четвертий вал коробки подач

Діаметр початкового кінця вала:

$$d_{\text{вал4}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 272 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 20}} = 41,3 \text{ мм}$$

Приймаємо значення, яке є більше та ближче до відповідного стандартного ряду: $d_{\text{вал4}} = 42 \text{ мм}$.

Діаметр шийок вала під підшипники приймаємо $d_{\text{підш4}} = 45$ мм, місцями під зубчасті колеса $d_{\text{кол4}} = 50$ мм.

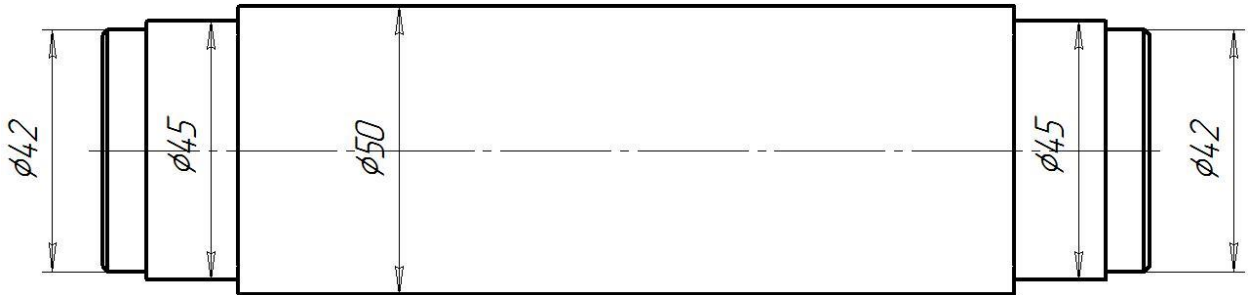


Рисунок 2.16 - Конструкція четвертого вала коробки подач

П'ятий вал коробки подач

Діаметр початкового кінця вала:

$$d_{\text{вал5}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 829 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 20}} = 59,7 \text{ мм}$$

Приймаємо значення, яке є більше та ближче до відповідного стандартного ряду: $d_{\text{вал5}} = 60$ мм.

Діаметр шийок вала під підшипники приймаємо $d_{\text{підш5}} = 65$ мм, місця під зубчасті колеса $d_{\text{кол5}} = 70$ мм.

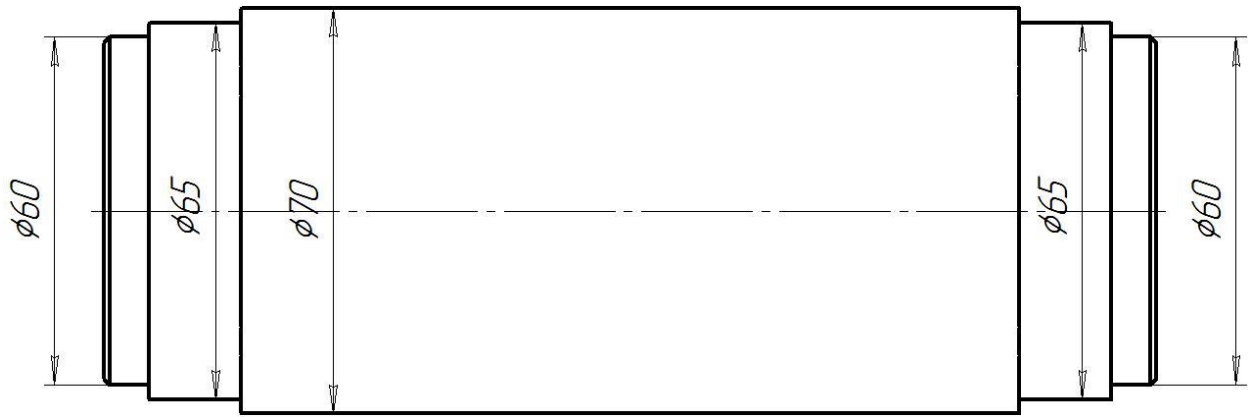


Рисунок 2.17 - Конструкція п'ятого вала коробки подач

Інші параметри валів коробки подач розраховують та призначають з конструктивних, складальних, ремонтних та компоновочних міркувань.

2.2.4 Розрахунок параметрів пасової передачі

Вихідні дані:

Потужність $P_{1к.з}=P_{дв}= 2,2$ кВт,

Крутний момент, $T_{1к.з}=23,4$ Н·м, $T_{1дв}=14,8$ Н·м.

Асинхронна частота обертання $n_{ас}=1420$ (об/хв.), $\omega_{1к.с}=\omega_{дв}=148,6$ (рад/с)

Розрахунок:

Розраховуємо діаметр ведучого (меншого) шківa пасової передачі

$$d_1 \approx (3 \div 4) \sqrt[3]{T_{1к.с}}$$

де T_1 – крутний момент на валу, де розміщений ведучий шків

$$d_1 \approx 3 \cdot \sqrt[3]{14,8 \cdot 10^3} = 73,8 \text{ мм}$$

Заокруглюємо до стандартного значення відповідно до [2] та приймаємо $d_1=80$ мм.

Діаметр веденого шківа

$$d_2 = d_1 \cdot U_{p.n.} (1 - \varepsilon)$$

де ε – коефіцієнт відносного ковзання ременя для передач з регульованим натягом ременя $\varepsilon=0,01$.

$$d_2 = 80 \cdot 1,65 \cdot (1 - 0,01) = 129,9 \text{ мм}$$

Закруглюємо до стандартного значення згідно [2] і приймаємо значення $d_2=131$ мм.

Уточнюємо значення величини передаточного відношення

$$U_{p.n.} = \frac{d_2}{d_1 (1 - \varepsilon)}$$

$$U_{p.n.} = \frac{131}{80(1 - 0,01)} = 1,65$$

Відхилення отриманого значення від стандартного значення становить

$$\frac{1,65 - 1,64}{1,64} \cdot 100\% = 0,6\%, \text{ що менше встановлених нормами, } 3\%$$

Міжосьова відстань

$$a_{\min}=0,55 \cdot (d_1+d_2) + T_0$$

$$a_{\max}=d_1+d_2$$

де T_0 – висота січення клинового паса, значення вибрали з [2] $T_0=8$ мм.

По [2] вибираємо перетин паса з позначенням А.

$$a_{\min}=0,55 \cdot (80+131) + 8=124$$

$$a_{\max}=80+131=211$$

Встановлюємо $a=200$ мм.

Довжина паса, мм

$$L = 2a + 0,5\pi(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}$$

$$L = 2 \cdot 200 + 0,5 \cdot 3,14(80 + 131) + \frac{(131 - 80)^2}{4 \cdot 200} = 734,5$$

Розрахункове значення заокруглюємо згідно [2]

$L=800$ мм.

Уточнюємо міжосьову відстань

$$a = 0,25[(L_p - \omega) + \sqrt{(L_p - \omega)^2 - 2 \cdot y}]$$

де L_p – розрахункова довжина

$$\omega = 0,5\pi(d_1 + d_2)$$

$$\omega = 0,5 \cdot 3,14 \cdot (80 + 131) = 331,3$$

$$y = (d_2 - d_1)^2$$

$$y = (131 - 80)^2 = 2602$$

$$a = 0,25[(800 - 332,3) + \sqrt{(800 - 332,3)^2 - 2 \cdot 2602}] = 234$$

Відхилення від прийнятих значень, що прийняли складає:

$$\frac{234 - 200}{200} \cdot 100\% = 16,5\%$$

кут охоплення меншого шківa

$$\alpha_1^0 = 180 - 57 \cdot \frac{d_2 - d_1}{a}$$

$$\alpha_1^0 = 180 - 57 \cdot \frac{131 - 80}{234} = 167,8$$

Кількість пасів :

$$Z = \frac{P \cdot C_p}{[P]} = \frac{P \cdot C_p}{P_0 \cdot C_L \cdot C_\alpha \cdot C_Z}$$

де P_0 – потужність в кВт, що допускається при здійсненні передачі одним пасом відповідно до [2]

$$P_0 = 1,88 \text{ кВт}$$

C_L – коефіцієнт, для врахування довжини паса відповідно до [2] $C_L = 1,1$

C_p – коефіцієнт режиму роботи [2]. Приймаємо режим роботи передачі середній, при кількості змін – 2, відповідно $C_p = 1,2$.

C_α – коефіцієнт кута обхвату, $C_\alpha = 0,84$ [2, стор. 135].

C_Z – коефіцієнт, що враховує кількість пасів у пасовій передачі, $C_Z = 0,90$ [2].

$$z = \frac{2,2 \cdot 1,2}{1,89 \cdot 1,14 \cdot 0,84 \cdot 0,9} = 1,7$$

Приймаємо $z = 2$.

Натяг в клиновому пасі відповідно до [2]

$$F_0 = \frac{850 P C_p C_L}{z v C_\alpha} + \theta \cdot v^2$$

де швидкість $v = 0,5 \omega_{\text{об}} d_1 = 0,5 \cdot 148,7 \cdot 80 \cdot 10^{-3} = 5,96 \text{ м/с}$;

θ - коефіцієнт, для врахування вплив відцентрових сил по [26], для пасу перетину А коефіцієнт буде $\theta = 0,10 \frac{H \cdot c^2}{m^2}$, значить

$$F_0 = \frac{850 \cdot 2,2 \cdot 10^3 \cdot 1,2 \cdot 1,13}{2 \cdot 5,95 \cdot 0,84} + 0,1 \cdot 5,94^2 = 255 \text{ Н};$$

Тиск на вали по [2]

$$F_B = 2F_0 z \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 255 \cdot 2 \cdot \sin 84^\circ = 1010 \text{ Н};$$

Ширина шківів $B_{\text{шк}}$ по [2]

$$B_{\text{шк}} = (z - 1) \cdot e + 2 \cdot f = (2 - 1) \cdot 9,5 + 2 \cdot 10 = 29,5 \text{ мм.}$$

2.2.5 Розрахунок ланцюгової передачі

Для нашого випадку приймаємо приводний роликовий однорядний ланцюг (за нормативами).

Крутний момент ведучої зірочки ланцюгової передачі: $T_5 = 839 \text{ Н} \cdot \text{м}$

Передаточне число було ланцюгової приймаємо: $I_{\text{л}} = 1,2$

Кількість зубів:

ведуча зірочка [2]

$$z_1 = 31 - 2 \cdot i_{\text{л}} = 31 - 2 \cdot 1,2 = 28,6$$

Приймаємо $z_1 = 29$

ведена зірочка

$$z_2 = z_1 \cdot i_{\text{л}} = 25 \cdot 1,2 = 34,9$$

Приймаємо $z_2 = 35$.

Фактичне значення передаточного числа ланцюгової передачі

$$I_{\text{л}} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{35}{29} = 1,2$$

Розрахунковий коефіцієнт навантаження [2]

$$K_{\text{нав}} = K_{\text{дин}} \cdot K_{\text{а}} \cdot K_{\text{нах}} \cdot K_{\text{рег}} \cdot K_{\text{пм}} \cdot K_{\text{п}}$$

де $K_{\text{дин}} = 1$ – динамічний коефіцієнт, при спокійному навантаженні;

$K_{\text{а}} = 1$ – коефіцієнт, впливу міжосьової відстані;

$K_{\text{нах}} = 1$ – коефіцієнт, вплив нахилу ланцюга, при автоматичне регулювання натягу ланцюга $K_{\text{нах}} = 1$;

$K_{\text{рег}} = 1$ – приймають у залежності від способу регулювання натягу ланцюга: автоматичне регулювання $K_{\text{рег}} = 1$;

$K_{\text{пм}} = 1,3$ – при періодичному навантаженні;

$K_{\text{п}} = 1$ – у випадку роботи в одну зміну;

Таким чином:

$$K_{\text{нав}} = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,3 \cdot 1 = 1,3$$

Для розрахунку кроку ланцюга відповідно до формули [2] потрібно знати допустимий тиск, $[p]$ у шарнірах ланцюга. У [2] допустимий тиск, $[p]$ задано згідно залежності від частот обертання ведучої зірочки та кроку ланцюгової передачі t . Для цього розрахунку відповідно формули величиною $[p]$ необхідно задаватися приблизно. Частота обертання ведучої зірочки $n_5 =$

20,6 об/хв. Середнє значення допустимого при $n = 30$ об/хв. складає $[p] = 36$ МПа.

Крок однорядної ланцюгової передачі ($t = 1$):

$$t = 2,8 \sqrt[3]{\frac{T_5 \cdot K_9}{z_1 \cdot [p]}} = 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{829 \cdot 10^3 \cdot 1,3}{29 \cdot 36}} = 28,3 \text{ мм}$$

Підбираємо по [2] ланцюг ПР-31,75-89,50, що має крок $t = 31,75$ мм;
навантаження руйнування $Q = 88,6$ кН; масу $q = 3,8$ кг/м;
 $A_{оп} = 263 \text{ мм}^2$.

Швидкість ланцюга:

$$V = \frac{z_1 \cdot t \cdot n_5}{60 \cdot 10^3} = \frac{29 \cdot 31,75 \cdot 20,3}{60 \cdot 10^3} = 0,31 \text{ м/с}$$

Колова сила:

$$F_{тц} = \frac{T_5 \cdot \omega_5}{V}$$

$$\omega_5 = \frac{\pi \cdot n_5}{30} = \frac{3,14 \cdot 20,5}{30} = 2,2 \text{ рад/с}$$

$$F_{тц} = \frac{829 \cdot 2,2}{0,31} = 5893 \text{ Н.}$$

Тиск у шарнірі ланцюга перевіримо по формулою [2]:

$$p = \frac{F_{\text{ш}} \cdot K}{A_{\text{ж}}} = \frac{5883 \cdot 1,3}{262} = 29,3 \text{ МПа}$$

Підтверджуємо відповідно до 2 [2] допустимий тиск $[p] = 34 * [1 + 0,01 * (z_1 - 17)] = 34 * [1 + 0,01 * (29 - 17)] = 38,1 \text{ МПа}$.

Необхідна умова $p < [p]$ виконується.

У даній формулі величина 34 МПа – табличне значення допустимого тиску, при $n = 50$ об/хв і кроці ланцюгової передачі $t = 31,75$ мм.

Визначаємо кількість ланок ланцюгової передачі за формулою [2]

$$L_t = 2a_t + 0,5z_{\Sigma} + \frac{\Delta^2}{a_t}$$

$$\text{де } a_t = \frac{a_{\text{ц}}}{t} = 50; z_{\Sigma} = z_1 + z_2 = 29 + 35 = 64; \Delta = \frac{z_2 - z_1}{2\pi} = \frac{35 - 29}{2 \cdot 3,14} = 0,97$$

Тоді:

$$L_t = 2 * 50 + 0,5 * 64 + \frac{0,97^2}{50} = 132,02$$

Заокруглюємо до числа $L_t = 132$.

Визначаємо міжосьову відстань ланцюгової передачі, що розглядається за формулою [2]:

$$a_{\text{ц}} = 0,26t [L_t - 0,5z_{\Sigma} + \sqrt{(L_t - 0,5z_{\Sigma})^2 - 8\Delta^2}] = 0,26 \cdot 31,75 \cdot [132 - 0,5 \cdot 64 + \sqrt{(132 - 0,5 \cdot 64)^2 - 8 \cdot 0,98^2}] = 1588 \text{ мм}$$

Для забезпечення вільного провисання нитки ланцюга в передачі забезпечуємо можливість зменшення міжосьової відстані на величину, що складає 0,4%, тобто на $1588 * 0,004 = 6,4$ мм

Визначаємо діаметри ділільних кіл зірочок [2]:

$$D_{\text{діл1}} = \frac{t}{\sin \frac{180}{z_1}} = \frac{31,75}{\sin \frac{180}{29}} = 294 \text{ мм}$$

$$D_{\text{діл2}} = \frac{t}{\sin \frac{180}{z_2}} = \frac{31,75}{\sin \frac{180}{35}} = 354 \text{ мм}$$

Розраховуємо діаметр зовнішніх кіл зірочок відповідно до [2]:

$$D_{e1} = t \left(\operatorname{ctg} \frac{180}{z_1} + 0,7 \right) - 0,3d_1 = t \left(\operatorname{ctg} \frac{180}{z_1} + 0,7 \right) - 5,7$$

Де $d_1 = 19,05$ мм – діаметр ролика ланцюга ([2]);

$$D_{e1} = 31,75 \left(\operatorname{ctg} \frac{180}{29} + 0,7 \right) - 5,7 = 308,5 \text{ мм}$$

$$D_{e2} = 31,75 \left(\operatorname{ctg} \frac{180}{35} + 0,7 \right) - 5,7 = 369,3 \text{ мм}$$

Сили, що діють на ланцюг:

- колова сила $F_{\text{тц}} = 5883$ Н – визначена вище;
- від відцентрових сил $F_V = q \cdot V^2 = 3,8 \cdot 0,31^2 = 0,37$ Н, де $q = 3,8$ кг/м згідно [2]
- від провисання $F_F = 9,81 * K_F * q * a_{\text{ц}} = 9,81 * 1,5 * 3,8 * 1,6 = 89,4$ Н, де $K_F = 1,5$ у випадку коли кут нахилу передачі 45°

Розрахункове навантаження на вали:

$$F_B = F_{tц} + 2 F_F = 5883 + 2 \cdot 89,4 = 6061,8 \text{ Н}$$

Перевіряємо коефіцієнт запасу міцності розглянутого ланцюга за формулі [2]:

$$s = \frac{Q}{F_{tц} \cdot K_d + F_v + F_F} = \frac{88,5 \cdot 10^3}{5883 \cdot 1 + 0,37 + 89,4} = 15$$

Це більше чим нормативний коефіцієнт запасу [s] (7,4 (див. [2]); отже, умова $s \geq [s]$ виконана.

Розміри ведучої зірочки:

маточина зірочки $d_{\text{мат}} = 35 \cdot 1,6 \approx 56 \text{ мм}$; $l_{\text{мат}} = (1,2 \div 1,6) \cdot 35 = 67,2 \div 89,6 \text{ мм}$; приймаємо $l_{\text{мат}} = 85 \text{ мм}$.

товщина диска зірочки $0,93 \cdot B_{\text{вн}} = 0,93 \cdot 19,05 \approx 18 \text{ мм}$, де $B_{\text{вн}}$ – відстань між пластинками внутрішньої ланки по [1].

Розміри маточини веденої зірочки:

$D_{\text{мат}} = 85 \cdot 1,6 = 136 \text{ мм}$; $l_{\text{мат}} = (1,2 \div 1,6) \cdot 85 = 102 \div 136 \text{ мм}$; прийmemo $L_{\text{мат}} = 120 \text{ мм}$.

2.2.6 Розрахунок шліцевого з'єднання.

Відповідно до [3] для розрахованого мінімального діаметра четвертого проміжного вала приймаємо прямобічні шліци середньої серії d-4x46x50x12. Також за [3] приймаємо поля допусків на шлицьове з'єднання:

$$d - 4 \times 46 \frac{H7}{e8} \times 50 \frac{H12}{a11} \times 12 \frac{D9}{f8}$$

Таблиця 4.2 – Параметри шліців вала

Номінальний розмір	z	d	D	b	f	r
4x46x50	4	46	50	12	0.5 ^{+0.3}	0.5

Обране з'єднання перевіряємо на зминання.

Згідно [2]:

$$\sigma_{зм} \approx \frac{T}{0.75 \cdot z \cdot A_{зм} \cdot R_{сер}} \leq [\sigma_{см}]$$

де T – крутний момент;

$[\sigma_{зм}]$ – допустиме напруження змину,

z – кількість шліців,

$A_{зм}$ – поверхня зминання,

$R_{сер}$ – середній радіус шліців.

$$A_{см} = \left(\frac{D-d}{2} - 2f \right) l$$

де D – зовнішній (виступи) діаметр шліців,

d – внутрішній (впадини) діаметр шліців,

f – розмір фаски на шліцах,

l – довжина поверхонь шліців, що знаходяться в контакті.

При рухомому з'єднанні під навантаженням $[\sigma_{доп}] = 30$ МПа. [3]

$$\sigma_{cm} = \frac{272000H \cdot mm}{0.75 \cdot 4 \cdot \left(\frac{50 - 46}{2} - 2 \cdot 0,5 \right) mm \cdot 50 mm} = 1,8 MPa < 30 MPa$$

Перевірка шліцевого з'єднання на зминання безперечно вказує на правильність отриманих розрахунків.

3 ПРОЕКТНИЙ РОЗДІЛ

3.1. Конструювання шпиндельних вузлів верстата

3.1.1 Шпиндельна бабка базової моделі верстата.

Горизонтальний шпиндель 6 (рис.3.1) монтується в шпиндельній бабці, що здійснює поперечну подачу.

Шпиндель одержує обертання від коробки швидкостей через проміжне зубчасте колесо, що знаходиться в станині, і шестерню 8 сидячу на шпинделі. Передня опора шпинделя — дворядний роликовий підшипник 3 з конічним отвором. Задня опора 7 — кулькова. Осьові зусилля сприймаються упорними підшипниками 4.

Інструмент у шпинделі затискається шомполом.

При роботі циліндричними фрезами оправку фрези підтримують кронштейном 16, який можна переставляти уздовж хобота 10. Положення кронштейна фіксують притиском 17. Хобот у потрібному положенні затискають клином.

Переміщення бабки здійснюється гвинтом 12 і обертовою гайкою, закріпленої в станині. Величина механічного переміщення встановлюється упорами 14.

Для точного переміщення на бабці встановлений індикатор 18, а на станині — плиткотримач. Збоку на корпусі бабки монтується спеціальний кронштейн 15 для кріплення трубки охолодження.

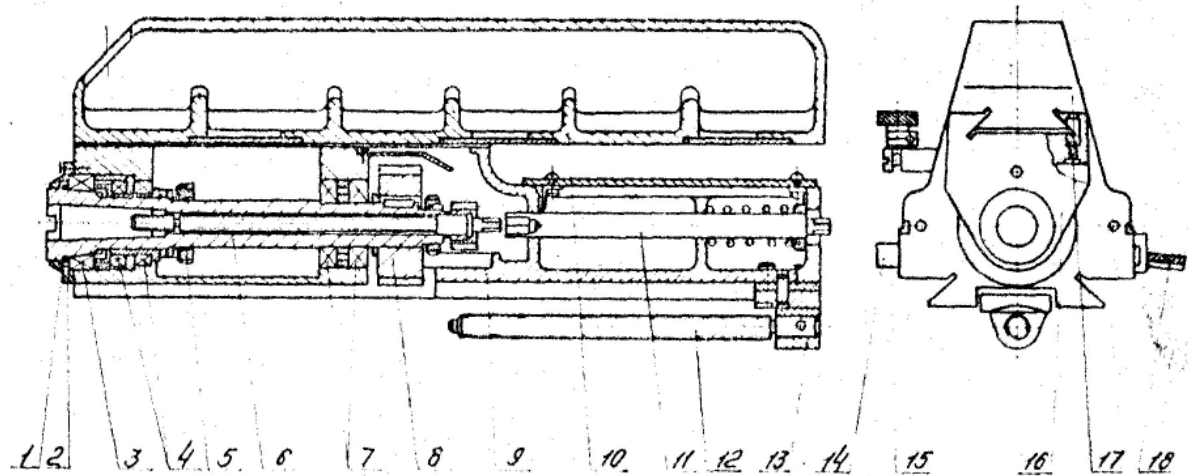


Рисунок 3.1 – Шпиндельна бабка базової моделі верстата.

3.1.2. Вимоги до шпиндельних вузлів

Шпиндельний вузол верстата складається зі шпинделя, його опор, приводного елемента. У шпинделі виділяють передній кінець і міжопорна ділянка.

На шпиндель діють навантаження, викликані силами різання, силами в приводі (ремінному, зубчатому), а також відцентровими силами, що виникають від неврівноваженості обертових деталей самого шпиндельного вузла. Проектування вузла включає: вибір типу приводу, опор, пристроїв для їхнього змащування і захисту від забруднень; визначення діаметра шпинделя, відстані між опорами і розробку конструкції всіх елементів.

Шпиндельні вузли повинні задовольняти ряду вимог:

1. Точність обертання шпинделя, що характеризується радіальним і осьовим биттям переднього кінця, впливає на точність оброблюваних деталей. Допустиме биття шпинделя універсальних верстатів повинно

відповідати державним стандартам. Биття шпинделя спеціальних верстатів не повинно перевищувати $1/3$ допуску на лімітуючий розмір, обробленої на верстаті деталі.

2. Жорсткість шпиндельного вузла характеризується його деформаціями під дією навантажень. Припустима мінімальна жорсткість переднього кінця шпинделя верстатів складає 200 Н/мкм, прецизійних 400 Н/мкм. Припустимий кут повороту шпинделя в передній опорі, що супроводжується нерівномірним розподілом навантаження між тілами кочення підшипників, приймається рівним 0,0001...0,00015 рад. Кут повороту шпинделя під приводним зубчастим колесом допускається від 0,00008 до 0,0001 рад., а прогин у цьому місці не повинен перевищувати $0,01m$ (m -модуль зубчастого колеса).

Вимоги до жорсткості шпинделя можна виразити по-іншому. Для забезпечення працездатності шпиндельних підшипників необхідно наступне співвідношення між діаметром d шпинделя і міжопорною відстанню l :

$$d \geq \sqrt[4]{(0,05...0,1)l^3}$$

Припустиме радіальне переміщення переднього кінця шпинделя під дією навантаження не повинне перевищувати $1/3$ допуску на розмір обробленої на верстаті деталі.

3. Температурні деформації шпиндельного вузла впливають на точність обробки і працездатність опор. Припустиме нагрівання зовнішнього кільця підшипника зв'язаний із класом точності верстата:

Таблиця 3.1 - Припустиме нагрівання зовнішнього кільця підшипника.

Клас точності верстата	Н	П	У	А	З
Припустима температура зовнішнього кільця. °С	70	50..55	40...45	35...40	28...30

3.2. Вертикальна шпindelна головка базової моделі верстата.

3.2.1 Конструкція та принцип дії вертикальної шпindelної головки базової моделі верстата.

У вертикальній головці 1 (рис. 3.2, рис. 3.3) змонтований вертикальний шпindel 2. Конструкція головки дозволяє повертати його на 90° у будь-яку сторону щодо вертикальної осі.

Вертикальне положення головки можна фіксувати рукояткою 3.

Шпindel знаходиться у рухомій гільзі 4. Нижня опора шпинделя - дворядний роликовий підшипник 5 з конічним отвором. Верхня опора 6 – кулькова. Осьові навантаження сприймаються упорними кульковими підшипниками 7.

Вертикальний шпindel отримує обертання від горизонтального шпинделя через конічні шестерні 8-9 і циліндричну пару 10-11.

Гільза шпинделя переміщається вручну рукояткою 12 і може бути затиснута в потрібному положенні рукояткою 13.

Для обробки партії деталей на певну глибину гільзу потрібно опустити до упору 14, упор установити на шпindelі в потрібному положенні й зафіксувати гвинтом 15.

Інструмент закріплюється за допомогою шомпола 16 [1].

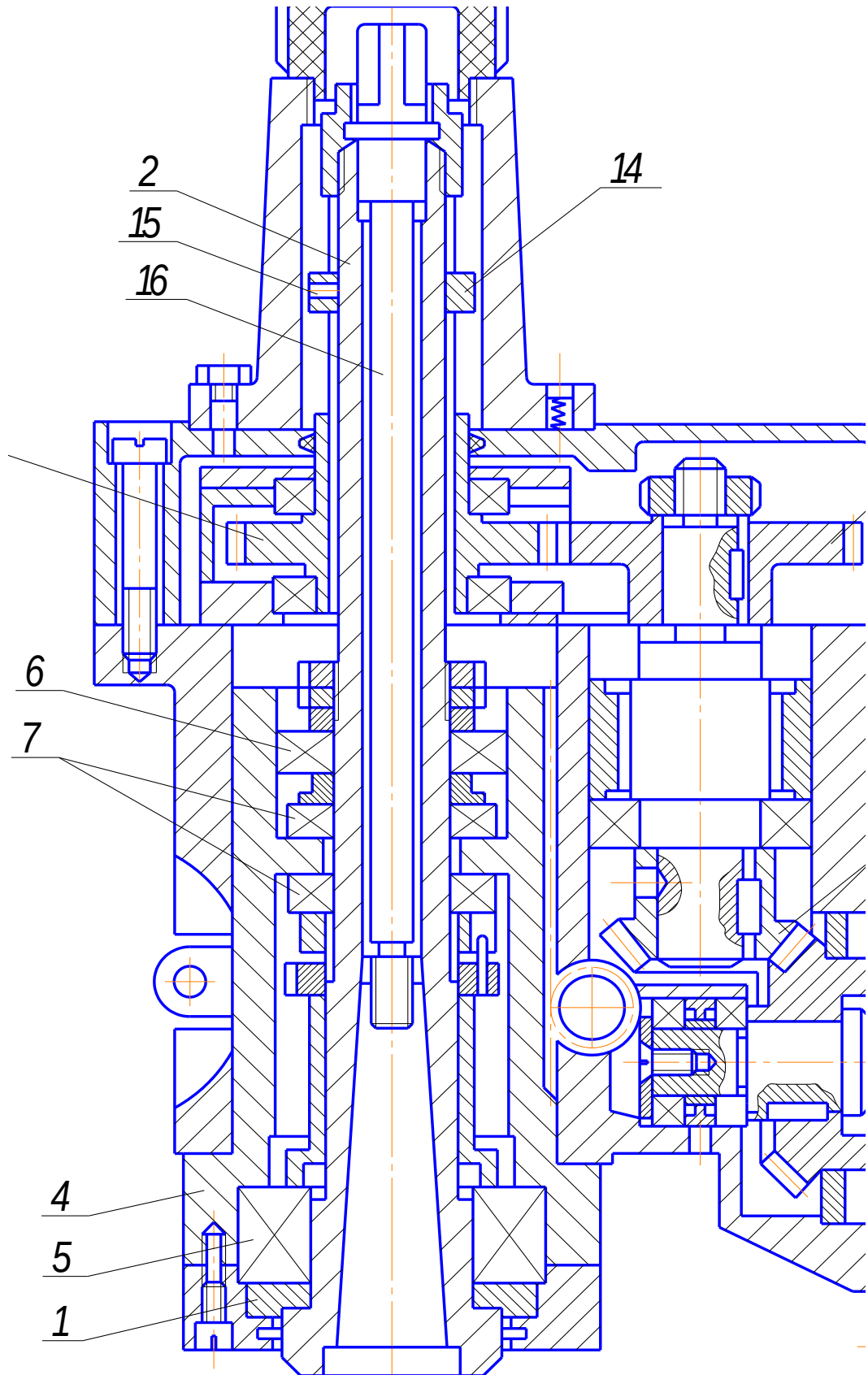


Рисунок 3.2 - Вертикальна шпиндельна головка базової моделі верстата.

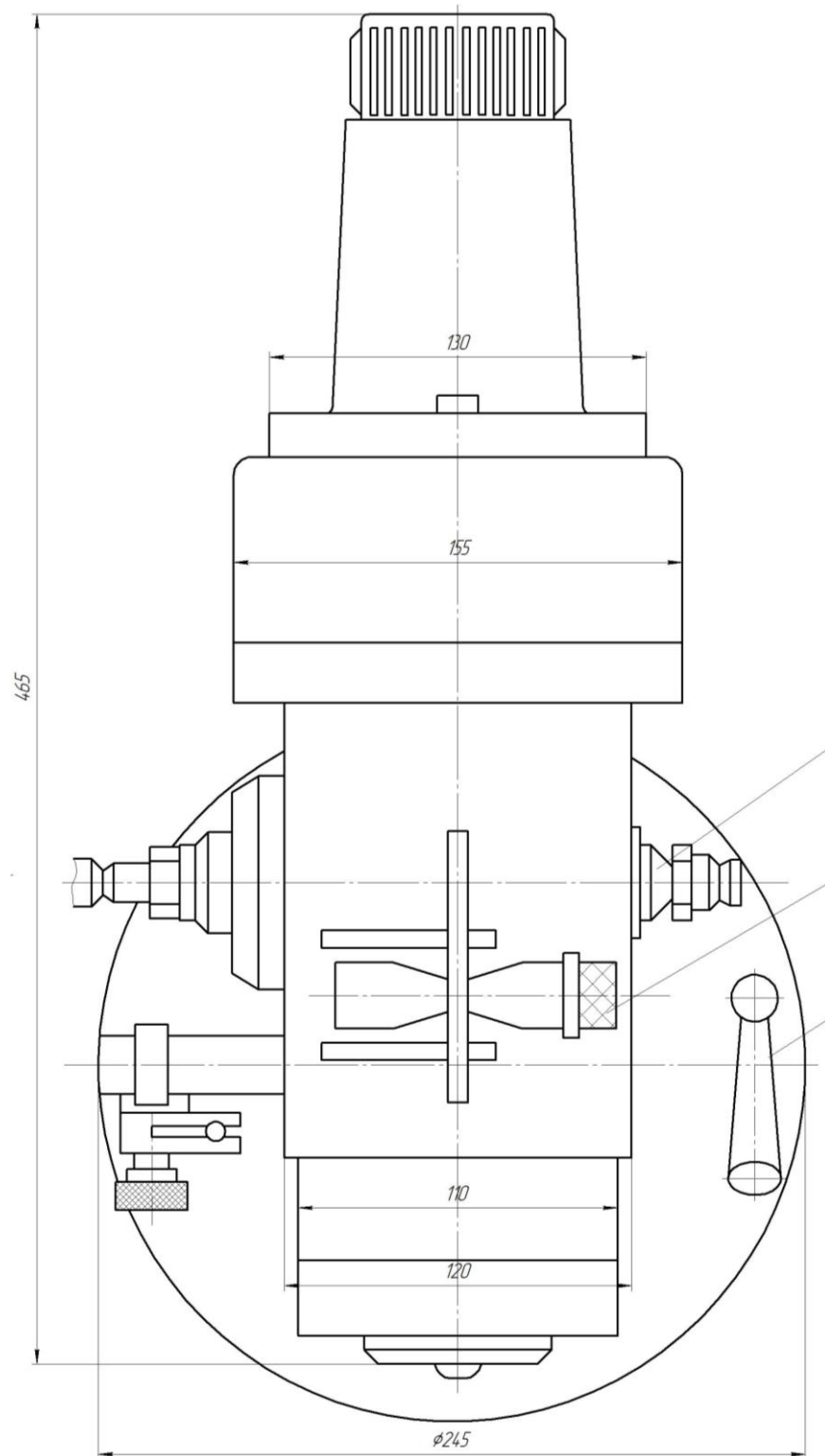


Рисунок 3.3 - Вертикальна шпindelь наголовка базової моделі верстата.

3.2.2. Планетарна шпindelна головка

Конструкція планетарної шпindelної головки може знайти застосування у фрезерних верстатах для обробки точних пазів кінцевим інструментом.

Відомі конструкції планетарних шпindelних головок для фрезерування пазів немірним кінцевим інструментом.

Є шпindelна головка, шпindel якої змонтований на підшипниках у внутрішній гільзі, зовнішня поверхня якої виконана ексцентрично щодо осі шпинделя. Внутрішня гільза змонтована в ексцентричному отворі зовнішньої гільзи, що перебуває в підшипниках у корпусі головки. Передні підшипники

шпинделя й гільзи виконані гідростатичними. Зовнішня гільза має зубчастий вінець, у зчепленні з яким наводиться зубчасте колесо приводу. З'єднання шпинделя із приводним валом здійснюється через хрестову муфту.

Установка необхідної величини радіуса планетарного руху відбувається за рахунок повороту внутрішньої гільзи разом зі шпинделем щодо зовнішньої гільзи й закріпленням їх у необхідному положенні.

Описану конструкцію шпindelної головки нераціонально використовувати при обробці точних пазів малої ширини, тому що наявність зазору в сполученні внутрішньої й зовнішньої гільз обмежує точність регулювання радіуса планетарного руху шпинделя.

Підвищення точності регулювання радіуса планетарного руху шпинделя є метою вдосконалення конструкції.

Для цього в пропонованій шпindelній головці гільза має канал з регульованим гідравлічним опором - дросель, по черзі з'єднуючі кишені гідростатичного підшипника гільзи зі зливальною порожниною при обертанні.

На рисунку 3.4 зображена планетарна шпindelна головка.

У корпусі 1 на підшипниках обертається гільза 2. Передньою опорою

гільзи служить радіальний гідростатичний підшипник 3. Шпindel 4 змонтований на підшипниках у гільзі 2 (на кресленні передній підшипник шпинделя показаний гідростатичним).

У гільзі 2 виконаний канал 5, один кінець якого виходить на зовнішню поверхню гільзи в області розташування кишень переднього підшипника гільзи, а іншої з'єднаний з регульованим гідравлічним опором (дроселем). Дросель утворений канавкою 6, виконаної на гільзі 2, і кільцем 7. На внутрішній поверхні кільця 7 виконаний паз 8, що з'єднує канавку 6 зі зливальною порожниною. Передній кінець шпинделя служить для кріплення інструмента 9, а на задні кінці шпинделя й гільзи насаджені приводні шківів 10 і 11.

Головка працює в такий спосіб. Змащення від джерела тиску (на рисунку не показане) через дроселюючі отвори в корпусі й гільзі подаються до передніх радіальних гідростатичних підшипників гільзи й шпинделя. Тиск змащення в кишенях гідростатичних підшипників жорстко центрує шпindel у гільзі, а гільзу в корпусі.

При обертанні гільзи канал 5 по черзі з'єднує кишені переднього радіального гідростатичного підшипника гільзи 3 через дросель зі зливальною порожниною. При цьому тиск змащення в кишені, з'єднаний зі зливальною порожниною, падає, і передній кінець гільзи зміщується убік цієї кишені в межах зазору переднього радіального гідростатичного підшипника гільзи 3. У результаті передній кінець гільзи одержує круговий рух, радіус якого регулюється зміною гідравлічного опору дроселя, тобто поворотом кільця 7 щодо гільзи 2. Круговий рух гільзи сумується з обертанням шпинделя навколо власної осі, у результаті чого інструменту повідомляється планетарний рух.

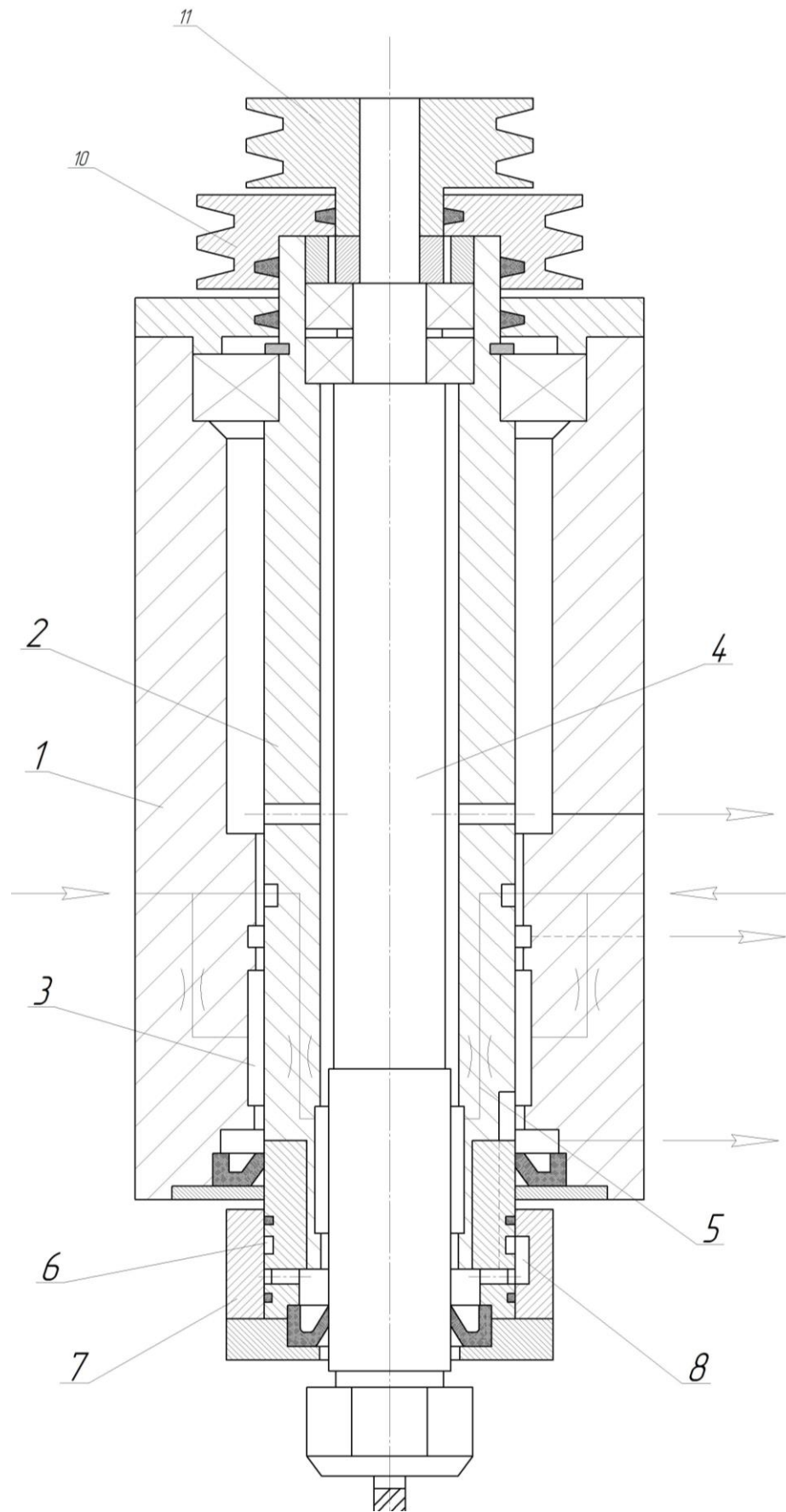


Рисунок 3.4 - Планетарна шпиндельна головка

3.2.3. Розрахунок сил різання і крутних моментів

Режими різання фрезерування плоских поверхонь:

- глибина різання 3 мм;
- ширина $B=100\text{мм}$;
- D фрези 135 мм;
- кількість зубів $z=10$;
- частота обертання фрези $n=400$ об/хв;
- хвилинна подача $S_{\text{хв}} = 400$ м/хв.

Обробка конструкційної вуглецевої сталі , $\sigma_b = 750$ Мпа пластинами із твердого сплаву.

Сила різання для фрезерування:

$$P_z = \frac{10 C_\rho t^x S_z^{y_p} B^{r_p} z^{u_p}}{D^{q_p}} K_p$$

Поправочні коефіцієнти и показники степені:

$C_p=825$; $x_p=1,0$; $y_p=0,75$; $U_p=1,1$; $q_p=1,3$; $w_p=0,2$

Визначаємо подачу на зуб S_z :

$$S_{m.d} = \frac{S_{m.d}}{z \cdot n_d} = \frac{400}{10 \cdot 400} = 0,1 \text{ мм / зуб}$$

Поправочний коефіцієнт K_p :

$$K_P = K_{M.P.} = \left(\frac{\sigma_6}{750} \right)^{n_p}$$

де $n_p = 0,75$

$$K_P = K_{M.P.} = \left(\frac{750}{750} \right)^{0,75} = 1$$

$$P_z = \frac{10 \cdot 825 \cdot 3^1 \cdot 0,1^{0,75} \cdot 100^1 \cdot 10^{1,1}}{135^{1,3}} \cdot 1 = 9421 H$$

Крутний момент при фрезеруванні

$$M_{кр} = 10 K_{cp} C_{\rho} t^{x_p} S^{y_p} V^{n_p} D^{1-q_p+x_m} B^{r_p} Z^{u_p} K_p$$

Розрахуємо швидкість різання V :

$$V = \frac{\pi \cdot D_{\phi} \cdot n_{\phi}}{1000} = \frac{3,14 \cdot 135 \cdot 400}{1000} = 170 \text{ м / хв}$$

$$\begin{aligned} M_{кр} &= 10 \cdot 0,5 \cdot 825 \cdot 3^1 \cdot 400^{0,75} \cdot 170^0 \cdot 135^{1-1,3-1} 100^1 \cdot 10^{1,1} \cdot 1 = \\ &= 2368926,9 H \cdot \text{мм}. \end{aligned}$$

3.2.4 Розрахунок конічної передачі

Враховуючи відоме відповідно до паспорту верстата максимальне значення частоти обертання шпинделя $n_7 = 2040$ об/хв визначаємо сили та крутні моменти на валах передачі.

$$n_6 = \frac{1420}{35/36} = 1463 \text{ об / хв}$$

$$n_5 = \frac{1378}{33/26} = 1085 \text{ об / хв}$$

Визначимо необхідний крутний момент на валах передачі:

$$T_n = \frac{P_n}{\omega_n} = \frac{30P_n}{\pi \cdot n_n}$$

$$T_5 = \frac{30 \cdot 1778}{3,14 \cdot 1085} = 15,7 H \cdot m$$

$$T_6 = \frac{30 \cdot 1698}{3,14 \cdot 1463} = 11,1 H \cdot m$$

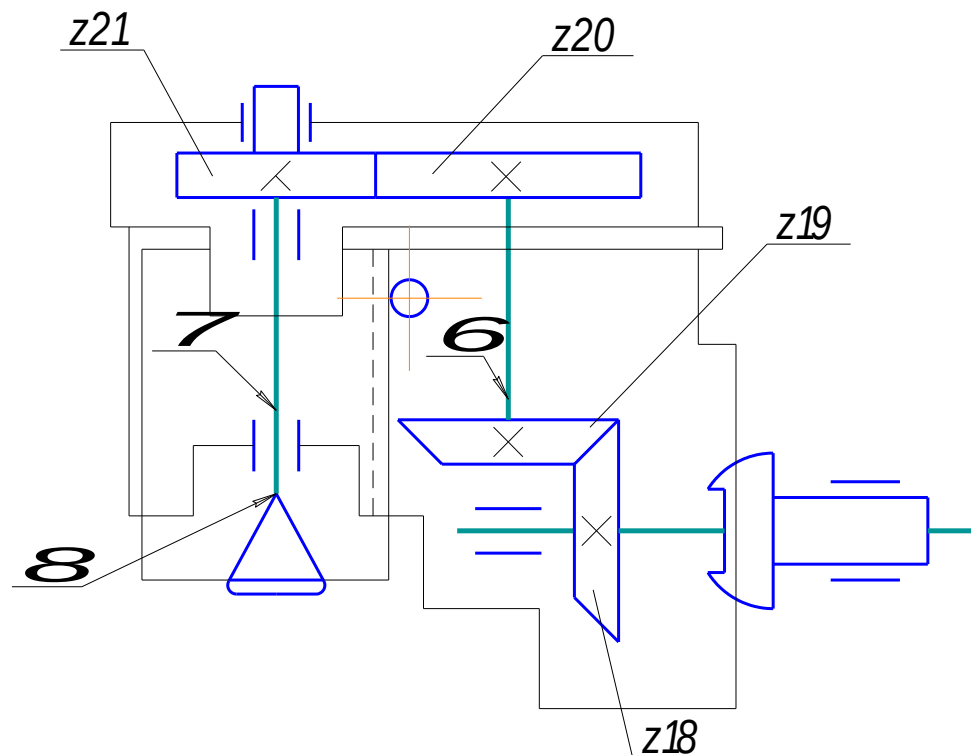


Рисунок 3.5 – Конічна передача 18/19 у вертикальній шпиндельній бабці фрезерного верстата.

Прийmemo для шестерень і колеса ту саму марку сталі з різною термообробкою.

Для шестерень сталь 40Х покращена із твердістю HB280; для колеса сталь 40Х покращена із твердістю HB255.

Контактні напруги, що допускаються, по [3]

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \lim b} \cdot K_{HL}}{[S_H]}$$

де $\sigma_{H \lim b}$ – межа контактної витривалості при числі циклів, по [3], для колеса $\sigma_{H \lim b} = 2HB = 70 = 2 \times 245 + 70 = 560$ МПа.

K_{HL} – коефіцієнт довговічності; якщо число циклів навантаження кожного зуба колеса більше базового, то приймають $K_{HL} = 1$.

S_H – коефіцієнт безпеки, $S_H = 1$.

$$[\sigma_H] = \frac{560 \cdot 1}{1,15} \approx 485 \text{ МПа}$$

Ділильний діаметр колеса відповідно [3]

$$d_{e2} = K_d \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{HB} \cdot U}{[\sigma_H]^2 \cdot (1 - 0,5 \cdot \Psi_{bRe})^2 \cdot \Psi_{bRe}}},$$

$K_d = 99$

$K_{HB} = 1,35$, згідно [3]

$\Psi_{bRe} = 0,285$ (рекомендація)

$$d_{e2} = 99 \cdot \sqrt[3]{\frac{11,1 \cdot 10^3 \cdot 1,35 \cdot 8,05}{485^2 \cdot (1 - 0,5 \cdot 0,285)^2 \cdot 0,285}} = 453,9 \text{ мм.}$$

Приймаємо $d_{e2} = 450$ мм.

Приймаємо число зубів шестерні $Z_1 = 25$

Число зубів колеса $Z_2 = Z_1 \cdot U = 25 \cdot 6,3 = 157,5$

Приймаємо $Z_2 = 158$, тоді

$$U = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{26}{33} = 0,79$$

Відхилення від заданого

$$\frac{6,32 - 6,3}{6,3} \cdot 100\% = 0,32\% , \text{ що менше встановлених } - 3\%.$$

Зовнішній окружний модуль

$$m_e = \frac{d_{e2}}{Z_2} = \frac{450}{158} \approx 2,85 \text{ мм.}$$

Уточнюємо значення

$$d_{e2} = m_e \cdot Z_2 = 2,85 \cdot 152 = 450,3$$

Відхилення від стандартного значення

$$\frac{450,3 - 450}{450} \cdot 100\% = 0,06\% , \text{ що допустимо адже менше } 2\%.$$

Кути ділительних конусів

$$\text{ctg } \sigma_1 = U = 6,3; \quad \sigma_1 = 8^{\circ}58' (8,98)$$

$$\sigma_2 = 90^{\circ} - \sigma_1 = 90^{\circ} - 8^{\circ}58' = 81^{\circ}02'$$

Зовнішня конусна відстань R_e і довжина зуба b :

$$R_e = 0,5 m_e \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}$$

$$R_e = 0,5 \cdot 2,85 \sqrt{25^2 + 158^2} = 227,95 = 288 \text{ мм}$$

$$b = \Psi_{bRe} \cdot R_e$$

$$b = 0,285 \cdot 228 = 64,98$$

Приймаємо $b = 65 \text{ мм.}$

Зовнішній ділительний діаметр шестерень

$$d_{e1} = m_e \cdot Z_1$$

$$d_{e1} = 2,85 \cdot 228 = 71,25 \text{ мм}$$

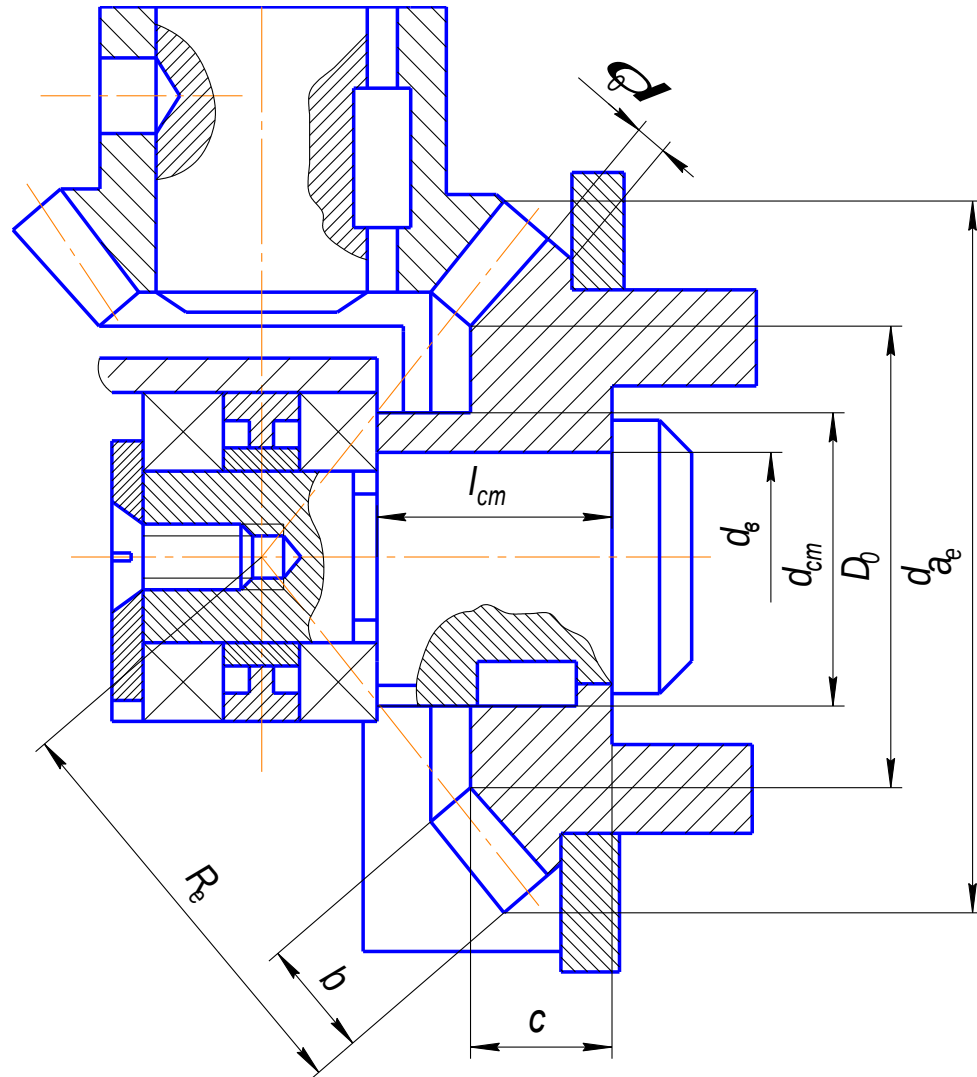


Рисунок 3.6 – Конструкція конічної передачі вертикальної шпиндельної бабки фрезерного верстата.

Середній ділительний діаметр шестерень

$$d_1 = 2(R_e - 0,5b) \sin \sigma_1$$

$$d_1 = 2(228 - 0,5 \cdot 65) \sin 8^{\circ}58' = 61 \text{ мм}$$

Зовнішні діаметри шестерні й колеса (по вершинах зубів)

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2m_e \cdot \cos \sigma_1$$

$$d_{ae1} = 71,25 + 2 \cdot 2,85 \cos 8^{\circ}58' = 76,88 \text{ мм}$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2m_e \cdot \cos \sigma_2$$

$$d_{ae2} = 450 + 2 \cdot 2,85 \cos 81^{\circ}02' = 450,84 \text{ мм}$$

Середній модуль

$$m = \frac{d_1}{Z_1}$$

$$m = \frac{61}{25} = 2,44 \text{ мм.}$$

Коефіцієнт ширини шестерні по середньому діаметру:

$$\Psi_{bd} = \frac{b}{d_1}$$

$$\Psi_{bd} = \frac{65}{61} = 1,06$$

Середня колова швидкість коліс

$$V = \frac{\omega_1 d_1}{2}$$

$$V = \frac{101,3 \cdot 61}{2} = 3089,65 \text{ мм/с} = 3,1 \text{ м/с.}$$

Для конічних передач звичайно призначають 7-у ступінь точності.

Для перевірки контактних напруг визначаємо коефіцієнт навантаження:

$$K_H = K_{HB} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{HV}$$

По табл.3.5 [3] $\Psi_{bd} = 1,06$ консольному розташуванні коліс і твердості $HV < 350$ коефіцієнт враховуючий розподіл навантаження по довжині зуба $K_{HB} = 1,3$

$$K_{H\alpha} = 1$$

$$K_{HV} = 1,05$$

Таким чином

$$K_H = 1,3 \cdot 1,0 \cdot 1,05 = 1,35$$

Визначаємо контактні напруги по формулі

$$\sigma_H = \frac{335}{R_e - 0,5b} \sqrt{\frac{T_2 K_H \sqrt{(U^2 + 1)^3}}{b U^2_{PD}}}$$

$$\sigma_H = \frac{335}{228 - 0,5 \cdot 65} \sqrt{\frac{437 \cdot 10^3 \sqrt{(663^2 + 1)^3}}{65 \cdot 6,5^2}} = 420,55 < [\sigma_H] = 485 \text{ МПа}$$

Сили в зачепленні:

1. Колова

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1}$$

$$F_t = \frac{2 \cdot 57 \cdot 10^3}{61} = 1869 \text{ Н}$$

2. Радіальна для шестерні, рівна для колеса

$$F_{r1} = F_{a2} = F_t \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \sigma_1$$

$$F_{r1} = F_{a2} = 1869 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \cos 8^\circ 58' = 672 \text{ Н}$$

Осьова для шестерні, рівна радіальній колеса

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \sigma_1$$

$$F_{a1} = F_{r2} = 1869 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \sin 8^\circ 58' = 106 \text{ Н}$$

Перевірка зубів на витривалість під напругою вигину [3]

$$\sigma_f = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_F}{\varrho_F \cdot b \cdot m},$$

де K_F – коефіцієнт навантаження при розрахунку на вигин

F_t – окружна сила

Y_F – коефіцієнт форми зубів

m – середній модуль

$[\sigma_f]$ – напруга, що допускається:

$$K_F = K_{FB} \cdot K_{FV}$$

По [3] при $\Psi_{bd} = 1,06$, консольне розташування коліс, валів на роликових підшипниках і твердості $HV < 350$ значення $K_{FB} = 1,59$

По [3] при твердості $HV < 350$ і швидкості $V = 0,5 \text{ м/с}$ і 7-й ступені точності $K_{FV} = 1,25$

$$K_F = 1,59 \cdot 1,25 = 1,99$$

Y_F – коефіцієнт форми зуба вибираємо залежно від еквівалентних чисел зубів:

$$\text{Для шестерні } Z_{V1} = \frac{Z_1}{\cos \sigma_1}$$

$$Z_{V1} = \frac{25}{\cos 8^{\circ}58'} = 25,3 \approx 25$$

$$\text{Для колеса } Z_{V2} = \frac{Z_2}{\cos \sigma_2}$$

$$Z_{V2} = \frac{158}{\cos 81^{\circ}02'} = 1071,45$$

При цьому $Y_{F1}=3,9$ и $Y_{F2}=3,6$ згідно [2, стр.42]

Напруження, що допускаються, при перевірці зубів на витривалість по напрузі вигину.

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \lim b}^0}{[S_F]}$$

Згідно [3] для сталі 40Х покращеної, при твердості HB<350

Для шестерні

$$\sigma_{F \lim b}^0 = 1,8 \cdot 270 \approx 490 \text{ МПа}$$

Для колеса

$$\sigma_{F \lim b}^0 = 1,8 \cdot 245 \approx 440 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт запасу міцності:

$$[S_F] = [S_F]' [S_F]''$$

По [3] $[S_F]' = 1,75$; для штамповок $[S_F]'' = 1$, таким чином

$$[S_F] = 1,75 \cdot 1 = 1,75$$

Напруження, що допускаються при розрахунку зубів на витривалість:

$$\text{для шестерні } [\sigma_{F1}] = \frac{490}{1,75} = 280 \text{ МПа}$$

$$\text{для колеса } [\sigma_{F2}] = \frac{440}{1,75} = 250 \text{ МПа}$$

для шестерні відношення $\frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}} = \frac{280}{3,9} = 71,79 = 71,8 \text{ МПа}$

для колеса відношення $\frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}} = \frac{250}{3,6} = 69,4 \text{ МПа}$

Подальший розрахунок ведемо для зубів колеса, тому що отримане відношення для нього менше:

Перевіряємо зуб колеса

$$\sigma_{F2} = \frac{1869 \cdot 1,99 \cdot 3,6}{0,85 \cdot 65 \cdot 2,44} = 99,32 \text{ МПа} < [\sigma_{F2}] = 250 \text{ МПа}$$

3.2.5 Підбір підшипників та перевірка довговічності

Плануємо для вала роликopідшипники конічні

Розрахуємо ведучий вал конічної передачі й перевіримо довговічність опор.

Із попередніх розрахунків маємо $F_0 = 318 \text{ Н}$; $F_b = 2058 \text{ Н}$; $F_t = 1869 \text{ Н}$, $F_{r1} = F_{a2} = 672 \text{ Н}$, $F_{r2} = F_{a1} = 106 \text{ Н}$.

Відстані між опорами приймаємо $C_1 = 120 \text{ мм}$, $a = 104$, $f_1 = 76 \text{ мм}$.

$$\sum M_{x2} = 0$$

$$-R_{y1} \cdot C_1 - F_a \cdot \frac{d_1}{2} + F_r (c_1 + f_1) = 0$$

$$R_{y1} = \frac{1}{c_1} \left(-F_a \cdot \frac{d_1}{2} + F_r (c_1 + f_1) \right) = 0$$

$$R_{y1} = \frac{1}{120} \left(-106 \cdot \frac{61}{2} + 672(120 + 76) \right) = 1076$$

$$\sum M_{x1} = 0$$

$$-F_a \cdot \frac{d_1}{2} + F_r f_1 - R_{y2} \cdot C_1 = 0$$

$$R_{y2} = \frac{1}{C_1} \left(-F_a \cdot \frac{d_1}{2} + F_r f \right)$$

$$R_{y2} = \frac{1}{120} \left(-106 \cdot \frac{61}{2} + 672 \cdot 76 \right) = \frac{1}{120} (-3233 + 51072) = 398,66$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{y2} - R_{y1} + F_r = 399 - 1071 + 672 = 0$$

Перевірка вірна

$$\sum M_{y1} = 0$$

$$F_b(a + c_1) + F_t \cdot f - R_{x2} \cdot c_1$$

$$R_{x2} = \frac{F_b(a + c_1) + F_t \cdot f}{c_1}$$

$$R_{x2} = \frac{258(104 + 120) + 1869 \cdot 76}{120} = 5025$$

$$\sum M_{y2} = 0$$

$$F_b \cdot a - R_{x1} \cdot c_1 + F_t(c_1 - f_1)$$

$$R_{x1} = \frac{1}{c_1} (F_b \cdot a + F_t(c_1 - f_1))$$

$$R_{x1} = \frac{1}{120} (2058 \cdot 104 + 1869(120 - 76)) = 4836$$

$$\sum F_x = 0$$

$$-F_b + R_{x2} - R_{x1} + F_t = -2058 + 5025 - 4836 + 1869 = 0$$

M_x :

$$R_{y2} \cdot c_1 = 399 \cdot 120 = 47880$$

$$R_{y2}(c_1 + f_1) - R_{y1} \cdot f_1 = 399(120 + 76) - 1071 \cdot 76 = -3192$$

M_y :

$$F_b \cdot a = 2058 \cdot 104 = 214032$$

$$F_b(a + c_1) - R_{x2} \cdot c_1 = 2058(104 + 120) - 5025 \cdot 120 = -142008$$

$$\begin{aligned} F_b(a + c_1 + f) - R_{x2}(c_1 + f_1) + R_{x1} \cdot f_1 &= 2058(104 + 120 + 76) \\ - 5025(120 + 76) + 4836 \cdot 76 &= \\ = 617400 - 984900 + 367536 &= 0 \end{aligned}$$

$$F_b \cdot f_1 = 2058 \cdot 76 = 154408$$

$$M_{kp} = F_t \cdot \frac{d_1}{2} = 1869 \cdot \frac{61}{2} = 57004,5$$

$$P_{r1} = \sqrt{R_{x1}^2 + R_{y1}^2} = \sqrt{4836^2 + 1071^2} = 4953$$

$$P_{r2} = \sqrt{R_{x2}^2 + R_{y2}^2} = \sqrt{5025^2 + 399^2} = 5141$$

$$S_1 = 0,83 \cdot e \cdot P_{r1} = 0,83 \cdot 0,35 \cdot 4953 = 1439$$

$$S_2 = 0,83 \cdot e \cdot P_{r2} = 0,83 \cdot 0,35 \cdot 5041 = 1464$$

Осьові навантаження підшипників

$$S_2 > S_1$$

$$F_a \geq S_2 - S_1 = 1464 - 1439 = 25$$

$$F_a = 672 \geq 25$$

$$P_{a1} = S_1 = 1439$$

$$P_{a2} = S_1 + F_a = 1439 + 106 = 1545$$

$$\frac{P_{a2}}{P_{r2}} = \frac{1545}{5041} = 0,31 < e, \text{ тому при підрахунку еквівалента навантаження осьові}$$

сили не враховують.

Еквівалентне навантаження

$$P_{\Sigma 2} = V \cdot P_{r2} \cdot K_6 \cdot K_T$$

$$V = K_6 = K_T = 1$$

$$P_{\Sigma 2} = 1 \cdot 5041 \cdot 1 \cdot 1 = 5041 \text{ Н}$$

Розрахункова довговічність, млн. об.

$$L = \left(\frac{C}{P_{\Sigma 2}} \right)^{\frac{10}{3}} = \left(\frac{78}{5} \right)^{\frac{10}{3}} = 9485,9 \text{ млн. об.}$$

Розрахункова довговічності, год

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60n} = \frac{9486 \cdot 10^6}{60 \cdot 968} = 163326 \text{ год}$$

Знайдена довговічність прийнятна.

Розглянемо другий підшипник

$$\frac{P_{a1}}{P_{r1}} = \frac{1439}{4953} = 0,29 < e$$

$$P_{\Sigma 1} = V \cdot P_{r1} \cdot K_6 \cdot K_T$$

$$V = K_6 = K_T = 1$$

$$P_{\Sigma 1} = 1 \cdot 4953 \cdot 1 \cdot 1 = 4953 \text{ Н}$$

Розрахункова довговічність, млн. об.

$$L = \left(\frac{C}{P_{\text{з2}}} \right)^{\frac{10}{3}} = \left(\frac{78}{4,953} \right)^{\frac{10}{3}} = 9809 \text{ млн. об.}$$

Розрахункова довговічність, год

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60n} = \frac{9809 \cdot 10^6}{60 \cdot 968} = 168888 \text{ ч}$$

Знайдена довговічність прийнятна.

3.3. Конструкції приводів шпинделів

Для передачі крутного моменту на шпиндель застосовують зубчасту або пасову передачі, а також муфту, розташовану на задньому консольному кінці шпинделя. Тип приводного елемента вибирають у залежності від частоти обертання шпинделя, переданого на нього крутного моменту, компоновання верстата, вимог до плавності обертання шпинделя.

Зубчаста передача здатна передавати великий крутний момент, проста по конструкції, компактна. Але похибки передачі знижують плавність обертання шпинделя і викликають додаткові динамічні навантаження в приводі. Зубчасту передачу звичайно застосовують, коли частота обертання шпинделя не перевищує 2000...3000 об/хв. Але при точному виготовленні і монтажі передачі вона може бути застосована і для великих частот обертання. Положення приводного зубчастого колеса (рис. 3.8) впливає на прогин переднього кінця шпинделя. З аналізу двох схем (P - сила різання, Q - сила в зубчастому зачепленні, R_1 - реакція в передній опорі) випливає, що $\delta_1 <$

δ_2 , а $R_{11} > R_{12}$. Привід за схемою а) рекомендується для точних верстатів, за схемою б) - для верстатів, що виконують чорнову обробку. Для підвищення точності шпинделя зубчасте колесо, що знаходиться на ньому, роблять розвантаженим.

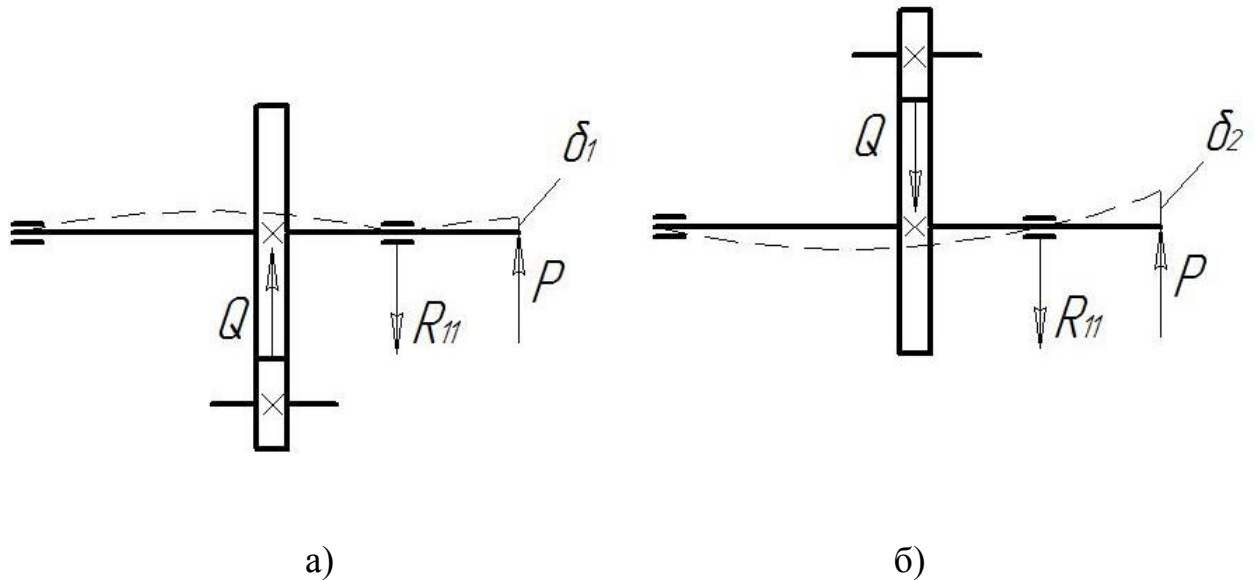


Рисунок 3.8. – Приклади положень приводних зубчастих коліс.

Пасова передача забезпечує плавне обертання шпинделя, зниження динамічних навантажень у приводі верстата, на якому виробляється переривчасте різання. Але ця передача має порівняно великі габарити, тому що для підвищення точності шпиндельного вузла шків роблять розвантаженим. Пасову передачу застосовують при різних частотах обертання шпинделя, у тому числі і при відносно високих (6000 об/хв і вище), коли окружна швидкість ременя досягає 60...100 м/с.

У верстатах застосовують так звані мотор-шпинделі (рис 3.10). У їхній склад входить асинхронний або частотнорегульований асинхронний електродвигун, ротор 1 якого закріплений на шпинделі 2 між передніми 3 і задньою опорами 4. Крім того, до складу мотор-шпинделя включають систему примусового охолодження з блоком і фільтрами, а також

вимірювальний перетворювач кутового положення шпинделя. У мотор-шпинделях, призначених для роботи в широкому діапазоні частот обертання, вал двигуна може бути зв'язаний зі шпинделем механічними передачами, наприклад у виді планетарного редуктора. Мотор-шпиндель у комплекті з електронним перетворювачем частоти обертання являє собою уніфікований електропривод головного руху. При розробці ряду мотор шпинделів передбачають можливість убудовування їх в токарні, токарно-револьверні, багатоцільові, вертикальні і повздовжно-фрезерні верстати з ЧПУ. Застосування мотор-шпинделів дозволяє зменшити масу верстата, втрати енергії, рівні вібрацій і шуму.

В особливо високоточних верстатах застосовують головний привід з відділеним від шпиндельної бабки регульованим електродвигуном, вал якого з'єднаний зі шпинделем еластичною муфтою з убудованим теплоізолюючим елементом. У верстатах нормальної точності електродвигун і шпиндель з'єднують жорсткою муфтою.

Щоб цілком виключити передачу збуджень від електродвигуна на шпиндель, застосовують так званий інерційний привід. Шпиндель з'єднується з джерелом енергії, розганяється до робочої швидкості, а потім відключається від приводу. Обробка деталі відбувається після вимикання двигуна приводу. Для збільшення запасу кінетичної енергії на шпиндель іноді насаджують маховик.

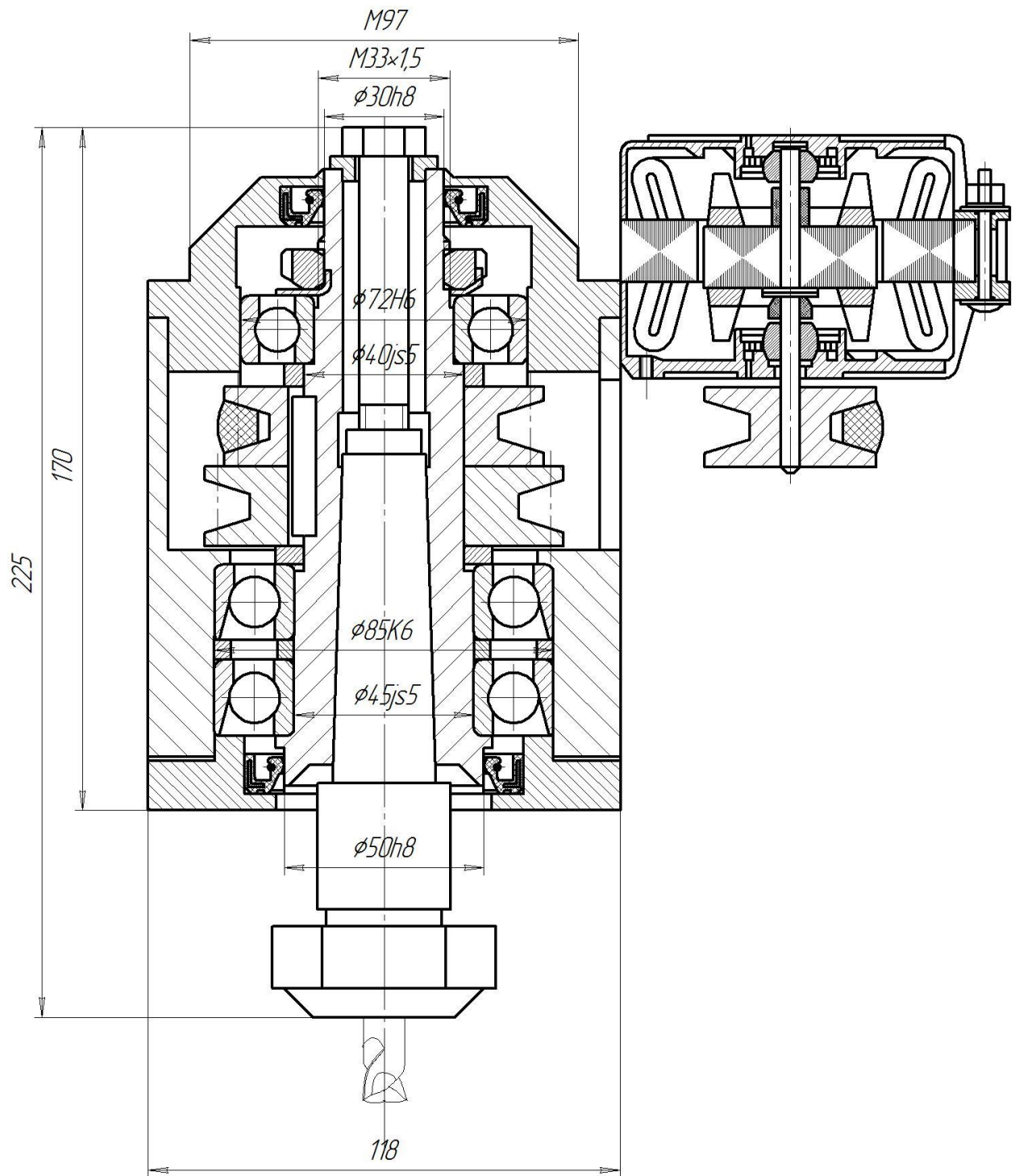


Рисунок 3.9 - Конструкція шпиндельного вузла з пасовою передачею.

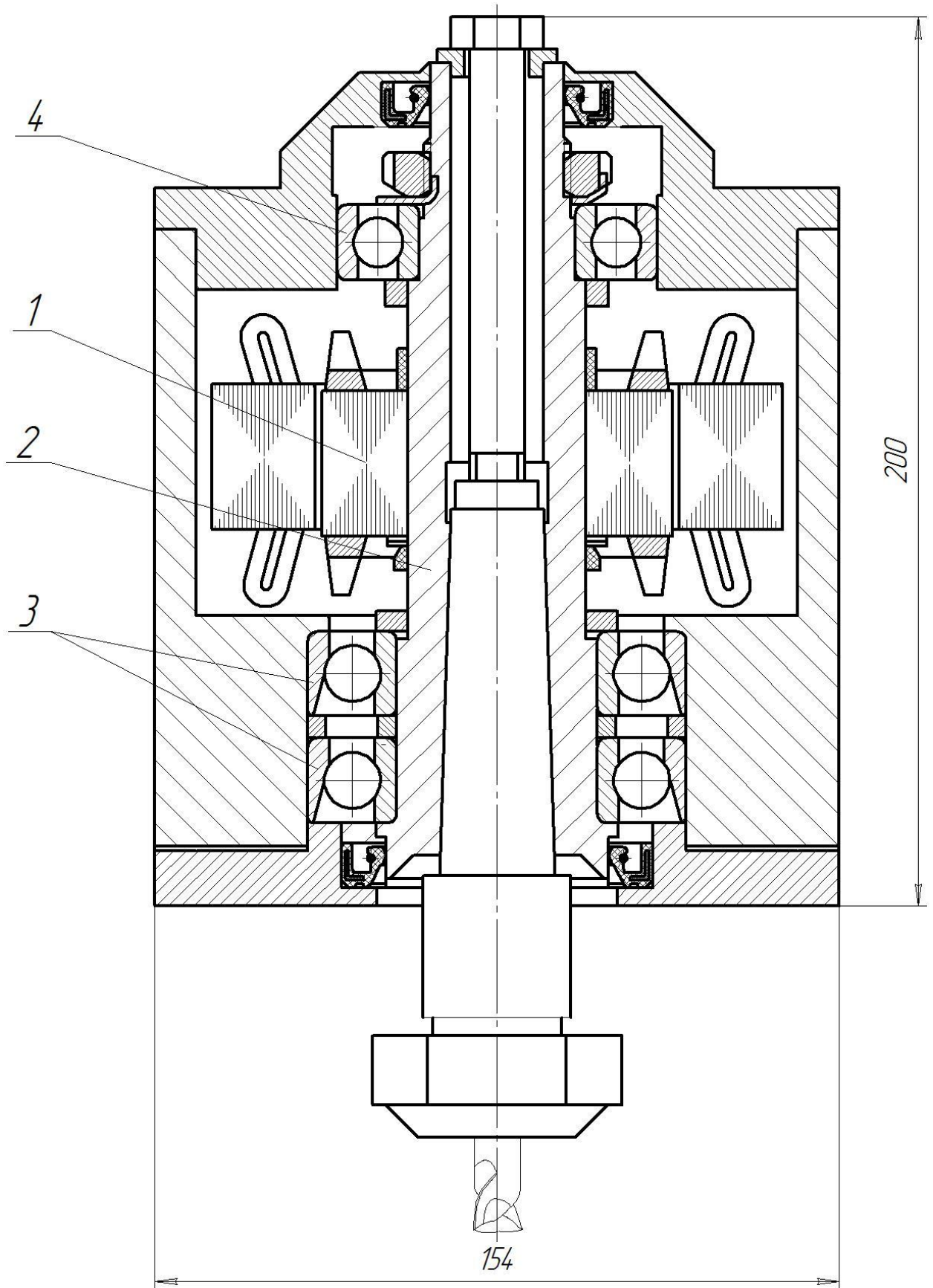


Рисунок 3.10 – Мотор-шпиндель.

3.4 Модернізований шпиндельний вузол.

У конічному отворі (рис. 3.11) встановлюється інструментальна оправка 4, крутний момент на яку передається шпонкою. Механізм затиску оправки складається з гвинта 11, голівка якого містить отвір зі шпонковим пазом для вала асинхронного двигуна 10, що встановлюється на кришці шпиндельного вузла і кріпиться гвинтами 110. Оправка знімається при обертанні гвинта 11 уліво, попередньо встановивши штифт 14 у спеціальний отвір. Опора шпинделя складається з двох кулькових упорних підшипників 104, що сприймають осьове навантаження, і одного радіального шарикопідшипника, що сприймає радіальне навантаження. Радіальний зазор у підшипниках регулюється за допомогою гайки 108. Натяг упорних підшипників забезпечується розпірними шайбами. Для захисту від забруднень і запобігання витікання мастильного матеріалу з опор використані манжети 103 і 109.

3.5 Безступеневе регулювання приводу головного руху модернізованого верстата

Застосування приводів з безступінчастим регулюванням дозволяє підвищити продуктивність верстатів завдяки точному настроюванню оптимальної швидкості різання і її регулюванню в процесі виконання циклу обробки. Для безступінчастого регулювання швидкості в основному застосовують приводи з двигуном постійного струму і тиристорним керуванням.

Частота обертання такого двигуна регулюється в двох областях. Від мінімальної частоти його обертання до номінальної n_n регулювання здійснюється зміною напруги в ланцюзі якоря, при цьому на валові двигуна підтримується постійний крутний момент. Вище n_n регулювання частоти обертання відбувається зміною поля збудження, і потужність двигуна залишається постійною. Діапазон регулювання R_p безступінчастих приводів при постійній потужності складає 2,5 - 4. Якщо цього досить для верстата, регульований електродвигун постійного струму з максимальною частотою обертання $n_{max} = 4000...6000$ об/хв з'єднують безпосередньо зі шпинделем верстата. У тому випадку, коли потрібно більш широкий діапазон регулювання частоти обертання шпинделя (у верстатах із ЧПУ він досягає 50...250), між електродвигуном і шпинделем установлюють двох-, або чотирьохступінчасту коробку швидкостей, а між приводом і коробкою або між коробкою і шпинделем поміщають пасову передачу з передатним відношенням $i_p = 0,5...2$.

З економічних розумінь частини $R_p = 8...20$ загального широкого діапазону R регулювання частоти обертання шпинделя верстатів із ЧПУ повинна відповідати обробка з постійною потужністю.

При застосуванні коробки швидкостей діапазон R_p одержують

сполученням двох, трьох або чотирьох діапазонів R'_p (піддіапазонів).

Структура головного приводу модернізованого мною верстата 676П приведена на рис 3.12.

Привід за цією схемою з двигуном постійного струму, редуктором, що автоматично переключається, і постійними передачами на шпindelь.

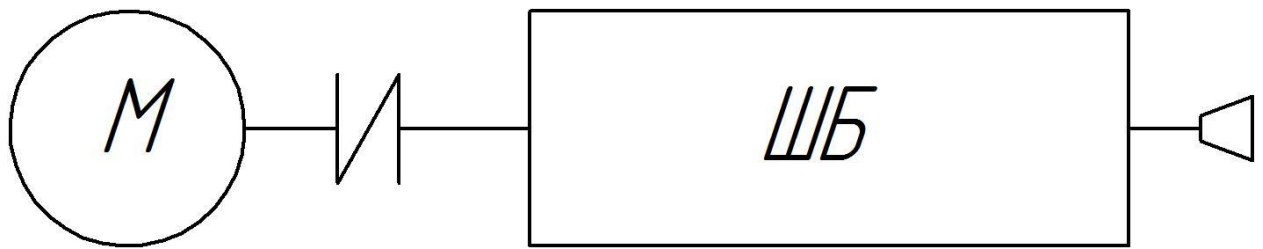


Рисунок 3.12 – Структура модернізованого приводу головного руху
фрезерного

М – мотор; ШБ – шпиндельна бабка.

3.6. Супорт (стіл) фрезерного верстата

3.6.1. Супорт. Конструкція.

Супорт (рис. 3.13) служить для подовжнього і вертикального переміщення основного столу 11 механічно або вручну. Приводний вал 24 одержує обертання від коробки подач і передає його ходовим гвинтам 2 і 8, через які столові повідомляються подачі. Керування механічними подачами виконується хрестовою рукояткою, її напрямок переміщення збігається з напрямком руху супорта. У подовжньому напрямку механічні подачі відключаються автоматичними упорами 6 і 15, які можуть установлюватися на потрібний розмір.

Вертикальна подача відключається упорами, установленими на станині. Стіл можна, переміщати і вручну, маховиками 17 і 18. Переміщення столу контролюється:

- а) міліметровими лінійками;
- б) лімбами 12, 20 з ціною поділки 0,05 мм;
- в) кінцевими мірами й індикатором з ціною поділки 0,01 мм.

3.6.2. Розрахунок передачі гвинт-гайка кочення.

Вихідні дані і мета розрахунку.

Передача гвинт-гайка кочення виходить з ладу в результаті утоми поверхневих шарів кульок, гайки і гвинта, втрати стійкості гвинта, зносу елементів передачі і зниження точності. Можливими причинами виходу її з ладу є: занадто велике навантаження на гвинт, низька розрахункова довговічність, значний відносний перекіс гвинта і гайки, незадовільний захист від забруднень.

Вихідні дані для розрахунку передачі - довжина гвинта, його найбільша розрахункова довжина, спосіб установки гвинта на опорах, ряд значень осьового навантаження на передачу, ряд частот обертання гвинта. Осьові навантаження на гвинт визначають для різних операцій, виконуваних на верстаті, а також для різних елементів циклу обробки. Установлюють також час дії кожного навантаження і відповідні їм частоти обертання гвинта.

Згідно паспорта верстата, максимальна осьова сила, що діє на гвинт 20000Н.

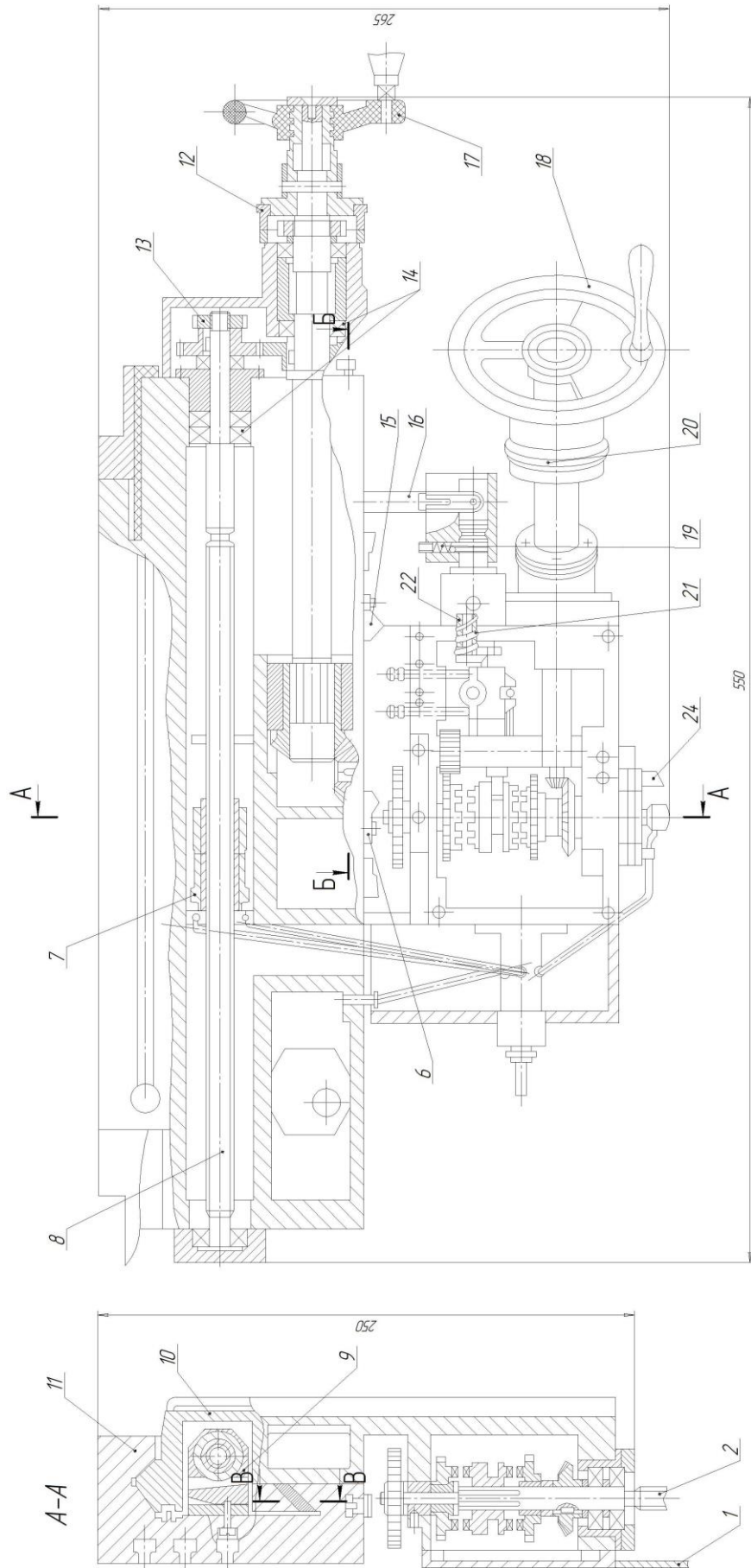


Рисунок 3.13 – Стіл (супорт) фрезерного верстата

Попередній вибір параметрів передачі.

На першому етапі передачу вибирають по осьовому навантаженню, конструктивним і технологічним розумінням, на другому перевіряють по утомі робочих поверхонь гвинта і гайки, за критеріями стійкості й осьової жорсткості.

Згідно [6] вибираємо основні розміри передачі гвинт-гайка кочення і профілів різьблення:

d_0	t	d_1	r_1	r_2	r_3	r_4	d_{KB}	d_{HB}	d_{KG}	d_{BG}	$z_1=z_2$
50	12	7,0	3,5	3,64	0,7	0,5	45,05	47,9	54,95	51,0	0,099

Розрахунок гранично припустимого нормального статичного навантаження на одну кульку.

Гранично припустиме нормальне статичне навантаження на одну кульку розраховується по залежності:

$$P = k_{\sigma} \cdot d_1^2$$

де P – статичне навантаження на одну кульку, Н;

k_{σ} - коефіцієнт, що залежить від припустимої контактної напруги на поверхні кульки σ_H , (при $\sigma_H=2500, 3000, 3500, 3800$ МПа відповідно $k_{\sigma}= 20, 35, 55, 70$; для звичайно застосовуваних передач $k_{\sigma}= 70$);

d_1 – діаметр кульки, мм.

$$P = 70 \cdot 7^2 = 3430 \text{ Н}$$

Розрахунок статичної вантажопідйомності передачі

Статична вантажопідйомність Z_0 – це гранично припустиме осьове навантаження на гвинт, у результаті дії якої виникає загальна залишкова деформація тіл кочення, гайки і гвинта в найбільш навантаженій зоні

контакту, рівна 0,0001 діаметра тіла кочення:

$$C_0 = P \cdot z_p \cdot u \cdot \sin \alpha \cdot \cos \beta$$

де z_0 – статична вантажопідйомність;

z_p – розрахункове число кульок в одному витку різьблення ($z_p=22$);

u – число витків у гайці, ($u=3$);

α – кут контакту кульки з гвинтом і гайкою, (згідно [6] $\alpha=45^\circ$)

β – кут підйому витка різьблення.

$$\beta = \arctg \frac{t}{\pi \cdot d_0}$$

де t – крок різьблення,

d_0 – середній діаметр різьблення.

$$\beta = \arctg \frac{12}{3.14 \cdot 50} = 4^\circ 22'$$

$$C_0 = 3430 \cdot 22 \cdot 6 \cdot \sin 45^\circ \cdot \cos 4^\circ 22' = 159610H$$

Розрахунок сили попереднього натягу.

Попередній натяг, підвищуючи осьову жорсткість передачі, збільшує момент холостого ходу і знижує її довговічність. Тому сила попереднього натягу повинна бути обрана обґрунтовано.

За мінімально припустиму силу натягу $P_{\text{н min}}$ віднесено до однієї кульки, приймають таку силу, що забезпечує збереження попереднього натягу в гвинтовій передачі при дії подовжньої сили Q .

$$P_{\text{н min}} = \frac{Q}{2 \cdot z_p \cdot u \cdot \sin \alpha \cdot \cos \beta}$$

де Q – осьова сила, що діє на гвинт, Н.

$$P_{\text{н min}} = \frac{20000}{2 \cdot 22 \cdot 3 \cdot \sin 45^\circ \cdot \cos 4^\circ 22'} = 215H$$

Найбільша припустима сила натягу, віднесена до однієї кульки, при

якій зберігається статична міцність механізму:

$$P_{н\max} = P(1 - 0.55 \frac{Q}{C_0})$$

$$P_{н\max} = 3430 \cdot (1 - 0.55 \frac{20000}{159610}) = 3194H$$

У залежності від необхідної твердості передачі, її довговічності, що допускається нагрівання гвинта й особливостей вимірювального перетворювача переміщень силу натягу вибирають в інтервалі від $P_{н\min}$ до $P_{н\max}$, найчастіше $P_{н} = (1.5 - 2)P_{н\min}$

3.6.3. Розрахунок ходового гвинта.

Розрахунок ходового гвинта на стійкість по критичній осьовій силі.

Якщо досить довгий гвинт працює на стиснення, його перевіряють на стійкість при найбільшому зусиллі стиску Q , прийнятому за критичну силу. З обліком того, що момент інерції перетину гвинта I визначають не для мінімального його діаметра, а умовного d_0 , одержують наближену залежність

$$Q \approx \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{(\mu \cdot l)^2}$$

де E – модуль пружності для матеріалу ходового гвинта, (для сталей $E=2.1 \cdot 10^5$ МПа);

I – момент інерції перетину ходового гвинта;

μ - коефіцієнт, що залежить від характеру закладення кінців ходового гвинта, (при закріпленні гвинта шарнірними опорами з двох кінців $\mu=1$ [2, стор.226]);

l – найбільша відстань між гайкою й опорою гвинта, ($l=630$ мм)

З урахуванням коефіцієнта запасу стійкості k_y , прийнятого для передач гвинт-гайка кочення, рівним 3, по залежності визначаємо номінальний діаметр гвинта d_0 , при якому він не втрачає стійкості:

$$d_0 = \sqrt{\frac{64 \cdot k_Y \cdot (\mu \cdot l)^2 \cdot Q}{\pi^3 \cdot E}}$$

$$d_0 = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot 3 \cdot (1 \cdot 630)^2 \cdot 20000}{3.14^3 \cdot 2.1 \cdot 10^5}} = 22.0 \text{ мм}$$

Гвинт із $d_0=22\text{мм}$ буде стійкий при заданих навантаженнях.

Обраний гвинт із $d_0=50$ не буде втрачати стійкість при максимальному зусиллі подачі $Q=20000\text{Н}$.

Розрахунок гвинта на стійкість по критичній частоті обертання.

У моменти швидких переміщень робочого органа верстата, коли гвинт обертається з високою частотою, відцентрові сили можуть викликати втрату його стійкості, що виявляється в настанні вібрацій. Критична частота обертання гвинта:

$$n_k = \frac{5 \cdot 10^7 \cdot d \cdot \nu \cdot k}{l^2}$$

де d – внутрішній діаметр різьблення гвинта, мм, ($d=45,05\text{мм}$);

(ν - коефіцієнт, що залежить від способу закладення гвинта, (при закріпленні гвинта шарнірними опорами з двох кінців ($\nu=2,2$ [3]);

$k=0,5 \dots 0,8$ – коефіцієнт запасу,

l – відстань між опорами гвинта, ($l=1260\text{мм}$).

$$n_k = \frac{5 \cdot 10^7 \cdot 45.05 \cdot 2.2 \cdot 0.5}{1260^2} = 1560.7 \text{ об/хв}$$

На даному верстаті максимальна подача (прискорений хід) 935мм/об .

Визначимо частоту обертання ходового гвинта.

$$n_g = \frac{s_{\max}}{t}$$

де $s_{\max}$ – максимальна подача, мм/хв;

t – крок ходового гвинта, мм.

$$n_g = \frac{935}{12} = 77,906 / \text{хв.}$$

Частота обертання ходового гвинта менше критичної частоти обертання - гвинт буде стійкий.

Розрахунок на твердість.

Твердість приводу, що зв'язана з твердістю кульково-гвинтового механізму j_m , гвинта j_v і його опор j_o визначимо по наступній залежності [3]:

$$\frac{1}{j} = \frac{1}{j_m} + \frac{1}{j_v} + \frac{1}{j_o}$$

Осьова твердість приводу впливає на можливість виникнення резонансних коливань, точність обробки деталі, якість поверхні й ін.

Твердість кульково-гвинтового механізму з попереднім натягом і поверненням кульок через вкладиші при $r_1/r_2=0.96$ визначається по наступній залежності:

$$j_m = 6 \cdot k_\delta \cdot u \cdot \left(\frac{d_0}{t} - 1 \right) \sqrt[3]{0.1 \cdot P_n \cdot t}$$

де $k_\delta=0,3...0...0,5$ —коефіцієнт, що враховує погрішності виготовлення гайки, а також деформації в гвинтовому механізмі.

$$j_m = 6 \cdot 0.5 \cdot 3 \cdot \left(\frac{50}{12} - 1 \right) \sqrt[3]{0.1 \cdot 1000 \cdot 12} = 302.9 \text{ Н / мм}$$

Найменша жорсткість ходового гвинта залежить від способу установки його на опорах. При закріпленні гвинта шарнірними опорами з двох кінців мінімальна жорсткість ходового гвинта обчислюється по наступній

залежності:

$$j_{\epsilon} = \frac{\pi \cdot d_0^2 \cdot E}{l_1}$$

де l_1 – найбільша відстань від опори гвинта до середини кулькової гайки, м;

d_0 – діаметр ходового гвинта, м;

E – модуль пружності матеріалу гвинта, МПа;

$J_{\text{в}}$ – твердість ходового гвинта, Н/м.

$$j_{\epsilon} = \frac{3.14 \cdot 50^2 \cdot 2.1 \cdot 10^5}{0.63} = 2617993878 \text{ Н / м} \approx 2618,0 \text{ Н / мм}$$

Наближене значення жорсткості опор гвинта визначається по [26]:

$$j_0 = 2100 \text{ Н / мм}$$

Визначимо чисельне значення жорсткості приводу подачі:

$$\frac{1}{j} = \frac{1}{302.9} + \frac{1}{2618.0} + \frac{1}{1500} = 4.35 \cdot 10^{-3}$$

$$j = \frac{1}{4.35 \cdot 10^{-3}} = 230 \text{ Н / мм}$$

При розрахунку супорта одержали наступні результати. Обраний гвинт задовольняє умовам міцності, зносостійкості, стійкості при максимальному навантаженні на нього. Розрахунок на жорсткість показав, що найбільш слабкою по жорсткості ланкою є передача гвинт-гайка кочення.

3.7. Лещата переналагоджувані універсальні зі збільшеним ходом губок

3.7.1 Призначення, конструкція, технічні характеристики.

Лещата переналагоджувані універсальні зі збільшеним ходом губок (рис. 3.14, рис. 3.15) призначені для закріплення різних по формах і розмірам заготовок, установлюваних на робочій поверхні обох губок, несучих змінні наладки. Мають досить широкі експлуатаційні можливості. Відстань між губками можна змінювати шляхом перестановки правої губки 1 і вкладиша 2. Затискний хід губки, що передається пневматичним приводом, становить 18 мм. Робочий тиск повітря в мережі $P_{из}=4 \text{ кН/см}^2$ [1].

Технічна характеристика

Зусилля затиску, Н	1500
Хід губки, мм	
мінімальний	50
максимальний	68
Кількість пазів	
На довжині L (218мм)	3
На ширині В (150мм)	1
Кут повороту, град	$\pm 180^\circ$
Висота, мм	190
Маса, кг	23,5

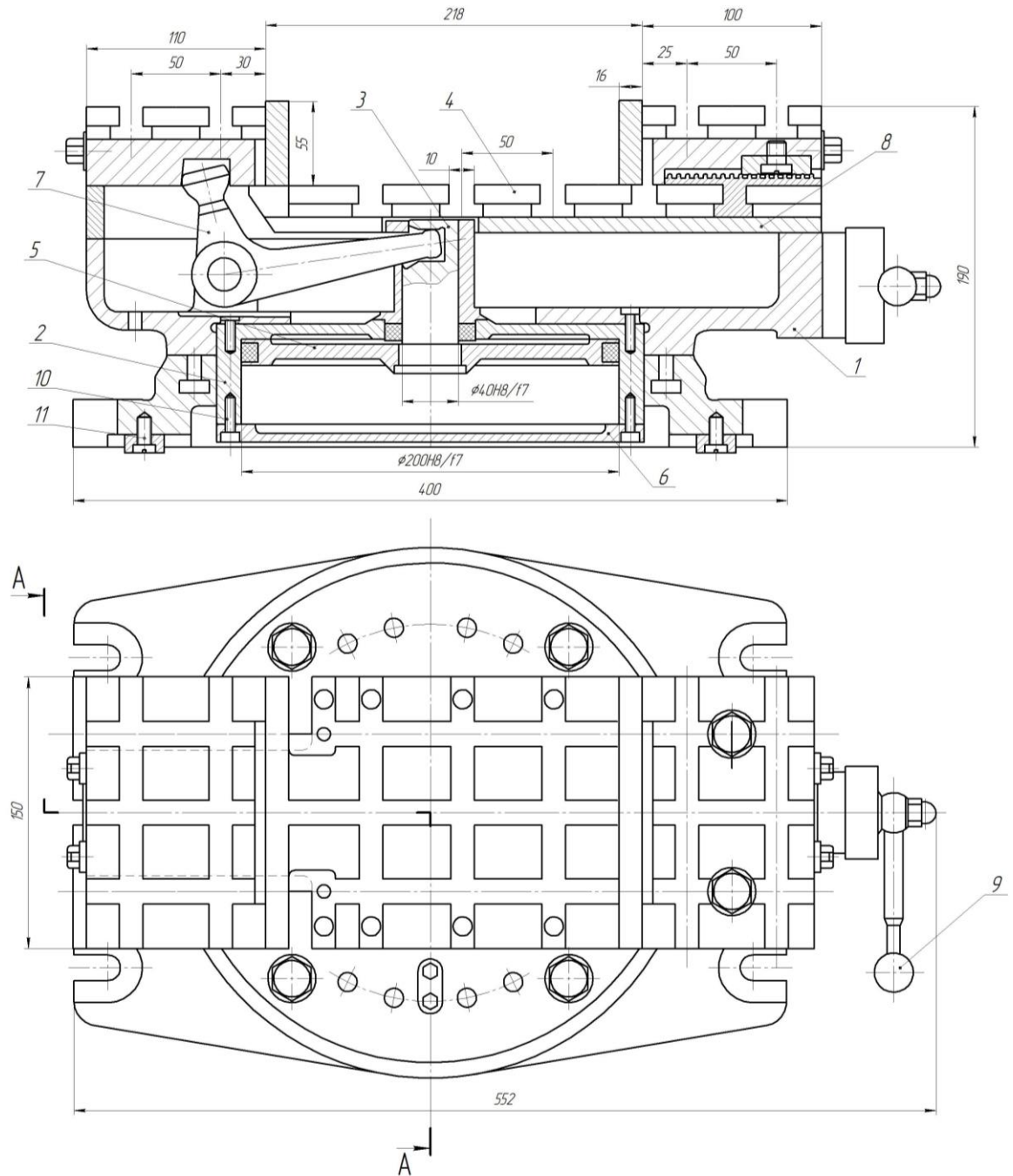


Рисунок 3.14 – Лещата переналагоджувані універсальні зі збільшеним ходом губок

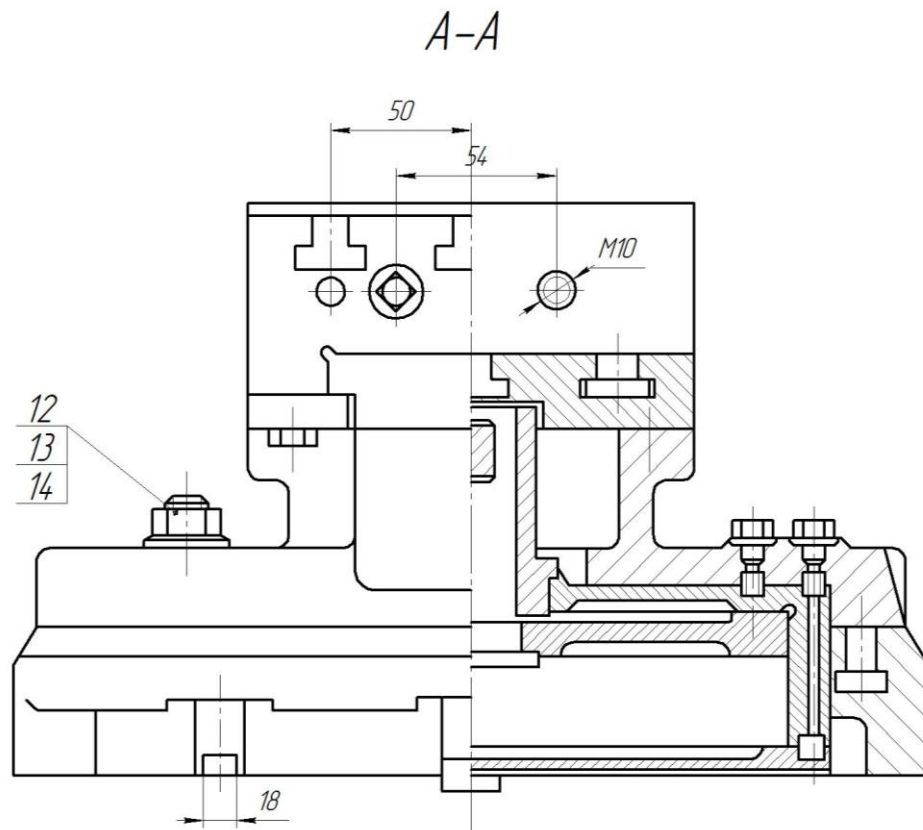


Рисунок 3.15 – Лещата переналагоджувані універсальні зі збільшеним ходом губок

3.7.2 Розрахунок сил закріплення й діаметра пневмоциліндра

З умови нездвигання заготовки, сила закріплення визначається по формулі:

$$W_{\text{сум}} \cdot f = k \cdot P_x$$

$$W = \frac{K \cdot P_x}{f},$$

де f - коефіцієнт тертя, $f = 0,16$ [9]

K – коефіцієнт запасу.

Дотична сила P_z визначається по емпіричній залежності:

$$P_{\text{окр}} = \frac{10 C_p t^x S_t^y B^n z}{D^q n^w} K_{\text{mp}},$$

де $C_p=68,2$; $x=0,86$; $y=0,72$; $n=0,35$; $q=0,86$; $w=0$ по [9]

K_{mp} - сумарний поправочний коефіцієнт $K_{\text{mp}}=0,68$.

Режими різання при фрезеруванні плоскої поверхні визначаємо по [9,]:

- глибина різання 3 мм;
- ширина фрезерування $B=100\text{мм}$;
- діаметр фрези 135 мм;
- кількість зубів фрези $z=10$;
- оберти фрези $n=400$ об/хв;
- хвилинна подача $S_{\text{хв}} = 400$ м/хв.

Визначаємо подачу на зуб S_z :

$$S_{z\text{д}} = \frac{S_{\text{м.д}}}{z \cdot n_o} = \frac{400}{10 \cdot 400} = 0,1 \text{ мм/зуб}$$

$$P_{\text{окр}} = \frac{10 \cdot 68,2 \cdot 3^{0,86} \cdot 0,1^{0,72} \cdot 100^{0,35} \cdot 10}{135^{0,86} \cdot 400^0} \cdot 0,68 = 167 \text{ Н}$$

Коефіцієнт запасу K вводять для забезпечення надійного закріплення заготовки, по [9, с.85]:

$$K = K_0 K_1 K_2 K_3 K_4 K_5 K_6,$$

де K_0 - коефіцієнт гарантованого зазору, $K_0=1,5$;

K_1 - коефіцієнт, що враховує збільшення сил різання через випадкові нерівності на оброблюваних поверхнях, $K_1=1$;

K_2 - коефіцієнт, що характеризує збільшення сил різання внаслідок затуплення різального інструменту, $K_2=1,6$;

K_3 - коефіцієнт, що враховує збільшення сил різання при переривчастому фрезеруванні, $K_3=1,0$;

K_4 - коефіцієнт, що характеризує сталість сили закріплення, $K_4=1,2$;

K_5 - коефіцієнт, що характеризує ергономіку ручних затискних механізмів, $K_5=1,0$;

K_6 - коефіцієнт враховують тільки при наявності моментів прагнучих повернути заготовку, $K_6=1,0$.

$$K=1,5 \cdot 1 \cdot 1,6 \cdot 1,0 \cdot 1,2 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 2,88$$

Розраховуємо силу закріплення заготовки (W_3) :

$$W = \frac{2,88 \cdot 167}{0,16} = 3006H$$

Дана сила перевищує необхідну силу затиску заготовки, отже пристосування забезпечує фіксоване положення деталі при обробці.

Визначимо силу затиску необхідну на штоку Q пневмоциліндра, для цього складемо рівняння реакції (рис. 3.16).

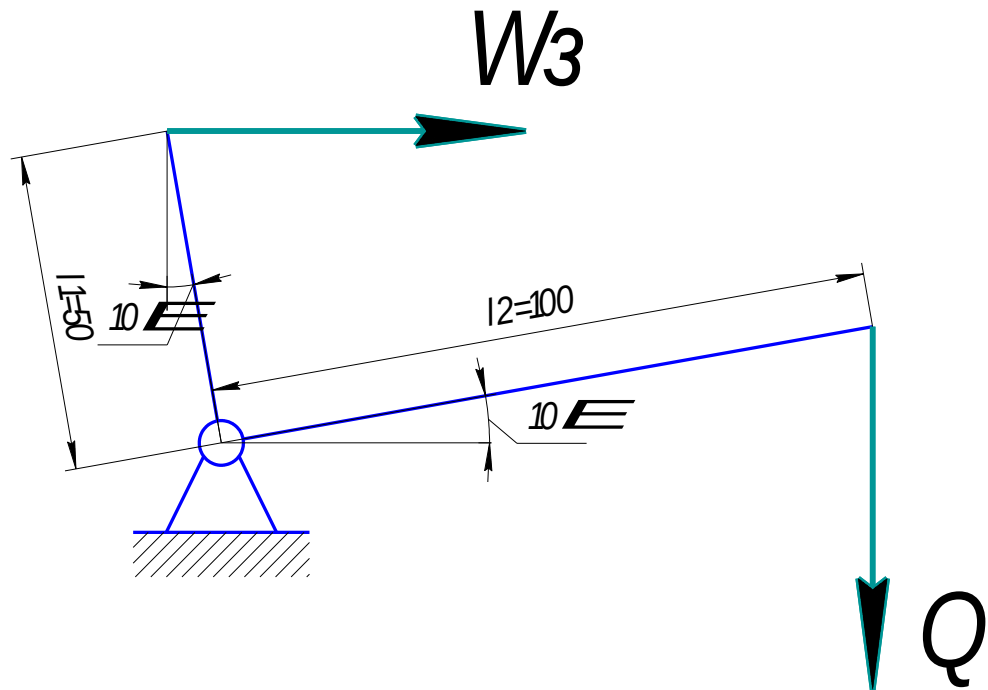


Рисунок 3.16 - Розрахункова схема важеля

$$W_{ум} \cdot l_2 \cdot \cos 10^\circ = W_3 \cdot l_1 \cdot \sin 10^\circ,$$

Тоді необхідна сила затиску на штоку дорівнює:

$$W_{ум} = \frac{W_3 \cdot l_1 \cdot \sin 10^\circ}{l_2 \cdot \cos 10^\circ} = \frac{3006 \cdot 50 \cdot \sin 10^\circ}{100 \cdot \cos 10^\circ} = 265 H$$

Дійсна сила на штоку розраховується по формулі:

$$W_d = \frac{\pi}{4} (D_n^2 - d_{ш}^2) P \eta \quad ($$

де P - розрахунковий тиск, приймаємо $P=0,4$ МПа;

η - коефіцієнт корисної дії, $\eta=0,9$;

$d_{ш}$ - діаметр штока, приймається 14 мм;

D_n - діаметр пневмоциліндра, розраховується по формулі:

$$D = \sqrt{d^2 + \frac{4W_{um}}{\pi P \eta}}$$

$$D = \sqrt{14^2 + \frac{4 \cdot 265}{3,14 \cdot 0,4 \cdot 0,9}} = 33,6 \text{ мм}$$

Приймається стандартний пневмоциліндр діаметром 40 мм по

Дійсна сила на штоку дорівнює:

$$W_{ш\tau\delta} = \frac{3,14}{4} (40^2 - 14^2) 0,4 \cdot 0,9 = 396,8 \text{ Н}$$

Дійсна сила закріплення дорівнює:

$$W_{3\delta} = \frac{W_{um\delta} \cdot l_2 \cdot \cos 10^\circ}{l_1 \cdot \sin 10^\circ} = \frac{396,8 \cdot 100 \cdot \cos 10^\circ}{50 \cdot \sin 10^\circ} = 4500 \text{ (Н)}$$

Дана сила перевищує необхідну силу затиску заготовки, отже пристосування забезпечує фіксоване положення деталі при обробці.

3.8. Круглий стіл

3.8.1 Призначення, компонування, технічна характеристика круглого стола

Круглий стіл (рис. 3.17) служить для виконання різних ділень по окружності в процесі ділення або фрезерування. Застосовується він і для кутових ділень у градусах по шкалі на поворотній частині за допомогою лімба 6. Замість лімба можна встановити ділильний диск 9, за допомогою

якого виробляється просте ділення.

Черв'як 2 вводиться в зачеплення із черв'ячним колесом 1 при повороті ексцентрикової втулки 5 проти годинникової стрілки до упору й попередньому звільненні затискного гвинта рукояткою 4.

Після установки стіл варто затиснути двома рукоятками 3.

Правильність зачеплення черв'ячної передачі забезпечується гвинтом 7. Зачеплення вважається задовільним при мертвому ході рукоятки черв'яка, рівним двом відстаням між отворами найбільшого ряду отворів ділильного диска 9.

Відрегулювавши зачеплення, гвинт-упор 7 необхідно застопорити гвинтом 8. Осьовий зазор черв'яка 2 регулюють гайками 11. При регулюванні лімб 6 потрібно зняти [1].

Технічні характеристики круглого стола:

Діаметр робочої поверхні стола по ГОСТ 6569-75, мм			250±2
Передатне	відношення	черв'ячної	пари
1:120			
Ширина Т-подібних пазів згідно норм, мм			
2-х центральних			12H9
Інших			12H9
Число Т- подібних пазів			4
Відстань між Т- подібними пазами згідно норм, мм			63
Конус отвору			Морзе 4
Габаритні розміри, мм:			
довжина			345
ширина			354
висота			110

Позиції на рисунку 3.17.

1. Червячне колесо;
2. Черв'як;
3. Рукоятки;
4. Рукоятка;
5. Ексцентрикова втулка;
6. Лімб;
7. Гвинт;
8. Стопорний гвинт;
9. Ділильний диск;
10. Рукоятка;
11. Гайки.

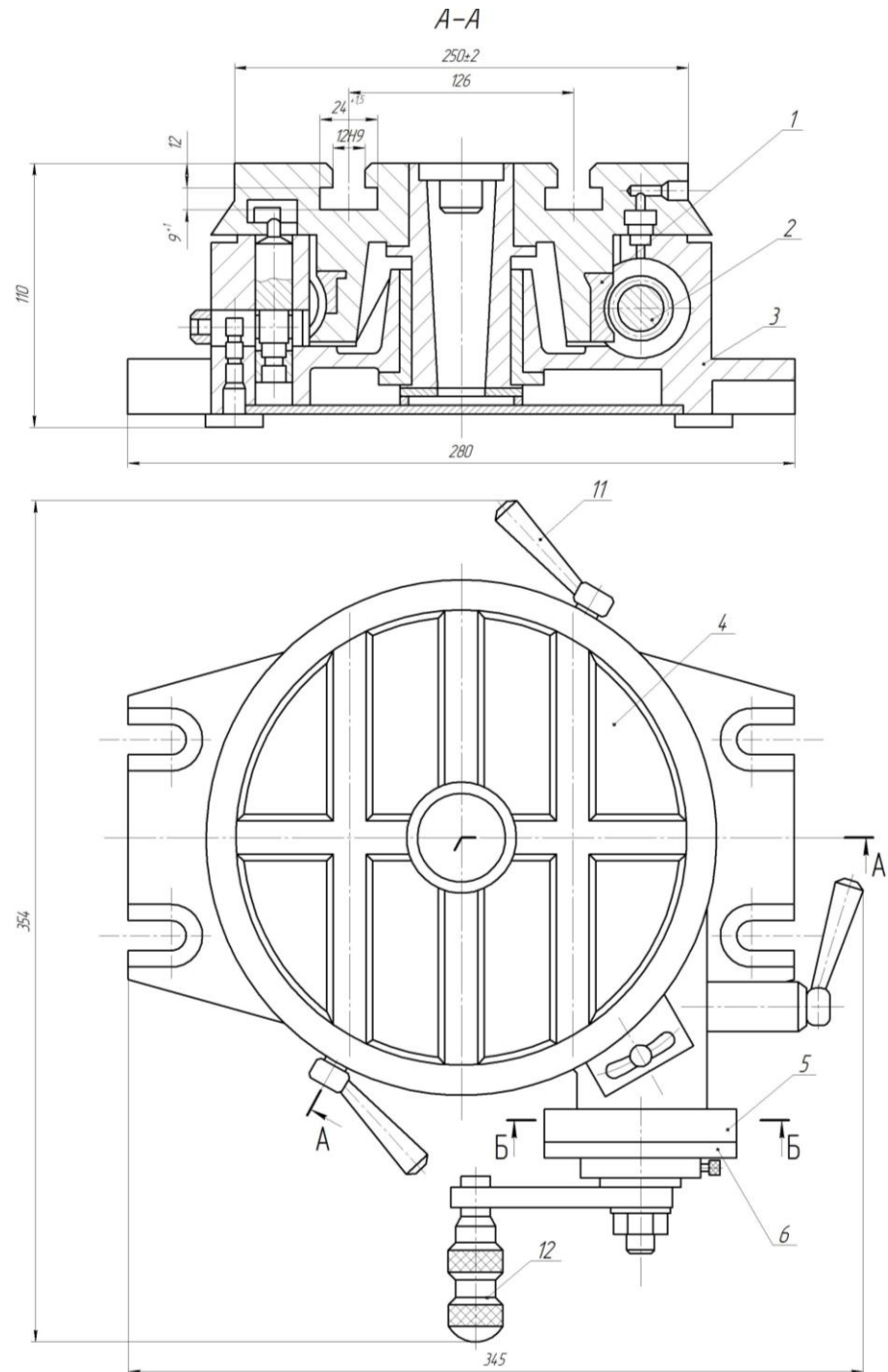


Рисунок 3.17 – Круглий поворотний стіл

3.8.2 Розрахунок черв'ячної передачі круглого стола.

Розрахувати черв'ячний редуктор від електродвигуна 4A80Y8B3 потужністю РДВ=0,55 кВт із синхронною частотою обертання 750 об/хв і

ковзанням 9% для круглого поворотного стола (рисунок 3.17).

Передаточне число редуктора $U=40$.

Розрахунок редуктора

Номинальні частоти обертання й кутові швидкості валів редуктора:

$$n_1 = n_{ДВ} = 750 - 0,09 \cdot 750 = 682,5 \text{ об/хв.}$$

$$\omega_1 = \omega_{ДВ} = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 683}{30} = 71,5 \text{ рад/с}$$

$$n_2 = \frac{n_1}{U} = \frac{683}{40} = 17 \text{ об/хв}$$

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{U} = \frac{72}{40} = 1,8 \text{ рад/с}$$

Обертаючі моменти:

$$T_1 = \frac{P_{ДВ}}{\omega_{ДВ}} = \frac{0,55 \cdot 10^3}{72} = 7,6 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$T_2 = T_1 U \eta = 7,6 \cdot 10^3 \cdot 40 \cdot 0,75 = 228 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм},$$

де ККД орієнтовно прийнятий $\eta=0,75$.

Матеріали для вінця черв'ячного колеса й черв'яка приймемо по [3]. Для вінця черв'ячного колеса приймаємо олов'яну бронзу, для якої допустимі напруження $[\sigma_H]$ не залежать від швидкості ковзання. Для вінця черв'ячного колеса приймемо бронзу Бр010Ф1, відлиту в кокіль; для черв'яка - вуглецеву сталь із твердістю HRC>45. У цьому випадку по [2. табл. 4.8] основна контактна напруга, що допускається $[\sigma_H]' = 221 \text{ МПа}$. Розрахункові допустимі напруження $[\sigma_H] = [\sigma_H]' K_{HL}$ [5. стор.66], де коефіцієнт довговічності приймемо по його мінімальному значенню $K_{HL}=0,67$ [2. с.67].

Тоді

$$[\sigma_H] = 221 \cdot 0,67 = 148 \text{ МПа.}$$

Число витків черв'яка Z_1 приймаємо залежно від передаточного числа: при $U=40$ приймаємо $Z_1=1$ [2. с.55].

$$\text{Число зубів черв'ячного колеса } Z_2 = Z_1 \cdot U = 1 \cdot 40 = 40.$$

Приймаємо попередньо коефіцієнт навантаження $K=1,2$.

Визначаємо міжосьову відстань із умови контактної міцності [2. ф-ла 4.19]:

$$\begin{aligned} a_w &= \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{170}{\frac{z_2}{q} [\sigma_H]} \right)^2} T_2 K = \left(\frac{40}{10} + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{170}{\frac{40}{10} 148} \right)^2} T_2 K = \\ &= 50 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{170}{592} \right)^2} 274 = 141,3 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Модуль

$$m = \frac{2a_w}{z_2 + q} = \frac{2 \cdot 141}{40 + 10} = 5,64 \text{ мм.}$$

Приймаємо по [3] найближче стандартне значення $m=5\text{мм}$ и $q=16$, а також $Z_2=40$ и $Z_1=1$.

Тоді перераховуємо міжосьову відстань за стандартним значенням m , q і Z_2 :

$$a_w = \frac{m(z_2 + q)}{2} = \frac{5(40 + 16)}{2} = 140 \text{ мм.}$$

Міжосьова відстань $a_w=140$ мм вийшла стандартною.

Основні розміри черв'яка:

Ділильний діаметр черв'яка:

$$d_1 = qm = 16 \cdot 5 = 80 \text{ мм};$$

Діаметр вершин витків черв'яка:

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 80 + 2 \cdot 5 = 90 \text{ мм};$$

Діаметр впадин витків черв'яка:

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m = 80 - 2,4 \cdot 5 = 68 \text{ мм};$$

Довжина нарізаної частини шліфованого черв'яка [3]:

$$b_1 \geq (11 + 0,06Z_2)m + 35 = (11 + 0,06 \cdot 40)5 + 35 = 102 \text{ мм};$$

Ділильний кут підйому γ по [3]:

при $Z_1 = 1$ і $q = 16$ кут $\gamma = 3^\circ 35'$.

Основні розміри вінця черв'ячного колеса:

Ділильний діаметр черв'ячного колеса:

$$d_2 = Z_2 m = 40 \cdot 5 = 200 \text{ мм};$$

Діаметр вершин зубів черв'ячного колеса:

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 200 + 2 \cdot 5 = 210 \text{ мм};$$

Діаметр западин зубів черв'ячного колеса:

$$d_{f2} = d_2 - 2,4m = 200 - 2,4 \cdot 5 = 188 \text{ мм};$$

Найбільший діаметр черв'ячного колеса

$$d_{aM2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2} = 210 + \frac{6 \cdot 5}{1 + 2} = 220 \text{ мм};$$

Ширина вінця черв'ячного колеса [3]:

$$b_2 \leq 0,75d_{a1} = 0,75 \cdot 90 = 67,5 \text{ мм.}$$

Колова швидкість черв'яка

$$V = \frac{\pi d_1 n_1}{60} = \frac{3,14 \cdot 80 \cdot 10^{-3} \cdot 682,5}{60} = 2,86 \text{ м/с.}$$

Швидкість ковзання

$$V_s = \frac{V_1}{\cos \gamma} = \frac{2,86}{\cos 3^\circ 35'} = 2,87 \text{ м/с.}$$

Уточнюємо ККД редуктора [3].

По [3] при швидкості $V_s = 2,87 \text{ м/с}$ при шліфованому черв'яку наведений кут тертя $\rho' = 2^\circ$.

ККД редуктора з урахуванням втрат в опорах, втрат на розбризкування й перемішування масла

$$\eta = (0,95 - 0,96) \frac{\operatorname{tg} \gamma}{(\operatorname{tg} \gamma + \rho')} = (0,95 - 0,96) \frac{\operatorname{tg} 3^\circ 35'}{\operatorname{tg} 5^\circ 35'} = 0,6$$

По [3] вибираємо 7-у ступінь точності передачі і знаходимо значення коефіцієнта динамічності $K_v = 1,25$.

Коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження [3]

$$K_\beta = 1 + \left(\frac{Z_2}{\theta} \right)^3 (1 - x).$$

У цій формулі:

Коефіцієнт деформації черв'яка θ - по [3]; залежно від $q=16$ і $Z_1=1$ він

рівний $\theta=225$. При незначних коливаннях навантаження допоміжний коефіцієнт $x=0,6$ [2, с. 65].

$$K_{\beta} = 1 + \left(\frac{40}{225} \right)^3 (1 - 0,6) = 1,002$$

Коефіцієнт навантаження

$$K = K_{\beta} K_v = 1,002 \cdot 1,25 = 1,25.$$

Перевіряємо контактне напруження [3]:

Визначаємо контактне напруження по формулі

$$\sigma_H = \frac{170}{Z_2} \sqrt{\frac{T_2 K \sqrt{\left(\frac{Z_2}{q} + 1\right)^3}}{a_w^3}}$$

$$\sigma_H = \frac{170}{2,5} \sqrt{\frac{228 \cdot 10^3 \cdot 1,25 (2,5 + 1)^3}{140^3}} = 45,4 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 148 \text{ МПа}$$

Перевіряємо міцність зубів черв'ячного колеса на вигин.

Еквівалентне число зубів

$$Z_v = \frac{Z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{40}{(\cos 30' 35'')^3} = 40,24$$

Коефіцієнт форми зуба по [3] $Y_F=2,265$.

Напруга вигину

$$\sigma_F = \frac{1,2 \cdot T_2 \cdot K \cdot Y_F}{Z_2 \cdot b_2 \cdot m^2} = \frac{1,2 \cdot 228 \cdot 10^3 \cdot 1,25 \cdot 2,265}{40 \cdot 67,5 \cdot 5^2} = 11,5 \text{ МПа.}$$

Основне допустиме напруження згину для реверсивної роботи по [3]

$$[\sigma_{-1F}]' = 51 \text{ МПа.}$$

$$\text{Розрахункове допустиме напруження } [\sigma_{-1F}] = [\sigma_{-1F}]' K_{FL}.$$

Коефіцієнт довговічності приймемо по його мінімальному значенню $K_{FL} = 0,543$ [2, с. 67].

Таким чином $[\sigma_{-1F}] = 51 \cdot 0,543 = 27,6 \text{ МПа}$. Міцність забезпечена, тому що $\sigma_F < [\sigma_{-1F}]$.

ВИСНОВКИ

В кваліфікаційній роботі магістра розглянуто кінематики та конструкції фрезерних верстатів. Проведено кінематичний розрахунок приводу головного руху верстата. Розглянуто конструкцію базової вертикальної шпиндельної головки та запропоновано конструкції варіантів шпиндельних головок. Зконструйовано коробку подач верстата. Наведено конструкції та проведено відповідні силові розрахунки стала верстату, верстатних лещат та круглого поворотного стола. Вирішено питання охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. 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).
2. Боженко Л.І. Технологія машинобудування. Проектування та виробництво заготовок.: Львів: Світ, 1996. 368 с.
3. Бочков В. М., Сілін Р. І., Гаврильченко О. В. Металорізальні верстати : навч. посіб.: Львів Вид-во Нац. ун-ту «Львівська політехніка», 2009. 268 с.
4. Бочков В.М., Сілін Р.І., Гаврильченко О.В. Розрахунок та конструювання металорізальних верстатів: підручник. Львів: Бескд Бі, 2008. 448 с.
5. Гейчук В.М. Функціональне проектування верстатів, роботів та машин в Autodesk Inventor (Частина І): навч. посіб. Навчальне мережне електронне видання. К.: КПП ім. Ігоря Сікорського, 2017. 394 с.
6. Голінько В. І. Охорона праці : підручник. Київ : Алерта, 2014. 264 с.
7. 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.
8. Жидецький В.Ц., Джигирей В.С., Мельников О.В. Основи охорони праці: навчальний посібник.: Львів: Афіша, 2000. 350 с.
9. Залога В. О. Розрахунок режимів різання при точінні, свердлінні, фрезеруванні : навчальний посібник. Київ : ІСІ, 1994. 176 с.

10. Запорожець О. І., Протоєрейський О. С., Франчук Г. М., Боровик І. М. Основи охорони праці : підручник. Київ : Центр учбової літератури, 2009. 264 с.
11. 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. Сеник, Р. А. Склярів, В. В. Шанайда, А. В. Гагалюк, В. М. Буховець. – Тернопіль : ТНТУ, 2023. 66 с.
12. 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.с
13. Кобельник В.Р., Кривий П.Д. Жорсткість вертикально-свердлильних верстатів. *Вісник ЖДТУ. Технічні науки.* : Житомир : ЖДТУ, 2007. Вип. № 1 (40). С. 34–40.
14. Кобельник В.Р, Кривий П.Д. Методика дослідження кінематичної точності механізму подач вертикально-свердлильних верстатів на прикладі верстата моделі 2Н118. *Процеси механічної обробки в машинобудуванні : зб. наук. праць.* : Житомир : ЖДТУ, 2010. Вип. 8. С. 99–108.
15. Кобельник В.Р, Крупа В.В., Тимошенко Н.М. Використання методу ітерацій для дослідження точності подач металорізальних верстатів. *Машинобудування очима молодих: прогресивні ідеї : наука : виробництво: тези допов.* : Краматорськ: ДДМА, 2018. С. 78-80.
16. Кобельник В.Р. Ефективність керованого процесу свердління наскрізних отворів шляхом забезпечення зміни подачі. *Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем : зб. наук. праць.*: Краматорськ, 2012. – Вип. № 31. С. 47–56.

17. Кобельник В.Р. Підвищення ефективності процесу свердління наскрізних отворів регулюванням подачі: дис. канд. техн. наук: 05.03.01: / Кобельник Володимир Романович; Терноп. нац. техн. ун-т ім. Івана Пулюя. - Т., 2013. - 21 с.
18. Кобельник О.С. Оліховський В.І., Кобельник В.Р. Пристрій для забезпечення зміни подачі при свердлінні наскрізних отворів. Матеріали XIV Міжнародна науково-практична конференції молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій» (11–12 грудня 2025 р.). Тернопіль: ТНТУ, 2025. С. 278 – 279.
19. Ковбашин В. І., Пік А. І. Інженерна графіка : навч. посіб. м. Тернопіль : Підруч. і посіб., 2023. 240 с.
20. 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.
21. 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.
22. Кривий П.Д., Кобельник В.Р. Вплив головного заднього кута спірального свердла на осьове зусилля і крутний момент при свердлінні. *Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем : зб. наук. праць.*: Краматорськ, Київ, 2006. Вип. № 19. С. 58–64.
23. Кривий П.Д., Кобельник В.Р. Конструкторсько-технологічне забезпечення зменшення задирок при наскрізному свердлінні. *Всеукраїнська молодіжна конференція «Машинобудування України очима молодих : прогресивні ідеї – наука – виробництво, 22 – 25 жовтня 2012 р. : тези допов.* : К. : КПІ, 2012. Том 1. С. 71–73.

24. Кривий П.Д., Кобельник В.Р., Продан В.І., Яковлев В.Г. Методи вимірювання головного заднього кута спірального свердла. *Науковий вісник ХДМА : Науковий журнал.*: Херсон : ХДМА, 2012. № 2 (7).С. 145–155.
25. Кривий П. Д. Метод оцінювання статичної точності кінематичних ланцюгів подач консольних фрезерних верстатів / П. Д. Кривий, В. Р. Кобельник, В. В. Крупа, Н. М. Тимошенко // Прогресивні технології в машинобудуванні : збірник наукових праць, Львів-Плай. – Львів, 2020. – С. 103–105.
26. Кривий П.Д., Тимошенко Н.М., Дзюра В.О., Кобельник В.Р. Уточнений метод апріорно-емпіричних функцій визначення закону розподілу та його характеристик на основі малої вибірки. *Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції „Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій“ до 60-річчя з дня заснування Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя та 175-річчя з дня народження Івана Пулюя, 14-15 травня 2020 року.*: ТНТУ, 2020. С. 132–133.
27. Крижанівський В. А., Кузнецов Ю. М., Валявський І. А., Скляр Р. А. Технологічне обладнання з паралельною кінематикою: Навчальний посібник для ВНЗ.: Кіровоград, 2004. 449 с..
28. Крупа В.В. Теорія технічних систем: особливості побудови, створення та розвитку : навч. посіб. Тернопіль : ФОП Осадця, 2023. 308 с.
29. Крупа В.В., Кобельник В.Р. Призначення режимів різання при точінні табличним методом : Навчальний посібник - практикум. Тернопіль : ФОП ПАЛЯНИЦЯ, 2025. 144 с
30. Кузнецов Ю. М., Скляр Р. А. Прогнозування розвитку технічних систем: навч. посібник / Ю. М. Кузнецов, Р. А. Скляр; під ред. Ю. М. Кузнецова. – Київ : ТОВ «ЗМОК» – ПП «ГНОЗІС», 2004. – 323 с.

31. Кухарський О. М., Кушак І. В. Методичні вказівки для виконання курсового проекту з предмету: «Технологія машинобудування». Тернопіль, 2001. 280 с.
32. Кухарський О.М., Кузьмін М.І. Визначення припусків табличним методом.: Тернопіль: Видавництво ТДТУ, 2004. 135 с.
33. Мазур М. П. та ін. Основи теорії різання матеріалів. Львів : Новий Світ–2000, 2010.
34. Мархель І. І. Деталі машин : навчальний посібник. Київ : Алерта, 2005. 368 с.
35. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунків деталей машин. К.: «Вища школа», 1993. 560 с.
36. Паливода Ю.Є., Дячун А.Є., Лещук Р.Я. Інструментальні матеріали, режими різання і технічне нормування механічної обробки: навчальний посібник.: Тернопіль: ТНТУ імені Івана Пулюя, 2019. 240 с.
37. Паливода Ю.Є., Кухарський О.М. Визначення припусків розрахунково аналітичним методом: Тернопіль, 2003. 81 с.
38. Равська Н. С. та ін. Основи формоутворення поверхонь при механічній обробці: навчальний посібник.: Житомир: ЖІТІ, 2000. 332 с.
39. Розрахунок та конструювання коробок швидкостей металорізальних верстатів. Методичні вказівки до виконання практичних та розрахунково-графічної робіт : Чернігів: ЧНТУ, 2016. 111 с.
40. Склярів Р. А., Шанайда В. В., Савчук М. А. Дослідження перехідних процесів електропривода металорізального верстата з використанням інформаційних технологій. Вісник ТНТУ. 2011. Том 16. № 1. С.117-125.
41. Стискін Г.М. Технологічні основи програмування обробки деталей на верстатах з числовим програмним керуванням. Львів: Видавництво “Оріяна Нова”, 2002. 208 с.

42. Крижанівський В. А., Кузнєцов Ю. М., Валявський І. А., Склярів Р. А. Технологічне обладнання з паралельною кінематикою : навч. посіб. для ВНЗ. Кіровоград, 2004. 449 с.

43. Шанайда В.В. Пакет MathCAD в інженерних розрахунках. Тернопіль : Вид-во ТДТУ, 2001.

ДОДАТКИ