

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

Факультет інженерії машин, споруд та технологій

(повна назва факультету)

Кафедра конструювання верстатів, інструментів та машин

(повна назва кафедри)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

бакалавр

(назва освітнього ступеня)

на тему: Розрахунок та конструювання коробки швидкостей
вертикально-фрезерного консольного верстата

Виконав: студент IV курсу, групи МВс-41
спеціальності _____

133 Галузеве машинобудування

(шифр і назва спеціальності)

_____ Друк Т.П.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник _____ Крупа В. В.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Нормоконтроль _____ Кобельник В. Р.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Завідувач кафедри _____ Кобельник В. Р.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Рецензент _____
(підпис) (прізвище та ініціали)

Тернопіль
2022

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

Факультет _____ інженерії машин, споруд та технологій
(повна назва факультету)
Кафедра _____ конструювання верстатів, інструментів та машин
(повна назва кафедри)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
_____ Кобельник В.Р.
(підпис) (прізвище та ініціали)
« » 20__ р.

**ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ**

на здобуття освітнього ступеня _____ бакалавра
(назва освітнього ступеня)
за спеціальністю 133 Галузеве машинобудування
(шифр і назва спеціальності)
студенту _____ Друку Тарасу Павловичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розрахунок та конструювання коробки швидкостей вертикально-фрезерного консольного верстата

Керівник роботи Крупа Володимир Васильович, канд. техн. наук
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ректора від «19» січня 2022 року № 4/7-11

2. Термін подання студентом завершеної роботи 20 червня 2022 року

3. Вихідні дані до роботи Базва модель вертикально-фрезерного консольного верстата 6Т12,

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

1. Аналітичний розділ 2.Розрахунково-конструкторський розділ. 3. Конструкторський розділ.4. Безпека життєдіяльності та основи охорони праці

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

1. Кінематична схема верстату- 1 ф. А1; 2. Коробка швидкостей: складальне креслення – 1 ф. А1; 3. Креслення деталей коробки швидкостей – 0,5- ф А1; 4. Загальний вигляд верстата – 1 ф.А1; 5. Автоматизований розрахунок вала – 1 ф А1

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Безпека життєдіяльності та основи охорони праці	Сеник А.А., асистент каф. ВІ		
Нормоконтроль	Кобельник В.Р., зав. каф. ВІ		

7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Аналітичний розділ	19.02.22р	
2.	Розрахунково-конструкторський розділ	30.03.22р	
3	Конструкторський розділ	05.05.22р	
4	Безпека життєдіяльності та основи охорони праці	20.05.22р	
5	Оформлення пояснювальної записки	03.06.22р	
6.	Оформлення графічної частини	16.06.22р	
7.	Оформлення роботи в цілому	20.06.22р	

Студент _____ **Друк Т.П.** _____
 (підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____ **Крупа В.В.** _____
 (підпис) (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Друк Тарас Павлович. Дипломна робота на тему: «Розрахунок та конструювання коробки швидкостей вертикально-фрезерного консольного верстата», сторінок 60, формул 27, таблиць 17, рисунків 14, додатків 1, використано джерел літератури 22.

Об'єктом дослідження дипломної роботи є коробка швидкостей вертикально-фрезерного консольного верстата

В дипломній роботі:

Проведено аналіз верстата-прототипа

- розроблено структурно-кінематичну схему
- проведено кінематичний та загальний силовий розрахунок коробки швидкостей

- проведено детальне конструювання коробки швидкостей та її елементів

- проведено автоматизований розрахунок триопорного вала в системі SolidWorks Simulation

- обґрунтовано розроблені технічні рішення відповідно до вимог охорони праці та безпеки життєдіяльності.

Ключові слова: розрахунок, вертикально-фрезерний верста, коробка швидкостей, модуль, вал, кінематична схема.

ANNOTATION

Druk Taras Pavlovych. Thesis topic «Calculation and design of a speed gear-box of a vertical milling bracket machine», pages 60, formulas 27, tables 16, figures 14, appendices 1, used literature sources 22.

The object of research of the thesis is the gearbox of the vertical milling cantilever machine.

In the thesis:

- the analysis of the prototype machine was carried out;
- the structural-kinematic scheme is developed;
- kinematic and general power calculation of the gearbox was performed;
- detailed design of the box of shodok and its elements is carried out;
- automated calculation of the three-axis shaft in the SolidWorks Simulation system was performed;
- reasonably developed technical solutions in accordance with the requirements of labor protection and life safety;

Keywords: calculation, vertical milling verst, gearbox, module, shaft, kinematic scheme.

ЗМІСТ

Вступ	8
1. АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ	9
1.1. Призначення та технічні характеристики верстату	9
1.2. Основні вузли верстата та їх функції	11
1.3. Розробка структурно-кінематичної схеми верстата для вертикально-фрезерної операції.	14
1.4. Аналіз вихідних даних для конструювання коробки швидкостей	16
1.4.1. Визначення швидкісних характеристик	16
1.4.2. Визначення силових характеристик	16
1.4.3. Визначення потужності різання	18
1.5. Висновки по розділу. Постановка мети та завдань кваліфікаційної роботи.	18
2. РОЗРАХУНКОВО-КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	20
2.1. Кінематичний розрахунок коробки швидкостей	20
2.1.1. Вибір електродвигуна	20
2.1.2. Визначення діапазону регулювання	21
2.1.3. Побудова структурної сітки	21
2.1.4. Побудова графіка чисел обертів	22
2.1.5. Визначення передаточних відношень	23
2.1.6. Визначення чисел зубів коліс	24
2.1.7. Побудова кінематичної схеми верстату	27
2.2. Загальний силовий розрахунок коробки швидкостей	28
2.2.1. Визначення міжосьових відстаней	28
2.2.2. Розрахунок модулів	29
2.2.3 Розрахунок міжосьових відстаней	31

					КРБ 20-204.00.00.000 ПЗ			
					Зміст			
<i>Зм</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		<i>Лім</i>	<i>Аркуш</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Розроб.</i>		Друк Т.П.						
<i>Переір.</i>		Крупа В.В.						
<i>Реценз.</i>								
<i>Н. контр.</i>		Кобельник В.Р.						
<i>Зав. каф.</i>		Кобельник В.Р.						
ТНТУ, ФМТ, МВс-41								

2.2.4. Розрахунок діаметрів валів	31
2.2.5. Розрахунок параметрів зубчастого зачеплення триопорного вала	32
2.3. Висновки по розділу	34
3. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	35
3.1. Конструювання коробки швидкостей	35
3.2. Автоматизований розрахунок триопорного вала	44
3.2.1. Вихідні дані	44
3.2.2. Результати автоматизованих розрахунків	46
3.3. Конструювання елементів коробки швидкостей та опис принципу її роботи	48
3.3.1. Визначення розмірів зубчастих коліс	48
3.3.2 Принцип роботи коробки швидкостей	49
3.4. Висновки по розділу	50
4. БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ ТА ОСНОВИ ОХОРОНИ ПРАЦІ	51
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	57
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	58
ДОДАТКИ	60

					КРБ 20-204.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

ВСТУП

Металорізальні верстати разом з деякими іншими видами технологічних машин забезпечують виготовлення будь-яких нових видів обладнання. Однією із найвідповідальніших вузлів кожного металорізального верста є коробка швидкостей

Коробки швидкостей забезпечує зміну частоти обертання виконавчого органу (шпинделя), тим самим дає можливість регулювати та здійснювати обробку з максимальною продуктивністю.

Надійність роботи коробки швидкостей залежить багато в чому від якості проектно-конструкторських робіт. Головним завданням випускника-бакалавра спеціальності 133 Галузеве машинобудування є навчитись грамотно і правильно здійснювати розрахунок і конструювання найвідповідальніших вузлів та механізмів машин, в тому числі і металорізальних верстатів.

Метою кваліфікаційної роботи є конструювання коробки швидкостей вертикально-фрезерного верстата з ступеневою структурою

Основні завдання:

1. Провести кінематичний розрахунок коробки швидкостей з ступеневою структурою
2. Здійснити базовий силовий розрахунок коробки швидкостей
3. Розробити складальне креслення коробки швидкостей та провести обґрунтування розміщення її основних елементів
4. Розробити робочі креслення окремих елементів коробки швидкостей

					КРБ 20-204.00.00.000 ПЗ			
<i>Зм</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>				
<i>Розроб.</i>	Друк Т.П.				Вступ	<i>Літ</i>	<i>Аркуш</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Переір.</i>	Крупа В.В.							
<i>Реценз.</i>								
<i>Н. контр.</i>	Кобельник В.Р.					<i>ТНТУ, ФМТ, МВс-41</i>		
<i>Зав. каф.</i>	Кобельник В.Р.							

1. АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ

1.1. Призначення та технічні характеристики верстату

Вертикально-фрезерні верстати консольного типу виготовляються з метою обробки вертикальних і горизонтальних плоских поверхонь [1-4]. Верстат-аналог 6Т12 [5] призначений для обробки заготовок із сталі, чавуну, кольорових металів. Основними інструментами, які використовуються є торцеві фрези. Також можуть використовуватись кінцеві, дискові, пазові фрези. При використанні ділильних головок на верстаті можна нарізати зубчасті колеса методом копіювання пальцевими модульними фрезами. Основні технічні характеристики верстата подані в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1. Технічні характеристики верстат 6Т12

Найменування та характеристики	Одиниця виміру	Параметр
1	2	3
Клас точності відповідно до ГОСТ 8-82		Н
Розміри робочої поверхні стола (Д x Ш)	мм	1250 x 320
Число Т-подібних пазів		3
Ширина Т- подібних пазів відповідно до ГОСТ 1574-75		
Центральний		18Н8
Крайні	мм	18Н12
Відстань між пазами	мм	63

					КРБ 20-204.00.00.000 ПЗ					
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата	Аналітичний розділ					
Розроб.	Друк Т.П.							Лім	Аркуш	Аркушів
Переір.	Крупа В.В.									11
Реценз.								<i>ТНТУ, ФМТ, МВс-41</i>		
Н. контр.	Кобельник В.Р.									
Зав. каф.	Кобельник В.Р.									

1	2	3
Переміщення стола		
поздовжнє (X)	мм	800
поперечне (Y)	мм	270
вертикальне (Z)	мм	420
Кількість подач стола		22
Границі подач стола		
Поздовжніх	мм./хв.	12,5...1600
Поперечних	мм./хв	12,5...1600
Вертикальних	мм./хв	4,1...530
Відстань від торця шпинделя до стола	мм	30...450
Найбільша маса оброблюваної деталі	кг	400
Кількість ступенів швидкостей шпинделя		18
Кінець шпинделя згідно ГОСТ 24644-81 ряд 4, вик. 6		50
Частоти обертання шпинделя	об/хв	31,5...1600
Найбільше осьове переміщення гільзи шпинделя	мм	70
Найбільший діаметр фрези при чорновій обробці	мм	160

					КРБ 20-204.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

1	2	3
Габаритні розміри верстата		
довжина	мм	2280
ширина	мм	1965
висота	мм	2265
Маса верстату з електрообладнанням	кг	3400

1.2. Основні вузли верстата та їх функції

Основні вузли верстата подані на рис. 1.1 [5]

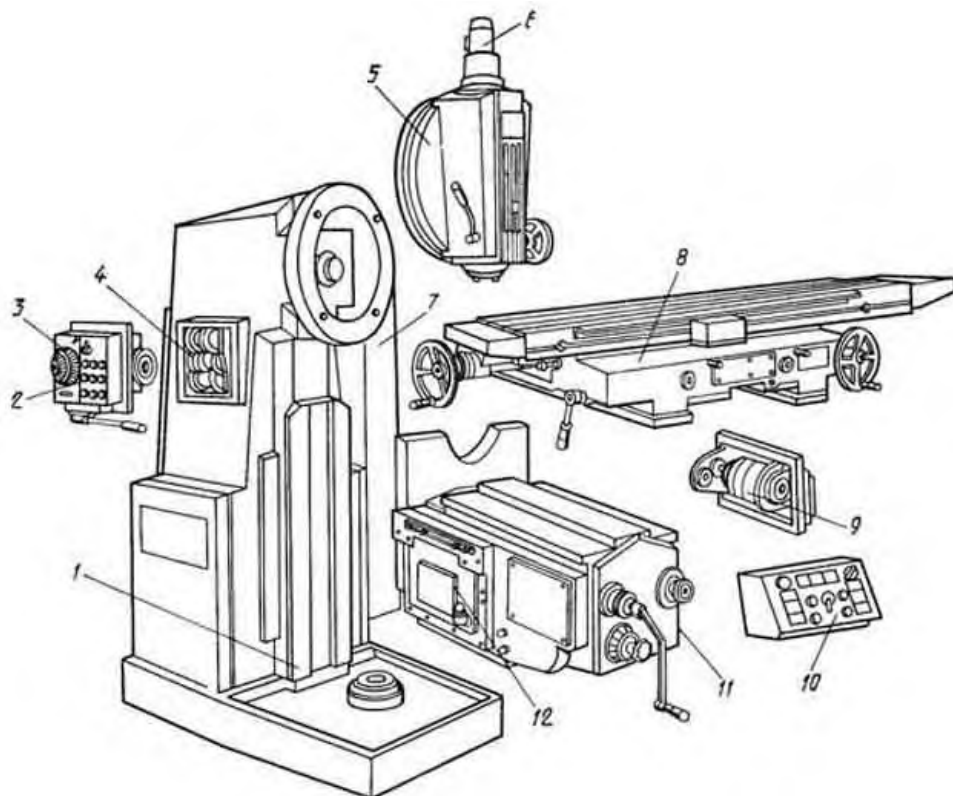


Рис. 1.1. Основні вузли верстата 6Т12:

1- станина; 2- боковий пульт; 3- механізм переключення подач; 4 – коробка швидкостей; 5 – поворотна головка; 6 – пристрій електромеханічного затиску інструменту; 7 – шафа управління; 8 – стіл і салазки; 9 – механізм зменшення подачі; 10 – пульт керування основний; 11 – консоль; 12 – коробка подач. [5]

					КРБ 20-204.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

Основною деталлю верстата є станина, до якої прикріплені всі основні механізми та вузли: санки, консоль, стіл, станція управління, а також бічний та головний пульт, коробки переключення швидкостей та подач, поворотна головка та механізм уповільнення подачі [5].

Станина- основна складальна одиниця, на якій монтуються всі інші вузли та механізми верстата. Жорсткість конструкції станини досягається за рахунок широкої основи і великої кількості ребер. По вертикальних напрямних станини переміщається консоль. До горловини станини кріпиться поворотна головка [5].

Для обмеження ходу консолі з лівої сторони станини кріпиться планка з кулачками. З правої сторони на станині встановлена електрична шафа, а з задньої сторони – на фланці - електродвигун приводу головного руху і механізм кріплення інструмента [5].

В нішах станини розміщене електрообладнання. В середині корпуса станини є резервуар для масла. Станина встановлюється на основі, яка служить опорою для гвинта підйому консолі. В задній частині консолі встановлений насос подачі змащувально-охолоджувальної рідини [5].

Поворотна головка центрується в кільцевій виточці горловини станини і кріпиться до неї чотирма болтами, що входять в Т-подібний паз фланця станини. Шпindel повортної головки представляє собою двоопорний вал, який змонтований у висувній гільзі. Обертання шпинделя здійснюється від коробки швидкостей через пару конічних і пару циліндричних зубчастих коліс, які змонтовані в головці [5].

Коробка швидкостей змонтована безпосередньо в корпусі станини. З'єднана коробки з валом електродвигуна здійснюється пружною муфтою. На моторному валу встановлена електромагнітна муфта, яка служить для гальмування шпинделя при зупинці. На вихідному валу коробки швидкостей змонтована конічна шестерня, яка служить для з'єднання з конічною шестернею поворотної головки [5].

					КРБ 20-204.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

Коробка подач [5] забезпечує отримання переміщень стола по трьох координатах. Оберти на вхідне колесо коробки подач поступає з зубчастого вінця. Що встановлений на валу консолі. Отримані в результаті переключення шестерень швидкості через вихідне колесо і паразитну шестерню передаються на муфту включення подач, яка встановлена на консолі вихідного валу ланцюга прискорених переміщень. Коробка подач і ланцюг прискорених переміщень захищені від поломок при перевантаженнях запобіжною муфтою [5]. Величина моменту, який розвиває муфта регулюється зміною зусилля пружин, які діють на кульки, що розміщені в пазах на торці зубчастого колеса. При перевантаженні механізму подач кульки, долаючи зусилля пружин, виходять з пазів і зубчасте колесо починає проковзувати відносно вала. Робоча подача зупиняється.

Подавання змащування до вузлів приводу подач здійснюється плунжерним маслонасосом з приводом від кулькового підшипника, який насаджений на ексцентрично виконану ступицю вхідного колеса.

Консоль [5] є базовою частиною, що об'єднує частини ланцюгів подач верстата. Безпосередньо в корпус консолі вмонтовані ланцюги прискорених переміщень, коробка роздачі руху по ходових гвинтах і вал управління механізмом переключення подач. На лівій стороні консолі встановлена зйомна коробка подач з патрубком для заливу масла, а також розміщені вказівники роботи насоса і рівня масла в масляному резервуарі консолі. З правої сторони кріпиться редуктор уповільнених переміщень, двигун подач і розподільна коробка для живлення електромагнітних муфт, що розміщена під захисним кожухом двигуна.

У порівнянні з іншими верстатами аналогічного призначення [1,2, 5] у розглядуваного наявні додаткові пристрої для захисту від стружки і емульсії, що розлітається. При аварійному відключенні та в робочому режимі є функція автоматичного гальмування шпинделя. Поворотна головка шпинделя має механізм ручного осьового переміщення гільзи шпинделя. Це дозволяє

					КРБ 20-204.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

працювати з отворами, у яких вісь розташована під кутом по відношенню до робочої поверхні. Для підвищення точності обробки виробу на осі фрези розташований гвинт поперечної подачі. Висока жорсткість верстата та потужність приводів дають можливість використовувати фрези зі швидкорізальної сталі так і оснащені непереточуваними пластинами із твердого сплаву, мінералокераміки або надтвердих матеріалів. Вмонтовано пристрій для обмеження зазору у гвинтовій парі поздовжнього переміщення столу. Для гвинта вертикального переміщення індивідуальна система мастила. Це продовжує термін його служби.

1.3. Розробка структурно-кінематичної схеми верстата для вертикально-фрезерної операції.

Структурно-кінематичну схему (рис. 1.2) розробимо на основі паспорта вертикально-фрезерного верстату 6Т12 [5]. Привод головного руху складається із двигуна (М1), який також забезпечує і реверсні оберти шляхом зміни полюсів (механізм реверсу електричний Р1), коробки швидкостей (iv), передач шпindelної бабки (С1) та безпосередньо самого шпинделя.

Привод подач відокремлений від привода головного руху і починається із електродвигуна М2, який забезпечує реверс (Р2), ділянок передач із постійним передаточним відношенням (С3, С4 і С5), коробки подач іs, механічних реверсів по кожній із осей (Р3, Р4 та Р5) і закінчується передачами гвинт-гайка ковзання, гайки котрих з'єднані із столом.

					КРБ 20-204.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

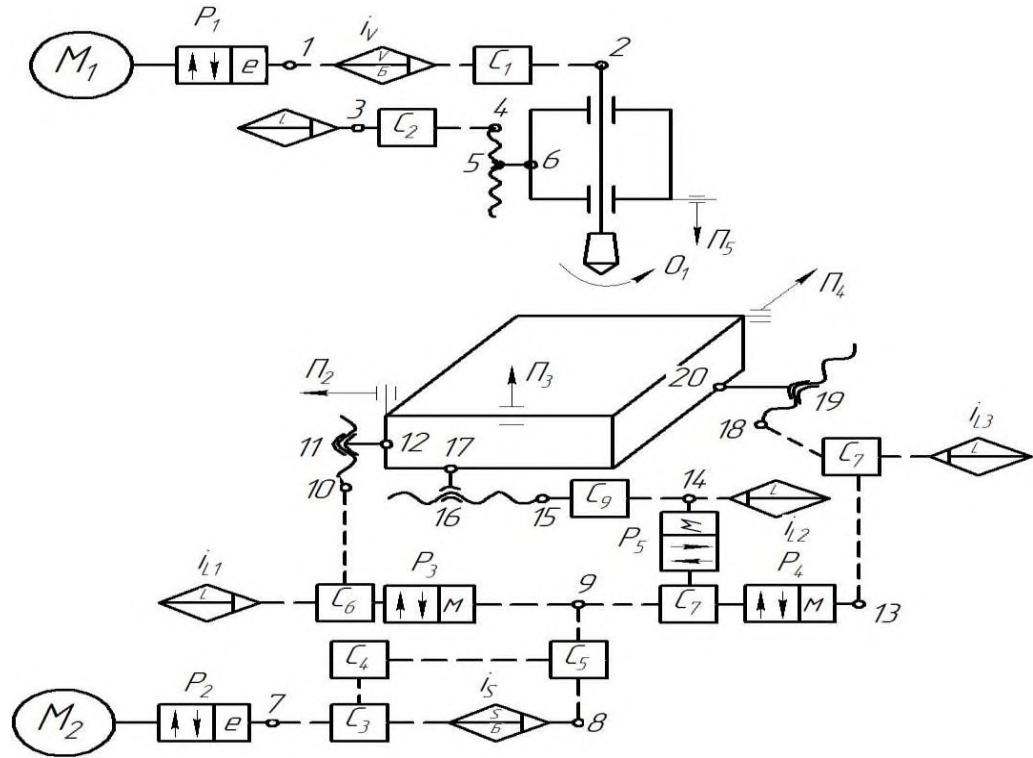


Рис. 1.2. Структурно-кінематична схема вертикально-фрезерного верстату

Рухи верстату:

Головний рух: $\Phi_V(O_1)$

Рухи подач:

$\Phi_S(\Pi_2), \Phi_S(\Pi_3), \Phi_S(\Pi_4)$

Установчий рух: $U_{cm}(\Pi_5)$

Зовнішній кінематичний зв'язок:

ЗКЗ: $M_1-P_1-1-i_v-C_1-2$

ЗКЗ: $M_2-P_2-7-C_3-i_s-8-C_5-9-P_3-C_6-10-11-12$

ЗКЗ: $M_2-P_2-7-C_3-i_s-8-C_5-9-C_7-P_5-14-C_9-15-16-17$

ЗКЗ: $M_2-P_2-7-C_3-i_s-8-C_5-9-C_7-P_4-13-C_8-18-19-20$

ЗКЗ: $i_{L1}-C_6-10-11-12$

ЗКЗ: $i_{L2}-14-C_9-15-16-17$

ЗКЗ: $i_{L3}-C_8-18-19-20$

Внутрішній кінематичний зв'язок:

ВКЗ: шпиндель-опори

					КРБ 20-204.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

ВКЗ: стіл-напрямні

ВКЗ: передачі гвинт-гайка ковзання

1.4. Аналіз вихідних даних для конструювання коробки швидкостей

1.4.1. Визначення швидкісних характеристик

Оброблення на вертикально-фрезерному верстаті здійснюється в основному торцевими та кінцевими фрезами. Згідно паспортних даних [5] максимальний діаметр торцевої фрези $D_{max}=160$ мм. з кількістю зубів $z=8$.

Приймаємо граничні режими різання [6,7].

Глибини різання: Мінімальна 0,5 мм; Максимальна 4 мм

Подачі: відповідно до паспортних даних верстата [5]

Частоти обертання шпинделя 31,5-1600 [5]

Визначаємо максимальну можливу швидкість різання з формулою [8]

$$V_{max} = \frac{\pi D_{max} \cdot n_{max}}{1000} \quad (1.1)$$

Отримаємо

$$V_{max} = \frac{3,14 \cdot 160 \cdot 1600}{1000} = 803 \text{ м/хв}$$

Така швидкість різання за рекомендаціями підходить для алюмінію і кольорових металів [9].

Швидкість різання для сталі згідно рекомендацій [9] – 250 м/хв, для чавуна – 200 м/ хв.

1.4.2. Визначення силових характеристик

Визначаємо максимальні сили різання за формулою [10]

$$P_z = \frac{C_P \cdot t^x \cdot s_z^y \cdot B^u \cdot z}{D^q \cdot n^w} \cdot K_{MP}, \quad (1.2)$$

де C_P – сталий коефіцієнт для сили різання;

D – діаметр обробки (фрези);

q – показник степені який характеризує вплив діаметра обробки на потужність;

					КРБ 20-204.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

t – максимальна глибина різання;

x – показник степені, який характеризує вплив глибини різання на потужність;

s_z – подача на зуб фрези;

y – показник степені який характеризує вплив подачі на потужність;

B – ширина різання;

u – показник степені який характеризує вплив ширини різання на потужність;

z – кількість зубів фрези. Приймаємо $z=8$.

p - показник степені який характеризує вплив кількості зубів фрези на потужність різання;

n – частота обертання шпинделя;

w – показник степеня який характеризує вплив частоти обертання шпинделя на потужність різання;

K_{MP} – коефіцієнт, що враховує фактичні умови обробки.

Всі дані для розрахунку приведені в таблиці 1.2:

Таблиця 1.2. Дані для розрахунку тангенціальної сили різання [10]

	Алюміній	Сірий чавун	Конструкційна сталь
C_p	22.6	54.4	825
q	0.86	1	1.3
x	0.86	0.9	1
y	0.72	0.74	0.75
u	1	1	1.1
w	0	0	0.2
K_{MP}	1	1	0.94

Проведемо розрахунок лише максимальних сил різання згідно (1.2)
.використавши пакет MathCAD

- Для алюмінію

$$P_{z_{max}} = 356.6\text{H}$$

					КРБ 20-204.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

- Для чавуну

$$- P_{z_{max}} = 431,7\text{Н}$$

- Для сталі

$$- P_{z_{max}} = 1043\text{Н}$$

Отже максимальна необхідна сила різання для сталі $P_{z_{max}} = 1043\text{Н}$

1.4.3. Визначення потужності різання

Визначаємо потужність різання за формулою [10]:

$$N_{\text{різ}} = \frac{P_{z_{\text{max}}} \cdot V_{\text{max}}}{1000 \cdot 60}, \text{кВт} \quad (1.3)$$

де P_z – сила різання;

V_{max} – швидкість різання для даного виду оброблення.

Отримаємо максимальну потужність різання при обробленні матеріалів:

- Для алюмінію

$$N_{\text{різ}} = 4,66 \text{ кВт}$$

- Для чавуну

$$- N_{\text{різ}} = 1,41 \text{ кВт}$$

- Для сталі

$$- N_{\text{різ}} = 4,26 \text{ кВт}$$

Отже максимальна необхідна потужність різання для приводу головного руху складає $N_{\text{різ}}=4,66\text{кВт}$.

1.5. Висновки по розділу. Постановка мети та завдань кваліфікаційної роботи.

1. Проаналізовано основні елементи базової конструкції верстата
2. Розроблено структурно-кінематичну схему вертикально-фрезерного верстата
3. Встановлено необхідні швидкісні та силові характеристики коробки швидкостей верстата

					КРБ 20-204.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

Метою кваліфікаційної роботи є конструювання коробки швидкостей вертикально-фрезерного верстата з ступеневою структурою

Основні завдання:

1. Провести кінематичний розрахунок коробки швидкостей з ступеневою структурою
2. Здійснити базовий силовий розрахунок коробки швидкостей
3. Розробити складальне креслення коробки швидкостей та провести обґрунтування розміщення її основних елементів
4. Розробити робочі креслення окремих елементів коробки швидкостей

					КРБ 20-204.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

2. РОЗРАХУНКОВО-КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1. Кінематичний розрахунок коробки швидкостей

Метою кінематичного розрахунку є визначення діапазону регулювання приводу, вибір оптимальної структурної формули, побудова структурної сітки та графіка чисел обертів, побудова оптимальної кінематичної схеми приводу. При кінематичному розрахунку визначають всі передаточні відношення, а також числа зубів всіх коліс. Кінематичний розрахунок проводимо за методикою [8]

2.1.1. Вибір електродвигуна

Визначаємо необхідну потужність електродвигуна згідно [8]:

$$N_{ел} = \frac{N_{різ}}{\eta} \quad (2.1)$$

Загальний ККД приводу дорівнює добутку ККД його складових [8]:

$$\eta_{пр} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \dots \cdot \eta_n \quad (2.2)$$

Приймаємо:

- ККД муфти $\eta_1=0,96$ [15];
- ККД зубчастої передачі з циліндричними колесами $\eta_2=0,97$ [11, 12];
- ККД зубчастої передачі з конічними колесами $\eta_3=0,96$ [11, 12];
- коефіцієнт тертя в одній парі підшипників $\eta_4=0,99$ [11, 12]
- Згідно рекомендацій [8, 16, 17] при попередніх розрахунках загальний коефіцієнт корисної дії рекомендовано приймати в межах 0,7..0,8.

Підставивши отриманий ККД в формулу (2.1) отримаємо

$$N_{ел} = \frac{4,66}{0,75} = 6,21 \text{кВт}$$

					КРБ 20-204.00.00.000 ПЗ			
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата	Розрахунково- конструкторський розділ	Літ	Аркуш	Аркушів
Розроб.	Друк Т.П.							
Переір.	Крупа							
Реценз.								
Н. контр.	Кобельник					ТНТУ, ФМТ, МВс-41		
Зав. каф.	Кобельник							

Призначаємо електродвигун згідно ГОСТ 19523-74 4A13S4 потужністю $N_d = 7.5$ кВт і $n = 1455$ об/хв;

2.1.2. Визначення діапазону регулювання

Визначаємо діапазон регулювання за формулою [8]:

$$D = \frac{n_{max}}{n_{min}} \quad (2.3)$$

де n_{max} – максимальна частота обертання шпинделя

n_{min} – мінімальна частота обертання шпинделя

Визначаємо діапазон регулювання згідно (2.3):

$$D = \frac{1600}{31,5} = 50,79$$

Приймаємо знаменник геометричного ряду $\varphi = 1,26$. [8, 16, 17]

2.1.3. Побудова структурної сітки

Знаходимо кількість ступенів коробки швидкостей за формулою [8, 16, 17]:

$$z = \frac{\lg D}{\lg \varphi} + 1 \quad (2.4)$$

Згідно (2.4):

$$z = \frac{\lg 50,79}{\lg 1,26} + 1 = 17,988$$

Знайдене розрахункове значення заокруглюємо до цілого з умовою можливості його розчленування на множники 2, 3 і 4.

$$z = 18 = 3 \cdot 3 \cdot 2$$

Складаємо структурну формулу:

$$z = P_1(x_1) \cdot P_2(x_2) \cdot P_3(x_3) = 3_{(1)} \cdot 3_{(3)} \cdot 2_{(9)}$$

З урахуванням першої зубчастої передачі будуємо структурну сітку (рис. 2.1) для формули $z = 1_{(1)} \cdot 3_{(1)} \cdot 3_{(3)} \cdot 2_{(9)}$:

					КРБ 20-204.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

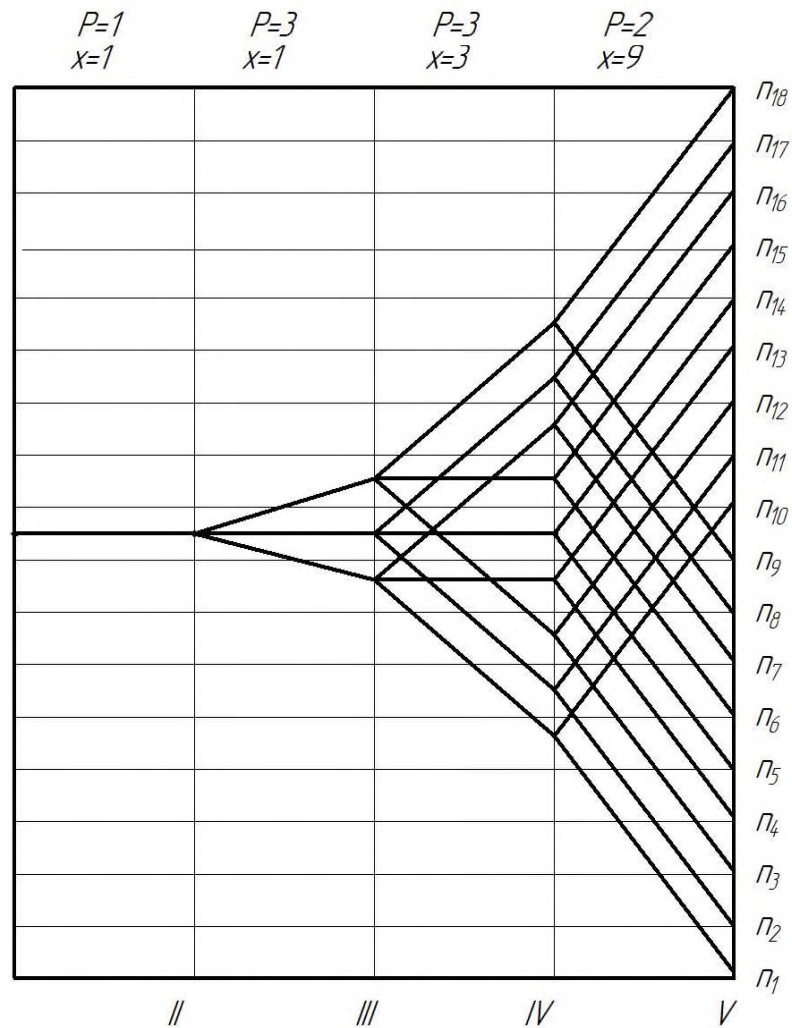


Рисунок 2.1. Структурна сітка

2.1.4. Побудова графіка чисел обертів

Графік чисел обертів дає конкретні значення величин передаточних відношень всіх передач приводу і числа обертів всіх валів. Для побудови графіка чисел обертів спочатку побудуємо скелет структурної сітки, а потім із використанням структурної сітки добудуємо решту графіка. На графіку чисел обертів (рис. 2.2) відобразимо передачі шпindelного вузла.

					КРБ 20-204.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

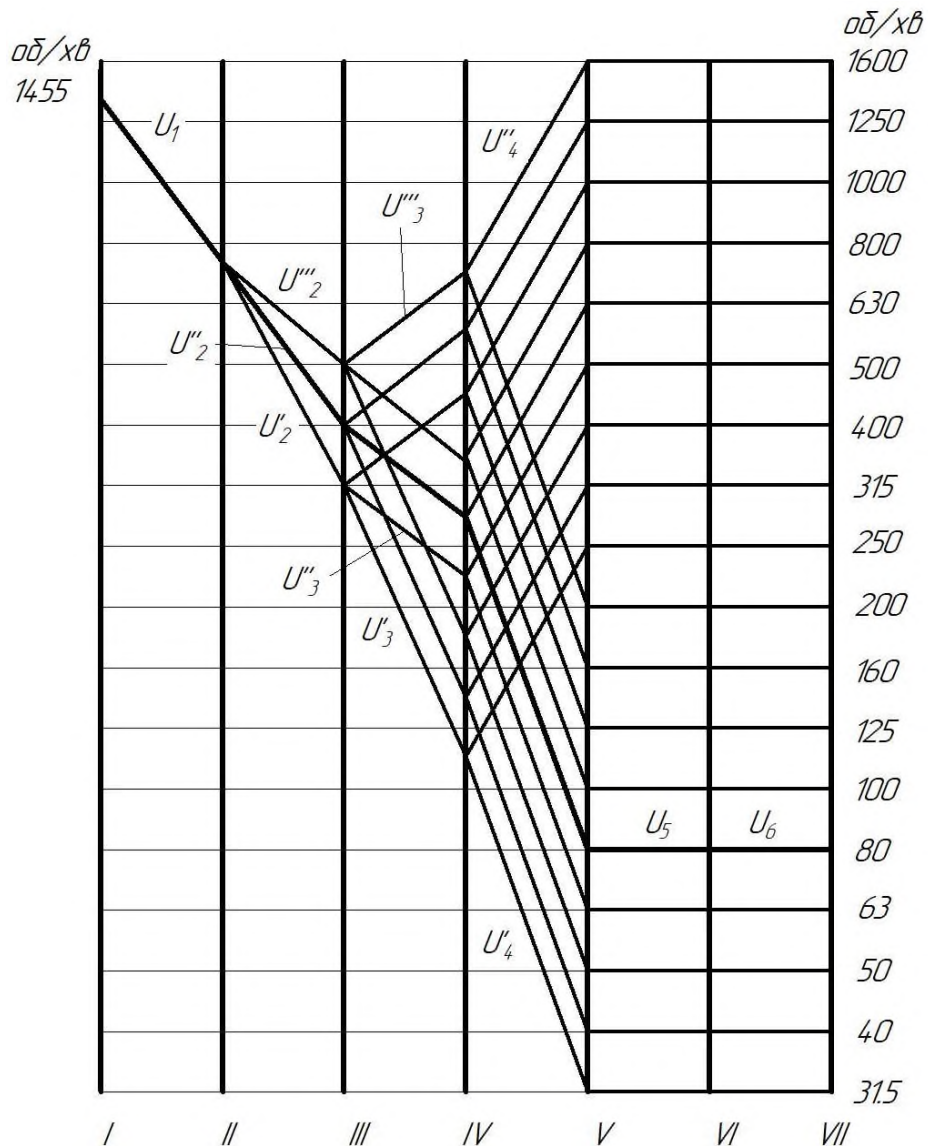


Рисунок 2.2. Графік чисел обертів

2.1.5. Визначення передаточних відношень

Передаточні відношення визначимо відповідно до графіка чисел обертів. Для понижуючих передач передаточне відношення $U = \frac{1}{\phi^x}$, де x – число клітинок поля, на яке опустився промінь відповідної передачі. Для підвищуючи передач $U = \phi^x$, де x – число клітинок на які піднявся відповідний промінь. Графік чисел обертів будемо відповідно до рекомендацій [8, 16, 17]. Згідно умови задачі, використовуючи графік чисел обертів, отримаємо передаточні відношення всіх передач:

					КРБ 20-204.00.00.000 ПЗ		Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата			

Для першої зубчастої передачі (передачі від вала електродвигуна до першого вала)

$$U_1 = \frac{740}{1455} = 0,5086$$

Для передачі з I вала на III

$$U'_2 = \frac{1}{\phi^{3,5}} = \frac{1}{1.26^{3,5}} \approx \frac{1}{2.345}$$

$$U''_2 = \frac{1}{\phi^{2,5}} = \frac{1}{1.26^{2,5}} = \frac{1}{1.782}$$

$$U'''_2 = \frac{1}{\phi^{1,5}} = \frac{1}{1.26^{1,5}} = \frac{1}{1.4143}$$

Для передачі з II вала на III

$$U'_3 = \frac{1}{\phi^{4,5}} = \frac{1}{1.26^{4,5}} = \frac{1}{2.829}$$

$$U''_3 = \frac{1}{\phi^{1,5}} = \frac{1}{1.26^{1,5}} = \frac{1}{1.4143}$$

$$U'''_3 = \phi^{1,5} = 1.26^{1,5} = 1.4143$$

Для передачі з III вала на IV

$$U'_4 = \frac{1}{\phi^{5,5}} = \frac{1}{1.26^{5,5}} = \frac{1}{3,565}$$

$$U''_4 = \phi^{3,5} = 1.26^{3,5} = 2,245$$

Передачі шпindelної бабки

$$U_5 = \phi^0 = 1; U_6 = \phi^0 = 1$$

2.1.6. Визначення чисел зубів коліс

На основі значень передаточних відношень, для кожної незалежної групи визначаємо числа зубів окремих пар зубчастих коліс, що входять в неї. При цьому приймається модуль всіх зубчастих коліс однаковим, а міжосьову відстань незмінною.

З врахуванням конструктивних особливостей та необхідності

					КРБ 20-204.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

забезпечення необхідно міжосьової відстані для передачі з вала електродвигуна на I вал коробки швидкостей, а саме – необхідності встановлення на валу запобіжної муфти приймемо кількість зубів першого колеса на валі електродвигуна $z_1=27$.

Тоді

$$z_2 = \frac{z_1}{U_1} = \frac{27}{0,5086} = 53,08$$

Приймаємо $z_2 = 53$.

I переборна група

Для першої переборної групи можна записати [8, 16, 17]:

$$z_3 + z_4 = z_5 + z_6 = z_7 + z_8 = \sum z_i$$

$$U'_2 = \frac{z_3}{z_4}; U''_2 = \frac{z_5}{z_6}; U'''_2 = \frac{z_7}{z_8} \quad (2.5)$$

Приймаємо z_{min} . Виходячи із прийнятих позначень отримаємо $z_3 = z_{min}$.

Знаходимо кількість зубів решти коліс:

$$z_4 = \frac{z_3}{U'_2} = 16 \cdot 2.345 = 37.52$$

Приймаємо $z_4 = 38$ зубів

Тоді $\sum z_i = 16 + 38 = 54$

Знаходимо інші числа зубів даної групи за формулою [8, 16, 17]

$$z_i = \frac{\sum z \cdot U_i}{1 + U_i} \quad (2.6)$$

Для передачі z_5/z_6 :

$$z_6 = \frac{\sum z \cdot U''_2}{1 + U''_2} = \frac{54 \cdot 1.782}{1 + 1.782} = 34,589$$

Приймаємо $z_6 = 35$ зубів

$$z_5 = 54 - 35 = 19 \text{ зубів}$$

Для передачі z_7/z_8 :

$$z_8 = \frac{\sum z \cdot U'''_2}{1 + U'''_2} = \frac{54 \cdot 1,4143}{1 + 1,4143} = 31,6$$

					КРБ 20-204.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

Приймаємо $z_8 = 32$ зуби

$$z_7 = 54 - 32 = 22 \text{ зуби}$$

II переборна група

Для зменшення кількості зубчатих коліс у коробці швидкостей використаємо передачу з спільним зубчастим колесом $z_6 = 35$ зубів.

$$z_6 + z_9 = z_{10} + z_{11} = z_{12} + z_{13} = \sum z_i$$

$$U'''_3 = \frac{z_6}{z_9}$$

$$U''_3 = \frac{z_{10}}{z_{11}}$$

$$U'_3 = \frac{z_{12}}{z_{13}}$$

$$z_9 = \frac{z_6}{U'''_3} = \frac{35}{1,414} = 24,752$$

Знаходимо кількість зубів решти коліс:

Приймаємо $z_9 = 25$ зубів

Сума зубів

$$\sum z_i = 35 + 25 = 60$$

$$z_{11} = \frac{\sum z \cdot U''_3}{1 + U''_3} = \frac{60 \cdot 1,414}{1 + 1,414} = 35,144$$

Приймаємо $z_{11} = 35$ зубів

$$z_{10} = 60 - 35 = 25 \text{ зубів}$$

$$z_{13} = \frac{\sum z \cdot U'_3}{1 + U'_3} = \frac{60 \cdot 2,829}{1 + 2,829} = 43,33$$

Приймаємо $z_{13} = 43$ зуби

$$z_{12} = 60 - 43 = 17 \text{ зубів}$$

III переборна група

Для третьої переборної групи приймаємо $z_{min_{III}} = 19$

Тобто: $z_{14} = 19$

					КРБ 20-204.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

$$U''_4 = \frac{z_{14}}{z_{15}}$$

$$\text{Звідси: } z_{15} = \frac{z_{14}}{U''_4} = \frac{19}{1/3,565} = 67,7$$

Приймаємо $z_{15} = 68$ зубів

$$z_{14} + z_{15} = z_{16} + z_{17} = \sum z_i$$

$$\sum z_i = 68 + 19 = 87$$

Передаточне відношення $U'_4 = \frac{z_{16}}{z_{17}}$

$$z_{16} = \frac{\sum z \cdot U''_4}{1 + U''_4} = \frac{87 \cdot 2,245}{1 + 2,245} = 60,2$$

Приймаємо $z_{16} = 60$ зубів

Отримаємо кількість зубів $z_{17} = 87 - 60 = 27$.

Групи шпindelного вузла

Для груп шпindelного вузла кількість зубів приймаємо, як у верстата аналога, виходячи із конструктивних особливостей.

Для конічної передачі приймаємо $z_{18} = z_{19} = 30$. Для циліндричної зубчастої передачі приймаємо $z_{20} = z_{21} = 54$.

2.1.7. Побудова кінематичної схеми верстату

На основі отриманих розрахунків будуємо кінематичну схему приводу головного руху (рис. 2.3):

					КРБ 20-204.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

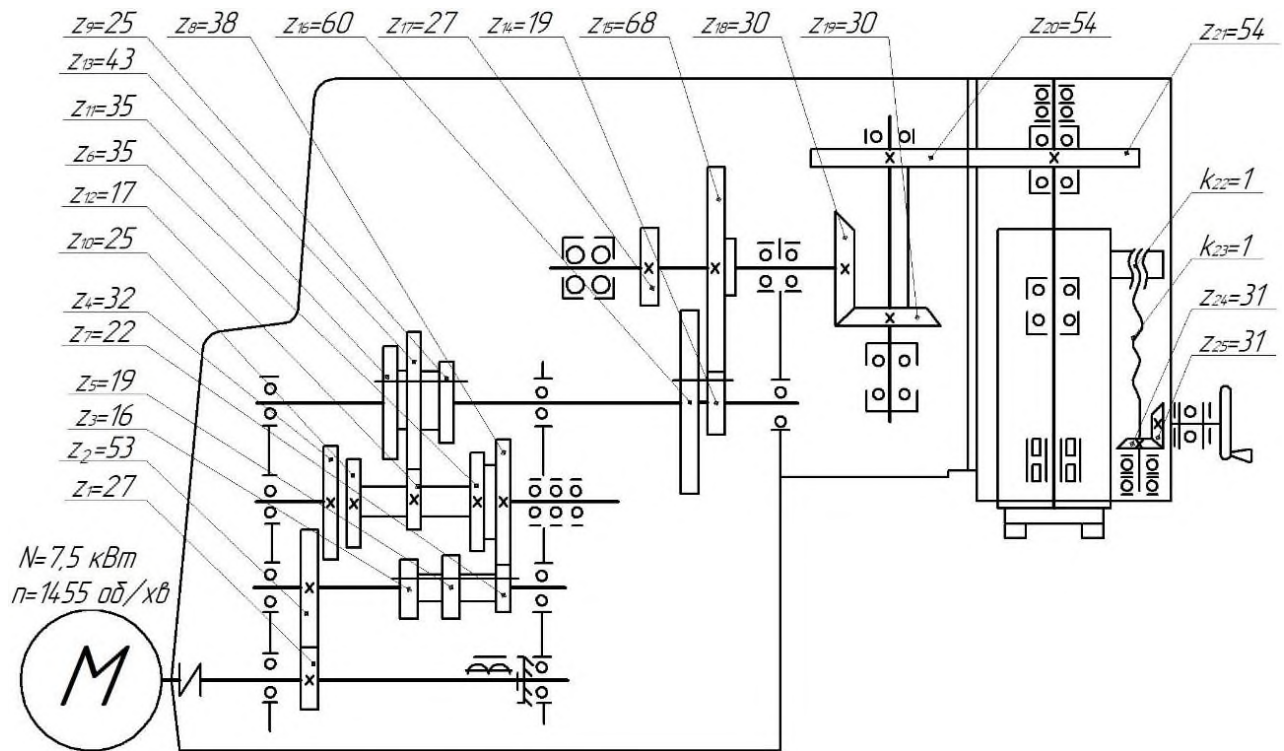


Рисунок 2.3. Кінематична схема приводу головного руху

2.2. Загальний силовий розрахунок коробки швидкостей

Основою силового розрахунку коробки швидкостей є розрахунок діаметрів валів за максимальними згинальними і крутними моментами, а також міжосьових відстаней та модулів зубчастих коліс за допустимими напруженнями зубів на контактну міцність [8, 16, 17].

2.2.1. Визначення міжосьових відстаней

Для визначення міжосьової відстані потрібно визначити розрахункові крутні моменти на валах, а міжосьову відстань розраховувати для передачі, яка передає максимальний крутний момент.

Максимальні крутні моменти на валах визначаються за формулою [8, 11-14, 18, 19]:

$$T_{об.} = 9550 \cdot \frac{N_{дв.} \cdot \eta}{n_{розр.}}, \quad (2.7)$$

де $N_{дв.} = 7,5$ кВт. – номінальна потужність двигуна;

					КРБ 20-204.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

η – ККД механізму від електродвигуна до розглядуваного вала;

$n_{розр}$ – розрахункова частота обертання вала (об/хв);

Потужність на кожному із валів визначиться із залежності [8, 11-14, 18, 19]

$$T_{об.} = N_{дв.} \cdot \eta_i \quad (2.8)$$

де η_i – ККД передачі до відповідного вала.

Для подальших обчислень виберемо вітку розрахункової частоти обертання вала $1/3$, або $1/4$ від n_{min} . Виберемо вітку, що забезпечує $n=63$ об/хв. Визначаємо ККД механізму до кожного із валів.

$$\eta_I = \eta_{муф} \cdot \eta_1 = 0,97 \cdot 0,99 = 0,9603$$

$$\eta_{II} = \eta_I \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 = 0,9603 \cdot 0,99 \cdot 0,97 = 0,922$$

$$\eta_{III} = \eta_{II} \cdot \eta_1^2 \cdot \eta_2 = 0,922 \cdot 0,99^2 \cdot 0,97 = 0,877$$

$$\eta_{IV} = \eta_{III} \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 = 0,877 \cdot 0,99 \cdot 0,97 = 0,842$$

$$\eta_V = \eta_{IV} \cdot \eta_1^2 \cdot \eta_2 = 0,842 \cdot 0,99^2 \cdot 0,97 = 0,8$$

$$\eta_{VI} = \eta_V \cdot \eta_1 \cdot \eta_3 = 0,8 \cdot 0,99 \cdot 0,96 = 0,76$$

$$\eta_{VII} = \eta_{VI} \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 = 0,76 \cdot 0,99 \cdot 0,97 = 0,729$$

$\eta_I \dots \eta_{VI}$ – ККД приводу першого-сьомого валів;

$\eta_{муф}$ – ККД муфти $\eta_{муф} = 0,97$.

η_1 – ККД однієї пари підшипників $\eta_1 = 0,99$;

η_2 – ККД зубчастої передачі $\eta_2 = 0,97$;

η_3 – ККД конічної зубчастої передачі $\eta_3 = 0,96$;

Дані розрахунків крутного моменту та потужності на валах зводимо в таблицю 2.1.

					КРБ 20-204.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

Таблиця. 2.1. Розрахунки крутного моменту та потужності на валах

Частота	Номер вала						
	I	II	III	IV	V	VI	VII
ККД	0,9603	0,922	0,877	0,842	0,8	0,76	0,729
Розрахункова частота, об/хв	1455	730	315	225	63	63	63
Момент, Нм	47,27	90,46	199,41	268,04	909,5	864,1	828,8
Потужність, кВт	7,2	6,92	6,58	6,32	6	5,7	5,47

2.2.2. Розрахунок модулів

Розрахунок циліндричних зубчастих коліс (шестерень) полягає у визначенні необхідного модуля. Для сталевих прямозубих коліс модуль визначається за такими двома формулами [12, 18]:

- 1) з умови міцності зубів на згин:

$$m_u = \sqrt[3]{\frac{1950000 \cdot N_i \cdot K_{\Pi} \cdot K_D \cdot K_{HP}}{Y_H \cdot z \cdot \psi_b \cdot [\sigma_u] \cdot n}} \quad (2.8)$$

Де N_i – потужність на i -тому валі [12, 18]:

K_{Π} – коефіцієнт перевантаження. Приймаємо $K_{\Pi} = 1,25$; [12, 18]:

K_D – коефіцієнт динамічності. Для коробок швидкостей приймається $K_D = 1.2$ [12, 18]:

K_{HP} – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження. Приймаємо $K_{HP} = 1,1$; [12, 18]:

z – мінімальна кількість зубів шестерні в передачі;

Значення z по валах: $z_I = 27$; $z_{II} = 16$; $z_{III} = 17$; $z_{IV} = 19$;

$z_V = 30$; $z_{VI} = 54$

ψ_b – відношення ширини зубчастого вінця до модуля. Рекомендовані значення $\psi_b = 7 \div 14$. Приймаємо $\psi_b = 8$. [12, 18]:

					КРБ 20-204.00.00.000 ПЗ			Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата				

Y_H - коефіцієнт форми зуба, що залежить від числа зубів z і коефіцієнта зміщення ξ і визначається за графіком [12]:. Для мінімальних: $Y_{H_1} = 0,44$; $Y_{H_2} = 0,36$; $Y_{H_3} = 0,38$; $Y_{H_4} = 0,38$; $Y_{H_5} = 0,46$; $Y_6 = 0,49$;

$[\sigma_u]$ - границя витривалості зуба на згин при довготривалій роботі (для сталі 40Х з нормалізацією та покращенням $[\sigma_u] = 220\text{МПа}$;

n – розрахункова частота обертання вала.

2) з умови контактної міцності поверхневих шарів зубів [12, 18]:

$$m_k \geq \sqrt[3]{\frac{i+1}{\psi_b} \cdot \frac{1070000}{[\sigma_k] \cdot i \cdot z} \cdot \frac{N_i \cdot K_{IT} \cdot K_D \cdot K_{HP}}{n}} \quad (2.9)$$

Де $[\sigma_k]$ – границя контактної міцності матеріалу коліс $[\sigma_k] = 500\text{МПа}$ (для сталі 40Х)

Степінь точності зубчастих передач згідно ГОСТ 1643-81 - 7

Отримані значення модулів коліс, визначених за формулами 2.8, 2.9 зводимо в таблицю 2.2

Таблиця 2.2 Розрахункові модулі зубчастих коліс коробки швидкостей

	Номер вала						
	I	II	III	IV	V	VI	VII
Розрахункова частота, n	1455	730	315	225	63	63	63
Потужність, N	7,202	6,915	6,5775	6,315	6	5,7	5,4675
Мінімальна кількість зубів, z	27	16	19	17	30	54	
Передаточне відношення, i	0,508	0,426	0,353	0,281	1	1	
Y_H	0,44	0,36	0,38	0,38	0,46	0,49	
Модуль, m_k	0,621	0,956	1,229	1,492	1,409	1,139	
Модуль, m_u	0,913	1,442	1,741	1,993	2,626	1,841	
	0,44	0,36	0,38	0,38	0,46	0,49	

Приймаємо модуль всіх коліс коробки швидкостей рівний 3 мм

2.2.3 Розрахунок міжосьових відстаней

Міжосьові відстані визначаємо за формулою [12, 18]:

$$a_w = \frac{m \cdot \sum z}{2} \quad (2.10)$$

де m – модуль зубів;

$\sum z$ – сума зубів.

Між I та II валом:

$$a_{wI-II} = 0,5 \cdot 3 \cdot 82 = 123 \text{ мм}$$

Між II та III валом:

$$a_{wII-III} = 0,5 \cdot 3 \cdot 54 = 81 \text{ мм}$$

Між III та IV валом:

$$a_{wIII-IV} = 0,5 \cdot 3 \cdot 60 = 90 \text{ мм}$$

Між IV та V валом:

$$a_{wIV-V} = 0,5 \cdot 3 \cdot 87 = 130,5 \text{ мм}$$

Між V та VI валом:

$$a_{wV-VI} = 0,5 \cdot 3 \cdot 60 = 90 \text{ мм}$$

Між VI та VI валом:

$$a_{wVI-VI} = 0,5 \cdot 3 \cdot 108 = 162 \text{ мм}$$

2.2.4. Розрахунок діаметрів валів

Попередній розрахунок проводимо на кручення за пониженими допустимими напруженнями за формулою [12, 18]:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot [\tau_k]}} \quad (2.11)$$

де T – максимальний обертовий момент на валу;

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

Приймаємо для валів матеріал сталь 40Х ДСТУ 7806, для якої понижене

					КРБ 20-204.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

значення $[\tau_k]=22$ МПа.

Отримані діаметри валів зведемо в таблицю 2.3. Всі діаметри валів округлюємо до найближчого більшого стандартного значення. Це буде діаметр відповідного вала в найменшому перерізі (діаметр шийки). Решта діаметрів кожного із валів отримуємо конструктивно в процесі конструювання.

Таблиця 2.3. Діаметри валів коробки швидкостей

	Номер вала						
	I	II	III	IV	V	VI	VII
Розрахунковий діаметр, м	0,0222	0,0276	0,0359	0,0396	0,0595	0,0585	0,0577
Прийнятий діаметр шийки, мм	25	28	36	40	60	60	60

2.2.5. Розрахунок параметрів зубчастого зачеплення триопорного вала

Для триопорного четвертого валу проведемо розрахунок параметрів зачеплення найбільш навантажених зубчастих передач, а саме:

- для передачі 17/43 (для зубчастого колеса $z=43$ зуби)
- для передачі 19/68 (для шестерні $z=19$ зубів)

Параметри зубів визначаємо, виходячи із залежностей [12,18]

Ділильний діаметр зубчастого колеса визначиться за формулою [12,18]:

$$d_d = m \cdot z, \text{ мм} \quad (2.12)$$

Згідно із параметрами стандартного початкового контура розміри зубців зубчастих коліс визначаються за формулами [12,18]

$$h_{ae} = m = 3 \text{ мм} \quad (2.13)$$

Висота ніжки зуба [12,18]

$$h_{fe} = 1,25m_e = 1,25 \cdot 3 \text{ мм} = 3,75 \text{ мм}$$

					КРБ 20-204.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

Для колеса $z=43 - d_{\partial 1} = 3\text{мм} \cdot 43 = 129\text{мм}$

Для шестерні $z=19 - d_{\partial 2} = 3\text{мм} \cdot 19 = 57\text{мм}$

Радіальний зазор [12,18]

$$c_e = 0,2m_e = 0,2 \cdot 3\text{мм} = 0,6\text{мм}$$

Зовнішній діаметр шестерні та колеса визначимо за формулою [12,18]

$$d_a = d_{\partial} + 2m_e \quad (2.14)$$

Внутрішній діаметр шестерні та колеса визначимо за формулою [12,18]

$$d_f = d_{\partial} - 2,5m \quad (2.15)$$

Для колеса $z=43 - d_{a1} = d_e + 2m_e = 129\text{мм} + 2 \cdot 3\text{мм} = 135\text{мм}$

Для шестерні $z=19 - d_{a2} = d_e + 2m_e = 57\text{мм} + 2 \cdot 3\text{мм} = 63\text{мм}$

Для колеса $z=43 : d_{f1} = d_e + 2m_e = 129\text{мм} - 2,5 \cdot 3\text{мм} = 121,5\text{мм}$

Для шестерні $z=19 : d_{f2} = d_e + 2m_e = 57\text{мм} - 2,5 \cdot 3\text{мм} = 49,5\text{мм}$

Конструктивна схема вала показана на рис. 2.4

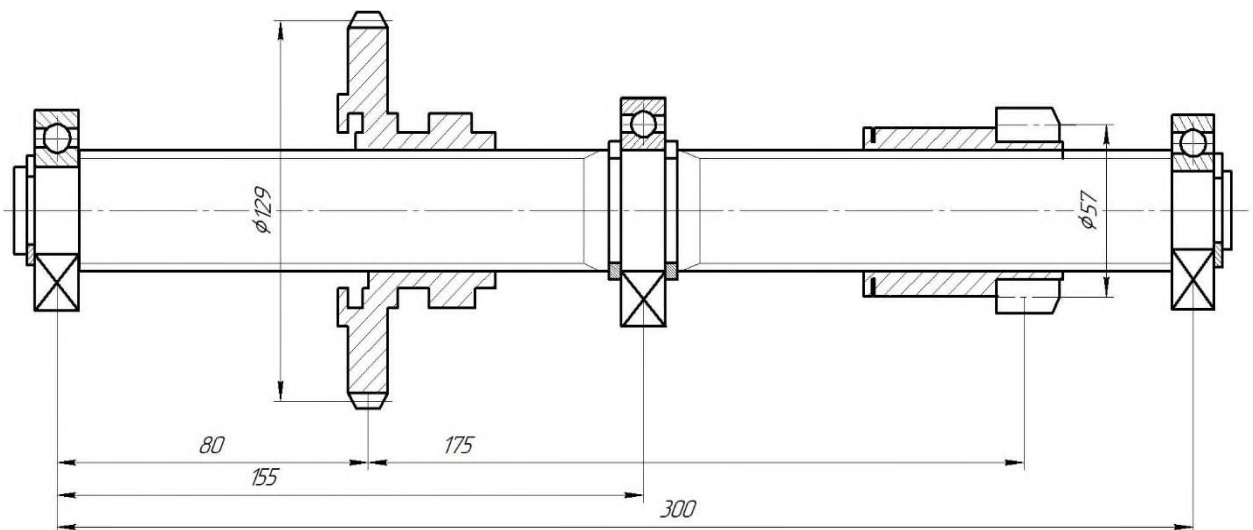


Рис. 2.4. Конструктивна схема вала

Визначаємо сили в зачепленні для шестерні та зубчастого колеса окремо

- для колеса $z=43$

$$F_{t1} = \frac{2T_{об} \cdot 10^3}{d_1} = \frac{2 \cdot 268}{4 \cdot 0,129} = 1038,7\text{Н.}$$

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \text{tg}20^\circ = 1038,7 \cdot 0,3639 = 378\text{Н.}$$

- для шестерні $z=19$

					КРБ 20-204.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

$$- F_{t2} = \frac{2T_{об} \cdot 10^3}{d_1} = \frac{2 \cdot 909,5}{4 \cdot 0,068} = 6687,5H.$$

$$- F_{r2} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg}20^0 = 6687 \cdot 0.3639 = 2433H.$$

З урахуванням того, що в нас триопорний вал, ми отримали статично невизначену систему. Тому розрахунок даної системи проведемо із використанням САПР SolidWorks Simulation

Висновки по розділу

1. На основі проведеного кінематичного розрахунку коробки швидкостей визначено кількості зубів та розміщення всіх зубчастих коліс коробки швидкостей, розроблено кінематичну схему.

2. На основі силового розрахунку проведено розрахунок модуля із умови забезпечення контактної міцності та міцності зубів на згин, та отримано розрахункові діаметри валів, а також сили в зачепленнях четвертого вала

					КРБ 20-204.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

3. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

3.1. Конструювання коробки швидкостей

Коробка швидкостей вмонтована в верхню частину станини. Складальне креслення коробки швидкостей подані в графічній частині. Двигун прикріплений на фланці до станини. Коробка з двигуном з'єднана з допомогою пружної муфти, що забезпечує як захист від перевантажень, так і забезпечує певну плавність включення обертів. Муфта вмонтована в отвір станини і з'єднана з вхідним валом коробки швидкостей. Підшипники коробки швидкостей приймаємо 5 класу точності.

Конструювання здійснимо з урахуванням рекомендацій джерел [1,2, 8, 11-14, 20] з урахуванням конструктивних особливостей як муфти так і вхідного вала лівий і правий опорні підшипники будуть різні. Правий опорний підшипник встановлюємо відповідно до розрахунків діаметра шийки першого вала (діаметр шийки 30 мм). Його зовнішню обойму встановлюємо у втулку, а втулку у отвір корпусу. Це необхідно для можливості регулювання прямолінійності його розміщення. Зважаючи на невеликі навантаження та крутний момент приймаємо підшипник легкої серії №206 ГОСТ 8338-75 [21]. Параметри підшипника наведені в таблиці 3.1. Нижнім кільцем даний підшипник впирається в уступ вала, а верхнє кільце підшипника зафіксоване запірним кільцем.

Лівий підшипник першого вала коробки швидкостей з урахуванням конструктивних особливостей муфти, а також її з'єднання із валом повинен бути з внутрішнім діаметром не меншим 55 мм. Тому приймаємо підшипник легкої серії № 211 ГОСТ 8338-75 [21]. Основні розміри підшипника подані в таблиці 3.1.

					КРБ 20-204.00.00.000 ПЗ			
<i>Зм</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>				
<i>Розроб.</i>	Друк Т.П.				Конструкторський розділ	<i>Літ</i>	<i>Аркуш</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Переір.</i>	Крупа В.В.							
<i>Реценз.</i>								
<i>Н. контр.</i>	Кобельник В.Р.					ТНТУ, ФМТ, МВс-41		
<i>Зав. каф.</i>	Кобельник В.Р.							

Таблиця 3.1. Основні розміри підшипників першого вала [21]

Позначення підшипника	d, мм	D, мм	B, мм	r, мм	Маса, кг	Вантажопідйомність, Н	
						Статична	Динамічна
206	30	62	16		0,2	19500	10000
211	55	100	21		0,597	43600	25000

З першого валу на другий крутний момент передається через зубчасту передачу 27/53.

Розмістимо шестерню першого вала максимально наближено до лівої опори. Це забезпечить мінімальні силові деформації. Зважаючи, що діаметр лівої шийки становить 30 мм, основну частину вала приймаємо діаметром 40 мм, а діаметр під шестернею – 45 мм. Шестерня впирається в уступ вала, діаметром 55 мм, на якому встановлений лівий підшипник. Фіксується від осьового переміщення з допомогою запірного кільця. Крутний момент з вала на шестерню передамо з допомогою шпонки. Приймаємо стандартну призматичну шпонку для діаметра вала 45 мм 14x9 згідно ГОСТ 23360-78 [20]. Основні розміри шпонки подані в таблиці. Основні розміри шпонкового з'єднання подані на рис. 3.2.

Таблиця 3.2. Основні розміри шпонкового з'єднання першого вала

Діаметр вала d_K^B , мм	Переріз шпонки		Інтервал довжин l , мм	Глибина пазу	
	h , мм	b , мм		t_1 , мм	t_2 , мм
Більше 44 до 50	14	9	36...160	5,5	3,8

					КРБ 20-204.00.00.000 ПЗ			Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата				

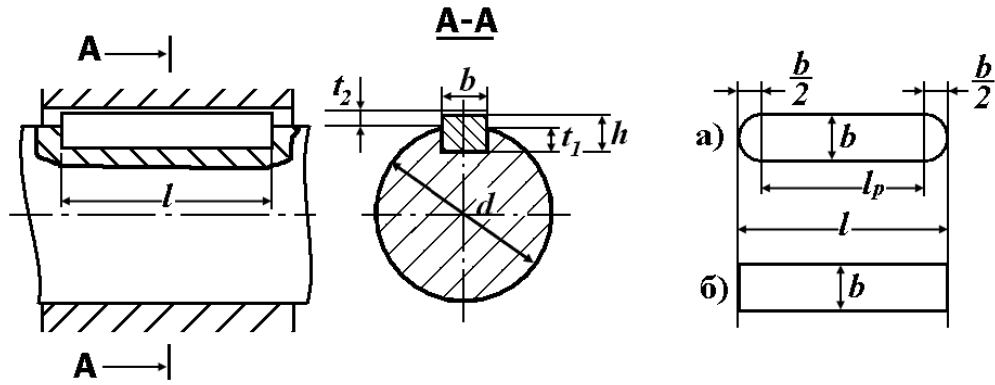


Рис. 3.1. Основні розміри шпонкового з'єднання і призматичних шпонок [20]

Довжину шпонки визначимо, виходячи із умови міцності на зминання [11, 12, 18]:

$$\sigma_{зм} = \frac{2T}{d \cdot l \cdot (h - t_1)} \leq [\sigma_{зм}] \quad (3.1)$$

Де $[\sigma_{зм}]$ - допустиме напруження на зминання. Приймаємо $[\sigma_{зм}] = 100 \text{ МПа}$ [11, 12, 18]

d - діаметр вала;

l - робоча довжина шпонки;

h - висота шпонки

t_1 - висота контакту шпонки в маточчині;

Звідси визначаємо робочу довжину шпонки

$$l = \frac{2T}{d \cdot [\sigma_{зм}] \cdot (h - t_1)} \quad (3.2)$$

Отримаємо

$$l = \frac{2 \cdot 47270}{45 \cdot 100 \cdot (14 - 5,5)} = 24 \text{ мм}$$

З урахуванням стандартних довжин, а також запасу міцності приймаємо шпонку довжиною 40 мм.

Проводимо перевірочний розрахунок шпонки на зріз за формулою [11, 12, 18]

$$\tau_{зр} = \frac{2T}{d \cdot b \cdot l} \leq [\tau_{зр}] \quad (3.3)$$

					КРБ 20-204.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

Де $\tau_{зр}$ – дотичні напруження на зріз $[\tau_{зр}]$ – допустимі напруження на зріз. Приймаємо $[\tau_{зр}] = 80 \text{ МПа}$ [11, 12, 18]

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 47270}{45 \cdot 9 \cdot 40} \leq 80 \text{ МПа}$$
$$5,83 \leq 80 \text{ МПа}$$

Нерівність виконується. Шпонка підібрана правильно.

Решта розмірів першого вала коробки приймаємо конструктивно з врахуванням міжопорної відстані 300 мм (особливості станини). Міжопорні відстані другого, третього валів приймемо 300 мм. Четвертий вал виконаємо триопорним з відстанню між першим та другим підшипниками 300 мм.

З урахуванням розрахунків, а також графіка чисел обертів і кінематичної схеми необхідно передбачити в коробці швидкостей три переборні групи. Для кожної із переборних груп на одному із валів розмітимо пересувний блок шестерень або коліс, а на іншому стаціонарний. У відповідності до розробленої кінематичної схеми. А також, із можливості спрощеного переключення швидкостей, встановимо пересувні блоки на другому (один блок з трьох шестерень) та четвертому (один блок з трьох зубчастих коліс та один блок із двох шестерень) валах. Для передачі крутного моменту пересувні шестерні та колеса на другому та четвертому валі, а також шестерні та колеса на третьому валі встановимо через шліцеві з'єднання. Попередньо приймемо стандартні шліцеві з'єднання легкої серії.

Перевірку міцності шліців проведемо за напруженнями на зминання за формулою [11, 12, 18]:

$$\sigma_{зм} = \frac{2T}{d_{ср} \cdot z \cdot h \cdot l \cdot \psi} \leq [\sigma_{зм}] \quad (3.4)$$

Де $d_{ср}$ – середній діаметр $d_{ср} = \frac{D-d}{2} - 2f$, де D – зовнішній діаметр шліцевого вала; d – внутрішній діаметр шліцевого вала; f – величина фаски.

z – кількість шліців;

					КРБ 20-204.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

h - висота поверхні контакту зубів;

l – довжина поверхні контакту зубів;

ψ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність навантаження. Приймаємо $\psi = 0,75$ [11]

$[\sigma_{зм}]$ – допустиме напруження на змінання. Приймаємо $[\sigma_{зм}] = 50 \text{ МПа}$.

Основні розміри шліцевого з'єднання [11]

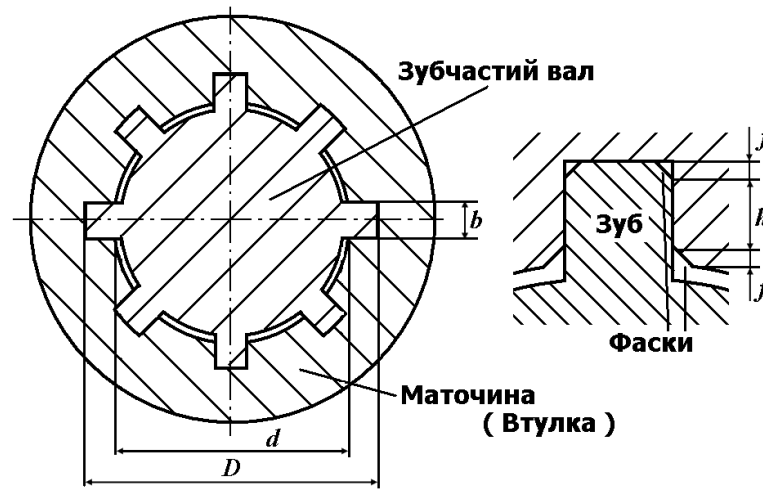


Рис. 3.2. Основні розміри шліцевого з'єднання

Для всіх валів як довжину контакту поверхні зубів l приймемо як мінімальну довжину контакту шестерні або колеса, що на ньому розміщені. Враховуючи необхідність переміщення блоку шестерень по другому валу на величину ширини контакту двох шестерень, а також встановленому колесі, довжина контакту визначиться: $300/6=50$ мм.

На третьому валі розміщені нерухомі 5 шестерень та зубчастих коліс а також необхідно передбачити вільне місце для розміщення зубчастого колеса $z=53$. Тому довжина контакту визначиться: $300/6=50$ мм.

На четвертому валі приймемо аналогічну довжину контакту – 50 мм

Діаметри шийок другого вала під підшипники приймемо 35 мм. Встановимо підшипники середньої серії з обох сторін № 307 [21]. Основні

					КРБ 20-204.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

розміри та характеристики підшипника подані в таблиці 3.4

Лівий підшипник своїм нижнім кільцем впирається в зубчасте колесо $z=53$ та фіксується запірним кільцем. Верхнє кільце підшипника фіксується запірними кільцями. Приймаємо шліцеве з'єднання на другому валі середньої серії 8x42x48. Основні розміри подані в таблиці 3.3.

Діаметри шийок третього вала приймемо 40 мм. Відповідно встановимо підшипники середньої серії №308 ГОСТ 8338-75 [21] (табл. 3.4).

Приймаємо шліцеве з'єднання на третьому валі легкої серії 8x46x50. Основні розміри подані в таблиці 3.3.

На четвертому валу розміщено 3 підшипники (відповідно до опису коробки швидкостей. Крайні підшипники з внутрішнім діаметром 40 мм (відповідно до розрахунків). Допуск на шийки – k5. Приймаємо підшипники кулькові радіальні однорядні №308 середньої серії відповідно до ГОСТ 8338-75 [21]. Нижні кільця підшипників відповідно своїми правим та лівим торцями впираються в торцеву поверхню уступа вала та з іншої сторони фіксуються на валах запірними кільцями. Верхні кільця підшипників входять у відповідні отвори корпусу та також фіксуються запірними кільцями.

На уступах вала, зважаючи на навантаження, приймаємо шліці середньої серії 8x52x58. Основні розміри шліців подані в таблиці 3.3.

Проведемо розрахунки шліцевих з'єднань

- Для другого вала

$$d_{\text{cp}} = \frac{48 + 42}{2} - 2 \cdot 0,5 = 44$$

$$\sigma_{\text{зм}} = \frac{2 \cdot 90460}{44 \cdot 8 \cdot 3 \cdot 50 \cdot 0,75} \leq 50$$
$$4,56 \leq 50$$

- Для третього вала

$$d_{\text{cp}} = \frac{50 + 46}{2} - 2 \cdot 0,5 = 47$$

					КРБ 20-204.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 199410}{47 \cdot 8 \cdot 1.5 \cdot 50 \cdot 0,75} \leq 50$$

$$18,86 \leq 50$$

- Для четвертого вала

$$d_{cp} = \frac{58 + 52}{2} - 2 \cdot 0,5 = 55$$

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 268040}{55 \cdot 8 \cdot 3 \cdot 50 \cdot 0,75} \leq 50$$

$$10,83 \leq 50$$

Умови міцності на зминання виконуються.

Таблиця. 3.3. Розміри шліцевих з'єднань

Номинальний розмір $z \times d \times D$	Число зубів z	d	D	b	d_1	a_1	f	r
8x42x48	8	42	48	8	39,5	2,57	0,4	0.3
8x52x58	8	52	58	10	49,7	4,89	0,5	0.5

Таблиця 3.4. Основні розміри підшипників

Позначення підшипника	d , мм	D , мм	B , мм	r , мм	Маса, кг	Вантажопідйомність, Н	
						Статична	Динамічна
307	35	80	21	2,5	0,447	33200	18000
308	40	90	23		0,625	41000	22400

На п'ятому валі необхідно розмістити три зубчастих колеса – два, які передають крутний момент з четвертого вала та одну конічну зубчасту шестерню, що передає крутний момент на поворотну головку. Циліндричні зубчасті колеса необхідно розмістити між опорами, а конічну шестерню – консольно (відповідно до побудованої кінематичної схеми). Міжопорна відстань – 320 мм.

					КРБ 20-204.00.00.000 ПЗ			Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата				

Відповідно до розрахунків діаметр шийки даного вала – 60 мм. Тому, зважаючи на крутний момент на валу 909,5 Нм і відповідно високі силові та динамічні навантаження, в якості лівої опори приймаємо два підшипники середньої серії №312. [21]. Параметри підшипника подані в таблиці 3.5. Зовнішнє кільце підшипників розміщуємо у обоймі, яка встановлена у отвір корпусу. Між зовнішніми та внутрішніми кільцями підшипників встановлюємо розпірні втулки. Нижнє кільце правого підшипника лівої опори впирається у втулку, що в свою чергу правим торцем притикає зубчасте колесо до упору. Фіксуються нижні кільця підшипників спеціальною гайкою через перехідну втулку. Спеціальні гайка вкручена на різь, що виконана на кінці валу (див. КРБ 20-204.00.04.000 СБ). Праву опору формуємо теж із пари підшипників, проте зважаючи на те, що на валу з цієї сторони закріплена конічна шестерня, діаметр під якою повинен бути не менше 60 мм, то приймаємо підшипники №314 ГОСТ 8338-75 [21]. Параметри підшипника подані в таблиці 3.5. Конічну шестерню садимо на шпонку та фіксуємо гайкою. Між кільцями підшипників встановлюємо розпірні втулки. Нижні кільця з однієї сторони впираються в зубчасте колесо, а з іншої в конічну шестерню.

Таблиця. 3.5. Основні розміри підшипників

Позначення підшипника	d, мм	D, мм	B, мм	r, мм	Маса, кг	Вантажопідйомність, Н	
						Статична	Динамічна
312	60	130	31	3,5	1,717	81900	48000
314	70	150	35		2,543	104000	63000

Між опорами вала встановлюємо зубчасті колеса. Крутні моменти з зубчастих коліс на вали, а також з вала на конічну шестерню передамо через шпонки. Шпонки підбираємо стандартні відповідно до розмірів ступені вала,

					КРБ 20-204.00.00.000 ПЗ			Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата				

які подані в таблиці 3.6.

Таблиця 3.6. Основні розміри шпонкових з'єднань п'ятого валу

Зубчасте колесо	Діаметр вала d_K^B , мм	Переріз шпонки		Інтервал довжин l , мм	Глибина пазу	
		h , мм	b , мм		t_1 , мм	t_2 , мм
Циліндричне $z=27$	80	22	20	63-250	9	5,4
Циліндричне $z=68$	90	25	22	70-280	9	5,4
Конічна шестерня $z=35$	60	18	16	50-200	7	4,4

Визначимо робочі довжини шпонок відповідно до залежності (3.2)

$$l_{z=27} = \frac{2 \cdot 909500}{80 \cdot 100 \cdot (22 - 9)} = 27,49 \text{ мм}$$

З урахуванням стандартних мінімальних довжин, а також запасу міцності приймаємо шпонку довжиною 63 мм.

Проводимо перевірочний розрахунок шпонки на зріз за формулою (3.3) [11, 12]

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 909500}{80 \cdot 20 \cdot 63} \leq 80 \text{ МПа}$$

$$18,04 \leq 80 \text{ МПа}$$

$$l_{z=68} = \frac{2 \cdot 909500}{90 \cdot 100 \cdot (25 - 9)} = 23,28 \text{ мм}$$

З урахуванням стандартних мінімальних довжин, а також запасу міцності приймаємо шпонку довжиною 70 мм.

Проводимо перевірочний розрахунок шпонки на зріз за формулою (3.3) [11, 12]

					КРБ 20-204.00.00.000 ПЗ		Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата			

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 909500}{80 \cdot 22 \cdot 70} \leq 80 \text{ МПа}$$

$$17,76 \leq 80 \text{ МПа}$$

$$l_{z=35} = \frac{2 \cdot 909500}{60 \cdot 100 \cdot (18 - 7)} = 37,56 \text{ мм}$$

З урахуванням стандартних мінімальних довжин, а також запасу міцності приймаємо шпонку довжиною 50 мм.

Проводимо перевірочний розрахунок шпонки на зріз за формулою (3.3) [11, 12]

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 909500}{60 \cdot 16 \cdot 50} \leq 80 \text{ МПа}$$

$$47,89 \leq 80 \text{ МПа}$$

Умови міцності виконуються

3.2. Автоматизований розрахунок триопорного вала

3.2.1. Вихідні дані

Для автоматизованого розрахунку використаємо систему SolidWorks Simulation. Для початку розробимо твердотільну модель вала, який поданий на рис. 3.3

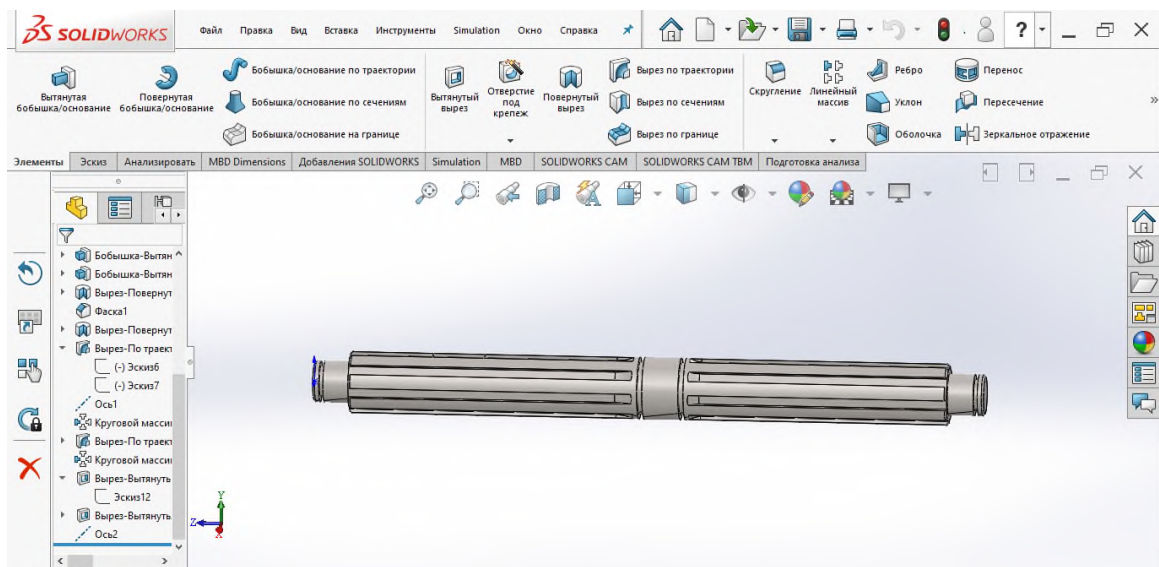


Рис. 3.3. Твердотільна модель четвертого вала коробки швидкостей

					КРБ 20-204.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

Основні характеристики вала подані в таблиці 3.7.

Таблиця 3.7. Основні характеристики триопорного вала та його матеріалу

Маса, кг	Об'єм, м ³	Густина, Кг/см ³	Границя текучості, МПа	Границя міцності, МПа	Коефіцієнт Пуассона	Коефіцієнт теплого розширення мм/К
11,97	0,00155	7,7	620,42	723,82	0,28	0,000013

До вала прикладено сили від зубчатих коліс, що на ньому розміщені. Схема прикладання сил подана на рис. 3.4.

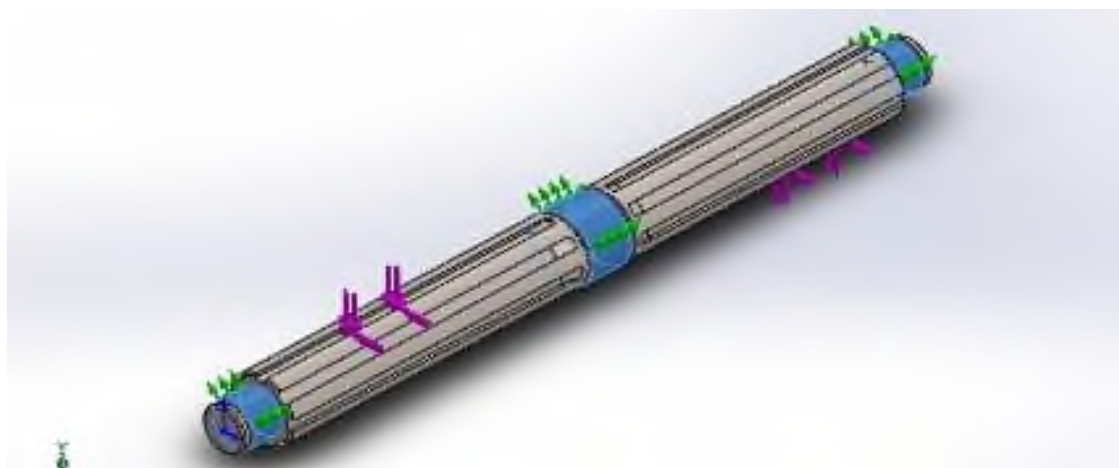


Рис. 3.4. Схема прикладання сил

Формування сітки здійснювалось за параметрами, що подані в таблиці 3.8.

Таблиця 3.8. Дані сітки

Тип сітки	Розбиття	Точки Якобіана	Розмір елемента	Допуск	Епюра якості сітки	Всього вузлів	Всього елементів	Максимум співвідношення сторін	% елем із співвідношенням сторін < 3	% елем із співвідношенням сторін > 10
Твердо тіло	Стандартна сітка	4 Точки	11,5869 mm	0,5793 mm	Висока	26319	16610	14,174	80,6	0,0602

					КРБ 20-204.00.00.000 ПЗ					Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата						

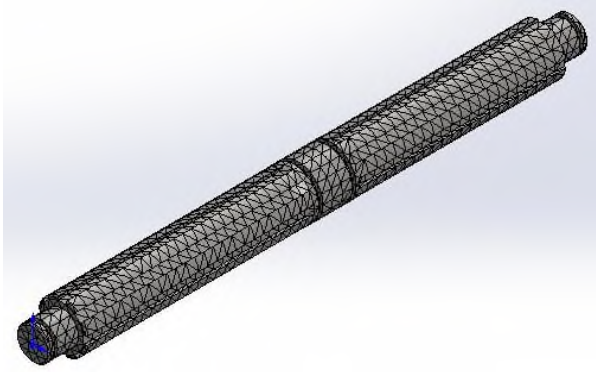


Рис. 3.5. Сітка вала

3.2.2. Результати автоматизованих розрахунків

Результати розрахунків, а саме: сил реакції, напружень, переміщень та деформацій подамо в таблицях 3.1-3.4. відповідно

Таблиця 3.9. Сили реакції

Вибраний набір	Одиниці	Сума X	Сума Y	Сума Z	Результуюча
Всієї моделі	N	15 809,1	-36 118,8	-43 885,2	58 995

Таблиця 3.10. Результати автоматизованих розрахунків

Вид розрахунків	Тип	Мінімальне	Максимальне
Напруження	VON: Напруження	7,054e+10	1,746e+13
	Von Mises	N/m ²	N/m ²
		Вузол: 11612	Вузол: 18491
Переміщення	URES: Результуюче переміщення	1,605e+02 mm	1,018e+10 mm
		Вузол: 18073	Вузол: 136
Деформація	ESTRN:	3,833e-01	5,855e+01
	Еквівалентна	Елемент:	Елемент: 4156
	деформація	11368	

Имя модели: ВАЛ РОЗРАХУНОК
 Название исследования: Статический 1(-По умолчанию-)
 Тип эпюры: Статический узловое напряжение Напряжение1
 Шкала деформации: 6,38508e-09

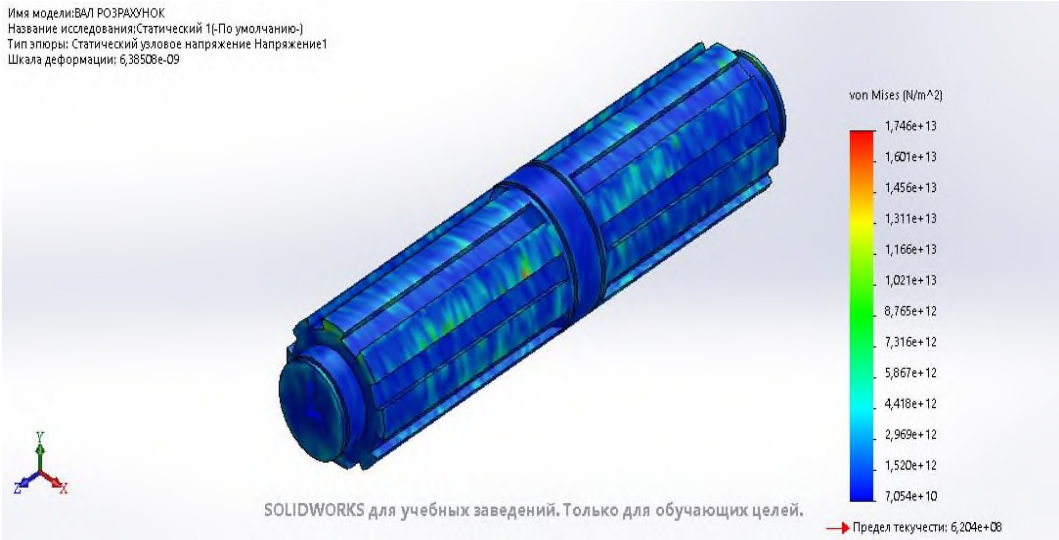


Рис. 3.6. Розрахунок напружень

Имя модели: ВАЛ РОЗРАХУНОК
 Название исследования: Статический 1(-По умолчанию-)
 Тип эпюры: Статическое перемещение Перемещение1
 Шкала деформации: 6,38508e-09

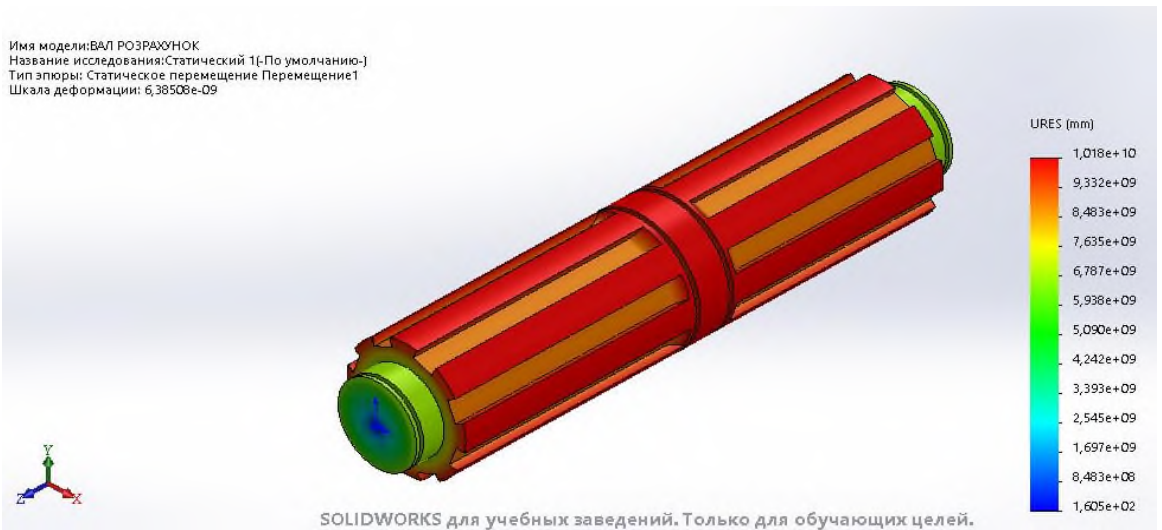


Рис. 3.7. Розрахунок переміщень

Имя модели: ВАЛ РОЗРАХУНОК
 Название исследования: Статический 1(-По умолчанию-)
 Тип эпюры: Статическая деформация Деформация1
 Шкала деформации: 6,38508e-09

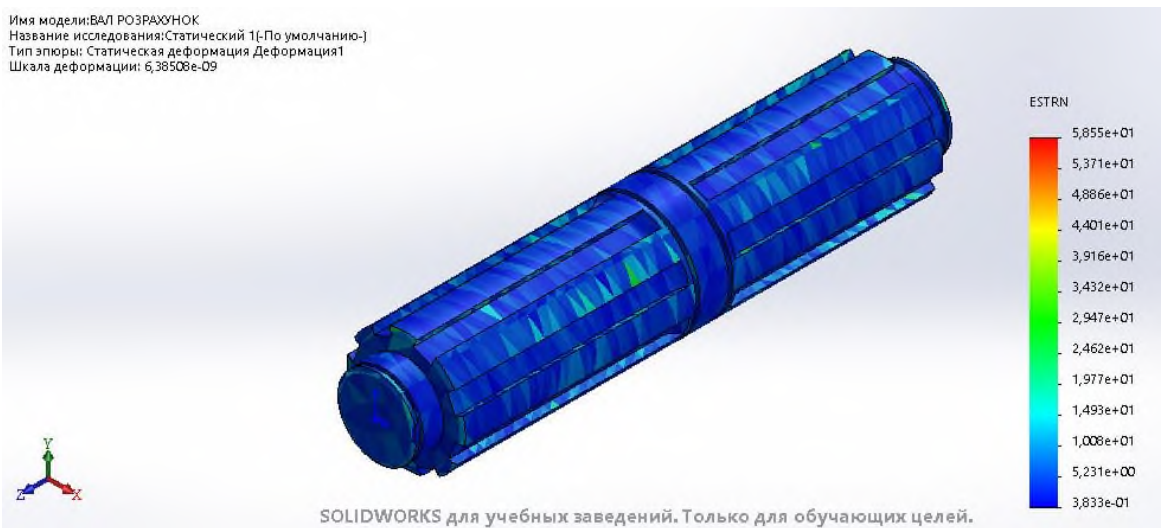


Рис. 3.8. Розрахунок деформацій

									КРБ 20-204.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата						

За результатами автоматизованих розрахунків всі параметри вала знаходяться в допустимих межах

3.3. Конструювання елементів коробки швидкостей та опис принципу її роботи

3.3.1. Визначення розмірів зубчастих коліс

Використовуючи залежності 4-9 отримаємо розміри зубчастих коліс, а саме: ділительний діаметр, діаметр впадин і діаметр виступів. Решта основних конструктивних розмірів зубчастих коліс рекомендовано [11,12, 18] визначати із наступних залежностей.

Ширина зубастого вінця визначається із залежності[11,12, 18]:

$$B = 8 \cdot m \quad (3.5)$$

Довжина маточини шестірні чи зубчастого колеса обчислюється за формулою [11,12, 18]

$$L_M = 1.5 \cdot d_B \quad (3.6)$$

Товщина обода зубчастого вінця визначається за формулою [11,12, 18]

$$\delta = 3 \cdot m \quad (3.7)$$

Діаметр маточини зубчастих коліс обчислюється за формулою [11,12, 18]

$$D_M = 1.6 \cdot d_B \quad (3.8)$$

Внутрішній діаметр обода зубчастого колеса визначиться із залежності [11,12, 18]

$$D_K = d_f - 2\delta \quad (3.9)$$

Для шестерні $z=27$

$$d_d = 3 \cdot 27 = 81 \text{ мм}$$

$$d_a = 81 + 2 \cdot 3 = 87 \text{ мм}$$

$$d_f = 81 - 2,5 \cdot 3 = 73,5 \text{ мм}$$

$$B = 8 \cdot 3 = 24 \text{ мм}$$

$$L_M = 1.5 \cdot 45 = 67,5$$

					КРБ 20-204.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

$$\delta = 3 \cdot 3 = 9 \text{ мм}$$

$$D_M = 1.6 \cdot 45 = 72 \text{ мм}$$

$$D_K = 73,5 - 2 \cdot 9 = 55,5 \text{ мм}$$

Для зубчатого колеса $z=53$

$$d_o = 3 \cdot 53 = 159 \text{ мм}$$

$$d_a = 159 + 2 \cdot 3 = 165 \text{ мм}$$

$$d_f = 159 - 2,5 \cdot 3 = 151,5 \text{ мм}$$

$$B = 8 \cdot 3 = 24 \text{ мм}$$

$$L_M = 1.5 \cdot 48 = 72$$

$$\delta = 3 \cdot 3 = 9 \text{ мм}$$

$$D_M = 1.6 \cdot 48 = 76,8 \text{ мм}$$

$$D_K = 151,5 - 2 \cdot 9 = 18 \text{ мм}$$

Розміри решти зубчатих коліс зводимо в таблицю 3.11

Таблиця 3.11. Основні розміри зубчастих коліс

Зубчасте колесо (шестерня), z	Діаметр впадин	Діаметр виступів	Діаметр вала	Ширина зубастого вінця	Довжина маточини	Товщина обода	Діаметр маточини	Внутрішній діаметр обода
27	81	73,5	87	45	24	67,5	9	55,5
53	159	151,5	165	48	24	72	9	133,5
16	48	40,5	54	48	24	72	9	22,5
19	57	49,5	63	48	24	72	9	31,5
22	66	58,5	72	48	24	72	9	40,5
32	96	88,5	102	58	24	87	9	70,5
35	105	97,5	111	58	24	87	9	79,5
38	114	106,5	120	58	24	87	9	88,5
25	75	67,5	81	58	24	87	9	49,5
17	51	43,5	57	58	24	87	9	25,5
35	105	97,5	111	58	24	87	9	79,5
25	75	67,5	81	58	24	87	9	49,5
43	129	121,5	135	58	24	87	9	103,5
27	81	73,5	87	58	24	87	9	55,5

					КРБ 20-204.00.00.000 ПЗ				Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата					

60	180	172,5	186	58	24	87	9	92,8	154,5
27	81	73,5	87	110	24	165	9	176	55,5
68	204	196,5	210	120	24	180	9	192	178,5

3.3.2 Принцип роботи коробки швидкостей

Основне призначення коробки швидкостей верстата – передача руху з різними асотоами обертання від електродвигуна до поворотної головки і далі на шпиндель.

Від електродвигуна частотою обертання 1455 об/хв і потужністю 7,5 кВт рух передається через муфту на перший вал коробки швидкостей. З вала крутний момент через шпонкове з'єднання передається на шестерню $z=27$, з якої на на зубчасте колесо $z=53$, що розміщена на другому валі. На другому валі розміщений блок пересувних шестерень, який може займати крайні ліве та праві положення, а також середнє. Пересуванням вала забезпечується зміна частоти обертання третього вала. Крутний момент з вала на шестерні передається через шлієві з'єднання. Частота обертання другого вала коробки швидкостей – 741 об/хв. Пересування шестерень здійснюється механізмом переключення швидкостей.

На третьому валі з допомогою шліцевого з'єднання розміщені п'ять зубчастих коліс, які не мають можливості осьового переміщення. Можливі частоти обертання третього вала – 500, 400 та 315 об/хв. З третього вала на четвертий крутний момент пердається через шестерні $z=17$, $z=25$ та $z=35$ на пересувний блок зубчастих коліс з кількістю зубів відповідно $z=43$, $z=35$ та $z=25$. Даний блок встановлений на четвертому валі між його першою та другою опорами. Крутний момент на вал передається відповідно через шліцеве з'єднання. З четвертого вала на п'ятий крутний момент передається із блоку двох шестерень, озміщених між другою та трьетьому опорами. На кінці п'ятого вала розміщена кінчна шестерня, яка передає крутний момент на механізм поворотних головки.

					КРБ 20-204.00.00.000 ПЗ				Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата					

3.4. Висновки по розділу

1. Здійснено конструювання коробки швидкостей вертикально-фрезерного консольного верстата
2. Проведено розрахунки основних конструктивних елементів коробки швидкостей
3. Виконано автоматизований розрахунок четвертого вала коробки швидкостей в системі SolidWorks Simulation

					КРБ 20-204.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

4. БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ ТА ОСНОВИ ОХОРОНИ ПРАЦІ

4.1. Безпека виробничого обладнання

Основними вимогами безпеки, що ставляться до конструкцій машин, верстатів та механізмів, є безпека для здоров'я людей, надійність та зручність експлуатації.

Безпека виробничого обладнання забезпечується:

- вибором безпечних принципів дії, конструктивних схем, елементів конструкції;
- використанням засобів механізації, автоматизації та дистанційного керування;
 - застосуванням в конструкції засобів захисту;
 - дотриманням ергономічних вимог;
 - включенням вимог техніки безпеки в технічну документацію з монтажу, експлуатації, ремонту та транспортування і зберігання обладнання;
 - застосуванням в конструкції відповідних матеріалів.

Дотримання цих вимог в повному обсязі можливе лише на стадії проектування. Тому і всіх видах проектної документації передбачаються вимоги безпеки. Вони містяться в спеціальному розділі технічного завдання, технічних умов та стандартів на обладнання, що випускається.

При виборі принципу дії машини необхідно врахувати всі потенційно можливі небезпечні та шкідливі виробничі чинники. Наприклад: при високих рівнях шуму редукторів слід використовувати спеціальні зубчасті зачеплення зі зниженим шумоутворенням, при високих рівнях вібрацій з елементами, які обертаються рівномірно. Вибираючи конструктивну схему обладнання, необхідно всі рухомі частини обладнання розташовувати в корпусах, станинах, котрі повинні

					КРБ 20-204.00.00.000 ПЗ			
<i>Зм</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>	Безпека життєдіяльності та основи охорони праці	<i>Літ</i>	<i>Аркуш</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Розроб.</i>	Друк Т.П.					<i>Н</i>		6
<i>Перевір.</i>	Крупа В.В.							
<i>Консульт</i>	Сеник А.А.							
<i>Н. контр.</i>	Кобельник В.Р.							
<i>Зав. каф.</i>	Кобельник В.Р.					ТНТУ, ФМТ, МВс-41		

бути компактними, мати якомога менше гострих країв, граней, частин, які виступають. Необхідно досягати того, щоб захисні пристрої конструктивно суміщались з машиною і були її складовою частиною. Застосування в конструкціях машин засобів захисту – один з основних напрямків забезпечення безпеки обладнання. Використовуються огорожувальні, запобіжні та гальмівні засоби автоматичного контролю та сигналізації, знаки безпеки та дистанційне керування.

Засоби захисту поділяються на дві групи: колективні та індивідуальні.

Всі захисні засоби, які застосовуються в приладобудуванні можна поділити на такі групи: огорожувальні, запобіжні, блокуючі, сигнальні, а також системи дистанційного управління приладами і спеціальні засоби.

Розглянемо огороження та блокуючі пристрої.

Огороження – це засоби захисту, які перешкоджають попаданню людини в шкідливу зону. Огороження використовують для ізоляції приводу автомату, огороження струмоведучих частин, зон інтенсивних випромінювань. Огороджуються також робочі зони, які розташовані на висоті. Вони залежать від обладнання, розміщення людини в робочій зоні, специфіки безпеки, що супроводжують технологічний процес.

Огороження діляться на три основні групи: стаціонарні, рухомі і переносні.

Стаціонарні огороження лише періодично демонтуються для виконання додаткових операцій. Вони виконуються таким чином, що пропускають оброблювану деталь, але не пропускають руки працюючого через невеликі розміри відповідного технологічного зазору.

Рухомі огороження являють пристрій, заблокований з робочими органами механізму чи приладу, в наслідок чого він закриває доступ в робочу зону при виникненні небезпечного моменту. В іншого випадку доступи до вказаної зони відкриті.

Переносні огороження є тимчасовими. Їх використовують при

					КРБ 20-204.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

ремонтних роботах і наладках для захисту від випадкових дотиків до струмоведучих частин, а також захищають від механічних травм і опіків.

Блокуючі пристрої виключають можливість проникнення людини в небезпечну зону. Особливо велике значення блокуючі пристроїв там, де необхідно забезпечити загородження небезпечної зони, а також там, де роботу можна виконувати при знятому чи відкритому огороженні.

По принципу дії блокування поділяються на механічні, електричні, фотоелектричні, радіаційні, гідравлічні, пневматичні, комбіновані.

Механічне блокування являє собою систему. Що забезпечує зв'язок між огороженням і гальмівним (пусковим) пристроєм.

Дотримання ергономічних вимог сприяє забезпеченню зручності експлуатації, зниженню втомлюваності, травматизму. Основними ергономічними вимогами до виробничого обладнання є врахування фізичних можливостей людини та її антропометричних характеристик, забезпечення максимальної зручності при роботі з органами керування. Вимоги безпеки містяться в технічній документації з монтажу, експлуатації, ремонту, транспортування та зберігання виробничого обладнання.

Оскільки проєктований пристрій (напівавтомат для розбракування пружин стиску за жорсткісними характеристиками) виготовляється на підприємстві, то небезпечні для життя людини ситуації виникають під час монтажних, регулювальних і налагоджувальних робіт. Тому для зменшення ймовірності електротравматизму повинні виконуватись наступні основні правила:

- всі доступні для дотику струмоведучі частини обладнання повинні бути ізольовані;
- все електрообладнання підлягає заземленню;
- робочий інструмент повинен мати живлення не вище 36 В;
- забороняється використовувати обладнання з пошкодженою ізоляцією;

					КРБ 20-204.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

- робоче місце повинне зберігатися у чистоті і порядку.

Усі роботи проводяться у спеціальних приміщеннях.

4.2 Заходи по евакуації людей із виробничих приміщень при появі в них пожежі.

Виробничі приміщення складальних цехів приладобудівних підприємств згідно з СНіП по пожежній небезпеці можна віднести до категорії Б (пожежонебезпечні), які характеризуються наявністю горючих рідин в невеликих кількостях, твердих горючих речовин та матеріалів.

Виробничі приміщення належать до II ступеня вогнестійкості.

У виробничих приміщеннях передбачаються засоби пожежегасіння і пожежний водопровід низького тиску, вогнегасники ОУ-8 для гасіння електроустановок. Такі приміщення мають запасні виходи для евакуації працюючих при пожежі. Працюючі повинні бути ознайомлені з планом евакуації.

У виробничих приміщеннях строго забороняється курити, для цього є спеціально відведені місця.

Найважливішою частиною пожежної профілактики на підприємстві є правильна організація руху людей як у звичайних умовах так і при виникненні пожежі.

Для безпеки працюючих, які перебувають під час пожежі у виробничих приміщеннях, і для найшвидшого виходу їх звідти велике значення мають кількість і розміри вихідних отворів і шлях евакуації, а також найкоротша відстань від місць знаходження людей у приміщенні до виходу з нього без зустрічного руху або пересікання людських потоків.

Успішна евакуація людей в разі пожежі досягається головним чином відповідним розміщенням робочих місць і виходів на зовні з додержанням необхідної ширини коридорів, сходів, дверей і проходів. На шляхах евакуації не повинно бути крутих підйомів, порогів та інших перепон, що заважають нормальному і безпечному пересуванню людей.

					КРБ 20-204.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

Необхідна сумарна ширина сходів, а також дверей або проходів на шляхах евакуації повинна бути забезпечена з розрахунку не менш як 125 чоловік на один метр ширини для одно та двоповерхових приміщень, 100 чоловік на 0.6 метра ширини для приміщень висотою в три та більше поверхів. Ширина коридорів у виробничих та допоміжних приміщеннях має бути не менше 1.4 метри, а ширина дверей – не менше 0.8 метра.

Важливою умовою успішності евакуації людей і цінностей є влаштування запасних виходів, внутрішніх переходів, пожежних драбин, перехідних балконів та аварійного освітлення.

Для усіх приміщень, де працює багато людей, треба заздалегідь розробити план евакуації їх на випадок пожежі.

Усі працівники, яких приймають на постійну роботу і при подальшій роботі, повинні проходити на підприємстві навчання в формі інструктажів з питань охорони праці, надання першої допомоги потерпілим при нещасних випадках, а також з правил поведінки та дій при виникненні аварійних ситуацій, пожеж і стихійних лих.

Вступний інструктаж проводиться спеціалістом служби охорони праці, а в разі відсутності на підприємстві такої служби – іншим фахівцем, на якого наказом по підприємству покладено ці обов'язки і який в установленому Типовим положенням порядку пройшов навчання і перевірку знань з питань охорони праці.

Програма та тривалість інструктажу затверджуються керівником підприємства. Орієнтовний перелік питань для складання програми вступного інструктажу визначений Типовим положенням.

Запис про проведення вступного інструктажу робиться в журналі реєстрації вступного інструктажу, який зберігається в службі охорони праці, або в працівниках, що відповідає за проведення вступного інструктажу, а також у документі про прийняття працівника на роботу.

Первинний інструктаж проводиться індивідуально або з групою осіб

					КРБ 20-204.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

одного фаху за діючими на підприємстві інструкціями з охорони праці, відповідної до виконуваних робіт, а також з урахуванням вимог орієнтовного переліку первинного інструктажу.

Повторний інструктаж проводиться індивідуально з окремим працівником або групою працівників, які виконують однотипні роботи, за обсягом і змістом переліку питань первинного інструктажу.

Позаплановий інструктаж проводиться індивідуально з окремим працівником або групою працівників, які виконують однотипні роботи. Обсяг і зміст позапланового інструктажу визначаються у кожному окремому випадку в залежності від причин і обставин, що спричинили потребу його проведення.

Цільовий інструктаж проводиться індивідуально з окремим працівником або групою працівників. Його обсяг і зміст визначається в залежності від виду робіт, що виконуватимуться.

Застосування автоматичних засобів виявлення пожеж є однією із основних умов забезпечення пожежної безпеки в приладобудуванні, так як дозволяє повідомити черговий персонал про пожежу і місце її виникнення. Системи автоматичної пожежної сигналізації складаються з пожежних повідомлювачів (давачів), ліній зв'язку, приймальної станції або комутатора з джерелом живлення.

Пожежні повідомлювачі перетворюють на електричні фізичні величини (випромінювання теплової та світлової енергії, рух частин диму) в електричний, які у вигляді сигналу визначеної форми передаються по провідниках на приймальну станцію.

					КРБ 20-204.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. На основі проведеного кінематичного розрахунку розроблено 18-ступеневу коробку швидкостей вертикально-фрезерного верстата.
2. На основі загального силового розрахунку визначено модуль зубчастих коліс, силові навантаження на вали, а також діаметри валів.
3. Розроблено складальне креслення коробки швидкостей та здійснено конструювання її окремих елементів
4. Розроблено робочі креслення окремих елементів коробки швидкостей

					КРБ 20-204.00.00.000 ПЗ			
<i>Зм</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>				
<i>Розроб.</i>	Друк Т.П.				Загальні висновки	<i>Лім</i>	<i>Аркуш</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Переір.</i>	Крупа В.В.							
<i>Реценз.</i>								
<i>Н. контр.</i>	Кобельник В.Р.					<i>ТНТУ, ФМТ, МВс-41</i>		
<i>Зав. каф.</i>	Кобельник В.Р.							

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Бочков В.М., Сілін Р.І., Гаврильченко О.В. Розрахунок та конструювання металорізальних верстатів: підручник; за ред. Сіліна Р.І. – Львів: Бескид Біт, 2008. – 448 с.
2. Металлорежущие станки: учебник. В 2 т. Т. 2 / В.В. Бушуев, А.В. Еремин, А.А. Какойло и др.; под ред. В.В. Бушуева. Т. 1. — М.: Машиностроение, 2011. — 608 с.; ил.
3. Металлорежущие станки под ред. Н.С. Ачеркана в 2т. - М.: Машиностроение, 1965.
4. Металлорежущие станки под ред. В.Э. Пуша. - М.: Машиностроение, 1986. – 576с.
5. Станки вертикальные консольно-фрезерные 6Т12-1, 6Т13-1. Руководство по эксплуатации. М. Станкоимпорт., 1974 г. – 46 с.
6. Бобров В.Ф. Основы теории резания металлов: ученик / Бобров В.Ф. – М.: Машиностроение, 1975. – 344 с.
7. Режимы резания металлов: справочник / Ю.В. Барановский, Л.А. Брахман, А.Т. Гдалевич и др. ; под ред. А.Д. Корчемкина. М. : НИИТавтопром, 1995. – 456 с.
8. Кочергин А.И. Конструирование и розчет металлорежущих станков и станочных комплексов. Курсовое проектирование: учеб. пособие для вузов. – Мн.: Выш. шк., 1991. – 382 с.
9. Каталог TAEGUTEC: Металлорежущий инструмент и инструментальная оснастка. TAEGUTEC, 2017. – 1627с.
10. Справочник технолога – машиностроителя в 2-х томах. Под ред. Р.К. Мещерякова и А.Г. Косиловой. М., «Машиностроение» 1984. – Т2 – 495с.

					КРБ 20-204.00.00.000 ПЗ					
<i>Зм</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>	Перелік посилань					
<i>Розроб.</i>	Друк Т.П.							<i>Літ</i>	<i>Аркуш</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Переір.</i>	Крупа В.В.									
<i>Реценз.</i>										
<i>Н. контр.</i>	Кобельник В.Р.							<i>ТНТУ, ФМТ, МВс-41</i>		
<i>Зав. каф.</i>	Кобельник В.Р.									

11. Детали и механизмы металлорежущих станков, том 1 под редакцией Д.Н. Решетова. – М.: Машиностроение. – 664с.

12. Павлице В.Т. Основы конструювання та розрахунок деталей машин: Київ «Вища школа» 1993. – 560с.

13. Иванов И. М. Детали машин , М. Вища школа, 1971.

14. Решетов Д.Н. Детали и механизмы металлорежущих станков. / Решетов Д.Н. [2-х т.] – М.: Машиностроение.– Т1.– 496с.

15. Тепинкичиев В.К. Предохранительные устройства от перегрузок танков/ Тепинкичиев В.К. – М. Машиностроение, 1968.

16. Разработка кинематических схем приводов главного движения и подач металлорежущих станков: Методические указания/ Д. Н. Мельниченко, И. Г. Саламахина. - Тирасполь, 2016 -82 с.

17. Металлорежущие станки и автоматы: ученик для машиностроительных втузов /под ред. А.С. Проникова. – М.: Машиностроение, 1981. – 479с.

18. С.А. Чернавский, и др.. Курсовое проектирование деталей машин – 2-е изд., перераб и доп. – М.: Машиностроение, 1988. 416с.

19. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие для учащихся машиностроительных специальностей техникумов / С. А. Чернавский, К. Н. Боков, и др. - 3-е изд., - М.: Машиностроение, 2005. - 416 с.

20. Анурьев А. М. Справочник конструктора – машиностроителя в 3-ох т. М.: Машиностроение, 1978.

21. Підшипники кочення: Справ очник-каталог /под ред. В.Н. Нарышкина и Р.В. Коросташевского. – М.: Машиностроение, 1984. – 280с.

22. Жидецький В.У., Джигерей В.С., Сторожук В.М. Практикум з охорони праці. Навчальний посібник/ за ред. В.У. Житецького.- Львів: Афіша, 2000. - 352с.

23. Жидецький В.У. Основи охорони праці: Підручник.- Львів: Афіша, 2005. - 318с.

					КРБ 20-204.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		