

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

(повне найменування вищого навчального закладу)

Центр перепідготовки та післядипломної освіти

(назва факультету)

Кафедра конструювання верстатів, інструментів та машин

(повна назва кафедри)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

магістр

(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему: **Розробка конструкції спеціального токарного верстата з ЧПК**
з додатковим переміщенням виконавчих вузлів

Виконав: студент (ка) 2 курсу, групи МВд-2

напряму підготовки (спеціальності) _____

133 «Галузеве машинобудування»

(шифр і назва напряму підготовки, спеціальності)

Мисак О.В.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Керівник

Кобельник В.Р.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Нормоконтроль

Кобельник В.Р.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Завідувач кафедри

Кобельник В.Р.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Рецензент

Савків В.Б.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Тернопіль
2020

АНОТАЦІЯ

Мисак О.В. «Розробка конструкції спеціального токарного верстата з ЧПК з додатковим переміщенням виконавчих вузлів». 133 – Галузеве машинобудування; Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя; м. Тернопіль, 2020 р.

Mysak V.O. «Design development of a special purpose CNC lathe with actuation components over-travel». 133 – Industrial machinery engineering; Ternopil Ivan Pul'uj National Technical University; Ternopil, 2020.

У кваліфікаційній роботі розроблено конструкцію спеціального токарного верстата з ЧПК з рухомим шпиндельним вузлом, автоматичною двохступеневою планетарною коробкою швидкостей та поперечним револьверним супортом. Проведено проектування та розрахунок приводу головного руху верстата. Досліджено конструктивні, кінематичні та динамічні параметри та характеристики шпиндельного вузла верстату.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
1. АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ	
1.1. Аналіз конструкції базової моделі верстату та верстатів-аналогів.....	6
2. ПРОЕКТНИЙ РОЗДІЛ	
2.1. Схеми формоутворення та комплекс рухів по забезпеченню виробничого циклу на верстаті.....	13
2.2. Побудова загальної матриці компоновок	15
2.3. Вибір розмірних характеристик верстата.....	19
2.4. Розрахунок кінематичних характеристик верстата.....	24
2.5. Визначення силових характеристик верстата.....	25
3. КОНСТРУКТОРСЬКО-ДОСЛІДНИЦЬКИЙ РОЗДІЛ	
3.1. Проектування приводу головного руху верстата.....	28
3.2. Розробка конструкції та розрахунок шпиндельного вузла.....	34
3.3. Розрахунок зубчасто-пасової передачі.....	55
3.4. Розробка конструкції та розрахунок автоматичної двохступеневої планетарної коробки швидкостей.....	58
3.5. Проектування приводу поперечної подачі револьверного супорта.....	71
4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....	84
ВИСНОВКИ.....	93
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....	94
ДОДАТКИ.....	97

ВСТУП

Основною тенденцією розвитку машинобудування є його автоматизація на базі верстатів з ЧПК, автоматів та напівавтоматів, роботизованих технологічних комплексів, гнучких виробничих модулів, автоматичних ліній, в тому числі гнучких, переналагоджуваних і роторно-конвеєрних, а також гнучких виробничих систем.

Організаційно-виробничі і технологічні умови використання металорізальних верстатів і верстатних систем у споживачів дуже різноманітні. Проте вся багатогранність споживчих властивостей зводиться до чотирьох узагальнюючих показників: продуктивність, точність, переналагоджуваність, надійність.

Ефективність сучасних металорізальних верстатів і верстатних систем при їх високій вартості може бути забезпечений тільки за умов інтенсивної експлуатації з максимальним використанням фонду робочого часу. При вбудовуванні верстата в автоматизовану систему необхідною умовою підвищення ефективності верстата є його робота у безперервному режимі з мінімальною участю людини. Всі чотири основних показники властивостей пов'язані між собою конструкцією, технологією, а також організацією та економікою.

Одне із основних завдань при створенні будь-яких металорізальних верстатів і верстатних систем – підвищення продуктивності. Воно оцінюється скороченням штучного часу для конкретних виробів та операцій стосовно спеціальних і спеціалізованих верстатів.

Мета роботи – підвищення продуктивності спеціального токарного напівавтомата з ЧПК за рахунок скорочення основного часу циклу обробки, застосування револьверної головки, що дозволяє швидко заміну інструменту та підвищення частоти обертання заготовки за рахунок застосування двохступінчатої коробки швидкостей з двигуном (мотор-редуктора) в якості приводу головного руху.

Об'єкт дослідження: виконавчі вузли спеціального токарного верстата.

Предмет дослідження: кінематичні, конструктивні та силові параметри вузлів з додатковими переміщеннями токарного верстата.

Основні завдання, які необхідно вирішити в роботі:

- провести аналіз конструкцій моделей верстатів-аналогів та їх характеристик;
- провести аналіз схем формоутворення на проектуваному верстаті та математичне обґрунтування вибору раціональної компоновки верстату;
- визначити та вибрати основні технічні характеристики (кінематичні і динамічні) проектуваного верстата;
- здійснити проектування конструкції приводу головного руху верстата з двохступінчатою коробкою швидкостей на базі мотор-редуктора;
- зконструювати та провести дослідження приводу подач револьверного супорта;
- розробити заходи по охороні праці, техніці безпеки та безпеці життєдіяльності.

Практичне значення отриманих результатів:

1. Розроблено та розраховано привід головного руху спеціального токарного верстат з ЧПК.

2. Розроблено конструкцію та здійснено розрахунок автоматичної двохступеневої планетарної коробки швидкостей за основними експлуатаційними параметрами.

1. АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ

1.1. Аналіз конструкції базової моделі верстату та верстатів-аналогів

За базову модель верстата візьмемо токарний напівавтомат з ЧПК з рухомою шпіндельною бабкою моделі 160НТ. Верстат призначений для високопродуктивної токарної обробки деталей типу «фланець», «втулка», «штуцер» із різних конструкційних матеріалів в умовах одиничного і дрібносерійного виробництва. Жорсткість верстата забезпечує високу степінь точності обробки деталей.

Компоновка верстата забезпечує зручний доступ до інструментів, створює гарні умови для видалення стружки вбудованим шнеком.

Верстат комплектується регульованими приводами головного руху і подачі.

Електромеханічний привід затиску патрона дозволяє скоротити час на встановлення і зняття деталі.

Автоматичне переключення редуктора головного приводу дозволяє в процесі різання збільшувати момент ($M_{кр.}$) в 4 рази, що забезпечує найбільшу продуктивність верстата.

На верстаті встановлена система ЧПК, яка дозволяє зберігати керуючі програми об'ємом до кількох сот Мбайт. Програма може вводитися з пульта оператора безпосередньо на верстаті, через дискети 3,5" або через послідовний інтерфейс RS232C. Програмна оболонка „MSHAK NC” має дружній інтерфейс, що створює додаткові сприятливі умови для оператора верстату.

Шпіндель може працювати як інтерполююча вісь С.

На верстаті можна проводити наступні види обробки:

- обточування,
- розточування,
- підрізку торців,

- прорізання канавок,
- проточування конусів,
- обточування радіусних поверхонь,
- нарізання різьби мітчиком і плашкою,
- нарізання різьби різцем,
- точіння і розточування складних криволінійних поверхонь.



Рис. 1.1. Загальний вигляд верстату моделі 160НТ.

Технічні характеристики верстату наведено в таблиці 1.1.

Табл. 1.1. – Технічні характеристики верстату мод. 160НТ.

Максимальна відстань від осі шпинделя до станини, мм.	300
Максимальний діаметр обробки, мм.	300
Максимальна довжина обробки, мм.	200
Максимальне переміщення, мм.	

- Поздовжнє (по осі Z), мм.	200
- Поперечне (по осі X), мм.	150
Кінець шпинделя	DIN 55026-A5
Діапазон регулювання без редукції, об/хв.	10-8000
Діапазон регулювання з редукцією, об./хв.	2,5-2000
Максимальний крутний момент, Нм	240
Потужність приводу головного руху, кВт.	11
Точність позиціонування, мм.	±0,002
CNC контролер	MSH COMPACT – 104D
Габаритні розміри, мм:	
- довжина	2300
- ширина	1700
- висота	2000

Проведемо аналіз конструкції і технічних характеристик верстатів-аналогів.

1. QUEST LMC42 на відміну від будь-якого іншого верстату, це - виробничий агрегат з чотирма оброблюваними зонами, які виконують безліч різних металообробних операцій. На верстаті використовуються різні інструменти. Можна використовувати як всі агрегати верстата, так і окремі, в залежності які операції виконуються на верстаті. Верстат має систему ЧПК яка дозволяє працювати в автоматичному режимі

Загальний вигляд окремих агрегатів верстату з ЧПК, представлені на рис. 1.2.

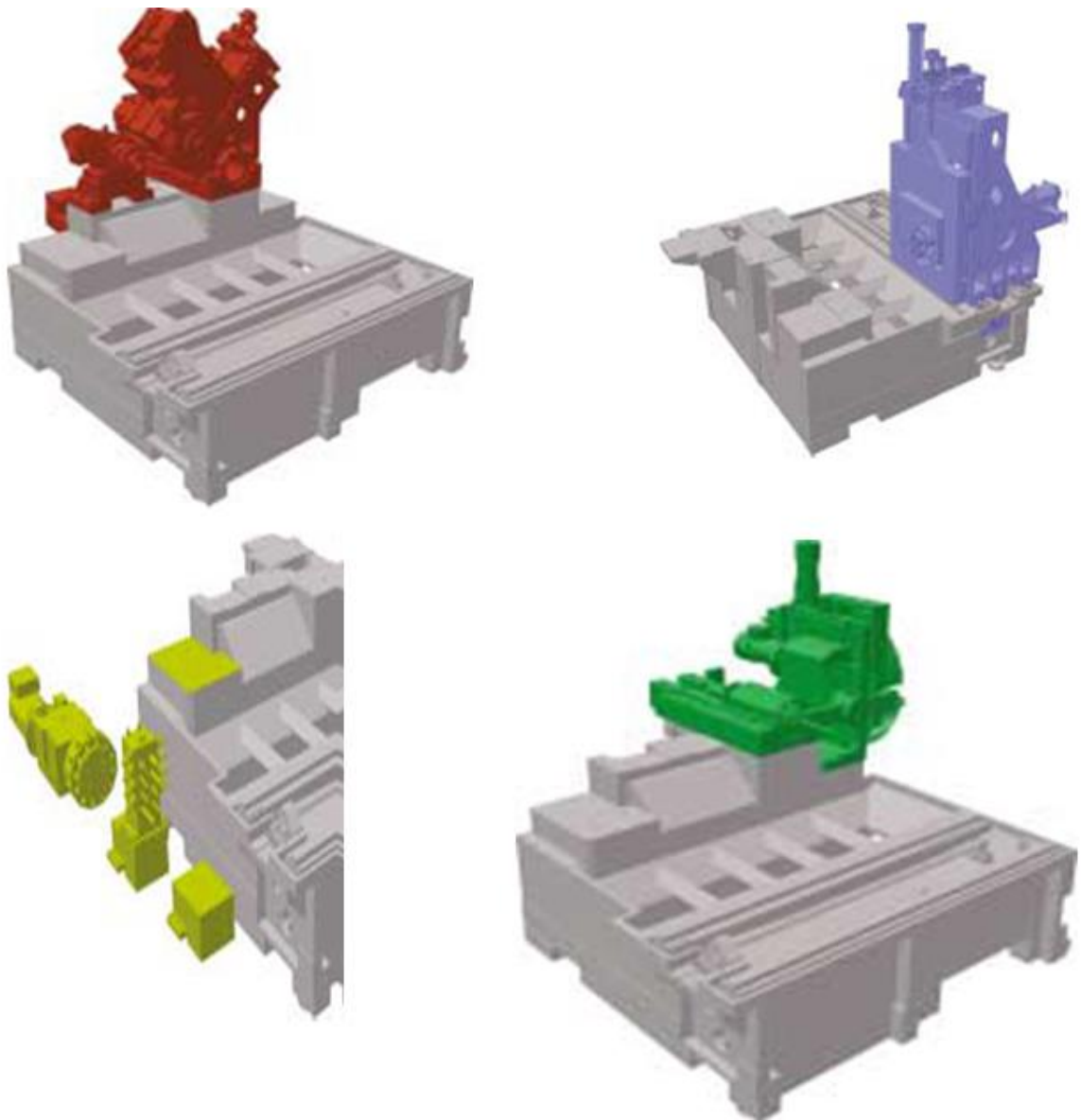


Рис.1.2 Компоновка чотирьох різних зон верстата.

Технічні дані верстата представлені в кінці розділу в таблиці 1.2 для порівняння характеристик.

2. Concept TURN 345 - машина від індустріальної машинної лінії EMCO. Concept TURN 345 верстат з ЧПК, в якому всі приводи електронні, що дозволяє керувати інструментами, а це в свою чергу дозволяє отримувати чудовий контур деталі з високою точністю і шорсткістю. Інструмент може обертатися навколо осі Z, що дозволяє обробляти отвори в крупногабаритних деталях.

Загальний вигляд і технічні характеристики представлені нижче.

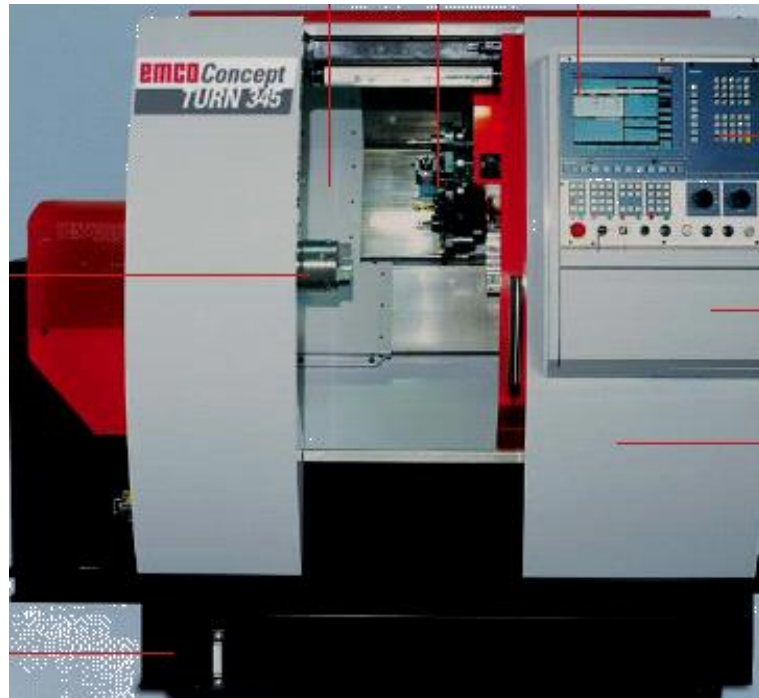


Рис. 1.3. Загальний вигляд верстата CONCEPT TURN 345.

ELITE II – 6/42 – револьверний патронний автомат з системою ЧПК. Шпиндель - як інтерполююча вісь С. Револьверний супорт має переміщення по осях Х і Z. Шпиндель приводиться в дію від асинхронного двигуна змінного струму з діапазоном регулювання від 0 до 6300 об/хв. Приводи поздовжніх і поперечних подач приводяться в рух від крокових двигунів.



Рис. 1.4 Загальний вигляд верстату.

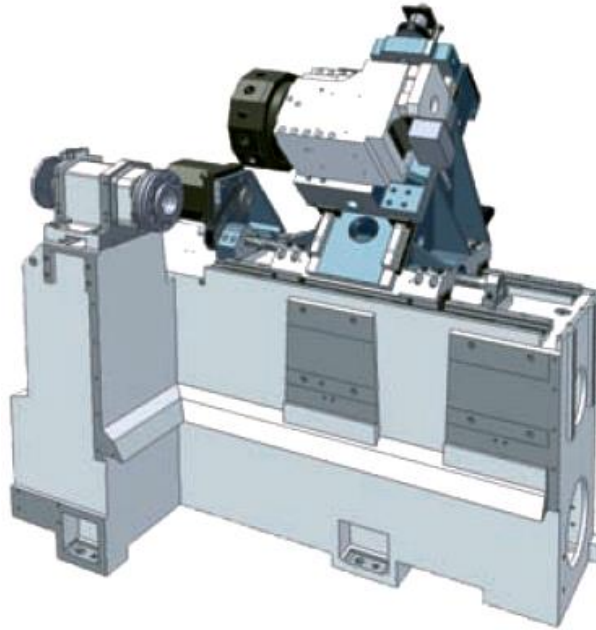


Рис.1.5 Компоновка верстату.

Таблиця 1.2 Порівняння характеристик верстатів-аналогів.

№	Назва параметрів	Верстати-аналоги		
		QUEST LMC42	Concept TURN 345	ELITE II – 6/42
1.	Кінець шпинделя	A2-5 16C	A2-5 C16	A2-5 16C
2.	Потужність двигуна головного руху, кВт.	7,5	13	11
3.	Максимальна швидкість, об/хв.	6000	6300	5000
4.	Максимальний об. момент, Нм	47,6	125,5	95
5.	Переміщення по осях (X/Y/Z), мм	190/76/222	160/-/310	150/-/180
6.	Кількість інструментів	16	12	12
7.	Потужність двигуна приводу, кВт	2,5	6,7	5,6
8.	Відстань між центрами, мм.	-	700	355
9.	Максимально обр. діаметр, мм.	200	220	209,6
10	Висота центрів, мм.	-	430	1041

Проведений аналіз верстатів аналогічного призначення показав, що майже всі вони мають подібну конструкцію, що дозволяє розширювати їх технологічні можливості та гнучко і швидко реагувати на вимоги споживачів, що часто міняються. Створення варіантів верстатів із стандартизованих компонентів обходиться дешевше, ніж використання спеціальних конструкцій.

У всіх верстатів, які описані вище, станини виконані з прямими напрямними, в основному із чавуна. Використання револьверних головок із привідними інструментами, які передбачені на всіх розглянутих верстатах, дозволяє проводити на цих верстатах комплексну обробку.

На основі аналізу конструкцій верстатів встановлено, що частина із них оснащена супортами з револьверними головками, що дозволяє проводити обробку зовнішніх і внутрішніх поверхонь по відповідних осях координат.

Більшість розглянутих верстатів оснащені шпинделями приводу головного руху з максимальною частотою обертання до 6000 хв^{-1} , приводами подач, що забезпечують швидкості швидких переміщень до 40 м/хв. в поздовжньому напрямку та 30 м/хв. в поперечному, та револьверними головками з часом індексації $0,1 \dots 0,25 \text{ с.}$

2. ПРОЕКТНИЙ РОЗДІЛ

2.1. Схеми формоутворення та комплекс рухів по забезпеченню виробничого циклу на верстаті

Технічним завданням на проектування передбачене наступне: комплексна обробка коротких деталей типу фланців середніх розмірів (максимальний діаметр обробки 300 мм, максимальна довжина обробки 300 мм) із чорних та кольорових металів та сплавів; максимальна концентрація обробки поверхонь на верстаті, зміна заготовок повинна виконуватись за рахунок шпиндельного вузла, що несе заготовку; наявність механізму зміни інструменту, виконаного у вигляді револьверної головки, повне видалення стружки з деталі в зоні обробки; закрита зона обробки, що гарантує захист оператора і вузлів верстата від стружки і змащувально-охолоджувальної рідини; можливість вмонтування верстата в автоматичні комплекси, керовані від ЕОМ.

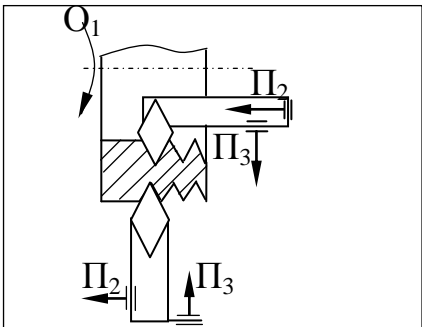
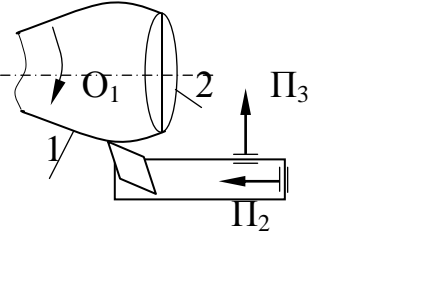
Виходячи із технічного завдання на проектування та конструктивно-технологічних властивостей деталі-представника на верстаті повинні виконуватися наступні технологічні операції:

- Зовнішнє обточування;
- Розточування;
- Підрізка торців;
- Обробка канавок і відрізка;
- Обробка внутрішніх канавок;
- Нарізання зовнішньої і внутрішньої різі;
- фасоне обточування зовнішніх, внутрішніх та торцевих поверхонь.

Схеми формоутворення, відтворюючі лінії, методи формоутворення відтворюючих ліній, формоутворюючі та інші виконавчі рухи приведені в табл.2.1.

Таблиця 2.1. – Схеми формоутворення, формоутворюючі рухи.

№ п/п	Схема обробки	Методи формоутворення	Формоутворюючі рухи
1.		1 – сліду	$\Phi_v(O_1)$
		2 - сліду	$\Phi_s(P_2)$
2.		1 – сліду	$\Phi_s(P_3)$
		2 - сліду	$\Phi_v(O_1)$
3.		1 – сліду	$\Phi_v(O_1)$
		2 - сліду	$\Phi_s(P_2)$
4.		1 – копіювання	$\Phi=0$
		2 - сліду	$\Phi_v(O_1 P_3)$

5.		1 – копіювання	$\Phi=0$
		2 - сліду	$\Phi_v(O_1P_2)$
6.		1 – сліду	$\Phi_v(O_1)$
		2 - сліду	$\Phi_s(P_2)$

2.2. Побудова загальної матриці компонок

Виходячи із формоутворення поверхонь для виконання передбачених технічним завданням операцій необхідний наступний набір рухів:

- $\Phi_v(O_1)$ – обертання шпинделя із заготовкою;
- $\Phi_{s1}(P_2)$ – подача інструменту або заготовки вздовж осі шпинделя;
- $\Phi_{s2}(P_3)$ – поперечна подача інструменту або заготовки,
- Доп(O_7) – допоміжний рух для забезпечення зміни інструменту.

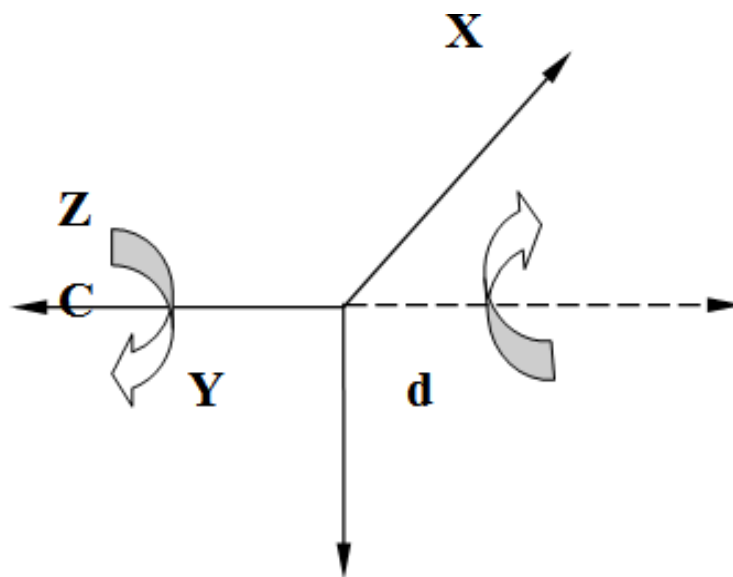


Рис.2.2. Вибрана система координат

Замінюємо формоутворюючі та інші виконавчі рухи блоками компоновки: $O_1 \rightarrow C$; $P_2 \rightarrow Z$; $P_3 \rightarrow X$; $O_7 \rightarrow d$.

Технологічний модуль буде мати вигляд: $TM = \{OCZX\}$, а модульний комплект – $MK = \{OCZXd\}$.

Оскільки операції повинні виконуватись на токарному напівавтоматі з ЧПК, то повинна бути автоматична заміна інструменту. Заміна буде здійснюватися поворотом револьверної інструментальної головки. Отже загальна матриця компоновок з врахуванням обертового руху шпинделя і допоміжного руху обертання револьверної головки, буде мати вигляд:

$$A = C_h \{OZXd\}.$$

Проаналізувавши матрицю загальних компоновок можна сказати що блоки компоновки будуть переміщуватися по осях X і Z . Заготовка буде обертатися навколо горизонтальної осі Z , а револьверна інструментальна головка навколо осі Y . На тип компоновки великий вплив чинять розміри верстата з якими зв'язане виконання стаціонарного блоку. Даний тип компоновок належить до типу Q , коли інструмент має горизонтальне переміщення.

$$Q = \overline{0001} + \overline{1000}$$

Пошук раціональних компоновок по умовах структурного відбору. Вибір компоновки верстату здійснюється на основі умов структурного відбору, що впливають із технічного завдання та умов, направлених на підвищення якості верстату.

Таблиця 2.2. – Структурні умови відбору компоновок.

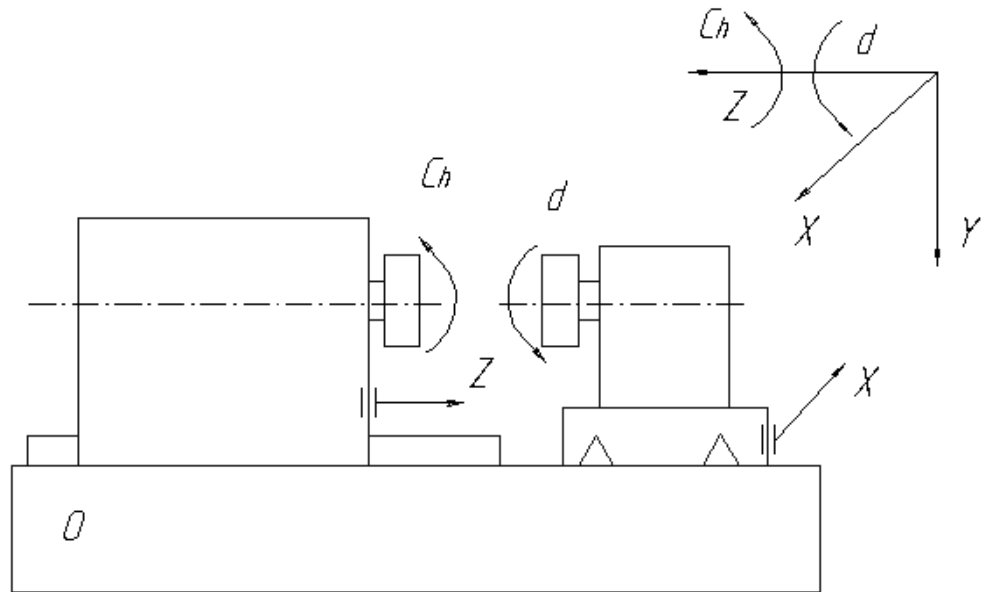
Умови відбору компоновок	Формулювання структурних ознак	Позначення і формула множини
Рухомі маси розподілені між двома гілками компоновки	Рухомі блоки розташовані по обидві сторони від стаціонарного блоку	$M1 = \overline{0000} + \overline{0000}$

Відсутність впливу маси вузлів при горизонтальних переміщеннях	Горизонтально-рухомі блоки прилягають до стаціонарного	$M2 = \bar{1}\bar{1}0\bar{1} + \bar{1}0\bar{1}1$
Забезпечення швидкої зміни інструменту	Блок, який забезпечує зміну інструменту повинен бути кінцевим в гілці інструменту.	$M3 = \bar{0}\bar{0}0d + \bar{0}0\bar{0}d + 0\bar{0}\bar{0}d$
Зменшення переважно-рухомих мас	Переважно-рухомий блок (блок Z) є кінцевим блоком компоновки	$M4 = \bar{Z}\bar{Z}\bar{Z}\bar{Z} + \bar{Z}\bar{Z}\bar{Z}Z$
Зручність спостереження за обробкою зі сторони інструменту, зручне розташування пульта керування	Блок, що переміщує інструмент поздовжнього переміщення не має	$M5 = X\bar{0}0\bar{X} + \bar{0}\bar{0}0\bar{X} + X0\bar{X}\bar{X}$

Вибір компоновок шляхом перетину множин.

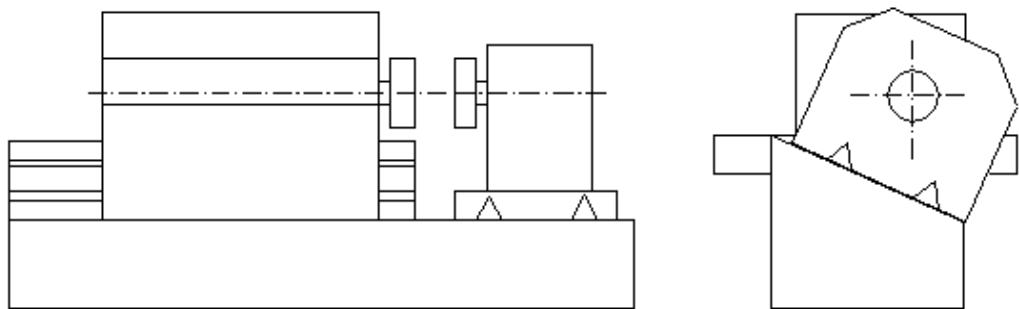
$$\begin{aligned}
& \emptyset + \bar{0}\bar{0}00 + \bar{0}0\bar{0}\bar{0} + \emptyset \\
& \emptyset + \bar{1}\bar{1}0\bar{1} + \bar{1}0\bar{1}1 + \emptyset \\
& \emptyset + \bar{0}\bar{0}0d + \bar{0}0\bar{0}d + 0\bar{0}\bar{0}d \\
& \bar{Z}\bar{Z}\bar{Z}0 + \bar{Z}\bar{Z}0\bar{Z} + Z0\bar{Z}\bar{Z} + 0\bar{Z}\bar{Z}\bar{Z} \\
& \underline{X\bar{0}0\bar{X} + \bar{0}\bar{0}0\bar{X} + \bar{0}0\bar{0}\bar{X} + X0\bar{X}\bar{X}} \\
& \emptyset + \emptyset + Z0Xd + \emptyset
\end{aligned}$$

Компоновка верстату

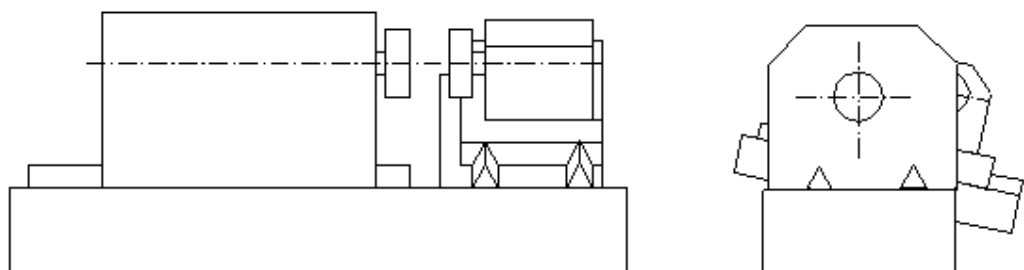


Варіанти конструктивного виконання.

1. З нахиленою шпіндельною бабкою.



2. З нахиленою револьверною головкою.



3. З нахиленою шпindelьною бабкою і револьверною головкою.

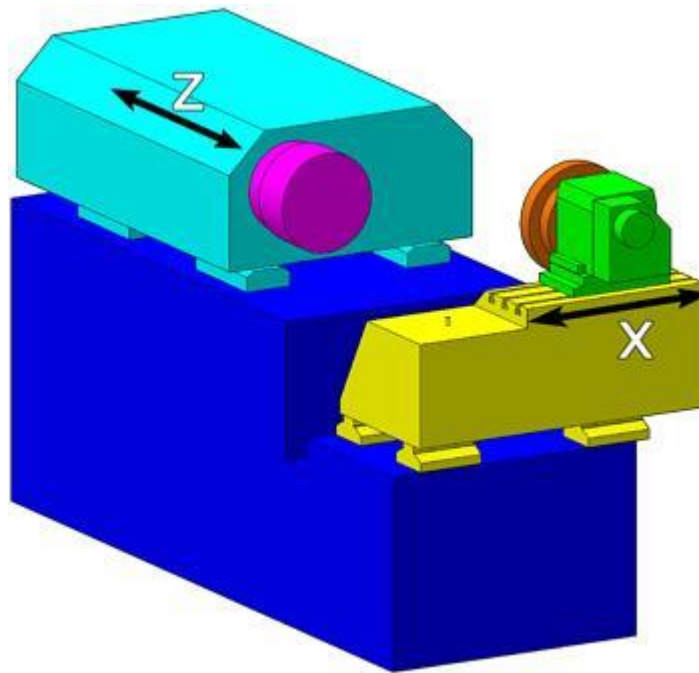
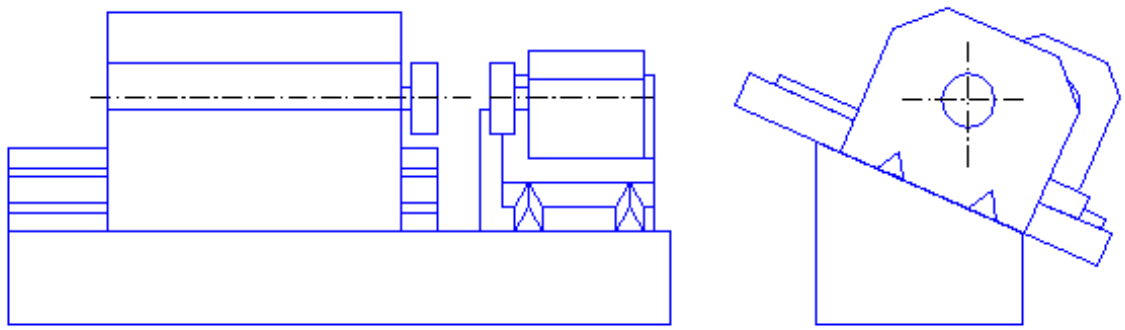


Рис.2.3. Модель компоновки верстата

2.3. Вибір розмірних характеристик верстата

Розмірні характеристики верстата визначають граничні розміри оброблюваних деталей та довжини ходів робочих органів верстата.

Для уніфікації верстатних вузлів і оснащення основні параметри верстатів регламентуються. Регламентуються також габаритні розміри оброблюваних деталей і їх оброблюваних поверхонь, розміри різального інструменту,

конструкція і розміри елементів верстата, спряжених з оснащенням. Для патронного токарно-револьверного напівавтомата розмірами елементів верстата, спряжених з оснащенням, є кінець шпинделя. Приєднувальні розміри кінця шпинделя проєктованого верстата показані на рис.2.4.

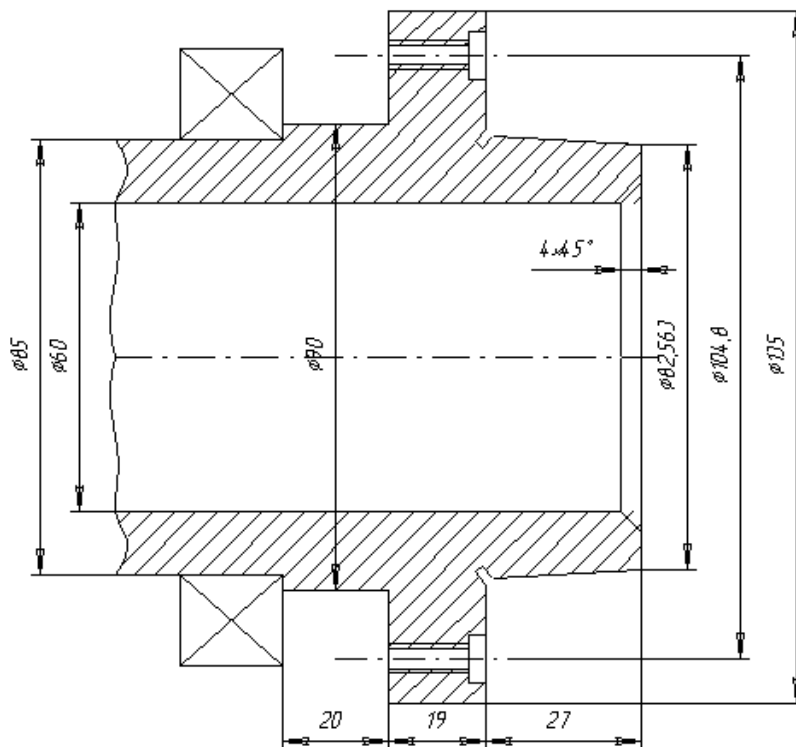


Рис. 2.4. Приєднувальні розміри шпинделя проєктованого верстату

Технологічні характеристики визначають службове призначення верстата, виконувані технологічні операції, матеріал і вид заготовок, використовуваний інструмент, послідовність і вид заготовок, використаний інструмент, послідовність і режими обробки, число одночасно оброблюваних деталей.

Максимальний діаметр обробки для верстата даного типорозміру $D_{max} = 160$ мм. Як показали результати обстеження умов використання великої кількості токарних верстатів в промисловості, діапазон оброблюваних деталей $R_d = D_{max} / D_{min} = 4$ охоплює більше 85% всіх випадків обробки. Деталі, діаметри яких знаходяться в діапазоні $R_d = 4$ найбільш економічні для обробки на верстаті даного типорозміру. Тоді

$$D_{\min} = 0,25 D_{\max} = 0,25 \cdot 160 = 40 \text{ мм}$$

Максимальна швидкість різання та мінімальна подача будуть при чистовій обробці поверхонь мінімального діаметру металорізальним інструментом із мінералокераміки деталей із кольорових матеріалів.

Для чистової обробки мідних і алюмінієвих сплавів рекомендується мінералокераміка ВОК60.

При діаметрі обробки 40 мм та глибині різання до 0,15 при обробці мідних і алюмінієвих сплавів рекомендується подача $S_{0T} = 0,09$ мм/об.

Дійсне значення подачі на чистовій стадії обробки визначається за формулою:

$$S_0 = S_{0T} \cdot K_{S_M} \cdot K_{S_y} \cdot K_{S_r} \cdot K_{S_k}, \quad (2.1)$$

де K_{S_M} – поправочний коефіцієнт, що залежить від властивостей оброблюваного матеріалу;

K_{S_y} – поправочний коефіцієнт, що залежить від схеми встановлення заготовки;

K_{S_r} – поправочний коефіцієнт, що залежить від радіуса вершини різця;

K_{S_k} – поправочний коефіцієнт, що залежить від якості оброблюваної деталі.

$$K_{S_M} = 1,0; K_{S_y} = 0,96; K_{S_r} = 0,85; K_{S_k} = 0,85.$$

Тоді отримаємо:

$$S_0 = 0,09 \cdot 1,0 \cdot 0,96 \cdot 0,85 \cdot 0,85 = 0,06 \text{ мм/об.}$$

При глибині різання до 0,4 мм та подачі до 0,1 мм/об рекомендується швидкість різання $V_T = 577$ м/хв.

Дійсна швидкість різання при чистовій обробці визначиться за формулою:

$$V = V_T \cdot K_{V_H} \cdot K_{V_C} \cdot K_{V_O} \cdot K_{V_J} \cdot K_{V_M} \cdot K_{V_\Phi} \cdot K_{V_T} \cdot K_{V_{\text{ж}}}, \quad (2.2)$$

де K_{V_H} – поправочний коефіцієнт, що залежить від інструментального матеріалу;

K_{V_C} – поправочний коефіцієнт, що залежить від групи оброблюваності матеріалу;

K_{V_O} – поправочний коефіцієнт, що залежить від виду обробки;

K_{V_J} – поправочний коефіцієнт, що залежить від жорсткості верстату;

K_{V_M} – поправочний коефіцієнт, що залежить від механічних властивостей оброблюваного матеріалу;

K_{V_Φ} – поправочний коефіцієнт, що залежить від геометричних параметрів різця;

K_{V_T} – поправочний коефіцієнт, що залежить від періоду стійкості різальної частини різця;

$K_{V_{\text{ж}}}$ – поправочний коефіцієнт, що залежить від наявності охолодження.

$$K_{V_H} = 1,0; K_{V_C} = 1,5; K_{V_O} = 1,0; K_{V_J} = 1,0; K_{V_M} = 1,1; K_{V_\Phi} = 1,0; K_{V_T} = 1,0;$$

$$K_{V_{\text{ж}}} = 1,0.$$

Тоді швидкість різання:

$$V = 577 \cdot 1,0 \cdot 1,5 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,1 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 952 \text{ м/хв.}$$

Максимальна частота обертання шпинделя:

$$n_{\max} = \frac{1000 \cdot V_{\max}}{\pi \cdot D_{\min}}. \quad (2.3)$$

Підставивши у формулу (2.3) відповідні значення отримаємо:

$$n_{\max} = \frac{1000 \cdot 952}{3,14 \cdot 40} = 7580 \text{ об/хв.}$$

Мінімальна швидкість різання буде при чорновій обробці деталей максимального діаметру з максимальною глибиною різання із

корозійностійких сталей з такими характеристиками: $HB \geq 200$; $\sigma_s \geq 750$ МПа.

При глибині різання до 5 мм та подачі до 0,6 мм/об, роботі по окалині для корозійностійких сталей і сплавів рекомендується швидкість різання $V_T = 74$ м/хв. $K_{V_H} = 1,0$; $K_{V_C} = 0,5$; $K_{V_O} = 1,0$; $K_{V_J} = 1,0$; $K_{V_M} = 0,5$; $K_{V_\phi} = 1,0$; $K_{V_T} = 0,8$; $K_{V_{ж}} = 1,0$.

Тоді за (2.2) отримаємо мінімальну швидкість різання:

$$V_{\min} = 74 \cdot 1,0 \cdot 0,5 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 0,5 \cdot 1,0 \cdot 0,8 \cdot 1,0 = 14,7 \text{ м/хв.}$$

Мінімальна частота обертання шпинделя:

$$n_{\min} = \frac{1000 \cdot V_{\min}}{\pi \cdot D_{\max}} . \quad (2.4)$$

Підставивши відповідні значення у формулу (3.3) отримаємо:

$$n_{\min} = \frac{1000 \cdot 14,7}{3,14 \cdot 160} = 29 \text{ об/хв.}$$

Максимальна поздовжня подача буде при нарізанні метричної різьби з максимальним кроком. Максимальний крок метричної різьби в діапазоні оброблюваних діаметрів становить $p = 4,5$ мм. Отже, максимальна подача складає $s_{\max} = 4,5$ мм/об.

Максимальна поперечна подача буде при точінні канавок, відрізанні та підрізанні торців деталей із кольорових матеріалів.

При діаметрі деталі до 200 мм, частоті обертання до 8000 об/хв, глибині різання до 5 мм для мідних і алюмінієвих сплавів рекомендується подача $S_{Z_T} = 1,2$ мм/об.

Дійсне значення подачі визначиться за формулою:

$$S = S_T \cdot K_M \cdot K_P \cdot K_Y \cdot K_\phi \cdot K_B , \quad (2.5)$$

де K_M – поправочний коефіцієнт, що залежить від твердості оброблюваного матеріалу;

K_p – поправочний коефіцієнт, що залежить від матеріалу різальної частини інструменту;

K_ϕ – поправочний коефіцієнт, що залежить від головного кута в плані;

K_y – поправочний коефіцієнт, що залежить від способу встановлення різця;

K_B – поправочний коефіцієнт, що залежить від фактичної ширини точіння канавки.

$$K_M = 1,1 ; K_p = 1,0 ; K_\phi = 1,3 ; K_y = 1 ; K_B = 1,5 .$$

Тоді максимальна подача буде:

$$S = 1,2 \cdot 1,1 \cdot 1,0 \cdot 1,3 \cdot 1 \cdot 1,5 = 2,6 \text{ мм/об.}$$

Отже, максимальна поперечна подача $S_{\max} = 2,6 \text{ мм/об.}$

2.4. Розрахунок кінематичних характеристик верстата

Кінематичні характеристики верстата включають границі частот обертання головного та інструментального шпинделя, величини робочих подач кареток револьверних супортів, величини швидкостей холостих ходів кареток револьверних супортів.

Діапазон регулювання частоти обертання шпинделя:

$$D_r = \frac{n_{\max}}{n_{\min}} = \frac{7500}{25} = 300 .$$

Діапазон регулювання поздовжніх подач револьверного супорта:

$$D_r^{\text{нозд}} = \frac{S_{\max \text{ носд}}}{S_{\min \text{ носд}}} = \frac{4,5}{0,06} = 75 .$$

Діапазон регулювання поперечних подач револьверних супортів:

$$D_r^{\text{нон}} = \frac{S_{\max \text{ нон}}}{S_{\min \text{ нон}}} = \frac{3}{0,06} = 50 .$$

Основні кінематичні характеристики верстата подані у табл. 2.3.

Таблиця 2.3. - Основні кінематичні характеристики верстата

Привід	Назва кінематичної характеристики	Позначення, розмірність	Значення характеристики
Головного руху	Максимальна частота обертання	n_{max} , ХВ ⁻¹	7500
	Мінімальна частота обертання	n_{min} , ХВ ⁻¹	25
Приводи поздовжніх подач супортів	Максимальна поздовжня подача	$S_{max\ позд}$, мм/об	4,5
	Мінімальна поздовжня подача	$S_{min\ позд}$, мм/об	0,06
	Швидкість швидких поздовжніх переміщень	$V_{позд}$, м/хв	15
Приводи поперечних подач супортів	Максимальна поперечна подача	$S_{max\ поп}$, мм/об	3,2
	Мінімальна поперечна подача	$S_{min\ поп}$, мм/об	0,06
	Швидкість швидких поперечних переміщень	$V_{поп}$, м/хв	110

2.5. Визначення силових характеристик верстата

Силові характеристики верстата визначають найбільші величини сил, крутних моментів і потужності, що допускаються при усталеному процесі різання (не міняються в часі).

Максимальний крутний момент на шпинделі токарного верстата з ЧПК визначається за наступною залежністю:

$$M_{шп. max} = C_1 C_2 D_{max}, \quad (2.6)$$

де C_1 – значення тангенціальної складової сили різання, що допускається різцем, Н;

C_2 – коефіцієнт, що враховує тип з'єднання вала привідного двигуна або коробки передач із шпинделем;

D_{max} – найбільший діаметр обробки деталі, м.

При обробці на проектованому верстаті використовуються різці з механічним кріпленням пластин із твердого сплаву. При цьому основне навантаження в процесі різання передається на гвинт кріплення пластини із твердого сплаву, який є слабкою ланкою і працює на розтяг під дією реактивної розтягуючої сили.

Максимально допустима тангенціальна складова сили різання для таких різців визначиться за залежністю:

$$C_1 = 0,7 \cdot Q, \quad (2.7)$$

де Q – розтягуюча реактивна сила, Н.

Сила Q згідно [4] визначається за залежністю:

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} \cdot [\sigma], \quad (2.8)$$

де $[\sigma]$ – допустиме напруження гвинта на розтяг;

D – внутрішній діаметр гвинта.

Для гвинта із сталі 35 з головкою, загартованою до твердості 37-41 HRC, $[\sigma] = 180$ МПа. Для різців з розмірами державки 16X16 мм використовуються гвинти М5 з $D = 4$ мм.

Тоді за (2.8) отримаємо:

$$Q = \frac{3,14 \cdot 4^2}{4} \cdot 180 = 2300 \text{ Н.}$$

Максимально допустима тангенціальна складова сили різання:

$$C_1 = 0,7 \cdot 2300 = 1600 \text{ Н.}$$

За (2.6) максимальний крутний момент на шпинделі верстата:

$$M_{\text{шт. max}} = 1600 \cdot 0,85 \cdot 0,16 = 217 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Велике число статистичних досліджень по обстеженню фактичного завантаження верстатів показує, що в нижній третій частині діапазону регулювання повна потужність приводу не використовується.

На основі аналізу конструкцій верстатів аналогічного призначення приймаємо потужність приводу головного руху верстата $N_{\text{max}} = 15 \text{ кВт}$.

У токарно-револьверних верстатах з ЧПК режим навантаження змінюється і носить повторно-короткочасний характер. Тому можна допускати значне перевантаження електродвигуна приводу головного руху.

3. КОНСТРУКТОРСЬКО-ДОСЛІДНИЦЬКИЙ РОЗДІЛ

3.1. Проектування приводу головного руху верстата.

Приводи головного руху розрізняють по виду привідного двигуна, способу перемикання частот обертання і компоновці. Вдосконалення двигунів постійного і змінного струму з власним регулюванням і систем їх регулювання дозволяє повністю відмовитися від механічних коробок швидкостей, виконувати шпindelьну бабку в вигляді окремого уніфікованого вузла. Тепер створені електромеханічні приводи головного в вигляді модуля з планетарним редуктором на дві ступені. Спосіб переключення передач визначається призначенням верстату і в основному залежить від частоти переключення, необхідності його автоматизації і дистанційного керування приводом.

В верстатах з числовим програмним керуванням в приводах з двигуном постійного струму застосовують зубчаті передачі які перемикаються автоматично з допомогою індивідуальних електромеханічних приводів. Компоновка приводу головного руху визначається загальною компоновкою верстату, зв'язану з його службовим призначенням і типорозміром, а також зв'язками між його окремими елементами приводу: двигуном, коробкою швидкостей і шпindelьної бабки. В даному випадку при розробці головного приводу верстата механічна частина складається із двох вузлів: двоступеневої планетарної коробки швидкостей з автоматичним перемиканням швидкостей від електромагніта, коробка приєднана і знаходиться на одному валу із двигуном (мотор-редуктор) та шпindelьної бабки, яка з'єднана з коробкою швидкостей за допомогою зубчатого паса. Така структура приводу мотивується діапазоном регулювання частоти, та постійністю крутного моменту на шпindelі.

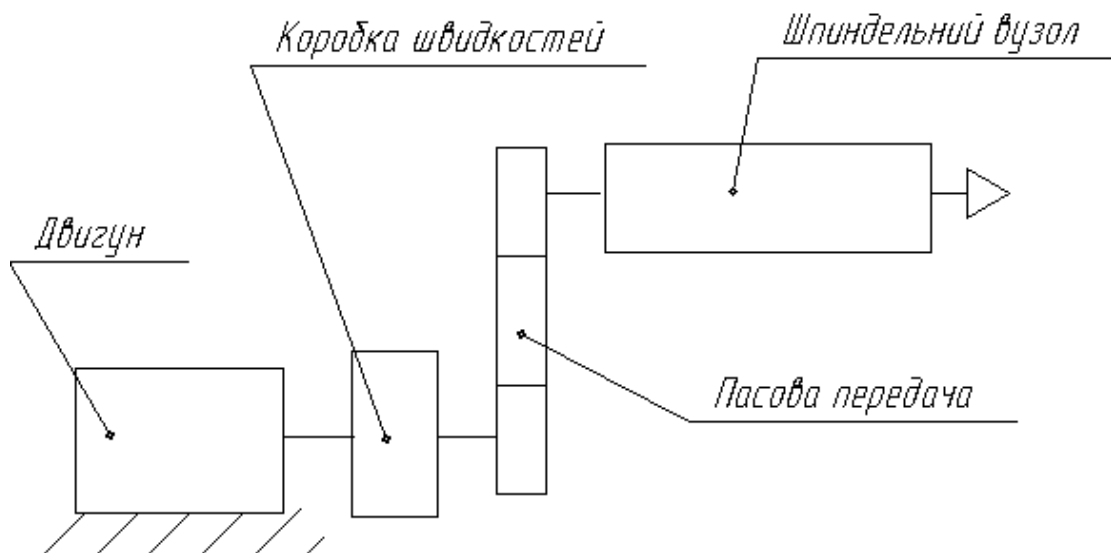


Рис.3.1. Структурна схема приводу головного руху проектованого верстату

В якості двигунів в приводах верстатів використовуються різні електродвигуни, гідроциліндри, гідродвигуни обертальної дії, пневмоциліндри, пневмодвигуни обертальної дії. Електродвигуни виготовляють регульованими і нерегульованими. Регулювання частоти обертання вала двигуна здійснюється в двох областях: від мінімальної n_1 до номінальної n_n частоти обертання з постійним крутним моментом зміною напруги в обмотці якоря і від n_n до n_{max} – з постійною потужністю зміною поля збудження. Загальний діапазон D_d регулювання двигуна (діапазон регулювання при постійній потужності D_N) і діапазон регулювання з постійним моментом D_M залежать від типу двигуна і способу його регулювання.

Розрахункова частота обертання n_p , при якій буде максимальний крутний момент визначається за нерівності

$$n_{min} \sqrt[4]{R} \leq n_p \leq n_{min} \sqrt[3]{R} \quad (3.1.)$$

Підставивши значення отримаємо:

$$n_p \geq 25 \cdot \sqrt[4]{300} = 104 \text{ об / хв.}$$

$$n_p \leq 25 \cdot \sqrt[3]{300} = 167 \text{ об / хв.}$$

Приймаємо $n_p=160\text{об/хв.}$

Максимальна потужність різання визначається за формулою:

$$N_{ef} = M_{max} \cdot \frac{\pi \cdot n_p}{30} \quad (3.2.)$$

Підставивши значення в формулу отримаємо:

$$N_{ef} = 240 \cdot \frac{3,14 \cdot 160}{30} = 4 \text{ кВт}$$

На стадії попередніх розрахунків потрібна потужність двигуна може бути визначена:

$$N_{\partial} = \frac{N_{ef}}{\eta} \quad (3.3.)$$

де η – коефіцієнт корисної дії приводу. З врахуванням пасової передачі він буде дорівнювати $\eta=0,6$

$$N_{\partial} = \frac{4,01}{0,91} = 4,41 \text{ кВт.}$$

Вибираємо двигун постійного струму типу 2AD132B-B35 з такими характеристиками:

- Потужність двигуна $N_d=10$ кВт.
- Максимальна частота обертання двигуна $n_{max}=7500$ об/хв.
- Мінімальна частота обертання двигуна $n_{min}=1500$ об/хв.
- Момент інерції якоря $I=0,054$ кгм²
- Маса двигуна $m=90$ кг.

Діапазон регулювання при постійній потужності можна визначити по формулі:

$$R = \frac{n_{\partial, max}}{n_{\partial, ном}}, \quad (3.4.)$$

де $n_{\partial, max}$ – максимальна частота обертання вала двигуна,

$n_{\partial, ном}$ – номінальна частота обертання вала двигуна.

Підставивши значення в формулу (3.4.) отримаємо:

$$R_{op} = \frac{7500}{1500} = 5$$

Діапазон регулювання при постійній потужності зміною поля збудження визначається по формулі:

$$R_M = \frac{n_{max}}{n_p}, \quad (3.5)$$

де n_{max} – максимальна частота обертання шпинделя;

n_p – частота обертання шпинделя при максимальному крутному моменті.

Підставивши значення в формулу (4.5.) отримаємо:

$$R_M = \frac{7580}{160} = 47,5$$

Кінематичний розрахунок приводу, побудова діаграми потужності та обертового моменту.

Для забезпечення безступеневого регулювання частоти обертання при постійній потужності знаменник ряду передаточних відношень передач коробки швидкостей приймаємо рівним $R_{др}$, тобто $\varphi = R_{др}$.

Потрібне число ступеней коробки швидкостей визначається як відношення:

$$z = \frac{\lg R_p}{\lg \varphi} = \frac{\lg 47,5}{\lg 5} = 2,4 \quad (3.6.)$$

Приймаємо $z=2$.

Для об'єднання переваг зубчастої і пасової передачі використовуємо комбінований привід, для якого високі частоти обертання при меншому крутному моменті передаються з вала двигуна безпосередньо на вихідний вал редуктора без зміни передаточних відношень і крутного моменту, а з вала редуктора через пасову передачу на шпиндель. Низькі частоти обертання передаються через зубчасту передачу зі зміною передаточного числа на пасову передачу на шпиндель.

Передаточне число пасової передачі яке забезпечує передачу руху на шпindel при високих частотах обертання можна визначити по формулі:

$$i_1 = \frac{n_{\max}}{n_{\text{д. max}} \cdot \eta}, \quad (3.7.)$$

де η – коефіцієнт що враховує проковзування паса $\eta=0,94$.

$$i_1 = \frac{7580}{7500 \cdot 0,94} = 1,1$$

Приймаємо передаточне відношення пасової передачі що передає крутний момент на III вал з метою обмеження габаритів $i_2=0,88$.

Тоді передаточне відношення зубчастої пари без врахування паразитного колеса:

$$i_3 = \frac{1}{\varphi \cdot i_2} = \frac{1}{5 \cdot 0,88} = 0,23$$

Для зменшення габаритів мотор-редуктора які визначаються розміром останнього зубчастого колеса приймаємо $i_3=0,38$.

При цьому в зоні регулювання з постійною потужністю появиться зона регулювання з постійним моментом.

Для побудови діаграми потужності визначаємо потужність двигуна:

$$N_{\text{д}} = N_{\text{еф}} + N_{\text{х.х}} + N_{\text{дод}} \quad (3.8)$$

Де $N_{\text{еф}}$ – ефективна потужність різання;

$N_{\text{х.х}}$ – втрати потужності на холостому ході;

$N_{\text{дод}}$ - додаткові втрати.

Ефективна потужність при відомому M_{max} і відомій з графіка чисел обертів частоті обертання при якій привід починає працювати з постійною потужністю за формулою (3.2) буде рівна:

$$N_{\text{еф}} = 240 \cdot \frac{3,14 \cdot 265}{30} = 6,7 \text{ кВт}$$

Втрати потужності на холостому ході визначається за формулою:

$$N_{\text{х.х}} = \frac{d}{10^6} \cdot \left(\sum n + k_1 \cdot \frac{d_0}{d} \cdot n_0 \right) \cdot k_2 \quad (3.9)$$

де d – середній діаметр під підшипники всіх проміжних валів, мм;

d_0 – діаметр шийок шпинделя, мм;

$\sum n$ – сума частот обертання всіх проміжних валів, об/хв;

n_0 – частота обертання шпинделя, об/хв;

$k_1=1,5..2,0$ – коефіцієнт, що враховує втрати за рахунок попереднього натягу в шпиндельному вузлі;

$k_2=3..5$ – коефіцієнт, що враховує досконалість системи змащення.

Для даного приводу беремо вітку в яку входить паова передача, що передає крутний момент на шпиндель. Для цієї вітки:

$d=80$ мм; $\sum n=n_{II}=7500$ об/хв.; $n_0=7580$ об/хв.;

приймаємо $k_1=1,5$; $k_2=3$.

Тоді за формулою (3.9) отримаємо:

$$N_{x.x} = \frac{80}{10^6} \cdot \left(7500 + 1,5 \cdot \frac{85}{80} \cdot 7580 \right) \cdot 3 = 4,7 \text{ кВт}$$

Додаткові втрати становлять 10-15% від суми ефективної потужності і втрат потужності на холостому ході. Тобто:

$$N_{доd} = (6,7 + 4,7) \cdot 0,1 = 1,1 \text{ кВт.}$$

Отже сумарна потужність буде:

$$N_d = 6,7 + 4,7 + 1,1 = 12,5 \text{ кВт.}$$

Отже залишаємо двигун вибраний для кінематичного розрахунку типу 2AD132B-B35 з $N_d=10$ кВт.

З врахуванням перевантаження двигуна до 20%, оскільки він працює з повною потужністю не весь цикл обробки деталі.

$$N_{d.max} = 1,2 \cdot N_d = 15 \text{ кВт} .$$

Отже:

$$N_{d.необх} = 12,5 \text{ кВт} < N_{d.max} = 15 \text{ кВт} .$$

Максимальний крутний момент в першому діапазоні:

$$M_{max}^I = 528 \text{ Нм} = M_{max}$$

Максимальний крутний момент в другому діапазоні:

$$M_{max}^{II} = \frac{30 \cdot N_{ef}}{\pi \cdot n_1} = \frac{30 \cdot 6,7 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 1600} = 40 \text{ Нм.}$$

n_1 – частота обертання шпинделя при максимальній частоті обертання двигуна по гілці зменшення частоти обертання.

Мінімальна потужність:

$$N_{min} = M_{max} \cdot \frac{\pi \cdot n_2}{30} = 240 \cdot \frac{3,14 \cdot 29}{30} = 0,73 \text{ кВт}$$

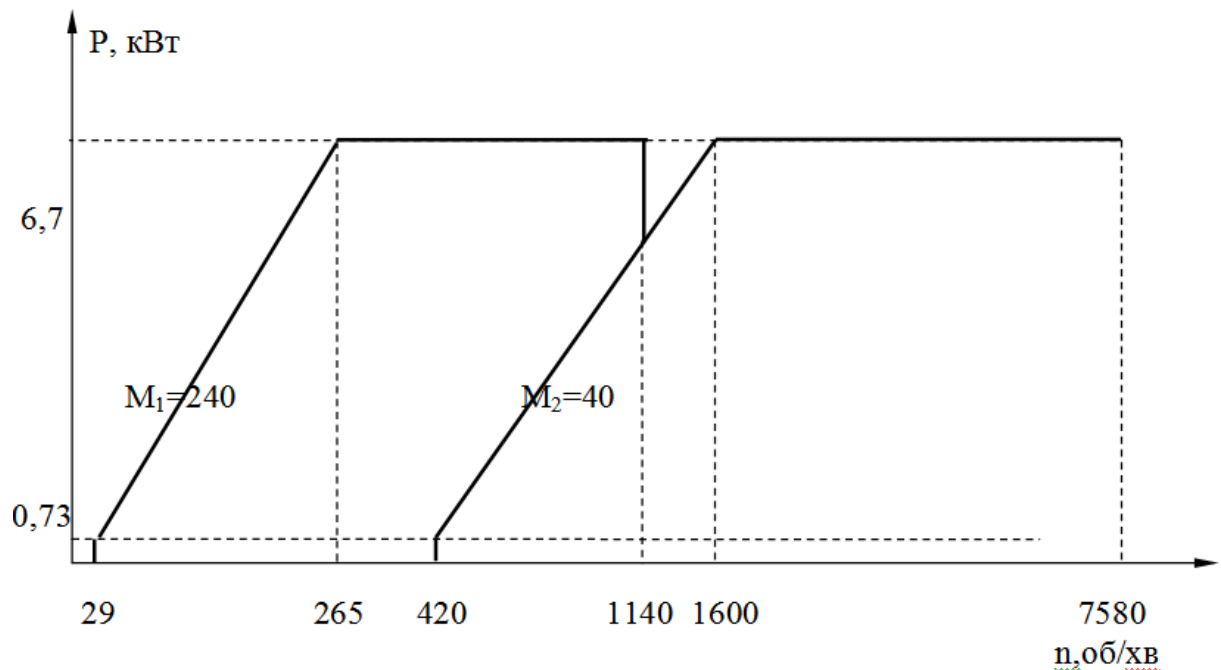


Рис.3.2. Діаграма потужності двигунів проектованого верстату

3.2. Розробка конструкції та розрахунок шпиндельного вузла.

До шпиндельного вузла ставлять наступні вимоги :

- 1) Забезпечення надійності передачі обертового моменту на заготовку чи інструмент.
- 2) Точність обертання, що забезпечує допустиме радіальне і осьове биттям переднього кінця шпинделя. Для верстатів загального призначення в залежності від класу точності верстата, точність обертання повинна відповідати стандартним значенням. Для

- верстатів класу точності «П» регламентуються наступні параметри точності обертання: при діаметрі оброблюваної деталі до 200мм.:
- Радіальне биття осі обертання шпинделя біля торця – 5 мкм.;
 - Радіальне биття центруючої шийки шпинделя – 5 мкм.;
 - Осьове биття шпинделя – 3 мкм.;
 - Торцеве биття опорного бурта – 6 мкм.;
 - Точність форми зразка (круглість) – 4 мкм.;
- 3) Радіальна і осьова жорсткість, що визначається відтисками шпинделя під навантаженням на передньому кінці, Н/мкм. Виходячи з нормальної роботи підшипників жорсткість на ділянці між опорами обмежується 250..500 Н/мкм.
- 4) Високі динамічні властивості вібростійкості, що визначається амплітудою коливань переднього кінця шпинделя і частотою власних коливань, яка повинна бути нижче 500..600 Гц.
- 5) Мінімальні тепловіділення і температурні деформації шпиндельного вузла. Тепловіділення регламентується максимальним нагрівом підшипників. При класі точності верстату «П» гранична температура зовнішнього кільця рівна 50..55 °С.
- 6) Довговічність, що залежить від довговічності опор, яка в свою чергу залежить від ефекту системи змашування, ущільнення, частоти обертання, попереднього натягу в підшипниках кочення і т.д. Довговічність шпиндельного вузла не регламентована.

Вибір компоновочної схеми шпиндельного вузла та типу опор.

В даний час більше 95% верстатів виготовляються з шпиндельними вузлами на підшипниках кочення. Компоновочна схема шпиндельного вузла на опорах кочення залежить від параметра dn_{\max} . При $n_{\max}=7500$ об/хв і аналізу шпиндельних вузлів верстатів аналогів характеристика шпиндельного вузла буде $dn_{\max}=(4 - 5)10^5$ мм·об/хв. Згідно з характеристикою швидкохідності вибираємо конструктивну схему ШВ.



Рис. 3.3. Конструктивна схема шпиндельного вузла.

Згідно цієї схеми шпиндель монтується на двох опорах кулькових радіально-упорних підшипниках. Передня опора виконана по схемі триплекстандем О – подібна. В якості підшипників використовуємо підшипники надлегкої серії 1236900 в задній опорі і серії 1846900К в передній опорі. При такій компоновочній схемі осьові навантаження сприймаються в передній опорі, що підвищує точність і вібростійкість шпиндельного вузла. Згідно параметра швидкохідності і аналізу верстатів-аналогів вибираємо по ГОСТ 12595-67 кінець шпинделя А5 DIN55026, для якого при діаметрі посадочного кільця 85 мм., номер конуса 5, для якого діаметр кінця шпинделя $d_k=82,563\text{мм.}$, діаметр фланця $d_\phi=135\text{мм.}$

Розрахунок радіальної жорсткості опор шпиндельного вузла.

Жорсткість шпиндельного вузла визначають з врахуванням жорсткості опор. Якщо опора складається з декількох підшипників, визначити жорсткість шпиндельного вузла можна двома шляхами:

- 1) приймати кожен підшипник в якості самостійної опори, що володіє жорсткістю підшипника, і розглядати шпиндель як багатоопорну статично невизначену балку;
- 2) всі підшипники, що знаходяться в опорі створюють одну комплексну опору з жорсткістю, що залежить від її компоновочної схеми і жорсткості підшипників.

Радіальну жорсткість будемо визначати другим шляхом. Шпиндельний вузол складається з 5-ти підшипників, три з них знаходяться в передній опорі, а два в задній.

Розраховуємо жорсткість передньої опори.

Комплексну опору, що складається з трьох підшипників представляємо в виді двох умовних опор: 1 – що складається з двох радіально-упорних підшипників встановлених в однаковому напрямку для сприйняття осьової сили від різання, встановлених ближче до переднього кінця шпинделя; 2 – одного радіально-упорного підшипника встановленого в зворотньому напрямку, даліше від переднього кінця шпинделя.

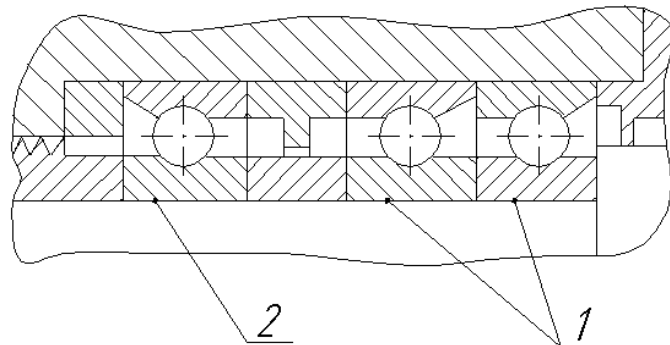


Рис. 3.4. Схематичне зображення передньої опори шпиндельного вузла.

Осьова жорсткість комплексної опори:

$$j_a = 1,5 \cdot C^{\frac{2}{3}} \cdot F_H^{\frac{1}{3}} \left(i_1^{\frac{2}{3}} + i_2^{\frac{2}{3}} \right), H / мм. \quad (3.10)$$

$$\text{де } C = 10^5 \cdot z \cdot \sin^{\frac{5}{2}} \alpha \sqrt{1,25 \cdot d_k} \quad (4.11)$$

де F_H – сила натягу, Н;

z – число тіл кочення в підшипнику, шт;

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

d_k – діаметр кульки підшипника, мм;

i_1 – число підшипників в умовній опорі 1;

i_2 – число підшипників в умовній опорі 2;

Для передньої опори $i_1=2, i_2=1$.

Сила попереднього натягу визначаємо:

$F_H=2580$ Н; $z=22$; $d_k=12,8$ мм.

Номінальний кут контакту для підшипника 22-1846920К $\alpha_0=26^0$.

Визначаємо відношення:

$$\frac{F_H}{z \cdot d_k^2} = \frac{2580}{22 \cdot (1,28)^2} = 70$$

При такому відношенні по рис.3 [5] ст. 2 приріст кута контакту від попереднього осьового натягу $\Delta\alpha=0,25^0$. Тоді $\alpha = \alpha_0 + \Delta\alpha = 26^0 + 0,25^0 = 26,25^0$.

Звідси:

$$C = 10^5 \cdot 22 \cdot \sin^{\frac{5}{2}} 26,25^0 \sqrt{1,25 \cdot 12,8} = 11,4 \cdot 10^5$$

Осьова жорсткість комплексної опори:

$$j_a = 1,5 \cdot (11,4 \cdot 10^5)^{\frac{2}{3}} \cdot 2580^{\frac{1}{3}} \left(2^{\frac{2}{3}} + 1^{\frac{2}{3}} \right) = 5,8 \cdot 10^5, H / мм.$$

Радіальна жорсткість комплексної опори за [5] ст.2.

$$j_{r_{1(2)}} = \frac{k_4}{1,5 \cdot \text{tg}^2 \alpha} \cdot \frac{i_{1(2)}^{\frac{2}{3}}}{\left(i_1^3 + i_2^3 \right)} \cdot j_a \quad (4.12)$$

де k_4 – коефіцієнт, що характеризує розподіл навантаження між тілами кочення і залежить від співвідношення між силою натягу і радіальним навантаженням.

$$\text{При } \frac{F_H}{F_{r1} \cdot \text{tg} \alpha} = \frac{2580}{3044 \cdot \text{tg} 26,25} = 1,72, \quad k_4 = 0,65.$$

Звідси радіальна жорсткість комплексної опори визначається:

$$j_{r_{1(2)}} = \frac{0,65}{1,5 \cdot \text{tg}^2 26,25} \cdot \frac{2^{\frac{2}{3}}}{\left(2^{\frac{2}{3}} + 1^{\frac{2}{3}} \right)} \cdot 5,8 \cdot 10^5 = 13,8 \cdot 10^5 H / мм.$$

Податливість передньої опори шпинделя буде рівна:

$$k_1 = \frac{1}{j_{r_{1(2)}}} = \frac{1}{13,8 \cdot 10^5} = 0,72 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н.}$$

Жорсткість задньої опори визначаємо за таким самим принципом.

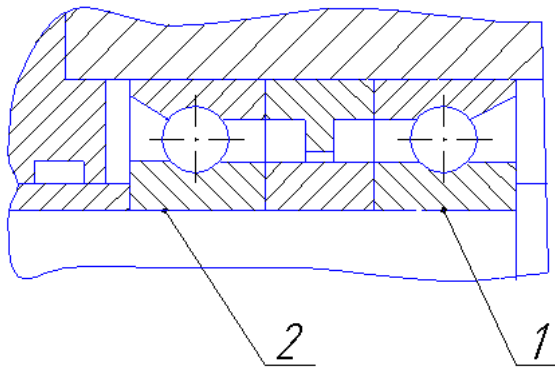


Рис. 3.5. Схематичне зображення задньої опори шпиндельного вузла.

Осьова жорсткість задньої комплексної опори буде рівна:

$$j_a = 1,5 \cdot (2,8 \cdot 10^5)^{\frac{2}{3}} \cdot 1230^{\frac{1}{3}} \left(1^{\frac{2}{3}} + 1^{\frac{2}{3}} \right) = 1,4 \cdot 10^5, H / мм.$$

Радіальна жорсткість задньої комплексної опори:

$$j_{r(2)} = \frac{0,65}{1,5 \cdot tg^2 15,15} \cdot \frac{1^{\frac{2}{3}}}{\left(1^{\frac{2}{3}} + 1^{\frac{2}{3}} \right)} \cdot 1,4 \cdot 10^5 = 4,1 \cdot 10^5 H / мм.$$

Податливість задньої опори:

$$k_1 = \frac{1}{j_{r(2)}} = \frac{1}{4,1 \cdot 10^5} = 2,03 \cdot 10^{-6} мм/Н.$$

Розрахунок коефіцієнтів впливу податливості.

Моменти інерції перерізів:

$$I_1 = \frac{\pi (d_k^4 - d_{омс}^4)}{64} = \frac{3,14}{64} \cdot (110^4 - 60^4) = 7819091 \text{ мм}^4$$

$$I_2 = \frac{\pi (D^4 - d_{омс}^4)}{64} = \frac{3,14}{64} \cdot (85^4 - 60^4) = 3410073 \text{ мм}^4$$

$$I_3 = \frac{\pi (d_{ш}^4 - d_{омс}^4)}{64} = \frac{3,14}{64} \cdot (80^4 - 60^4) = 2645450 \text{ мм}^4$$

Коефіцієнт впливу податливості δ'_{11} (пружня балка на двох жорстких опорах).

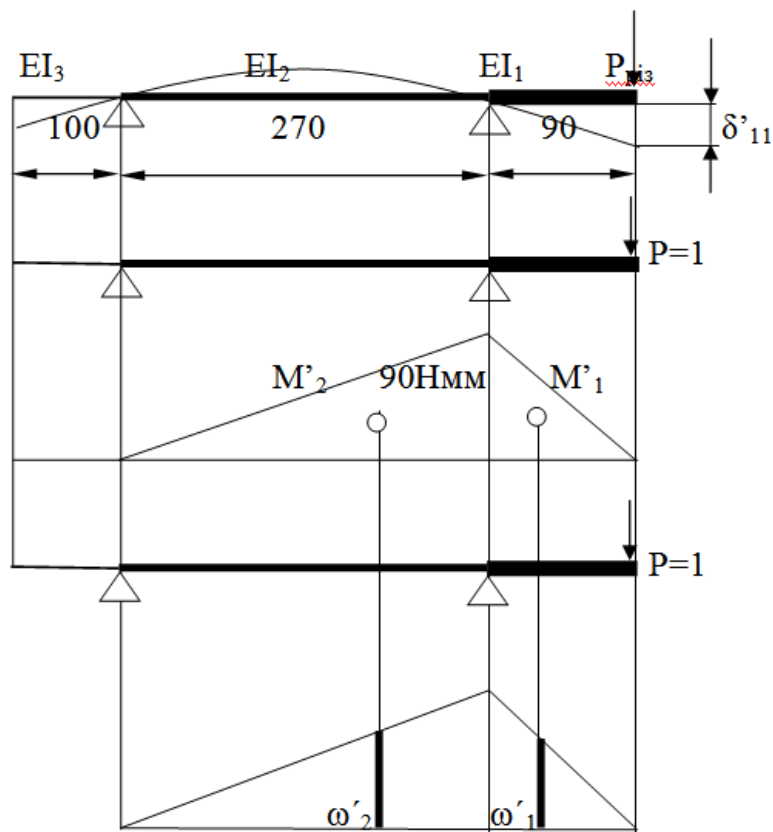
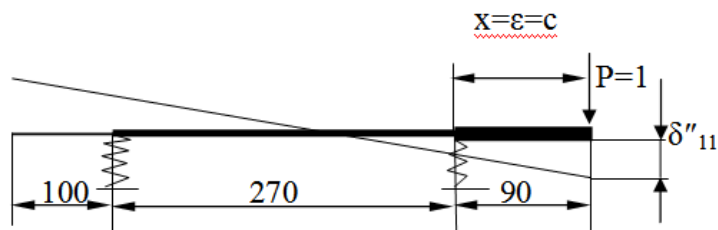


Рис. 3.6. Розрахункова схема.

За правилом Верещагіна:

$$\delta'_{11} = \frac{1}{EI_1} M'_1 \cdot \omega'_1 + \frac{1}{EI_2} M'_2 \cdot \omega'_2 = \frac{1}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 7819091} \cdot 90^2 \cdot \frac{2}{3} \cdot 90 \cdot \frac{1}{2} + \frac{1}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 3410073} \cdot \frac{1}{2} \cdot 270 \cdot 90 \cdot \frac{2}{3} \cdot 90 = 1,58 \cdot 10^{-7} \text{ мм} / \text{Н}$$

Коефіцієнт впливу податливості δ''_{11} (жорстка балка на пружних опорах):



$$\delta''_{11} = \frac{(l+x)(l+\varepsilon)}{l^2} \cdot \frac{1}{j''_{r1(2)}} + \frac{x\varepsilon}{l^2} \cdot \frac{1}{j^3_{r1(2)}} = \frac{(270+90)(270+90)}{270^2} \cdot \frac{1}{13,8 \cdot 10^5} + \frac{90 \cdot 90}{270^2} \cdot \frac{1}{4,1 \cdot 10^5} = 1,53 \cdot 10^{-6} \text{ мм} / \text{Н}$$

Коефіцієнт впливу податливості δ'_{12} (пружня балка на жорстких опорах)

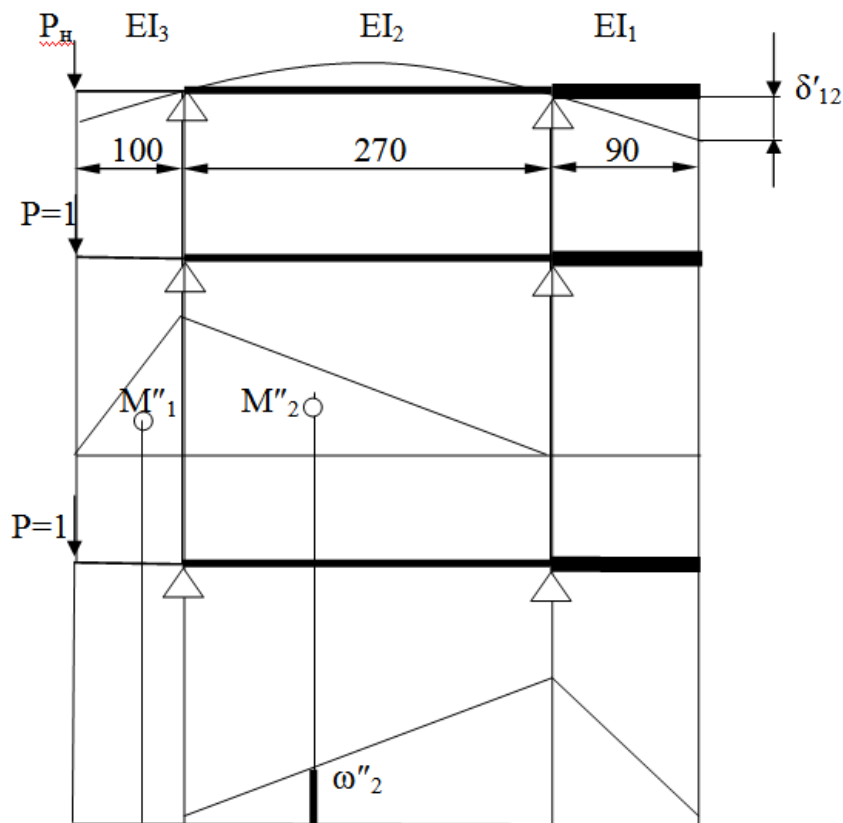
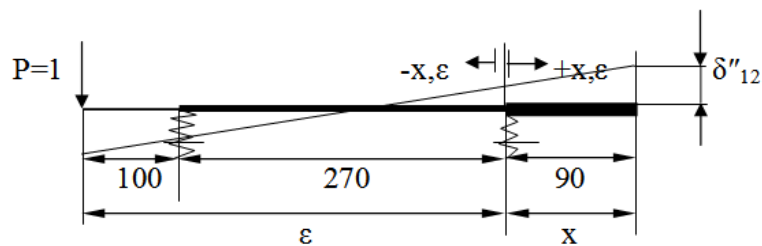


Рис. 3.7. Розрахункова схема.

За правилом Верещагіна:

$$\begin{aligned} \delta'_{12} &= \frac{1}{EI_3} M''_1 \cdot \omega''_1 + \frac{1}{EI_2} M''_2 \cdot \omega''_2 = \\ &= \frac{1}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 3410073} \cdot \frac{1}{2} \cdot 100 \cdot 270 \cdot \frac{1}{3} \cdot 90 = 5,6 \cdot 10^{-7} \text{ мм / Н}. \end{aligned}$$

Коефіцієнт впливу податливості δ''_{12} (жорстка балка на пружних опорах).



$$\begin{aligned} \delta''_{11} &= \frac{(l+x)(l+\epsilon)}{l^2} \cdot \frac{1}{j^n_{r1(2)}} + \frac{x\epsilon}{l^2} \cdot \frac{1}{j^3_{r1(2)}} = \\ &= \frac{(270+90)(270-370)}{270^2} \cdot \frac{1}{13,8 \cdot 10^5} + \frac{90 \cdot (-370)}{270^2} \cdot \frac{1}{4,1 \cdot 10^5} = 1,47 \cdot 10^{-6} \text{ мм / Н} \end{aligned}$$

Визначення оптимальної міжопорної віддалі.

Конструктивні параметри шпindelного вузла в значній мірі впливають на його жорсткість. Раціональний вибір цих параметрів дозволяє отримати оптимальні характеристики жорсткості шпindelного вузла. При наближених проектних розрахунках шпindel замінюють балкою на двох опорах з силою F , прикладеною на консолі.

Радіальна деформація робочого кінця шпindelя рівна:

$$y = y_{um} + y_{on}$$

Прогин кінця шпindelя буде рівний:

$$y = \frac{F \cdot c^2}{3 \cdot E} \cdot \left[\frac{c}{I_2} + \frac{l \cdot (1 - \xi_3)}{I_1} \right] + F \left\{ k_1 \left[\frac{c(1 - \xi_3) + l}{l} \right]^2 + k_2 (1 - \xi_3) \cdot \frac{c^2}{l^2} \right\} \quad (3.13)$$

де E – модуль пружності матеріалу шпindelя;

I_1, I_2 – осьовий момент інерції перерізу шпindelя відповідно на робочому кінці і між опорами;

k_1, k_2 – податливість відповідно передньої і задньої опори;

ξ_3 – коефіцієнт, що враховує наявність в передній опорі защемлюючого моменту.

Податливість шпindelя з формули (3.13) буде рівна:

$$k = \frac{y}{F} = \frac{c^2}{3 \cdot E} \cdot \left[\frac{c}{I_2} + \frac{l(1 - \xi_3)}{I_1} \right] + k_1 \left[\frac{c(1 - \xi_3) + l}{l} \right]^2 + k_2 (1 - \xi_3) \cdot \left(\frac{c}{l} \right)^2 \quad (3.14)$$

Крива загальної податливості $k(l)$ має екстремум. Виходячи з критерію отримання максимальної жорсткості (мінімальної податливості) $\frac{dk}{dl} = 0$.

В результаті отримаємо алгебраїчне рівняння третього порядку для визначення l_{opt} :

$$l^3 - \left\{ \frac{6EI_1 k_1}{c} \cdot l + 6EI_1 [k_1(1 - \xi_3) + k_2] \right\} = 0 \quad (3.15)$$

Рівняння (3.15) розв'язують за допомогою формул Кардано або приблизно графічним методом. При призначенні міжопорної віддалі

враховують його вплив на точність обертання шпинделя, тому виходячи з критерію мінімального радіального биття переднього кінця шпинделя, розміри міжопорної віддалі обмежують умовою: $l_{opt} \geq 2,5c$.

Таблиця 3.1. – Вихідні дані.

Назва величини	Позначення	Одиниці	Ідентифікатор	Значення
Діаметр шпинделя в міжопорній частині	D	мм	DM	85
Діаметр отвору в шпинделі	d _{от}	мм	DOT	60
Діаметр кінця шпинделя	d _к	мм	DK	82,563
Модуль пружності матеріалу	E	Н/мм ²	EPR	(2,0..2,1)·10 ⁵
Податливість передньої опори	k ₁	мм/Н	POD1	0,72·10 ⁻⁶
Податливість задньої опори	k ₂	мм/Н	POD2	2,03·10 ⁻⁶
Виліт робочого кінця шпинделя	C	мм	C	90
Коеф. защемлення передньої опори	ζ ₃	-	ES	0,2..0,3

Блок-схема розрахунку оптимальної міжопорної відстані шпиндельного вузла представлена на рис.3.8.

Оптимальна міжопорна відстань $L_{opt} = 264$ мм.

Приймаємо з конструктивних міркувань $L_{opt} = 270$ мм.

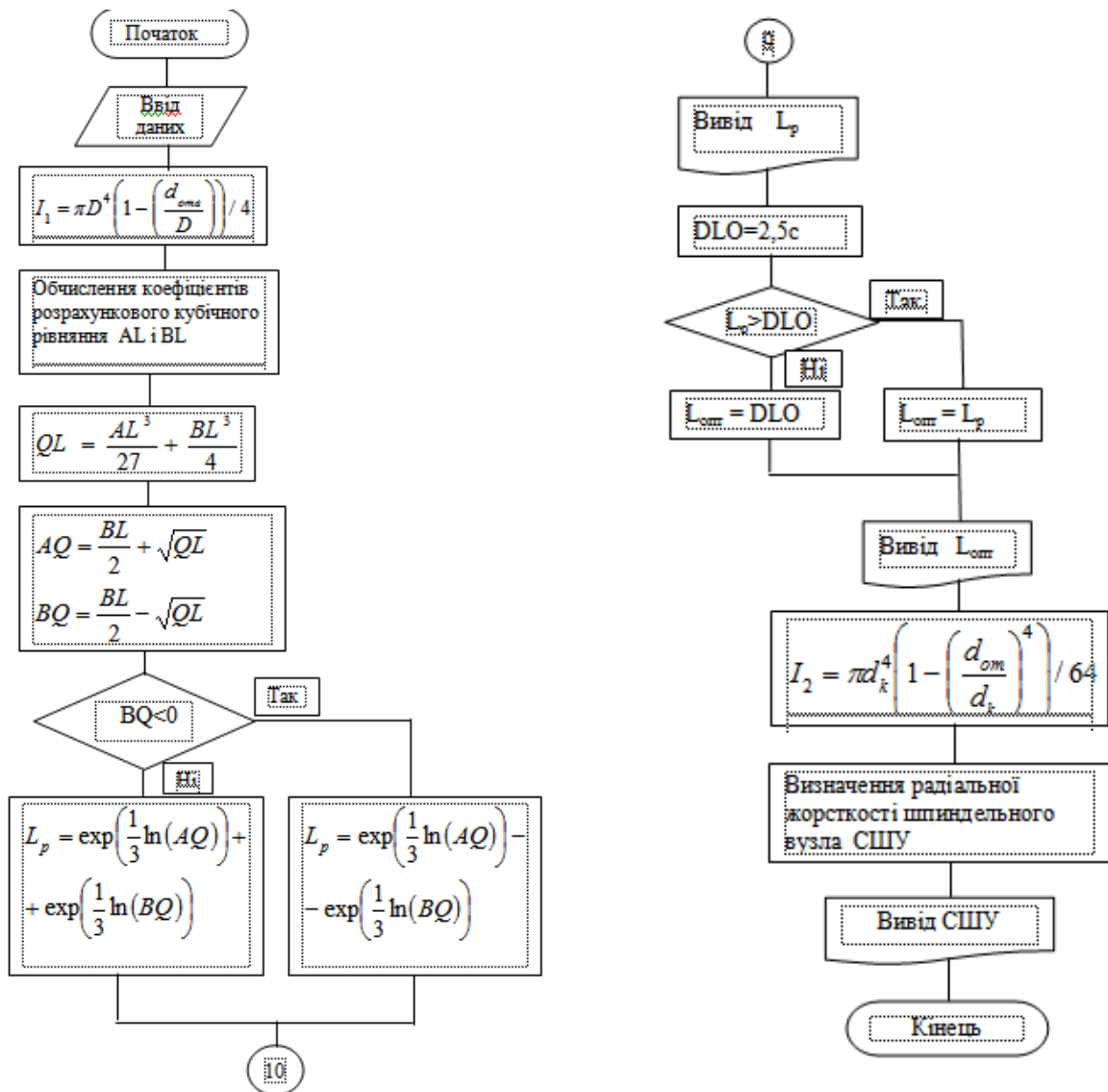


Рис.3.8. Блок-схема розрахунку оптимальної міжопорної відстані шпиндельного вузла

Розрахунок радіальної жорсткості шпиндельного вузла.

В загальному випадку деформація і сила зв'язані залежністю:

$$\delta = \delta_{ij} \cdot P_j$$

де δ_{ij} - коефіцієнт впливу податливості;

P_j – сила прикладена в точці j.

Для шпиндельного вузла $\delta_{ij} = \delta'_{ij} + \delta''_{ij}$

Де δ'_{ij} – коефіцієнт впливу податливості пружної балки на жорстких опорах;

δ''_{ij} – коефіцієнт впливу податливості жорсткої балки на пружних опорах.

Деформація переднього кінця шпинделя визначається згідно формули:

$$\delta = P_{\text{різ}} (\delta'_{11} + \delta''_{11}) + P_{\text{н}} (\delta'_{12} + \delta''_{12}), \text{ мм}$$

де $P_{\text{різ}}$ – сила різання, Н;

$P_{\text{н}}$ – проекція сили натягу пасової передачі на лінію дії сили різання.

Податливість переднього кінця шпинделя:

$$c_{\text{ун}} = \frac{\delta}{P_{\text{різ}}} (\delta'_{11} + \delta''_{11}) + \frac{P_{\text{н}}}{P_{\text{різ}}} (\delta'_{12} + \delta''_{12})$$

де $P_{\text{н}}/P_{\text{різ}}$ – відношення проекції сили натягу пасової передачі на лінію дії сили різання до сили різання.

В залежності від сили різання натяг пасу здійснюється гідроциліндром і це відношення приблизно рівне 1,05.

Тоді податливість шпиндельного вузла буде:

$$c_{\text{ун}} = (1,58 \cdot 10^{-7} + 1,53 \cdot 10^{-6}) + 1,05 (5,6 \cdot 10^{-7} + 1,47 \cdot 10^{-6}) = 3,82 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н.}$$

Жорсткість шпиндельного вузла:

$$j_{\text{ун}} = \frac{1}{c_{\text{ун}}} = \frac{1}{3,82 \cdot 10^{-6}} = 261780 \text{ Н / мм} = 261,8 \text{ Н / мкм}.$$

Динаміка шпиндельного вузла.

При розгляді шпиндельного вузла, його розглядають як невагому балку з пружними властивостями і зосередженими масами. Розрахункова схема показана на рис. 3.9.

Вихідні дані для розрахунку.

Визначаємо моменти інерції ділянок шпинделя:

$$I_2 = \frac{\pi (D^4 - d_{\text{омс}}^4)}{64} = \frac{3,14}{64} (85^4 - 60^4) = 1925243 \text{ мм}^4$$

$$I_3 = \frac{\pi (D_3^4 - d_{\text{омс}}^4)}{64} = \frac{3,14}{64} (80^4 - 60^4) = 1373750 \text{ мм}^4$$

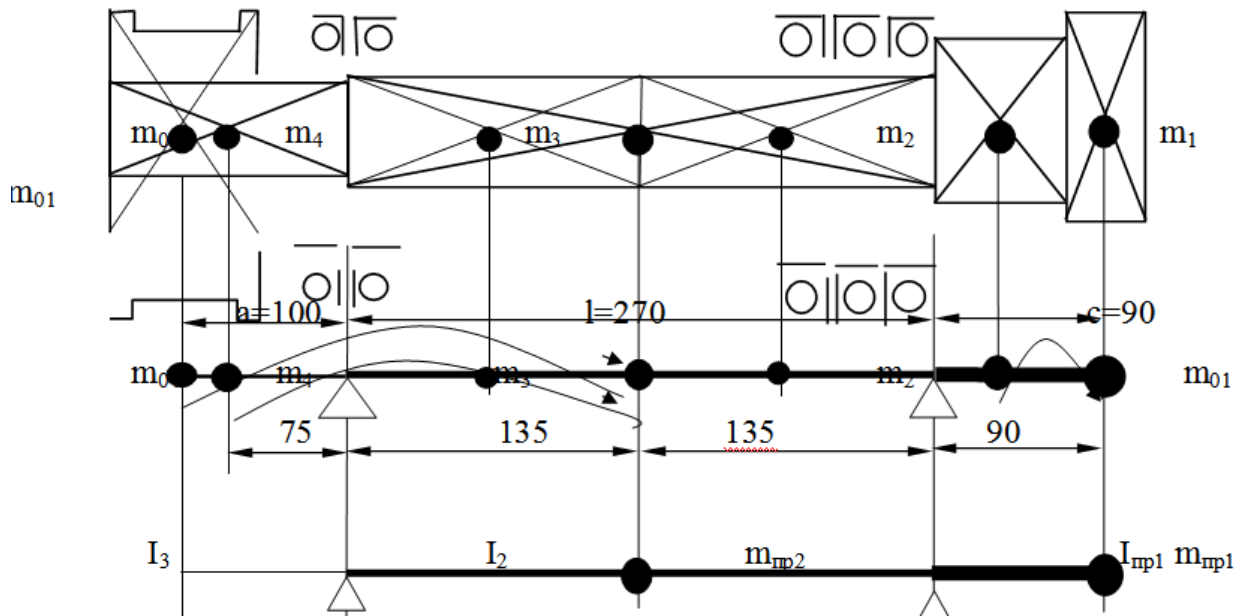


Рис. 3.9. Розрахункова схема

Визначаємо приведений момент інерції кінця шпинделя:

$$I_{1np} = \frac{I_1 \cdot a_1 + I_4 \cdot a_4}{a_1 + a_4};$$

де I_1 – момент інерції фланця, мм^4 ;

I_4 – момент інерції між фланцем і підшипником, мм^4 ;

a_1, a_4 – відповідні довжини, мм.

$$I_1 = \frac{\pi(D_\phi^4 - d_0^4)}{64} = \frac{3,14}{64} (135^4 - 60^4) = 15660290 \text{ мм}^4$$

$$I_4 = \frac{\pi(D_n^4 - d_0^4)}{64} = \frac{3,14}{64} (88^4 - 60^4) = 2306405 \text{ мм}^4$$

Значення $a_1=24\text{мм}$, $a_2=24\text{мм}$.

Тоді:

$$I_{1np} = \frac{15660290 \cdot 24 + 2306405 \cdot 24}{24 + 24} = 8983348 \text{ мм}^4$$

Визначаємо зосереджені маси і маси ділянок шпинделя.

Маса токарного патрона KFD-H5200-60 фірми РОНМ рівна $m_{01}=35,7$ кг;

Маса шківа $m_{04}=25,8$ кг;

Маса ділянок шпинделя: $m_1 = 0,61$ кг; $m_2 = 3$ кг; $m_3 = 3$ кг; $m_4 = 2,23$ кг.

Приведення зосереджених мас здійснюється з умови рівності першої власної частоти реальної системи та системи з приведеними масами.

Приведення маси з точки i в точку j здійснюється за формулою:

$$m_j = m_i \frac{\delta_{ii}}{\delta_{jj}} = m_i \mu$$

де m_i – маса, зосереджена в i -тій точці, кг;

μ – коефіцієнт переносу мас;

δ_{ii}, δ_{jj} – коефіцієнт впливу податливості, мм/Н.

Приводимо масу m_1 до маси m_{01} за формулою:

$$m_{np1} = m_{01} + 0,3m_1 = 35,7 + 0,3 \cdot 0,61 = 35,88 \text{ кг.}$$

Приводимо масу m_2 до середини міжопорної частини шпинделя.

Розрахункова схема показана на рис. 3.10.

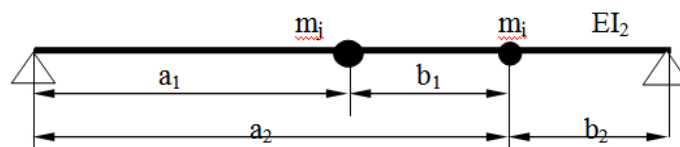


Рис. 3.10. Розрахункова схема приведення мас.

Приведення мас здійснюємо за формулою:

$$m_{np} = m_j + m_i \frac{a_2^2 \cdot b_2^2}{a_1^2 (b_1 + b_2)^2}$$

де a_1 – відстань від лівої опори до точки в яку приводять масу, мм;

a_2 – відстань від лівої опори до точки з якої переносять масу, мм;

b_1 – відстань між точкою приведення і переносу маси, мм;

b_2 – відстань від правої опори, до точки з якої переносять масу, мм.

Підставляючи значення в формулу отримаємо:

$$m_{np2}^I = 3 \cdot \frac{(202,5)^2 \cdot (67,5)^2}{135^2 (67,5 + 67,5)^2} = 1,69 \text{ кг.}$$

Приводимо масу m_3 до середини міжопорної віддалі.

Розрахункова схема показана на рис 3.11.

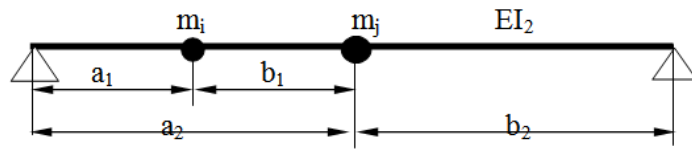


Рис. 3.11. Розрахункова схема приведення мас.

Приведення мас здійснюємо за формулою:

$$m_{np2}'' = m_j + m_i \frac{(b_1 + b_2)^2 \cdot a_1^2}{a_2^2 \cdot b_2^2};$$

де a_1 – відстань від лівої опори до точки з якої переносять масу, мм;

a_2 – відстань від лівої опори до точки в яку переносять масу, мм;

b_1 – відстань від точки з якої переносять масу до точки в яку переносять масу, мм;

b_2 – відстань від правої опори до точки приведення маси.

Підставивши значення в формулу, отримаємо:

$$m_{np2}'' = 1,69 + 3 \frac{(67,5 + 135)^2 \cdot 67,5^2}{135^2 \cdot 135^2} = 3,38 \text{ кг.}$$

Приводимо маси m_4 і m_{05} до середини міжпрольотної частини шпинделя за формулою: $m_j = m_i \frac{\delta_{ii}}{\delta_{jj}} = m_i \mu$.

Для визначення коефіцієнту приведення, визначаємо коефіцієнти впливу податливості δ_{11} , δ_{22} , δ_{33} .

Визначаємо δ_{11} .

Розрахункова схема показана на рис. 3.12.

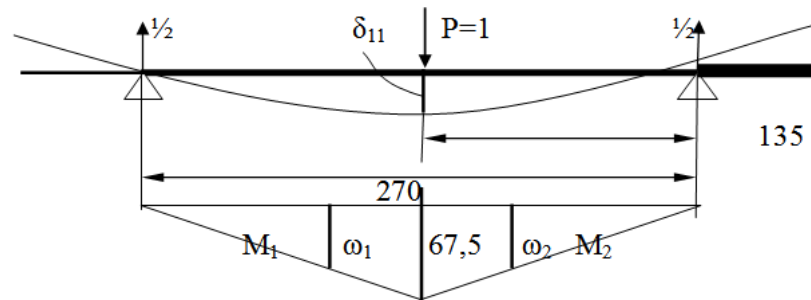


Рис 3.12. Розрахункова схема для визначення δ_{11} .

За правилом Верещагіна:

$$\delta_{11} = \frac{1}{EI_2} (M_1 \omega_1 + M_2 \omega_2) = 2 \cdot \frac{1}{EI_2} M_1 \omega_1$$

$$\delta_{11} = \frac{2}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 1925243} \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot 135 \cdot 67,5 \cdot \frac{2}{3} \cdot 67,5 \right) = 1,01 \cdot 10^{-6} \text{ мм / Н}$$

Визначаємо δ_{22} . Розрахункова схема на рис. 3.13.

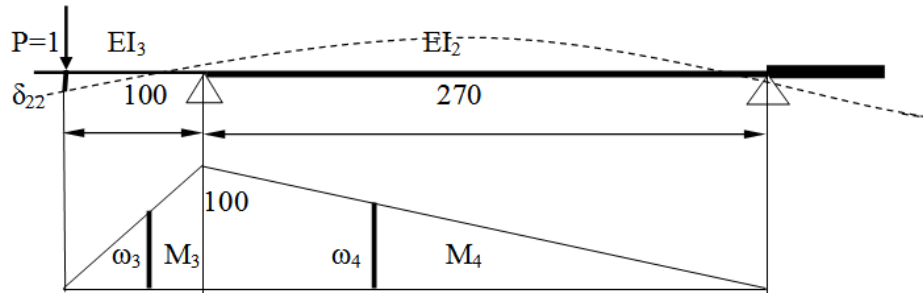


Рис 3.13 Розрахункова схема для визначення δ_{22} .

За правилом Верещагіна:

$$\delta_{22} = \frac{1}{EI_3} M_3 \omega_3 + \frac{1}{EI_2} M_4 \omega_4$$

Підставивши значення в формулу, отримаємо:

$$\begin{aligned} \delta_{22} &= \frac{1}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 1373750} \cdot \frac{1}{2} \cdot 100 \cdot 100 \cdot \frac{2}{3} \cdot 100 + \\ &+ \frac{1}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 1925243} \cdot \frac{1}{2} \cdot 270 \cdot 100 \cdot \frac{2}{3} \cdot 100 = 3,39 \cdot 10^{-6} \text{ мм / Н} \end{aligned}$$

Визначаємо δ_{33} . Розрахункова схема показана на рис. 3.14.

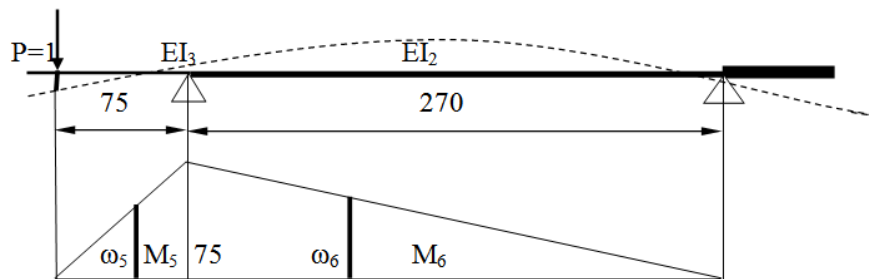


Рис. 3.14. Розрахункова схема для визначення δ_{33} .

За правилом Верещагіна:

$$\delta_{33} = \frac{1}{EI_3} M_5 \omega_5 + \frac{1}{EI_2} M_6 \omega_6 ;$$

Підставивши значення в формулу, отримаємо:

$$\delta_{33} = \frac{1}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 1373750} \cdot \frac{1}{2} \cdot 75 \cdot 75 \cdot \frac{2}{3} \cdot 75 +$$

$$+ \frac{1}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 1925243} \cdot \frac{1}{2} \cdot 270 \cdot 75 \cdot \frac{2}{3} \cdot 75 = 1,74 \cdot 10^{-6} \text{ мм / Н}$$

Тоді приведена маса визначиться за формулою:

$$m_{np2} = m_{np2}^{II} + m_4 \frac{\delta_{33}}{\delta_{11}} + m_{05} \frac{\delta_{22}}{\delta_{11}} =$$

$$= 3,38 + 2,23 \cdot \frac{1,74 \cdot 10^{-6}}{1,01 \cdot 10^{-6}} + 25,8 \frac{3,39 \cdot 10^{-6}}{1,01 \cdot 10^{-6}} = 93,82 \text{ кг.}$$

Визначення власних частот та амплітуд коливань шпindelного вузла.

Амплітуди форм коливань визначаємо по формулі:

$$u_i = p^2 \sum_{j=1}^n m_j u_j \delta'_{ij};$$

де p – власна частота коливань, рад/с;

m – маса, кг;

u_j – амплітуда форми коливань;

δ'_{ij} – коефіцієнт впливу податливості, м/Н.

Визначаємо коефіцієнти впливу податливості δ'_{11} , δ'_{22} , δ'_{12} , δ'_{21} .

Розрахункова схема для визначення коефіцієнта впливу податливості δ'_{11} , показана на рис. 3.15

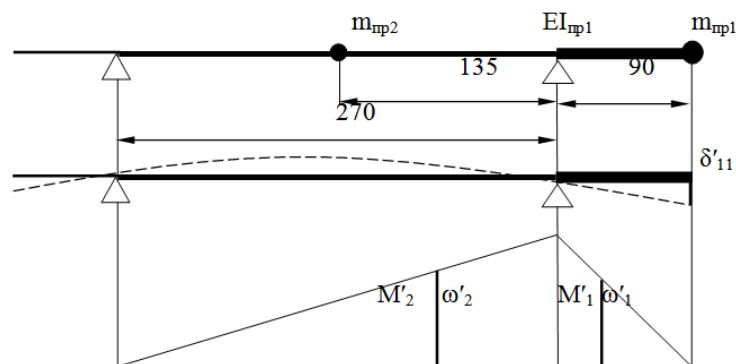


Рис. 3.15. Розрахункова схема.

За правилом Верещагіна:

$$\delta'_{11} = \frac{1}{EI_{np1}} M'_1 \cdot \omega'_1 + \frac{1}{EI_2} M'_2 \cdot \omega'_2.$$

Підставивши значення в формулу, отримаємо:

$$\delta'_{11} = \frac{1}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 8983348} \cdot \frac{1}{2} \cdot 90 \cdot 90 \cdot \frac{2}{3} \cdot 90 +$$

$$+ \frac{1}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 1925243} \cdot \frac{1}{2} \cdot 270 \cdot 90 \cdot \frac{2}{3} \cdot 90 = 1,93 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н.}$$

Коефіцієнт впливу податливості $\delta'_{22} = \delta_{11} = 1,01 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н.}$

Визначимо коефіцієнт впливу податливості δ'_{12} .

Розрахункова схема для визначення δ'_{12} зображена на рис. 3.16.

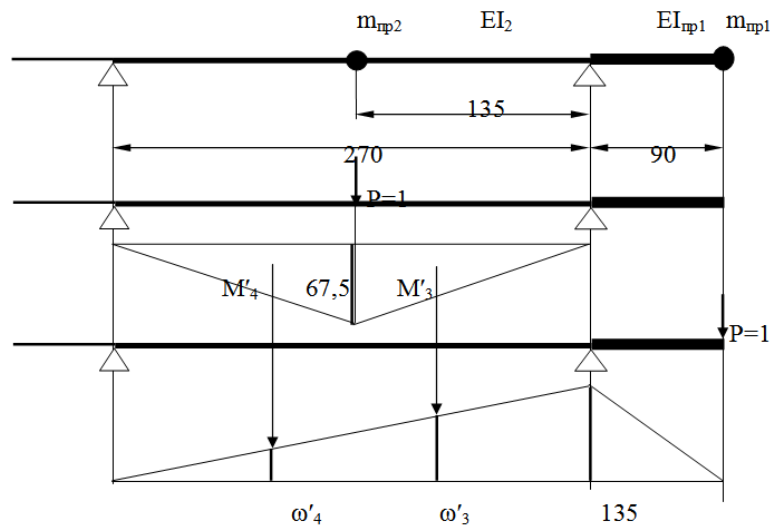


Рис. 3.16. Розрахункова схема.

За правилом Верещагіна:

$$\delta'_{12} = - \frac{1}{EI_2} (M'_3 \cdot \omega'_3 + M'_4 \cdot \omega'_2).$$

Підставляючи значення в попередню формулу, отримаємо:

$$\delta'_{12} = - \frac{1}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 1925243} \left(\frac{1}{2} \cdot 135 \cdot 67,5 \cdot \frac{2}{3} \cdot 90 + \frac{1}{2} \cdot 135 \cdot 67,5 \cdot \frac{1}{3} \cdot 90 \right) = -1,01 \cdot 10^{-6}$$

Для знаходження δ'_{21} потрібно другу епюру, що зображена на рис. 4.12 перемножити на першу, що дає той самий результат, тобто:

$$\delta'_{21} = \delta'_{12} = - 1,01 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н}$$

Отже, коефіцієнти впливу податливості будуть мати значення:

$$\delta'_{11} = 1,93 \cdot 10^{-6} \text{ мм} / \text{Н} = 1,93 \cdot 10^{-9} \text{ м} / \text{Н}$$

$$\delta'_{22} = 1,01 \cdot 10^{-6} \text{ мм} / \text{Н} = 1,01 \cdot 10^{-9} \text{ м} / \text{Н}$$

$$\delta'_{12} = \delta'_{21} = -1,01 \cdot 10^{-6} \text{ мм} / \text{Н} = -1,01 \cdot 10^{-9} \text{ м} / \text{Н}$$

Для двохмасової системи рівняння амплітуд буде мати вигляд:

$$\begin{cases} u_1 = p^2 m_{np1} u_1 \delta'_{11} + p^2 m_{np2} u_2 \delta'_{12} \\ u_2 = p^2 m_{np1} u_1 \delta'_{21} + p^2 m_{np2} u_2 \delta'_{22} \end{cases}$$

Підставивши значення приведених мас і коефіцієнтів впливу податливостей в попереднє рівняння, отримаємо:

$$\begin{cases} u_1 = p^2 \cdot 35,88 \cdot u_1 \cdot 1,93 \cdot 10^{-9} - p^2 \cdot 93,82 \cdot u_2 \cdot 1,01 \cdot 10^{-9} \\ u_2 = -p^2 \cdot 35,88 \cdot u_1 \cdot 1,01 \cdot 10^{-9} + p^2 \cdot 93,82 \cdot u_2 \cdot 1,01 \cdot 10^{-9} \end{cases}$$

або

$$\begin{cases} u_1 = p^2 (6,92 \cdot 10^{-8} \cdot u_1 - 9,47 \cdot 10^{-8} \cdot u_2) \\ u_2 = p^2 (-3,62 \cdot 10^{-8} \cdot u_1 + 9,47 \cdot 10^{-8} \cdot u_2) \end{cases}$$

Приймаємо $z=p^2$. Тоді отримаємо:

$$\begin{cases} u_1 = z(6,92 \cdot 10^{-8} \cdot u_1 - 9,47 \cdot 10^{-8} \cdot u_2) \\ u_2 = z(-3,62 \cdot 10^{-8} \cdot u_1 + 9,47 \cdot 10^{-8} \cdot u_2) \end{cases}$$

або:

$$\begin{cases} u_1(1 - 6,92 \cdot 10^{-8} \cdot z) + u_2 \cdot 9,47 \cdot 10^{-8} \cdot z = 0 \\ u_1 \cdot 3,62 \cdot 10^{-8} \cdot z + u_2(1 - 9,47 \cdot 10^{-8} \cdot z) = 0 \end{cases}$$

Розв'язок такої системи – це визначник матриці складеної з коефіцієнтів системи, прирівняний до нуля, тобто:

$$\begin{vmatrix} 1 - 6,92 \cdot 10^{-8} \cdot z & 9,47 \cdot 10^{-8} \cdot z \\ 3,62 \cdot 10^{-8} \cdot z & 1 - 9,47 \cdot 10^{-8} \cdot z \end{vmatrix} = 0$$

$$(1 - 6,92 \cdot 10^{-8} \cdot z)(1 - 9,47 \cdot 10^{-8} \cdot z) - 3,62 \cdot 10^{-8} \cdot z \cdot 9,47 \cdot 10^{-8} \cdot z = 0$$

$$1 - 9,47 \cdot 10^{-8} z - 6,92 \cdot 10^{-8} z + 6,55 \cdot 10^{-15} z^2 - 3,43 \cdot 10^{-15} z^2 = 0$$

$$3,12 \cdot 10^{-15} z^2 - 1,64 \cdot 10^{-7} z + 1 = 0$$

Розв'язуємо квадратне рівняння.

Дискримінант квадратного рівняння буде рівний:

$$D = (-1,64 \cdot 10^{-7})^2 - 4 \cdot 3,12 \cdot 10^{-15} \cdot 1 = 1,44 \cdot 10^{-14}$$

Корені квадратного рівняння:

$$z_{1,2} = \frac{1,64 \cdot 10^{-7} \pm \sqrt{1,44 \cdot 10^{-14}}}{2 \cdot 3,12 \cdot 10^{-15}} = \begin{cases} 45512821 \\ 7051282 \end{cases}$$

Перша власна частота коливань шпинделя:

$$p'_1 = \sqrt{z_1} = \sqrt{7051282} = 2655 \text{ рад/с.}$$

Друга власна частота коливань шпинделя:

$$p'_2 = \sqrt{z_2} = \sqrt{45512821} = 6746 \text{ рад/с.}$$

Перша і друга частота коливань шпинделя виражені в Герцах:

$$p_1 = \frac{p'_1}{2\pi} = \frac{2655}{2 \cdot 3,14} = 423 \text{ Гц;}$$

$$p_2 = \frac{p'_2}{2\pi} = \frac{6746}{2 \cdot 3,14} = 1074 \text{ Гц.}$$

Будуємо форми коливань.

Приймаємо $u_{11} = u_{22}$.

Знайдемо відношення амплітуд коливань першої і другої приведеної маси з першого рівняння системи:

$$u_1(1 - 6,92 \cdot 10^{-8} z) + u_2 \cdot 9,47 \cdot 10^{-8} z = 0$$

$$\frac{u_2}{u_1} = - \frac{1 - 6,92 \cdot 10^{-8} z}{9,47 \cdot 10^{-8} z}.$$

Для першої власної частоти відношення буде мати вигляд:

$$\frac{u_{21}}{u_{11}} = -\frac{1 - 6,92 \cdot 10^{-8} z_1}{9,47 \cdot 10^{-8} z_1} = -\frac{1 - 6,92 \cdot 10^{-8} \cdot 7051282}{9,47 \cdot 10^{-8} \cdot 7051282} = -0,77$$

Для другої власної частоти:

$$\frac{u_{22}}{u_{12}} = -\frac{1 - 6,92 \cdot 10^{-8} z_2}{9,47 \cdot 10^{-8} z_2} = -\frac{1 - 6,92 \cdot 10^{-8} \cdot 45512821}{9,47 \cdot 10^{-8} \cdot 45512821} = 0,5$$

Форми коливань показані на рис. 3.17.

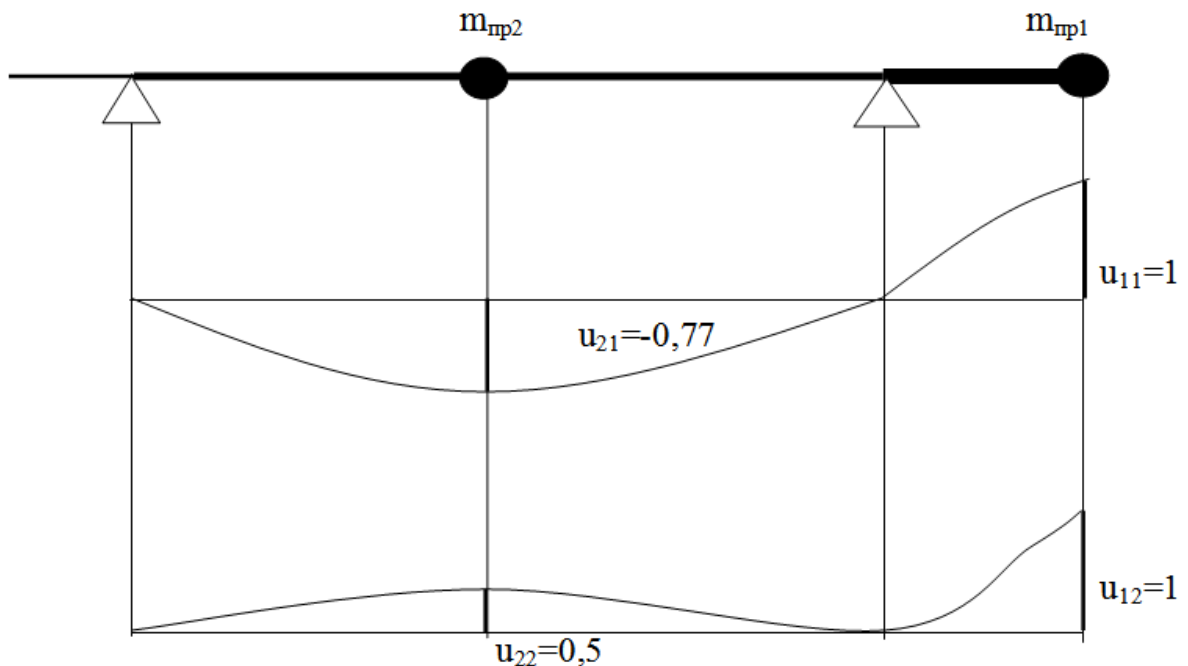


Рис. 3.17. Форми коливань шпинделя.

Вибір датчика контролю кутового положення і позиціонування шпинделя.

Для контролю кутового положення і позиціонування шпинделя вибираємо електромагнітний датчик ERM 280.

Датчик встановлюється безпосередньо на задній частині шпинделя. Спочатку встановлюється спеціальне кільце до якого дотикається знімаюча головка. Головка знімає сигнали і передає по з'єднувальному кабелю до системи ЧПК.

Технічні дані датчика представлені в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2. – Технічні дані датчика.

Назва параметрів	Дані
Вихідний сигнал	Синусоїдальний
Напруга живлення, В	5±10%
Максимально-допустимий струм, мА.	150
Діаметр внутрішнього отвору кільця, мм.	80
Зовнішній діаметр кільця, мм.	128,75
Відхилення від положення, секундах	±22"
Максимально-допустима частота обертання, об/хв.	22 000
Момент інерції, кг·м ²	2,7·10 ⁻³
Максимально допустима температура, °С.	100
Мінімально допустима температура, °С.	-10
Маса, кг	0,89
Габаритні розміри кільця (Д ₁ x Д ₂ x Ш), мм.	80x128,75x15
Габаритні розміри знімача (Д x Ш x В), мм.	54x20x22,8

3.3. Розрахунок зубчасто-пасової передачі.

Модуль передачі визначаємо по формулі:

$$m = 30 \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{n_1}} \quad (3.16)$$

де P – потужність номінальна, яку передає пасова передача, рівна P_n двигуна, кВт;

n_1 – номінальна частота обертання меншого шківа, рівна n_n двигуна, об/хв.

Підставивши значення отримаємо:

$$m = 30 \cdot \sqrt[3]{\frac{10}{1500}} = 5,67 \text{ мм};$$

Приймаємо по таблиці стандартне значення модуля $m=6$ мм.

По таблиці мінімально допустиме число зубів шківів $z_{\min}=25$.

Приймаємо число зубів меншого шківів $z_1=30$.

Діаметр ділительного кола меншого шківів:

$$D_1 = m \cdot z_1 = 6 \cdot 30 = 180 \text{ мм.}$$

Число зубів другого шківів $z_2 = z_1 \cdot u = 30 \cdot 1,1 = 33$

Діаметр ділительного кола більшого шківів:

$$D_2 = m \cdot z_2 = 6 \cdot 33 = 198 \text{ мм.}$$

Колова швидкість пасу:

$$V = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60000} = \frac{3,14 \cdot 180 \cdot 1500}{60000} = 14,3 \text{ м/с.}$$

Допустима питома колова сила, що передається пасом при $m=6$ рівна $F_0 = 40 \text{ Н/см}$.

Вибір параметрів зубчастого пасу

Довжина пасу без врахування його провисання:

$$L \approx 2a + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a}, \text{ мм.} \quad (3.17)$$

де a – орієнтовна міжосьова відстань передачі; $a = 450 \text{ мм}$.

$$L \approx 2 \cdot 450 + \frac{3,14}{2}(198 + 180) + \frac{(198 - 180)^2}{4 \cdot 450} = 1494 \text{ мм.}$$

Найближчий пас по стандарту з довжиною $L = 1500 \text{ мм}$.

Уточнена міжосьова відстань буде рівна:

$$a = \frac{1}{4} \left[L - \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) \right] + \sqrt{\frac{1}{16} \left[L - \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) \right]^2 - \frac{(D_2 - D_1)^2}{8}}, \text{ мм.} \quad (3.18)$$

Підставивши значення в формулу 4.18 отримаємо:

$$a = \frac{1}{4} \left[1500 - \frac{3,14}{2}(198 + 180) \right] + \sqrt{\frac{1}{16} \left[1500 - \frac{3,14}{2}(198 + 180) \right]^2 - \frac{(198 - 180)^2}{8}} = 452,41$$

Ширина пасу для реверсивної передачі визначається за формулою:

$$e = \frac{F_d}{k \cdot F_0}, \text{ см.} \quad (3.19)$$

де F_d – динамічна колова сила, Н;

k – коефіцієнт. $k = 1..1,5$.

Динамічна колова сила визначається за формулою:

$$F_d = \frac{I \cdot \varepsilon}{R}, \text{ Н} \quad (3.20)$$

де I – приведений до шківів передачі момент інерції рухомих частин приводу;

ε – кутове прискорення шківів, рад/с²;

R – радіус шківів, мм.

Кутове прискорення шківів буде рівне:

$$\varepsilon = \frac{\omega_n}{t_p} \text{ рад/с} \quad (3.21)$$

де ω_n – кутова швидкість при номінальних обертах шківів, рад/с²;

t_p – час розгону до номінальних обертів, с. $t_p = 0,25$.

$$\omega_n = \frac{\pi \cdot n_n}{30} = \frac{3,14 \cdot 1500}{30} = 157 \text{ рад/с}.$$

Тоді за формулою 3.21 отримаємо значення прискорення:

$$\varepsilon = \frac{157}{0,25} = 628 \text{ рад/с}^2.$$

Приведений до шківів момент інерції можна визначивши момент інерції шпинделя який рівний $I = 13,8 \cdot 10^{-3} \text{ кг/м}^2$.

Динамічна колова сила буде рівна:

$$F_d = \frac{13,8 \cdot 10^{-3} \cdot 628}{0,09} = 96 \text{ Н}$$

Тоді ширина паса:

$$e = \frac{96}{40 \cdot 1} = 2,5 \text{ см.}$$

Приймаємо по стандарту $e = 50 \text{ мм}$.

По стандарту приймаємо пас з шириною 50 мм і довжиною 1500 мм типу СБЧ – 90 – 50 ОСТ 3805246-81.

Визначення параметрів і конструювання шківів.

Конструкція шківів проста і не потребує детальних пояснень. Шківи виготовляються з легких сплавів АЛ 3 для зменшення маси і інерційних навантажень, при таких високих швидкостях до 8 000 об/хв. Ширина шківа повинна бути більша ширини паса. Оскільки в нас ширина паса дорівнює 50мм, то по стандарту ширина шківа повинна дорівнювати $b = 63\text{мм}$. Ведений шків виготовляється цільним з отвором під вал діаметром $d_2 = 80\text{мм}$, зовнішній діаметр зубчастого шківа $d_{a2} = 192\text{мм}$. Ведучий шків чотириспицевий з отвором під вал редуктора діаметром $d_1 = 42\text{мм}$, зовнішній діаметр шківа $d_{a1} = 200\text{мм}$.

3.4. Розробка конструкції та розрахунок автоматичної двохступеневої планетарної коробки швидкостей.

Використовуючи планетарні механізми, можна проектувати передачі з меншими в порівняно з іншими передачами габаритами і масою. Найбільш ефективно використання планетарних передач і планетарних коробок швидкостей, з двигуном як одне ціле. Однак такі передачі менш поширені ніж інші, що пояснюється складністю виготовлення.

Планетарні передачі завдяки співвісності ведучих і ведених валів зручні для компоновки машин.

Шестерні планетарної коробки передач виготовляються із поковок чи штамповок Сталі 40ХН. Штамповані заготовки відповідають по формі готовим деталям, в такому випадку механічна обробка неробочих поверхонь непотрібна. Після обробки необхідних поверхонь (зубчастий вінець, торці зубів), ці поверхні гартуються з охолодженням в маслі.

Для покращення механічних характеристик та зняття внутрішніх напружень проводиться низький відпуск до температури 330..350⁰С. Після

цього проводиться покращення, після якого твердість зовнішньої поверхні зубчастого колеса чи шестерні досягає близько НВ 280 одиниць.

Прогартованість поверхні зубчастого колеса – 1,5..3мм.

Визначення допустимих напружень.

В планетарних передачах для розрахунку допустимих навантажень проводять кінематичний розрахунок планетарних передач.

Оскільки діапазон регулювання планетарної коробки передач ми визначили в попередньому розділі $i = 4$, то визначимо частоту обертання веденого вала коробки.

$$n_n = \frac{n_1}{i}, \text{ об/хв}$$

де n_1 – номінальна частота обертання вала двигуна, об/хв.;

i – передаточне відношення коробки швидкостей;

Звідси частота обертання вихідного вала коробки швидкостей буде рівна:

$$n_n = \frac{1500}{4} = 375 \text{ об/хв.}$$

Приймаємо число сателітів (із умови врівноваження сил в зачепленні)

$$n_c = 3.$$

Визначаємо число зубів сонячного колеса з умови непідрізання приймаємо $z_1 = 30$

Число зубів корончастого колеса визначаємо на основі формули:

$$z_3 = z_1(u - 1) = 30 \cdot (4 - 1) = 90$$

Число зубів сателіта визначаємо по формулі:

$$z_2 = 0,5(z_3 - z_1) = 0,5(90 - 30) = 30$$

Перевірка умови входження зубів в зачеплення:

$$\frac{z_1 + z_3}{n_c} = \frac{90 + 30}{3} = 40 \text{ (ціле число)}$$

Перевірка умови сусідства:

$$(z_1 + z_2) \sin \frac{\pi}{n_c} > z_2 + 2;$$

$$(30 + 30) \sin \frac{\pi}{3} > 30 + 2; 60 \cdot \sin 60^\circ > 32.$$

Отже кінцеве значення чисел зубів рівне: $z_1 = 30$; $z_2 = 30$; $z_3 = 90$;
 $m=2,5\text{мм}$; $d_3 = m \cdot z = 2,5 \cdot 90 = 225 \text{ мм}$.

Визначаємо робоче число циклів зміни напруження для сонячного колеса за весь строк служби $t = 11 \cdot 300 \cdot 16 = 52,8 \cdot 10^3$ по формулі:

$$N_H = 60 \cdot n_c \cdot n_1^{(H)} \cdot t,$$

де $n_1^{(H)} = 1500 - 375 = 1125 \text{ об/хв}$.

$$\text{Отже } N_H = 60 \cdot 3 \cdot 1125 \cdot 52,8 \cdot 10^3 = 10,7 \cdot 10^9$$

Оскільки $N_H > N_{H0} = 2,3 \cdot 10^7$, то приймаємо коефіцієнт довговічності $K_{HL} = 1$.

Визначаємо міжосьову відстань між сонячним колесом і сателітом по формулі:

$$a_w = K_a (u + 1) \sqrt{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{n'_c [\sigma_H]^2 u^2 \psi_{ba}}};$$

де K_a – коефіцієнт, що залежить від типу зубчастих коліс передачі, для прямозубих циліндричних коліс $K_a = 49,5$;

$$u \text{ – передаточне число } u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{30}{30} = 1;$$

T_2 – обертовий момент, що визначається по формулі:

$$T_2 = \frac{T_H}{i_{1H}^{(3)}} = \frac{240 \cdot 10^3}{4} = 60 \cdot 10^3 \text{ Н/мм}$$

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт концентрації навантаження, $K_{H\beta} = 1,2$;

n'_c – розрахункове число сателітів, $n'_c = n_c - 0,7 = 3 - 0,7 = 2,3$;

$[\sigma_H]$ – допустиме контактне напруження, яке визначається по формулі:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \text{ lim } b} K_{HL}}{[S_H]} = \frac{630 \cdot 1}{1,1} = 550 \text{ Мпа}$$

де σ_{Hlimb} – граничне значення контактної витривалості;

$$\sigma_{Hlimb} = 2HB + 70 = 2 \cdot 280 + 70 = 630 \text{ МПа};$$

$[S_H]$ – коефіцієнт безпечності;

Після підстановки приведених величин в формулу, отримаємо:

$$a_w \geq 49,5(1+1) \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 10^3 \cdot 1,2}{2,3 \cdot 550^2 \cdot 1 \cdot 0,5}} = 58 \text{ мм.}$$

Визначаємо модуль зачеплення за формулою:

$$m = \frac{2a_{w12}}{z_1 + z_2} = \frac{2 \cdot 58}{30 + 30} = 2 \text{ мм.}$$

Визначаємо дійсні параметри зубчастих коліс, їхні діаметри ділільних кіл і ширину вінця:

$$d_1 = mz_1 = 2 \cdot 30 = 60;$$

$$d_2 = mz_2 = 2 \cdot 30 = 60;$$

$$d_3 = mz_3 = 2 \cdot 90 = 180;$$

$$b = \psi_{ba} a_{w12} = 0,5 \cdot 58 = 29.$$

Проектний розрахунок передач із умов міцності.

Здійснюємо розрахунок зубів на згин за формулою:

$$\sigma_F = 2Y_F Y_\beta Y_\varepsilon \frac{T_2 K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}}{n'_c z_2 b m^2};$$

Всі значення коефіцієнтів визначають по ГОСТ 21354-75.

$$\sigma_F = 2 \cdot 3,8 \cdot 0,6 \cdot 1 \frac{60 \cdot 10^3 \cdot 1 \cdot 1,5 \cdot 1,2}{2,3 \cdot 42 \cdot 29 \cdot 2^2} \approx 44 \text{ МПа.}$$

Звірямо з допустимим:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{Flimb} K_{FL} K_{Fc}}{[S_F]} = \frac{555 \cdot 1 \cdot 1,5}{1,8} = 465 \text{ МПа.}$$

Умова міцності виконується $\sigma_F < [\sigma_F]$.

Визначення геометричних параметрів зубчастих коліс.

Всі геометричні параметри зубчастих коліс планетарної коробки швидкостей зводимо в таблицю 3.3.

Таблиця 3.3. Геометричні параметри коліс.

Параметр	Колеса планетарної коробки швидкостей		
	Корончасте	Сателіти	Сонячне
Модуль зуба m , мм.	2	2	2
Ділильний діаметр d , мм.	180	120	120
Зовнішній діаметр d_a , мм.	176	124	124
Діаметр впадин d_f , мм.	185	115	115
Міжосьова відстань a_w , мм.	120		120
Ширина колеса b , мм.	32	30	32
Висота зуба h , мм.	4	4	4
Кількість зубів колеса z , мм.	90	30	30

Розрахунок сил в зачепленні

В процесі експлуатації вали передач отримують деформації від дії зовнішніх сил, мас самих валів і насаджених на них деталей. Однак в типових передачах маси валів і деталей, насаджених на них, порівняно невеликі, тому їх впливом звичайно нехтують і обмежуються аналізом і врахуванням зовнішніх сил, які виникають в процесі роботи, а саме сил в зачепленні.

Оскільки в нас в коробці передач використовуються циліндричні передачі, тому будемо розраховувати силу в зачепленні прямозубій циліндричній передачі. Силу в таких передачах розкладають на дві взаємно перпендикулярні складові:

Кругову силу:

$$F_t = \frac{P}{v} \text{ Н};$$

і радіальну:

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha \text{ Н};$$

де P – потужність яка передається, Вт;

v – кругова швидкість, м/с;

α – кут зачеплення, для прямозубих циліндричних передач $\alpha = 12^\circ$.

Розраховуємо сили в зачепленні корончастого колеса з сателітом.

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_n}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 252 \cdot 1500}{60 \cdot 1000} = 19,8 \text{ м/с.}$$

Де d_1 – ділильний діаметр корончастого колеса, мм;

n_n – номінальна частота обертання двигуна, об/хв.

Отже кругова сила буде рівна:

$$F_t = \frac{4400}{19,8} = 222 \text{ Н.}$$

Радіальна сила: $F_r = 222 \text{ tg } 12^\circ = 47,2 \text{ Н.}$

Розраховуємо сили в зачепленні сонячного колеса з сателітом.

$$v = \frac{\pi \cdot d_3 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 84 \cdot 375}{60 \cdot 1000} = 1,65 \text{ м/с.}$$

Де d_3 – ділильний діаметр сонячного колеса, мм;

n_1 – частота обертання вихідного вала коробки, об/хв.

Отже кругова сила буде рівна:

$$F_t = \frac{4400}{1,65} = 2667 \text{ Н.}$$

Радіальна сила: $F_r = 2667 \text{ tg } 12^\circ = 567 \text{ Н.}$

Розрахунок вихідного вала коробки передач на втомну міцність.

Проектування вала починають з визначення діаметра вихідного кінця його з розрахунку на чисте кручення по пониженому допустимому напруженню без врахування впливу згину.

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau_k]}}$$

де T – номінальний крутний момент, який передається валом, Н·мм;

$[\tau_k]$ – допустиме напруження на кручення;

Оскільки вал виготовляється із сталі 45, то приймають понижене значення в межах $[\tau_k] = 15..20$ МПа. Приймаємо $[\tau_k] = 20$ МПа.

Підставивши значення в формулу, отримаємо:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 240000}{3,14 \cdot 20}} = 39,4 \text{ мм.}$$

Приймаємо найближче значення із стандартного ряду $d = 40$ мм.

Проводимо уточнений перевірочний розрахунок, який заключається в визначенні коефіцієнтів запасу міцності s в небезпечному січенні. Оскільки вал одинаковий в усіх січеннях то розрахунки проводимо в будь-якому січенні:

$$s = \frac{s_{\sigma} \cdot s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}};$$

Розрахункове число s повинне бути не нижче допустимого $[s] = 2,5$.

де s_{σ} – коефіцієнт запасу міцності, по нормальним напруженням,

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma} \beta} \sigma_{\nu} + \psi_{\sigma} \sigma_m},$$

де σ_{-1} – границя витримки сталі при симетричному циклі згину, для конструкційних сталей $\sigma_{-1} = 0,43 \sigma_B = 0,43 \cdot 800 = 344$;

k_{σ} – ефективний коефіцієнт концентрації нормальних напружень $k_{\sigma} = 1,8$;

ε_{σ} – масштабний фактор для нормальних напружень;

β - коефіцієнт впливу шорсткості, при $R_a = 0,32 \dots 2,5$ мкм, приймають $\beta = 0,97 \dots 0,9$;

σ_{ν} – амплітуда циклу нормальних напружень, рівна найбільшому напруженню згину σ_n в розглядуваному січенні;

σ_m – середнє напруження циклу нормальних напружень.

Якщо осьове навантаження на вал відсутнє або дуже мале, то $\sigma_m = 0$.

Отже:

$$s_{\sigma} = \frac{344}{\frac{1,8}{0,85 \cdot 0,95} \cdot 10} = 14,98 .$$

s_{τ} – коефіцієнт запасу міцності, по дотичним напруженням,

$$s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau} \beta} \tau_v + \psi_{\tau} \tau_m},$$

де τ_{-1} – границя витримки сталі при симетричному циклі кручення, для конструкційних сталей $\tau_{-1} = 0,58 \sigma_{-1} = 0,58 \cdot 344 = 200$;

k_{τ} – ефективний коефіцієнт концентрації нормальних напружень $k_{\tau} = 1,7$;

ε_{τ} – масштабний фактор для нормальних напружень;

β – коефіцієнт впливу шорсткості, при $R_a = 0,32..2,5$ мкм, приймають $\beta = 0,97..0,9$;

τ_v – амплітуда циклу нормальних напружень, рівна найбільшому напруженню згину σ_n в розглядуваному січенні;

τ_m – середнє напруження циклу нормальних напружень.

$$\tau_v = \tau_m = 0,5 \tau_{\max} = \frac{0,5 \cdot T}{W_k} = \frac{0,5 \cdot 285000}{11794,4} = 12,1$$

$$W_k = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d} = \frac{3,14 \cdot 40^3}{16} - \frac{10 \cdot 5(40-5)^2}{2 \cdot 40} = 11794,4$$

Отже:

$$s_{\tau} = \frac{200}{\frac{1,7}{0,73 \cdot 0,95} \cdot 12,1 + 0,1 \cdot 12,1} = 6,53.$$

$$s = \frac{14,98 \cdot 6,53}{\sqrt{14,98^2 + 6,53^2}} = 5,98$$

Отже умова $s = 5,98 > [s] = 2,5$ виконується. Вал, який попередньо вибраний витримає всі навантаження і короточасні перевантаження.

Вибір та розрахунок підшипників з умов довговічності.

Для вихідного вала коробки швидкостей попередньо намічаємо радіально-упорні підшипники середньої серії по ГОСТ 831 – 75, установлені за схемою „О”. Габарити підшипників вибираємо по діаметру вала в місці посадки підшипників і заносимо в таблицю 3.3.

Для сателітів намічаємо роликові підшипники легкої широкої серії ГОСТ8328-75.

Для підтримки корончастого колеса вибираємо радіальний підшипник середньої серії типу 300 по ГОСТ 8338 – 75.

Щоби знерухомити вхідний і вихідний вал в осьовому напрямку і зробити їх співвісними, на їх стику установлюють упорний підшипник, надлегкої серії типу 8000 по ГОСТ 6874 – 75.

Таблиця 3.3 – Геометричні і динамічні параметри підшипників.

Місце посадки підшипника	Умовне позначення	d	D	B	Грузопідйомність	
		Розміри, мм			C, кН	C ₀ , кН
Вихідний вал	46308	40	90	23	50,8	31,1
Сателіти	2506A	30	62	20	38,0	28,0
Корончасте кол.	311	55	120	29	71,5	41,5
Стик валів	8108	40	60	13	23,4	50,0

Вихідний вал коробки швидкостей.

Сили, які діють в зачепленні: $F_t = 2667 \text{ Н}$, $F_r = 567 \text{ Н}$.

Реакції опор в площині XZ:

$$R_{x2} c_1 = F_t f_1;$$

$$R_{x2} = F_t \frac{f_1}{c_1} = 2667 \cdot \frac{60}{80} = 2000 \text{ Н}$$

де f_1 – відстань ві опори до місця дії сили, мм;

c_1 – відстань між опорами, мм.

Ці відстані умовно приймаються.

$$R_{x1} c_1 = F_t (c_1 + f_1);$$

$$R_{x1} = F_t \frac{c_1 + f_1}{c_1} = 2667 \cdot \frac{80 + 60}{80} = 4667 \text{ Н}$$

Перевірка: $R_{x2} - R_{x1} + F_t = 2000 - 4667 + 2667 = 0$

В площині YZ:

$$-R_{y2}c_1 + F_r f_1 = 0$$

$$R_{y2} = \frac{567 \cdot 60}{80} = 425 \text{ H}$$

$$-R_{y1}c_1 + F_r(c_1 + f_1) = 0$$

$$R_{y1} = \frac{567 \cdot (80 + 60)}{80} = 992 \text{ H}$$

Перевірка: $R_{y2} - R_{y1} + F_r = 425 - 992 + 567 = 0$.

Сумарні реакції в опорах будуть рівні:

$$P_{r2} = \sqrt{R_{x2}^2 + R_{y2}^2} = \sqrt{2000^2 + 425^2} = 2045 \text{ H}$$

$$P_{r1} = \sqrt{R_{x1}^2 + R_{y1}^2} = \sqrt{4667^2 + 992^2} = 4771 \text{ H}$$

Осьові складові радіальних реакцій радіально-упорних підшипників, визначаємо по формулі:

$$S_2 = eP_{r2} = 0,68 \cdot 2045 = 1391 \text{ H}$$

$$S_1 = eP_{r1} = 0,68 \cdot 4771 = 3244 \text{ H}$$

де e – параметр осьового навантаження, для радіально-упорного підшипника 46308 $e=0,68$.

Осьові навантаження підшипників. В нашому випадку $S_1 > S_2$, $F_a >= 0$, то $P_{a1} = S_1 = 3244 \text{ H}$; $P_{a2} = S_2 + F_a = 1391 + 0 = 1391 \text{ H}$.

Розглянемо правий підшипник.

Відношення $\frac{P_{a2}}{P_{r2}} = \frac{1391}{2045} = 0,68 = e$, тому осьове навантаження не

враховуємо.

Еквівалентне навантаження визначиться по формулі:

$$P_{e2} = (XVP_{r2} + YP_{a2})K_\sigma K_T;$$

для заданих умов $V = K_\sigma = K_T = 1$;

для радіально упорних підшипників при $P_{a2}/P_{r2} > e$ коефіцієнт $X=1$, $Y=0$

Отже еквівалентне навантаження буде рівне:

$$P_{e2} = (1 \cdot 1 \cdot 2045 + 0 \cdot 1391) \cdot 1 \cdot 1 = 2045 \text{ H} = 2,05 \text{ кН}$$

Розрахункова довговічність (ресурс підшипника):

$$L = \left(\frac{C}{P_{e2}} \right)^p,$$

де C – динамічна грузопідйомність по каталозі, кН.

P_{e2} – еквівалентне навантаження, кН;

p – показник степені, для шарикопідшипників $p=3$.

$$L = \left(\frac{50,8}{2,05} \right)^3 = 15217 \text{ млн. об.}$$

Розрахункова довговічність в годинах:

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60 n} = \frac{15217 \cdot 10^6}{60 \cdot 1500} \approx 170000 \text{ год.}$$

де n – частота обертання ведучого вала, об/хв;

Розглянемо правий підшипник.

Відношення $\frac{P_{a1}}{P_{r1}} = 0,68 = e$, тому $P_{e1} = P_{r1} = 4771 \text{ Н} = 4,8 \text{ кН}$.

Розрахункова довговічність (ресурс підшипника):

$$L = \left(\frac{50,8}{4,8} \right)^3 = 1185 \text{ млн. об.}$$

Розрахункова довговічність в годинах:

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60 n} = \frac{1185 \cdot 10^6}{60 \cdot 1500} \approx 13000 \text{ год.}$$

Знайдена довговічність приємлема.

Оскільки розраховано найбільш навантажені підшипники, то розрахунки інших підшипників не проводимо.

Опис конструкції та принципу роботи автоматичної двохступеневої планетарної коробки швидкостей.

Планетарна коробка передач має привідний вал 1, який з'єднаний із центральним сонячним колесом 2, також привідний вал 3, що з'єднаний із водилом планетарної передачі 10, та сателіти 11. Вона має центральне

корончасте колесо 4 з внутрішніми зубами, яке при першому включенні з'єднується із корпусом планетарної передачі, а при другому включенні з'єднується із сонячним колесом 2 за допомогою втулки 6. Втулка 6 встановлена на привідному валу 1 концентрично. Рухома півмуфта 5 забезпечує перемикання обох передач. Рухома півмуфта 5 з'єднана із центральним корончастим колесом 4 з внутрішніми зубами і є рухомою в осьовому напрямку.

На верхній половині рисунку рухома півмуфта 5 знаходиться в зачепленні із гальмівним диском 14, при цьому буде включення із передаточним числом $i > 1$. Відповідно зміщення рухомої півмуфти 5 із центральним діаметром 7, який співвісний із втулкою 6, до кінця центрального корончастого колеса 4 (на рисунку показано на нижній половині), забезпечує передаточне число $i = 1$ та зчеплення рухомої півмуфти 5 із втулкою 6 за допомогою центруючого обода 8, який виконаний заодне ціле із втулкою 6.

Для сприятливого входження колеса в зачеплення центруючого діаметра 7 півмуфти 5 із зубами центруючого обода 8 і компенсації зміщення в поперечному напрямку, на центруючому діаметрі півмуфти виконані зуби із заокругленням торців та фасками. Так само для сприятливого входження в зачеплення зубів центруючого обода 8 із зубами центруючого діаметра 7, півмуфти і компенсації зміщення в поперечному напрямку, на центруючому ободі 8 виконані зуби із заокругленням торців

та фасками. Це при незначному зміщенні між зубами центруючого діаметра 7 та центруючого обода 8 забезпечує їх безпроблемне з'єднання.

Після з'єднання центруючого ободу 8 із центруючим діаметром 7 рухомої півмуфти 5, між ними існує зазор. Для приведеної планетарної передачі також існує малий зазор між рухомою півмуфтою та з'єднувальними зубами корончастого колеса.

На верхній стороні центруючого діаметра 7 передбачене штопорне кільце 9 для підшипника рухомої півмуфти 13, який, як правило, на неї

запресовується. Це аксіально зафіксоване штопорне кільце 9 служить для того, щоб не виникло додаткової незрівноваженості.

Додатково підкреслимо, центрування рухомої півмуфти 5, на втулці 6 при показаному на рисунку вверченні рухома півмуфта знаходиться в зачепленні із гальмом, роль якого виконує гальмівний диск 14.

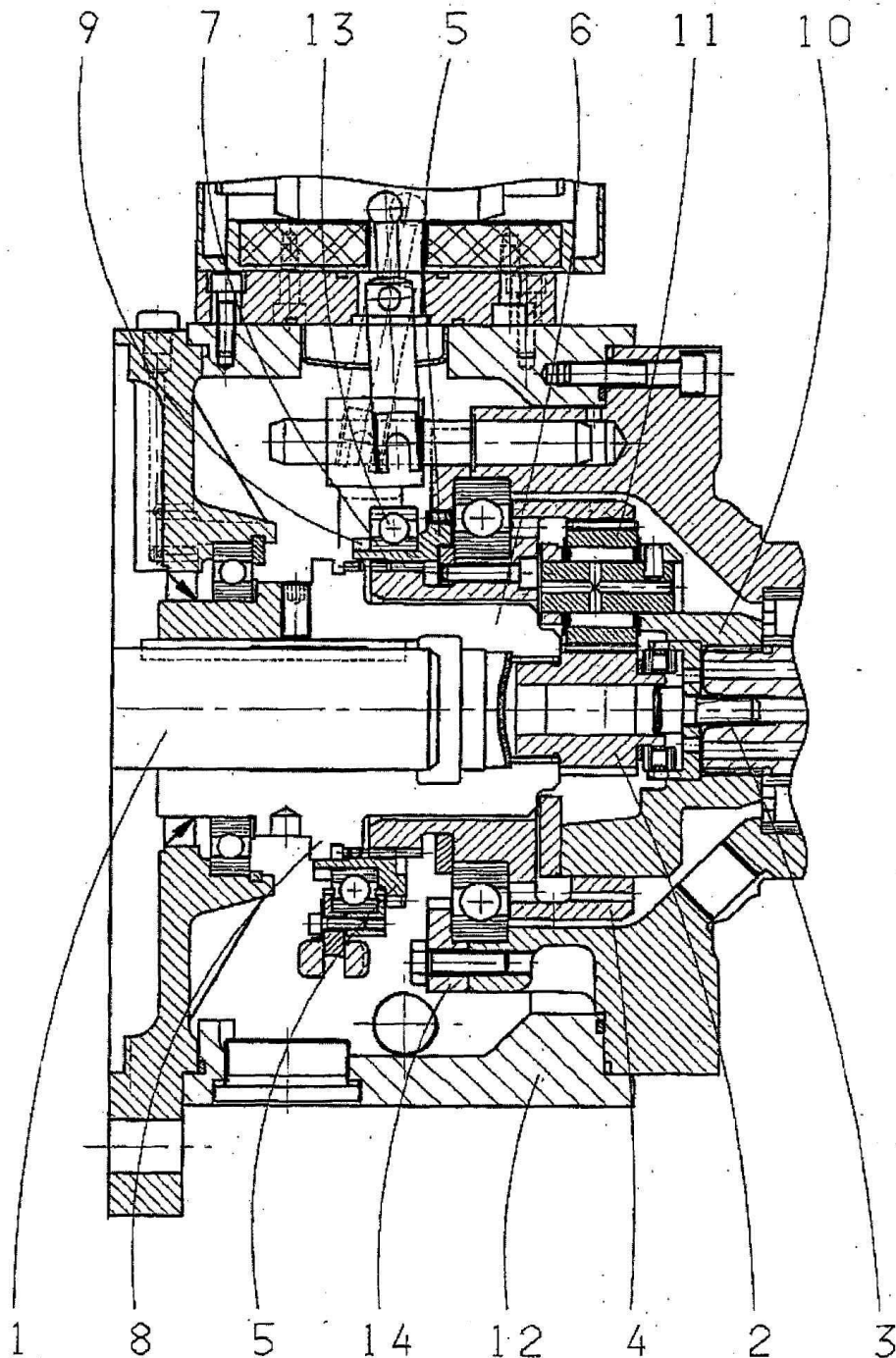


Рис. 3.17. Планетарна коробка передач.

Застосування центруючого діаметра на втулці, що взаємодіє із кінцем рухомої півмуфти, у вигляді центруючого обода на втулці не обмежується

лише планетарними передачами МРВ, а також застосовується у всіх інших передачах.

3.5. Проектування приводу поперечної подачі револьверного супорта

Для розробки приводу подач крім вихідних даних потрібно чітко сформулювати вимоги, яким він повинен задовольняти, переваги і недоліки існуючого приводу, в'яснити причини, які викликають необхідність зміни кінематики приводу.

До приводу подач ставлять такі вимоги: забезпечення потрібного діапазону регулювання швидкостей, плавність і точність руху, компактності конструкції і інші повинні бути доповнені вимогами, які віддзеркалюють специфіку верстата і даного приводу.

Для верстатів з ЧПК з підвищеною точністю використовують приводи безступінчастого регулювання з двигунами постійного струму. Вибираємо структуру приводу при якій буде висока точність і при якій буде забезпечуватись потрібний діапазон регулювання.

Привід буде складатися з двигуна постійного струму, муфти, яка буде забезпечувати плавність пуску і зупинки приводу, і тягового пристрою. Тяговим пристроєм служить передача гвинт-гайка кочення, яка являється основним видом тягового механізму в верстатах з ЧПК.

Кулькові гвинтові пари (КГП) мають основні технічні переваги передачі гвинт-гайка ковзання, але не мають таких недоліків як малий ККД та втрати на тертя, які ведуть до зношення матеріалів.

КГП містить гвинт та гайку з гвинтовими криволінійними каналами. Ці канали є доріжками кочення для кульок, які розміщені між витками гвинта і гайки.

Загальний вид кулькової гвинтової передачі наведено на рис.3.18.



Рис. 3.18. Вигляд кулькової передачі «гвинт-гайка»

Механізми з кульковими гвинтовими парами мають унікальні технічні характеристики, а саме:

- забезпечують діапазон переміщення елементів механізмів від сотих частин міліметра до (20-30)метрів в механізмах металорізальних верстатів;
- виконують в діапазоні швидкості переміщення заданих механізмів $V=(0,01-10,0)\text{м/хв}$ та забезпечують керування швидкістю переміщення безпосередньо при виконанні техпроцесів;
- забезпечують сталі умови переміщення частин великої ваги, сприймають великі статичні та динамічні навантаження в діапазоні $R_H=(100-300)\text{кН}$, які створюють контактні навантаження на гвинтові робочі поверхні механізму в межах $P_k=(10-12)\text{МПа}$;
- забезпечують осьову жорсткість гвинтового механізму в межах $j=(0,5-1,0)\text{кН/мкм}$;
- забезпечують високу точність та дискретність переміщення, яка складає $\varepsilon=(1-3)\text{мкм}$, а точність позиціонування в межах $\delta=(2-5)\text{мкм}$.

В конструкціях ходових гвинтів кулькових гвинтових пар застосовують два типи профілю гвинтової поверхні: напівкруглий та арочний.

Більшого поширення отримав в конструкціях КГП напівкруглий профіль.

Радіус профілю гвинтової поверхні визначають

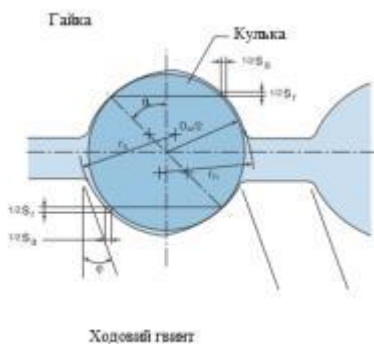
$$R_{np} = (1,03 - 1,04) \cdot r_k$$

де r_k - радіус кульки.

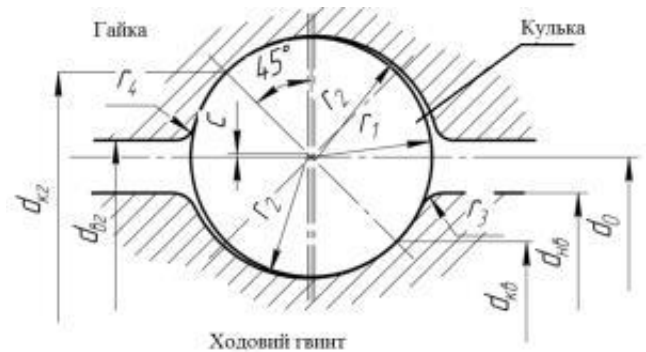
Арочний профіль створюється двома дугами, радіус яких визначають за співвідношенням:

$$R_{np} = (1,15 - 1,20) \cdot r_k$$

де r_k - радіус кульки.



а) арочний профіль



б) напівкруглий профіль.

Рис. 3.19. Профілі гвинтової поверхні кулькової гвинтової пари

Радіуси дуг визначають так, щоб забезпечити кут контакту між кулькою і поверхнею дуги $\alpha=45^\circ$.

КГП мають певну стандартизацію конструктивного виконання її робочої частини та кінців гвинтів, які мають точні поверхні основних конструкторських баз, а саме поверхонь для підшипників, а також поверхні допоміжних конструкторських баз для зубчастих коліс, шківів та інших приєднаних деталей. Типове виконання та загальні конструктивні елементи кінців ходових гвинтів показано на рис.3.20.

Найбільш використовувані номінальні діаметральні розміри гвинтів, які використовують в конструкціях механізмів, складають (25-200)мм а крок різьбової поверхні складає $P=(5-20)$ мм при загальній довжині в межах $l=(500-5000)$ мм.

Базове виконання		Зі шпонковим пазом	
00			
01		02	
11		12	
21			
31			
41			
51			
61		62	
71		72	
81		82	
91		92	
			Кінець приварений тертям без шпонковим пазом
		53	
		83	
		84	
		93	
		94	
Обработка торцов		Z Центровий отвір DIN 332-D 	S Внутрішній шестигранник

Рис.3.20 .Конструктивне виконання ходових гвинтів передач «гвинт-гайка».

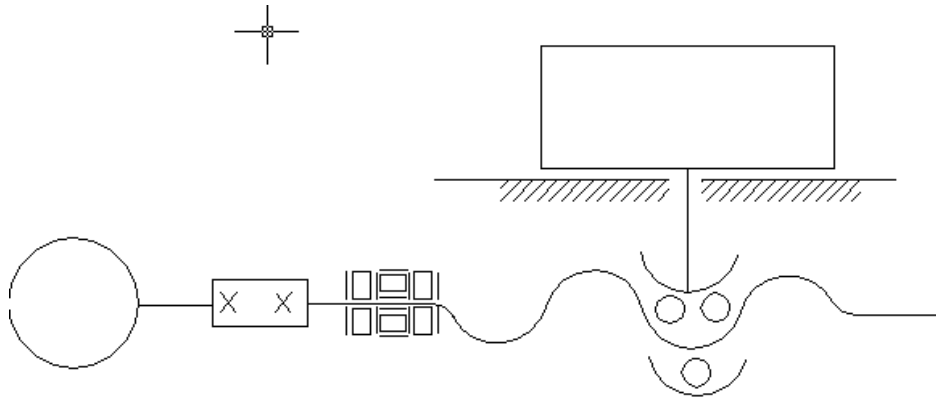


Рис. 3 .21.Кінематична схема приводу подач поперечного супорта.

Вихідні дані для розрахунку приводу.

Вихідні дані для розрахунку приводу поперечних подач револьверного супорта подані в таблиці 3.4.

Таблиця 3.4. Вихідні дані для розрахунку.

Параметр	Позначення	Значення
1.Маса револьверної головки, кг	$m_{р.г.}$	190
2.Маса приводу з поперечним супортом, кг	$m_{пр.поп}$	230
3.Загальна довжина ходового гвинта, мм	L_b	715
4.Вільна довжина гвинта, мм.	l	490
5.Максимальна відстань між гайкою і опорою гвинта, мм.	l_{max}	310
6.Твердість поверхонь контакту шариків і доріжок кочення гвинта і гайки.	HRC_e	60
7.Швидкість швидких ходів, м/хв.	$V_{ш.х.}$	15
8.Прискорення при розгоні і гальмуванні, м/с.	a	1.0
9.Максимальне значення осьової складової сили різання при дії моменту M_H	F_{pmax}	4000

Розрахунок механічної частини приводу.

Визначення діаметра ходового гвинта, кроку різьби і осьової жорсткості.

Визначимо діаметр гвинта згідно рекомендацій по відношенню довжини гвинта до його діаметра.

$$\text{Для порівняно коротких гвинтів } \frac{L_b}{d_0} = 20 \dots 25 \text{ ,}$$

де L_b – загальна довжина гвинта, яка вказується у вихідних даних,
 $L_b=715\text{мм}$;

d_0 – діаметр ходового гвинта.

$$\text{Тоді } d_0 = \frac{L_b}{20 \dots 25} = \frac{715}{20 \dots 25} = 27 \dots 36 \text{ мм.}$$

Уточнимо отримане значення в відповідності із стандартом і призначимо: $d_0 = 40\text{мм}$; $t_b = 10\text{мм}$.

По номограмі знайдемо сумарну жорсткість. Необхідні для використання номограми значення діаметра d_n опорної шийки гвинта приймаємо рівним $d_n = 0,8 \cdot d_0 = 0,8 \cdot 40 = 32 \text{ мм}$.

Приймаємо $d_n = 35\text{мм}$. В якості опори приймаємо підшипник легкої серії 4-504707.

Згідно розрахунку по номограмі $j_\Sigma = 14 \text{ даН / мкм}$

Сумарна жорсткість приводу визначається за формулою:

$$j_\Sigma = \frac{4\pi^2 \cdot f_0^2 \cdot m}{10^7}, \text{ даН / мкм}$$

де f_0 – власна частота коливання механічної системи, Гц.;

m – маса переміщуваного вузла, маса поперечного супорта - 230 кг.

Для механічної частини слідкуючого приводу з тиристорним перетворювачем і електродвигуном постійного струму $f_0 = 70 \dots 80 \text{ Гц}$.

Підставивши всі значення в попередню формулу отримаємо:

$$j_{\Sigma \text{ min}} = \frac{4 \cdot 3,14^2 \cdot 75^2 \cdot 230}{10^7} = 5,1 \text{ даН / мкм}$$

Отже $j_{\Sigma \min} < j_{\Sigma}$, тому беремо гвинт з більшим діаметром гвинта, для якого і жорсткість буде більша. Приймаємо гвинт з: $d_0 = 50\text{мм}$; $t_b = 10\text{мм}$.

Приймаємо діаметр шийки під підшипник рівний $d_n = 35\text{мм}$. В якості опори приймаємо підшипник легкої серії 4 – 504707.

Тоді по номограмі $j_{\Sigma} = 18 \text{ даН/мкм}$.

Отже, приймаємо наступні параметри ходового гвинта поперечного револьверного супорта: діаметр гвинта $d_0 = 50\text{мм}$, крок гвинта $t_b = 10\text{мм}$. В якості опори приймаємо підшипник легкої серії 4 – 504707.

Розрахунок ходового гвинта на поздовжню стійкість і вібростійкість.

Критичне поздовжнє навантаження визначається за формулою:

$$P_{кр} = \frac{\pi^2 E \cdot I_0}{(\mu \cdot l)^2 \cdot K}, \text{ Н}$$

де $E=2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ – модуль пружності матеріалу;

I_0 – осьовий момент інерції перерізу гвинта, мм^4 ;

l – вільна довжина гвинта, мм ;

μ – коефіцієнт, що залежить від схеми закріплення гвинта;

K – коефіцієнт запасу стійкості.

Осьовий момент інерції гвинта можна визначити за формулою:

$$I_0 = 0,05 \cdot d_{\text{вн}}^4$$

де $d_{\text{вн}}$ – внутрішній діаметр гвинта, мм .

Отже за формулою осьовий момент інерції гвинта буде:

$$I_0 = 0,05 (50 - 6)^4 = 1,9 \cdot 10^5 \text{ мм}^4;$$

Для схеми I, $\mu = 2$ $K = 3$.

Тоді критичне навантаження буде рівне:

$$P_{кр} = \frac{(3,14)^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 1,9 \cdot 10^5}{(2 \cdot 490)^2 \cdot 3} = 1,36 \cdot 10^7 \text{ Н}$$

По результату видно, що розміри гвинта забезпечують запас стійкості, оскільки $F_{\text{рmax}} = 400\text{Н}$.

Для попередження резонансу значення критичної частоти обертання гвинта $n_{кр}$, повинно перевищувати найбільшу частоту обертання ходового гвинта n_{bmax} не менше ніж в 1,2 рази.

Величина $n_{кр}$ визначається за формулою:

$$n_{кр} = \xi \frac{30}{\pi} \cdot \frac{d_{вн}}{l^2} \sqrt{\frac{E \cdot g}{\gamma}};$$

де ξ – коефіцієнт, що залежить від способу закріплення гвинта;

$g = 9,8 \cdot 10^3 \text{ мм/с}^2$ – прискорення вільного падіння;

$\gamma = 7,8 \cdot 10^{-5} \text{ Н/мм}^3$ – питома вага матеріалу гвинта.

Для гвинта змонтованого по схемі I (один кінець вільний, інший защемлений) $\xi = 0,88$.

Тоді за формулою $n_{кр}$ набере значення:

$$n_{кр} = 0,88 \cdot \frac{30}{3,14} \cdot \frac{44}{490^2} \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 9,81 \cdot 10^3}{7,8 \cdot 10^{-5}}} = 8182 \text{ об/хв.}$$

Максимальна частота обертання гвинта:

$$n_{b \max} = \frac{V_{ш.х.}}{t_b} = \frac{15000}{10} = 1500 \text{ об/хв.}$$

Небезпека виникнення резонансу в приводі поперечних переміщень супорта відсутня, оскільки максимальна частота обертання ходового гвинта значно меша можливого значення $n_{кр}$.

Розрахунок передачі гвинт-гайка на статичну міцність і довговічність

Розрахунок на статичну міцність і довговічність виконуємо по гранично допустимому осьовому статичному навантаженні $[F_{ст}]$, значення якого для прийнятої величини контактних напружень $[\sigma_k]=2500$ визначиться за формулою:

$$[F_{ст}] = 10 \cdot z \cdot d_k^2$$

де z – число робочих кульок, шт;

d_k – діаметр кульки, мм.

Число робочих кульок можна визначити за відношенням:

$$z = \frac{\pi \cdot d_0 \cdot i_z}{d_k} = \frac{3,14 \cdot 50 \cdot 3}{6} = 78 \text{ шт.}$$

Тоді гранично допустиме навантаження $[F_{ct}]$:

$$[F_{cm}] = 10 \cdot 78 \cdot 6^2 = 2,8 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

Отже $[F_{ct}] > F_{pmax} = 4000 \text{ Н.}$

Коефіцієнт довговічності передачі по [9] ст. 30 визначиться за формулою:

$$K_1 = K_a \sqrt[3]{\frac{60 T \cdot n_{cp} \cdot C_i}{10^7}};$$

де T – потрібний час служби передачі, год;

n_{cp} – середня частота обертання гвинта, об/хв;

C_i – число циклів навантаження за один оберт гвинта;

K_a – коефіцієнт змінності навантаження;

10^7 - базове число циклів навантаження.

$T = 5 \cdot 10^3$ год; $K_a = 0,9$; $n_{cp} = 650$ об/хв.

Число циклів навантаження за один оберт гвинта приймаємо рівним половині числа кульок в одному витку:

$$C_i = \frac{\pi d_0}{2 d_k} = \frac{3,14 \cdot 50}{2 \cdot 6} = 13$$

Тоді коефіцієнт довговічності буде рівний:

$$K_1 = 0,9 \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 5 \cdot 10^3 \cdot 650 \cdot 13}{10^7}} = 5,7$$

Оскільки $K_1 > 1$, потрібно гранично допустиме осьове навантаження, знайдене з умови статичної міцності зменшити в 5,7 раз.

$$[F'_{cm}] = \frac{[F_{cm}]}{K_1} = \frac{2,8 \cdot 10^4}{5,7} = 4912 \text{ Н}$$

Отже, $[F'_{ct}] > F_{pmax} = 4000 \text{ Н.}$

Таким чином вибрані значення параметрів гвинтової передачі забезпечують її задовільну роботу, як по критерію статичної міцності, так і довговічності (втомлюваної міцності).

Вибір електродвигуна приводу подач.

Моменти від сил різання визначимо по формулі:

$$M_p = \frac{F_p \cdot t_b}{2\pi \cdot \eta \cdot u};$$

де $\eta = 0,85$ – ККД гвинтової передачі при наявності натягу;

$u = 1$ – передаточне число редуктора.

При дії максимального зусилля $F_{p\max} = 4000\text{Н}$ отримаємо:

$$M_p = \frac{4000 \cdot 0,01}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,85^2 \cdot 1} = 8,8 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Моменти від сил тертя в направляючих визначиться по формулі:

$$M_{m.n.} = \frac{F_{m.n.} \cdot t_b}{2\pi \cdot \eta \cdot u};$$

де $F_{т.н.}$ – сила тертя в направляючих, при дії $F_{p\max} = 4000$, сила тертя в направляючих складає $F_{т.н.} = 140 \text{ Н}$.

Тоді:

$$M_p = \frac{140 \cdot 0,01}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,85^2 \cdot 1} = 0,31 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Моменти від сил тертя в гвинтовій передачі визначимо:

$$M_{m.в.} = \frac{0,032 \cdot F_{p\max} \cdot t_b}{3 \cdot \eta_2 \cdot u}.$$

Підставивши значення в формулу отримаємо:

$$M_{m.в.} = \frac{0,032 \cdot 4000 \cdot 0,01}{3 \cdot 0,85 \cdot 1} = 0,5 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Моменти від сил тертя в підшипниках і ущільненнях за рекомендаціями:

$$M_{m.n.} = \frac{5}{u \cdot \eta_2} = \frac{5}{1 \cdot 0,85} = 5,9 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Повний момент сил опору визначиться за формулою:

$$M_{ст.} = M_p + M_{m.n.} + M_{m.в.} + M_{m.п.}, \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

При дії максимального моменту, повний момент опору прийме вигляд:

$$M_{ст.}^{\max} = 8,8 + 0,31 + 0,5 + 5,9 = 15,5 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Попередній вибір двигуна.

Вибираємо двигун по величині найбільшого статичного моменту $M_{ст.}^{\max}=15,5$ і по $n_{ш.х.} = 3000$ об/хв., $n_{\max} = 1500$ об/хв.

Згідно технічних даних високомоментних двигунів серії 56-80 (Польща), вибираємо двигун типу PF4 – К – 7714 з тахогенератором і гальмом з наступними технічними характеристиками:

- Потужність – 3,5 кВт;
- Момент – 15 Н·м;
- Максимальна частота обертання, $n_{\max} = 3000$ об/хв.
- Максимальний момент при пуску – 119 Н·м;
- Момент інерції – 0,039 кг·м²;
- Масса – 27 кг.

Визначення моменту опору, що переборює двигун при розгоні.

Момент інерції рухомих ланок приведений до вала двигуна визначиться за формулою:

$$I = I_n + I_g + I_d, \text{ кг}\cdot\text{м}^2$$

де I_n – приведений момент інерції переміщуваного вузла, кг·м²;

I_g – приведений момент інерції ходового гвинта, кг·м²;

I_d – момент інерції якоря двигуна, кг·м².

Приведений момент інерції переміщуваного вузла розраховуємо за формулою:

$$I_n = \frac{m \cdot t_b^2}{u^2 \cdot 4\pi^2};$$

Підставивши значення в формулу, отримаємо:

$$I_n = \frac{230 \cdot (0,01)^2}{1^2 \cdot 4 \cdot 3,14^2} = 5,8 \cdot 10^{-4} \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Приведений момент інерції ходового гвинта:

$$I_\epsilon = \frac{\pi d_0^4 \cdot L_b \cdot \rho}{32 \cdot u^2};$$

де d_0 – діаметр гвинта, мм;

L_b – загальна довжина гвинта, мм;

$\rho = 7,8 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$ – густина матеріалу гвинта.

Підставивши значення в формулу, отримаємо:

$$I_\epsilon = \frac{3,14 \cdot (0,05)^4 \cdot 0,715 \cdot 7,8 \cdot 10^3}{32 \cdot 1^2} = 3,4 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Тоді момент інерції рухомих ланок приведенний до вала двигуна прийме вигляд:

$$I = 5,8 \cdot 10^{-4} + 3,4 \cdot 10^{-3} + 3,9 \cdot 10^{-2} = 4,3 \cdot 10^{-2} \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Кутове прискорення двигуна при зміні швидкості руху в період розгону по лінійному закону визначимо за формулою:

$$\epsilon = \frac{\pi \cdot n_{\text{об.}}^{\text{об.}}}{30 \cdot t_p \cdot \eta}, \text{ рад/с}^2;$$

Підставивши значення в формулу отримаємо таке значення:

$$\epsilon = \frac{3,14 \cdot 3000}{30 \cdot 0,25 \cdot 0,9} = 1395 \text{ рад/с}^2.$$

Динамічний момент приводу:

$$M_\delta = I \cdot \epsilon = 4,3 \cdot 10^{-2} \cdot 1395 = 60 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Момент $M_{\text{д.т.}}$, що переборює двигун при розгоні визначається за формулою:

$$M_{\text{д.т.}} = M_\delta + M_{\text{ст.}}^{\text{max}} = 60 + 15,5 = 75,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Перевірка двигуна по середньому динамічному моменту.

Середній динамічний момент приводу приблизно можна рахувати рівним деякому середньоарифметичному моменту:

$$M_{cp.a} = \frac{M_{пуск} + M_{п.мах}}{2}, \text{ Н}\cdot\text{м}$$

де $M_{пуск}$ – максимальний момент при пуску;

$M_{п.мах}$ – значення моменту при максимальних обертах двигуна.

$M_{пуск} = 119 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $M_{п.мах} = 40 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Тоді за формулою:

$$M_{cp.a} = \frac{119 + 40}{2} = 79,5 \text{ Н}\cdot\text{м} > M_{д.м.} = 75,5 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Вибраний двигун забезпечує пускові режими, отже залишаємо попередньо вибраний двигун типу PF4 – К – 7714 з тахогенератором і гальмом.

4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1 Характеристика ділянки з точки зору охорони праці та техніки безпеки

Обладнання, що знаходиться на ділянці механічної обробки повинно відповідати вимогам ГОСТ 12.3.025-80 “Обработка металлов резанием. Требования безопасности”.

Виробниче приміщення, в якому проходить процес обробки різанням, повинно відповідати вимогам СНиП 11-2-80, СНиП 11-89-80 і санітарним вимогам проектування виробничих приміщень СН 245-71. Ділянка повинна бути обладнана засобами пожежегасіння згідно ГОСТ 12.4.009-83. При обробці заготовок, які виходять за межі обладнання, встановлюються переносні огорожі.

При механічній обробці металів в повітря можуть поступати різноманітні шкідливі речовини. Найбільш поширеними шкідливими факторами повітряного середовища на ділянці є пил і різноманітні аерозолі, що випаровуються від мастильно-охолоджуючих рідин.

Пил, потрапляючи в механізми що труться, прискорює їх спрацювання, а потрапляючи на обмотки електродвигунів, погіршує відвід теплоти, може спричинити коротке замикання. Дія пилу на людину залежить від його токсичності, дисперсності і концентрації в повітряному середовищі. Вміст шкідливих речовин у повітрі не повинен перевищувати граничнодопустимих концентрацій (ГДК), які оцінюються в міліграмах на метр кубічний і норм, які вказані в ГОСТ 12.1.005-76 і СН 245-71.

Параметри мікроклімату ділянки повинні відповідати вимогам ГОСТ 12.1.005-76. Під мікрокліматом приміщення розуміють клімат внутрішнього середовища даного приміщення, який визначається діючим на організм людини поєднанням температури, вологості і швидкості руху повітря, а також температури довколишніх поверхонь. Оптимальна вологість 30..60 % при температурі повітря 18..20 °С.

Швидкість руху повітря один з факторів що характеризує мікроклімат приміщення. Швидкість руху повітря повинна бути в межах 0.1..0.5 м/с при загальній вентиляції і 0.7..2 м/с при місцевій вентиляції.

Для підтримки норм мікроклімату діляниці, видалення забрудненого повітря і подачі замість нього свіжого повітря застосовують вентиляцію приміщення.

Небезпеку також являє контакт з рухомими елементами обладнання, ріжучим інструментом, рухомими частинами різного роду передач, рухомих машин. Безпека праці забезпечується застосуванням опорних, запобіжних пристроїв, блокуючих пристроїв, а також світлової сигналізації.

4.2 Розрахунок імовірності виникнення пожежі від електричного виробу

Імовірність виникнення пожежі від електричного виробу є інтегральним показником, що враховує як надійність (інтенсивність відмов) самого виробу і його захисної апаратури (теплової і електричної), як і ймовірність загорання (досягнення критичної температури) частинами виробу, що підтримуються конструкційними матеріалами чи речовинами і матеріалами що знаходяться в зоні його радіаційного випромінювання або в зоні поранення електричною дугою чи розжареними (палаючими) частинами (частинками), що розлітаються від виробу.

Параметри й умови іспитів для конкретного виробу повинні знаходитися в нормативно-технічній документації на виріб.

Рахується що виріб задовольняє вимоги дійсного стандарту, якщо він пройшов випробування в характерному пожежонебезпечному режимі і ймовірність виникнення пожежі в ньому (від нього) не перевищує 10^{-6} в рік.

Комплектуючі вироби (резистори, конденсатори, транзистори, трансформатори, клемні зажими, реле і т. д.) допускаються до користування, якщо вони відповідають вимогам пожежної безпеки відповідних нормативно-технічних документів і для них визначені інтенсивності пожежонебезпечних

відмов, які необхідні для оцінки ймовірності виникнення пожежі в кінцевому виробі.

В залежності від виду призначення виробу характерні випробувальні пожежонебезпечні режими створюють шляхом:

- збільшення сили струму, що протікає через випробовуваний електричний виріб або його основну частину (підвищення напруги, коротке замикання, пере навантаження, двохфазне ввімкнення електротехнічних приладів трьохфазного струму, заклинювання ротора або інших рухомих частин електричних машин і апаратів і ін.);

- зниження ефективності тепло відводу від нагріваємих електричним струмом деталей поверхонь електричних пристроїв (закривання поверхонь горючими матеріалами з малим коефіцієнтом теплопровідності, відсутність рідини в водоналивних приладах, виключення вентилятора в електрокалориферах і термоелектровентиляторах, зниження рівня масла або іншої діелектричної рідини в маслонаповнюючих приладах, зниження рівня рідини, що використовується в якості теплоносія і ін.);

- збільшення перехідного опору (значення спадання напруги, що виділяється потужності) у контактних з'єднаннях або комутаційних елементах;

- підвищення коефіцієнта тертя в що рухаються (обертючих) елементах (імітація відсутності змащення, знос поверхонь і т. п.);

- впливу на деталі електроустановок електричних дуг (різка перенапруга, відсутність дугогасних ґрат, вихід з ладу елементів, шунтующих дугу, коловий вогонь колектора);

- скидання розпечених (палаючих) часток, що утворюються при аварійних режимах в електроустановках, на пальні елементи (часток від оплавлення нікелевих електродів у лампах накаливання, часток металів, що утворюються при коротких замиканнях в електропроводках, і т.п.);

- розташування палих матеріалів у зоні радіаційного нагрівання, створюваного електроустановками;

- пропущення струму по конструкціях і елементах, що нормально не обтікаються струмом, але можуть їм обтікатися в аварійних умовах;
- створення непередбаченого умовами роботи, але можливого в аварійному режимі нагрівання за рахунок електромагнітних полів.

Розрахуємо імовірність виникнення пожежі від ємнісного пускорегулюючого апарата (ПРА) для люмінесцентних ламп на $W=40$ Вт і $U=220$ В,

Дані для розрахунку приведені в табл. 4.1.

Таблиця 4.1.- температура оболонки в найбільш нагрітому місці при роботі в аномальних режимах. K ,

Параметр	Тривалий пусковий режим	Режим з коротко замкнутим конденсатором	Тривалий пусковий режим з коротко замкнутим конденсатором
T	375	380	430
σ	6,80	5,16	7,38

Розрахунок виникнення пожежі від ПРА ведемо [ГОСТ 12.1.004-91], ПРА є складовою частиною виробу з наявністю довкола нього пального матеріалу (компаунд, клемна колодка); добуток імовірностей $Q(ПР) \times Q(НЗ)$ позначимо ,через $Q(a_i)$; можна записати

$$Q_a = Q(B) \cdot Q_{t,\zeta} \cdot \left[\sum_{i=1}^k Q(a_i) \cdot Q(T_i) \right]; \quad (4.1)$$

де Q_a - нормативна імовірність виникнення пожежі при запаленні апарата, рівна 10^{-6} ;

$Q(B)$ - імовірність запалення апарата або викиду з нього полум'я при температурі поверхні ПРА (у найбільш нагрітому місці), рівної чи перевищуючої критичну;

$Q_{н.з}$ - імовірність неспрацьовування апарата захисту (електричної, теплової і т.п.);

$Q(a_i)$ - імовірність роботи апарата в i -му (пожежонебезпечному) режимі;

$Q(T_i)$ - імовірність досягнення поверхнею апарата (у найбільш нагрітому місці) критичної (пожежонебезпечної) температури, що дорівнює температурі запалення (самозапалювання) ізоляційного матеріалу;

k - число пожежонебезпечних аномальних режимів роботи, характерне для конкретного виконання ПРА.

За позитивний результат досвіду в даному випадку в залежності від вид-електричного виробу приймають: запалення, поява диму, досягнення критичного значення температури при нагріванні і т.п.

Для оцінки пожежної небезпеки проводимо іспит на десятих зразках ПРА. За температуру в найбільш нагрітому місці приймаємо середнє арифметичне значення температур в іспитах

$$T_{ср} = \frac{\sum_{j=1}^{10} \dot{\theta}_j}{10}. \quad (4.2)$$

Додатково визначає середнє квадратичне відхилення

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{j=1}^{10} (\dot{\theta}_j - \dot{\theta}_{ср})^2}{10}} \quad (4.3)$$

Імовірність ($Q(T_i)$) вираховуємо по формулі:

$$Q(T_i) = 1 - \Theta_i, \quad (7.4)$$

де Θ_i - безрозмірний параметр, значення якого вибирається по табличним даним, у залежності від безрозмірного параметра α_i у розподілі Стюдента.

Виравуємо (α_i) по формулі:

$$\alpha_i = \frac{\sqrt{10} (T_k - T_{ср})}{\sigma}, \quad (4.5)$$

де T_k - критична температура,

Значення (T_k) стосовно для ПРА вираховуємо по формулі

$$T_k = \frac{\sum_{i=1}^{10} (T_{aj} + T_{aj})}{20}, \quad (4.6)$$

де T_{aj} , T_{aj} - температура j -го апарата (у найбільш нагрітому місці), відповідно з появою першого диму і при «виході» апарата з ладу (припиненні струму в ланцюзі).

$$\alpha_1 = \frac{\sqrt{10} (442.1 - 375)}{6.8} = 31.2,$$

$$\alpha_2 = \frac{\sqrt{10} (442.1 - 380)}{5.16} = 38.0,$$

$$\alpha_3 = \frac{\sqrt{10} (442.1 - 430)}{7.38} = 5.185,$$

Для цих значень $\Theta_1=1$, $\Theta_2=1$, $\Theta_3=0,99967$.

Імовірність Q_a позитивного результату досвіду (запалення, появи диму або досягнення критичної температури) визначається після проведення лабораторних іспитів в умовах;

$$Q_a = \frac{3 + 1,3 \cdot m}{n + 2}, \quad (4.7)$$

де m — число досвідів з позитивним результатом;

n — число дослідів.

У випадку $m \geq 0.76(n - 1)$ приймають $Q_a=1$.

Як критичну температуру, у залежності від виду виробу, умов його експлуатації і можливих джерел запалювання може бути прийнята температура, що складає 80% температури запалення ізоляційного (конструкційного) матеріалу.

Значення критичної температури (T_k) склало 442,1 К, при цьому з дев'яти випробуваних апаратів у двох був зафіксований викид полум'я ($m=1$)

$$Q_a = \frac{3 + 1,3 \cdot 1}{10 + 2} = 0,36.$$

Результати розрахунку зазначені в табл. 4.2.

Таблиця 4.2. Результати розрахунку

Параметр	Тривалий пусковий режим ($i=1$)	Режим з коротко замкнутим конденсатором ($i=2$)	Тривалий пусковий режим з коротко замкнутим
$Q(a_i)$	0,06	0,1	0,006
α_i	31,2	38	5,185
Θ_i	1	1	0,99967
$Q(T_i)$	0	0	0,00033

Висновок: Таким чином, розрахункова імовірність виникнення пожежі від ПРА дорівнює $Q_{n=1} = (0,06 + 0,1 + 0,006 + 0,00033) \cdot 0,36 = 7,1 \cdot 10^{-7}$, що менше $1 \cdot 10^{-6}$, тобто ПРА пожежебезпечний.

4.2. Заходи по зменшенню забруднення довкілля

На проектованій ділянці виготовлення корпусу можна передбачити наступні заходи для зменшення шкідливих викидів в навколишнє середовище:

Для зменшення викидів забруднених відходів води на даному підприємстві слід передбачити повторне використання води для технічних потреб, більш раціональне її використання в ході виконання технологічного процесу. Для очищення промислових стоків на виробництві можна рекомендувати використання таких засобів очищення води:

- маслозбирачі; фарбозбирачі; станції нейтралізації хімічно забруднених вод; очисні споруди для фільтрування, хімічного очищення та відстоювання води.

В ході виконання обробки деталей із чавуну та сталей відходи цих матеріалів (стружка, металолом) слід передбачити обов'язковий збір відходів і передачі її на спеціальні пункти, де вони будуть направлятись: частково на переплавку на ділянку литва, і в основному на пункти збору вторинної сировини для відправки на підприємства металургійної промисловості.

На підприємстві широко застосовуються мастильні матеріали для змащування технологічного обладнання, зменшення тертя в рухомих частинах устаткування та багато іншого. В результаті цього передбачаються значні кількості відпрацьованого масла. Тому на підприємстві необхідно передбачити устаткування для переробки та регенерації відпрацьованого масла. Рекомендується використовувати установку типу УРИМ-100

При обробці виробів із чавуну виділяється значна кількість пилу, який забруднює навколишню атмосферу і може привести до тяжких захворювань органів дихання. Для очищення повітря від пилу слід передбачити фільтри в місцевій вентиляції на робочих місцях, на яких проводиться обробка таких деталей, а також необхідно передбачити використання спеціальних фільтрів в місцях заточування інструменту, шліфування деталей та інших, де можливе виділення пилу.

Багато способів очистки промислових газів від механічних сумішів оснований на застосуванні двох груп методів: механічних і фізичних. До механічних методів очистки відносяться гравітаційна і інерційна сепарація, мокра очистка (промивка) газів, фільтрація через різні матеріали. До числа фізичних методів відносяться осадження в електричному полі і акустична коагуляція.

Установка для очистки повітря, який містить аерозолі масла і мастильно-охолоджуючої рідини (МОР), призначена для використання в машинобудуванні і інших галузях промисловості. Загальний вигляд її показано на рис. 4.1, а технічна характеристика в табл. 4.3.

Установка розміщується коло металообробного і іншого технологічного обладнання, від якого по повітроходу відсмоктується в забруднене повітря, очищає його від суміші і повертає виробниче приміщення з остаточним вмістом, який не перевищує санітарних норм.

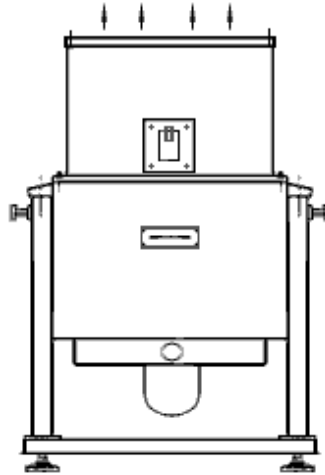


Рис. 4.1. Установка для очистки повітря.

Таблиця 4.3. Технічна характеристика установки для очистки повітря.

№. п/п	Назва параметрів	Дані
1.	Продуктивність не менше, куб. м/час	800
2.	Величина розрядження, мм вод. ст.	150
3.	Концентрація аерозоліей на виході не більше мг/куб.м	
4.	Потужність електродвигуна, кВт	1.5
5.	Частота обертання електродвигуна, об/хв	2860
6.	Діаметр вхідного патрубку, мм	125
7.	Габарити, мм	
	виконання 1	500x1100
	виконання 2	500x850
8.	Маса, кг	
	виконання 1	99
	виконання 2	82

ВИСНОВКИ

1. Проведено огляд вітчизняних та закордонних токарних верстатів-аналогів з рухомою шпindelною бабкою, проаналізовано їх технічні характеристики, переваги та недоліки, вибрано базовий верстат для проектування.

2. Проведено аналіз формоутворюючих рухів на проектуваному верстаті та оптимізовано схеми формоутворення для базової деталі.

3. На базі оптимальної схеми формоутворення зроблено аналіз компоновочних схем верстату і за умовами відбору компоновок прийнято оптимальну компоновку верстату.

4. Проведено силовий та кінематичний розрахунок приводу головного руху проектуваного верстату на основі чого визначено їх оптимальні конструктивні параметри, також проведено автоматизований розрахунок зубчастих передач приводу, проведено розрахунок гвинта подачі і автоматизований розрахунок пасової передачі.

5. Проведено детальний розрахунок шпindelного вузла, оскільки він є найвідповідальнішим вузлом верстату і забезпечує потрібну точність і якість обробки деталі на верстаті.

6. Розроблено конструкцію та здійснено розрахунок автоматичної двохступеневої планетарної коробки швидкостей за основними експлуатаційними параметрами.

7. Проведено проектування приводу поперечної подачі револьверного супорта та досліджено основні параметри та показники роботи передачі «гвинт-гайка кочення».

8. В роботі розглянуті питання з охорони праці, техніки безпеки при роботі на верстаті, а також безпеки в надзвичайних ситуаціях.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Аверьянов, О.И. Модульный принцип построения станков с ЧПУ / О.И. Аверьянов. – М.: Машиностроение, 1987. – 345с.
2. Базров Б.М. Модульная технология в машиностроении. – М.: 139 Машиностроение, 2001. – 368 с.
3. Барановский, Ю.В. Режимы резания металлов: Справочник /Ю.В. Барановский. – М.: Машиностроение, 1972. – 408с.
4. Безпека життєдіяльності: навчальний посібник для студентів вищих закладів освіти України I-IV рівнів акредитації / За ред. Є.П. Желібо і В.М. Пічі. – Львів: Новий Світ-2000, 2002. – 328 с.
5. Беляев, Н.М. Соппротивление материалов /Н.М. Беляев. – М.: Наука, 1976. – 608с.
6. В.И. Кальченко, В.В. Кальченко, В.И. Венжега Торцевое шлифование со скрещивающимися осями инструмента и детали (Монография).– Чернигов: ЧГТУ, 2013. – 185 с.
7. Врагов Ю.Д. Анализ компоновок металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1978 – 199с.
8. Горбацевич, А.Ф. Курсовое проектирование по технологии машиностроения /А.Ф. Горбацевич. – Минск: Высшая школа, 1975. – 288с.
9. Грановский, Г.И. Резание металлов / Г.И. Грановский, В.Г. Грановский. – М.: Высшая школа, 1985. – 304с.
10. Гуляев, А.П. Металловедение /А.П. Гуляев. – М.: Машиностроение, 1986. – 272с.
11. Детали и механизмы металлорежущих станков. Под ред. Д.Н.Решетова. В 2-х т. – М.: Машиностроение, 1970.
12. Дубиняк, С.А. Расчет деталей и узлов металлорежущих станков с использованием ЭВМ: Учеб. пособие /С.А. Дубиняк, С.Г. Нагорняк, И.В. Луцив, И.Д. Дубецкий. – К.: УМК ВО, 1989. -152с.

- 13.Егоров, М.Е. Технология машиностроения /М.Е. Егоров, В.И. Дементьев, В.Л. Дмитриев. – М.: Высшая школа, 1976. – 535с.
- 14.Какойло А.А. Приводы главного движения современных токарных станков с ЧПУ// Станки и инструмент. – 1991. - №7. – С.19 – 23.
- 15.Кедров С.С. Колебания металлорежущих станков/ С.С. Кедров. – М.: Машиностроение,1978. -199с. 85
- 16.Кочергин А.И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов. Курсовое проектирование: учеб. пособие для вузов.– Мн.: Выш. шк., 1991. – 382 с.
- 17.Кудинов, В.А. Динамика станков /В.А. Кудинов. – М.: Машиностроение, 1967. – 359с.
- 18.Кузнецов, Ю.М. Теорія технічних систем /Ю.М. Кузнецов, І.В. Луців, С.А. Дубиняк. – К. – Тернопіль, 1997. – 310с.
- 19.Маеров, А.Г. Устройство, основы конструирования и расчет металлообрабатывающих станков и автоматических линий: Учебное пособие / А.Г.Маеров. М.: Машиностроение, 1986.
- 20.Металлорежущие станки. Курсовое и дипломное проектирование/ М.Л. Орликов, И.Г. Федоренко, В.Н. Шишкин. – К.: Вища школа, 1987. – 152 с. 142
- 21.Металлорежущие станки: Учебник /В.Э.Пуш и др. – М.: Машиностроение, 1985. – 575с. 84
- 22.Моделирование точности при проектировании технологических машин/ М.Г. Косов, А.А. Кутин, Р.В. Саакян, Л.М. Червяков. – М.: МГТУ «Станкин», 1998. – 104 с.
- 23.Основи екології/ Г.О. Білявський, Р.С. Фурдуй, І.Ю. Костіков. – К.: Либідь, 2004. – 408 с.
- 24.Охорона праці : Навч. посіб. / Я.І. Бедрій, Є.О. Геврик, І.Я. Кіт та інші; ред. Є.О. Геврик; Укр. Держ. Лісотехн. Ун-т. – Львів, 2000. – 280с.
- 25.Паливода Ю. Инструментальні матеріали, режими різання, технічне нормування механічної обробки: навчально-методичний посібник / Ю.

- Паливода, А. Дячун, Р. Лещук. – Тернопіль, Тернопільський національний технічний університет ім.І.Пулюя, 2019. – 240с.
- 26.Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: Справочник-учебник.В 3-х т. Т.2. Ч.1. Расчет и конструирование узлов и элементов станков// Под общ. ред. А.С. Проникова. – М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана: Машиностроение,1995. – 371 с.
- 27.Проников А.С. Параметрическая надежность машин.– М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 560 с.
- 28.Пуш А.В. Шпиндельные узлы – качество и надёжность. – М.: Машиностроение, 1992. – 288 с.
- 29.Пуш, В.Э. Конструирование металлорежущих станков /В.Э. Пуш. – М.: Машиностроение, 1977. – 561с.
- 30.Решетов Д.Н., Портман В.Т. Точность металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1986. – 336 с.
- 31.Родин, П.Р. Металлорежущие инструменты: Учебник /П.Р. Родин. 3-е изд. – К.: Вища шк., 1986. – 455с.
- 32.Справочник технолога-машиностроителя: В 2-х т. /Под ред. А.Г. Косиловой и Р.К. Мещерякова. – М.: Машиностроение, 1986.