

ЗАТВЕРДЖЕНО
Наказ Міністерства освіти і науки,
молоді та спорту України
29 березня 2012 року № 384

Форма № Н-9.02

**Державний вищий навчальний заклад
«Сумський державний університет»**

Центр заочної, дистанційної та вечірньої форми навчання
(повне найменування інституту, назва факультету (відділення))

Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів
(повна назва кафедри (предметної, циклової комісії))

Пояснювальна записка

до дипломного проекту (роботи)

перший (бакалаврський)

(освітній рівень)

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування,

на тему: *Модернізація привода головного руху токарно-гвинторізного
верстата*

Виконав: студент 5 курсу, групи *МВ.3 -51с*
напряму підготовки (спеціальності)

133 Галузеве машинобудування

(Металорізальні верстати та системи)

Шолик Д.С.

(прізвище та ініціали)

Керівник

Коротун М.М.

(прізвище та ініціали)

Рецензент

(прізвище та ініціали)

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Сумський державний університет
Кафедра «Технологія машинобудування, верстати та інструменти»


ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ В.О. Залога

«____» _____ 2020 р.

**МОДЕРНІЗАЦІЯ ПРИВОДА ГОЛОВНОГО РУХУ ТОКАРНО-
ГВИНТОРІЗНОГО ВЕРСТАТА**



Бакалаврська кваліфікаційна робота
Напрямок підготовки 6.050503 – Машинобудування
(Металорізальні верстати та системи)

Студент

Д.С. Шолик

Керівник

М.М. Коротун

Нормоконтроль

Ю.О. Денисенко

ЗАТВЕРДЖЕНО

Наказ Міністерства освіти і науки,
молоді та спорту України
29 березня 2012 року № 384

Форма № Н-9.01

Інститут, факультет	Державний вищий навчальний заклад
Кафедра	«Сумський державний університет»
Освітній рівень	ЦЗДВН
Напрямок підготовки	технології машинобудування, верстатів та інструментів
	перший (Бакалавр)
	050503 – Машинобудування
	(шифр і назва)
Спеціальність	6.05050301 – Металорізальні верстати та системи
	(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри технології
машинобудування, верстатів та
інструментів

Залога В.О.

«» 2020 року

**ЗАВДАННЯ
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА**

Шолик Дмитрій Сергійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

Тема проекту (роботи) *Модернізація привода головного руху*

токарно-гвинторізного верстата

керівник проекту *Коротун М.М. к.т.н., доц.*

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

затверджені наказом вищого навчального закладу від « 30 » 04 2020 року № 0524-III

2. Строк подання студентом проекту (роботи) « 16 » 06 2020 року

3. Вихідні дані до проекту (роботи) Базова модель верстата 163,
Кількість ступенів коробки швидкостей $z = 16$;
знаменник геометричного ряду $\phi = 1,26$;
мінімальна частота обертання шпинделя
модернізованого привода $n_1 = 50 \text{ хв}^{-1}$; частота
обертів двигуна $n_{\text{дв}} = 1450 \text{ хв}^{-1}$

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Вступ, Модернізація привода головного руху токарного верстата мод. 163, Кінематичний та силовий розрахунки, Допоміжний інструмент, система змашування, Охорона праці в умовах надзвичайних ситуацій

5. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада Консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

6. Дата видачі завдання « 10 » квітня _____ 2020 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	<i>Вступ</i>	<i>10.04 – 13.04</i>	
2	<i>Призначення, сфера використання базової моделі</i>	<i>14.10 – 20.04</i>	
3	<i>Кінематичний розрахунок модернізованого приводу</i>	<i>21.10 – 30.04.</i>	
4	<i>Силовий розрахунок модернізованого приводу</i>	<i>30.04 – 07.05.</i>	
5	<i>Допоміжний інструмент та оснащення</i>	<i>08.05 – 20.05.</i>	
6	<i>Згортка коробки швидкостей.</i>	<i>21.05 – 27.05</i>	
7	<i>Охорона праці в надзвичайних ситуаціях</i>	<i>28.05 – 03.06.</i>	

Студент

_____ (підпис)

Шолик Д.С.

_____ (прізвище та ініціали)

Керівник проекту (роботи)

_____ (підпис)

Коротун М.М.

_____ (прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Записка: 66 ст., 4 табл., 21 рис., 12 джерел.

Об'єкт розробки: Модернізація привода головного руху токарного верстата

Мета роботи: Модернізація привода головного руху токарного верстата базової моделі 163. Для розширення технологічних можливостей верстата при обробці деталей типу тіл обертання.

В роботі виконана модернізація привода головного руху базової моделі верстата 163, куди надходить кінематичний розрахунок для модернізації коробки швидкостей токарного верстата, силовий розрахунок валів, зубчастих коліс, муфти, підібрані підшипники кочення і спроектована конструкція розгортки та згортки модернізованої коробки швидкостей. Розроблена конструкція механізмів переключення рухомих елементів модернізованої коробки та запропоновані експлуатаційні вимоги.

У розділі «Охорона праці» проаналізовані потенційні небезпеки і шкідливості, що виникають при роботі на токарно-гвинторізному верстаті літа розроблені заходи щодо їх усунення.

ВЕРСТАТ, МОДЕРНІЗАЦІЯ, ПРИВІД, ШПИНДЕЛЬ, ПАТРОН,
КОРОБКА, СИСТЕМА

Зміст

Зміст	4
ВСТУП.....	5
1 МОДЕРНІЗАЦІЯ ПРИВОДУ ГОЛОВНОГО РУХУ ТОКАРНОГО ВЕРСТАТА БАЗОВОЇ МОДЕЛІ 163.	6
1.1 Призначення, область застосування токарно-гвинторізного верстата моделі 163	6
1.2 Компонування і основні вузли верстата 163.....	7
Таблиця 1.3 – Технічна характеристика базової моделі верстата.	8
1.4. Органи управління верстатом моделі 163	10
2 КІНЕМАТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДЛЯ МОДЕРНІЗАЦІЇ ПРИВОДУ ГОЛОВНОГО РУХУ (КОРОБКИ ШВИДКОСТЕЙ)	11
3 КОНСТРУЮВАННЯ І РОЗРАХУНОК МОДЕРНІЗОВАНОЇ КОРОБКИ ШВИДКОСТЕЙ.	25
3.1 Конструювання розробки розгортки коробки швидкостей.	25
3.2 Визначення силових параметрів за вихідними даними	27
3.3. Конструювання і розрахунки валів коробки швидкостей.....	29
3.4 Розрахунок зубчастих передач модернізованої коробки швидкостей. ..	36
3.5 Добір підшипників кочення.....	45
3.6 Розробка згортки коробки швидкостей.....	47
3.7 Розробка шпиндельного вузла модернізованого приводу.	48
3.7.1 Розрахунок шпинделя модернізованого приводу.....	50
3.7.2. Добір підшипників шпиндельного вузла верстата	57
3.8 Конструювання механізмів перемикачів швидкостей.	58
4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНІКА БЕЗПЕКИ.....	61
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ.....	66

					<i>КРБ МВз 034 02.00.00. ПЗ</i>									
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпись</i>	<i>Дата</i>										
<i>Разраб.</i>		<i>Шолик</i>			<i>Пояснювальна записка</i>									
<i>Провер.</i>		<i>Коротун</i>												
<i>Реценз.</i>		<i>Ємельяненко</i>												
<i>Н. Контр.</i>		<i>Денисенко</i>												
<i>Утверд.</i>		<i>Залого</i>												
					<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="text-align: center;"><i>Лит.</i></td> <td style="text-align: center;"><i>Лист</i></td> <td style="text-align: center;"><i>Листов</i></td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;"> </td> <td style="text-align: center;">4</td> <td style="text-align: center;">66</td> </tr> <tr> <td colspan="3" style="text-align: center;"><i>СумДУ МВз-51с</i></td> </tr> </table>	<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>		4	66	<i>СумДУ МВз-51с</i>		
<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>												
	4	66												
<i>СумДУ МВз-51с</i>														

ВСТУП

Основну частку верстатного парку промислових підприємств складають верстати токарної групи. Стабільність показників якості оброблюваної поверхні на них істотно залежить від технічного стану шпиндельних вузлів. Аналіз інтенсивності зносу вузлів верстатів токарної групи за період експлуатації, проведений за даними машинобудівних підприємств показав, що найбільшою мірою зносу схильні елементи приводу головного руху (ПГД) і особливо навантажена опора шпинделя. Це обумовлено тим, що саме вона відчуває в більшій мірі вплив динамічних навантажень складових сили різання.

Тому Мета роботимодернізація приводу головного руху токарно - гвинторізного верстата базової моделі 163. Для розширення технологічних можливостей обробки деталей. З мети роботи випливають завдання роботи, основними з яких є наступні:

- Виконати аналіз конструктивних особливостей, сфери застосування, технічної характеристики базової моделі верстата з висновком про можливість модернізації приводу головного руху;
- Провести Кінематичний розрахунок модернізації приводу відповідно до завдання кваліфікаційної роботи.
- Виконати Силовий розрахунок валів, зубчастих коліс, муфт модернізованого приводу, підбір підшипників кочіння.
- Розробити конструкцію коробки швидкостей що включає створення розгортки і згортки з механізмами перемикання.
- Розробити систему змащення модернізованого приводу
- Розглянути питання охорони праці відповідно до завдання.

						Лист
						5
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		

1 МОДЕРНІЗАЦІЯ ПРИВОДУ ГОЛОВНОГО РУХУ ТОКАРНОГО ВЕРСТАТА БАЗОВОЇ МОДЕЛІ 163.

1.1 Призначення, область застосування токарно-гвинторізного верстата моделі 163 [1].

Верстати токарної групи найбільш поширені в машинобудуванні порівняно з верстатами інших груп. До цих верстатів відносять токарні, токарно - гвинторізні, токарно - револьверні та ін. [2].

З підгрупи токарно - гвинторізних верстатів найбільше застосування знаходять універсальні і спеціалізовані верстати. Спеціалізовані токарні верстати призначені для виконання обмеженої кількості операцій над конкретними деталями і тому ширше використовуються в умовах серійного виробництва. Універсальні верстати навіть виходячи з назви використовуються значно ширше і застосовуються в умовах одиничного, експериментального, дослідного виробництва. Використовують їх і в умовах серійного виробництва, проте таке використання є економічно недоцільним.

Верстат моделі 163 відноситься до універсальних токарно-гвинторізного верстата. Наявність ходового гвинта дає можливість виконувати на такому верстаті не тільки обробку деталей точінням, але і нарізати різьблення різного профілю і кроку. Механізми збільшення кроку дозволяють отримувати не тільки різьблення, але і шнеки, а також багатозахідні різьблення. На верстаті можна отримувати конічні і фасонні поверхні, обточувати і розточувати поверхні, нарізати різьблення різьбонарізний інструмент.

Верстати такого типу широко застосовують в інструментальних цехах, де виробництво вважається одиничним або відповідає таким умовам.

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		6

Технічна характеристика і жорсткість верстата дозволяють повністю використовувати можливості швидкоріжучого і твердосплавного інструменту при обробці деталей з чавуну, сталі, в тому числі нержавіючої та високолегованої, кольорових металів і сплавів. Шорсткість обробленої циліндричної поверхні виробу – зразка знаходиться в межах мкм Ra 1,25 - 1,6. Шорсткість обробленої конічної поверхні виробу зразка Ra 2,5 - 3,2 мкм. [1]

1.2 Компонування і основні вузли верстата 163

Загальний вигляд верстата моделі 163 показаний на рисунку 1. До основних вузлів верстата відносяться наступні: 1 - станина; 2 - головний двигун; 3 - коробка подач; 4 - коробка швидкостей; 5 - система мастила; 6 - шафа з електрообладнанням; 7 - шпindelна бабка; 8 - патрон трьох кулачковий; 9 - огороження патрона; 10 - упор мікрометричний; 11 - люнет рухомий; 12 - люнет нерухомий; 13 - огорожа супорта; 14 - система охолодження; 15 - супорт; 16 - огороження задньої зони різання; 17 - бабка задня; 18 - фартух супорта; 19 - каретка; 20 - чотирьох позиційний різцетримач; 21 - підстава; 22 - система управління фракційна.

На верстаті станина жорсткої коробчастої форми спирається на дві тумби. На станині розміщені всі основні вузли: шпindelна і задня бабки, супорт, механізм подач.

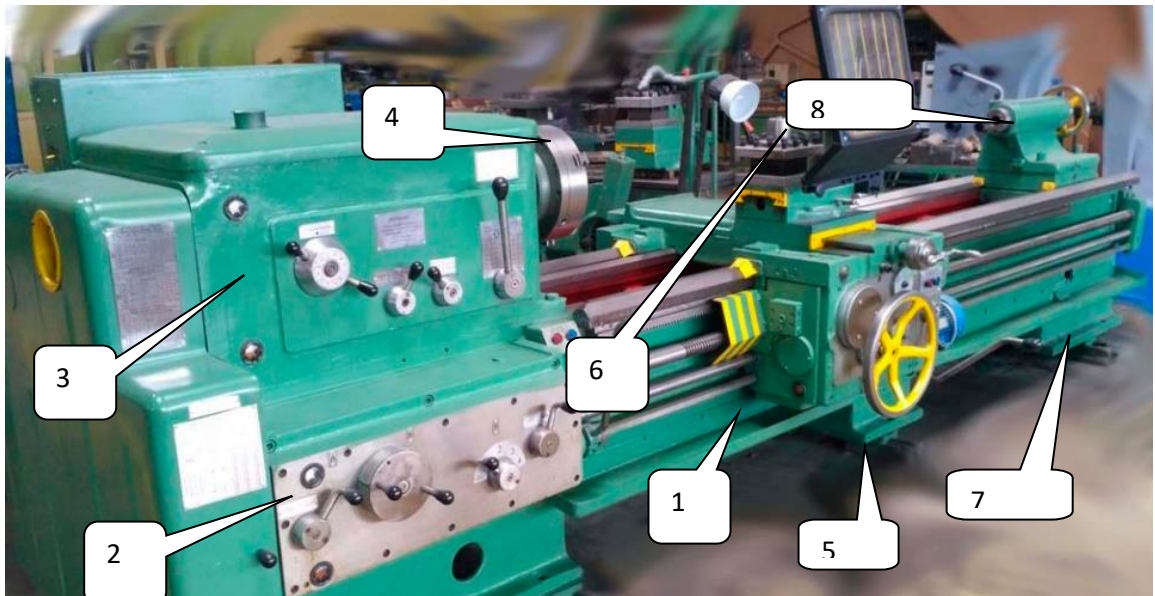
Найбільш відповідальними елементами станини є напрямні, по яких переміщається нижня каретка супорта, задня бабка, базується нерухомий люнет. Направні на верстаті моделі 163 призматичної форми.

На лівому кінці станини жорстко закріплена болтами передня або шпindelна бабка. У бабці розміщена коробка швидкостей, а на передній панелі рукоятки управління коробкою швидкостей. Найважливішою деталлю шпindelної бабки є шпindel, який встановлений на підшипниках кочення підвищеної точності. Клас точності підшипників 5.

						Лист
						7
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		

Для обробки деталей типу труб і прутків шпиндель верстата виконаний порожнистим.

Супорт верстата виконує функцію механізму, що переміщує ріжучий інструмент щодо обертається заготовки. Ріжучий інструмент на супорті закріплюють за допомогою різцетримача.



Кафедра технології машинобудування,
Рисунок 1.1 – Загальний вигляд верстата моделі 163

Для повідомлення руху супорта служить механізм подач, який включає коробку подач, гітару змінних коліс, реверсивний механізм, механізм подвоєння кроків різьб. На панелі коробки подач розміщені органи управління механізмом подач. [1].

Рух від приводу подач до супорта подається через фартух супорта, в якому також розміщені механізми передачі руху і перетворення обертального руху в поступальний супорта. На фартуху супорта розміщені і органи управління супортом.

Задня бабка використовується як механізм базування довгих заготовок типу валів, так і для закріплення осьових ріжучих інструментів типу свердел, зенкерів, розгорток, мітчиків. Для кріплення зазначеного інструменту використовують допоміжний інструмент типу перехідних

втулок з конусами Морзе, патронів для кріплення свердел, запобіжний патрон для мітчиків.

Таблиця 1.3 – Технічна характеристика базової моделі верстата.

Параметри	Значення
1. Граничні розміри оброблюваної заготовки, мм	500
1.1 Найбільший діаметр, що встановлюється: над станиною над супортом над виїмкою в станині	250 700
1.2 Діаметр в патроні 3-х кулачковому 315 / 250) в люнеті рухомому / нерухомому	300/250
1.4 Найбільша довжина при установці в центрах:	1000/1120 1500
2.Всота різця, встановленого в різцетримачем, мм	25
3.Кінець шпинделя по ГОСТ 12593-72	11М
4.Внутренній конус шпинделя	Метричні 10
5.Діаметр отвору шпинделя, мм	95
6.Внутрішній конус в пінолі задньої бабки	Морзе 5
7.Найбільше переміщення каретки, мм:	
- поздовжнє	1435
- поперечне	285
- різцевих санчат	150
8.Межі частот обертання шпинделя, об / хв	16-2000
9.Межі робочих подач, мм / об:	
- поздовжніх	0,05-2,8
- поперечних	0,025-1,4
10.Межі кроків оброблюваних різьб:	
- метричних, мм	0,5-112
- дюймових, кількість ниток на 1 "	56-0,5
- модульних, модуль	0,5-112
- пітчевих, пітч	56-0,5
11 Швидкість прискорених переміщень, мм / хв	2000
- поздовжніх	1500
- поперечних	
12.Найбільший крутний момент на шпинделі, кНм	1,0
13.Найбільша сила різання, Pz, Кн	18,5
14.Габаритні розміри верстата, мм	3325
- довжина	1345
- ширина	1600
- висота	
15.Масса верстата (з електрообладнання), кг	2800

1.4. Органи управління верстатом моделі 163

Таблиця 1.2 – Основні органи управління верстата моделі 163.

Поз.рис.	Назви органів управління верстатом
22	Рукоятка управління фрикціоном
23	Рукоятка установки кількості частот обертів шпинделя
24	Рукоятка установки величини подачі, кроку різьби
25	Рукоятка установки виду робіт: подача і тип нарізної різьби
26	Маховик ручного переміщення каретки супорта
27	Рукоятка включення і виключення гайки ходового гвинт
28	Маховик переміщення пінолі задньої бабки
29	Рукоятка повороту різцевої головки
30	Рукоятка кріплення задньої бабки до станини
31	Рукоятка затиску пінолі задньої бабки
32	Кнопки включення головного двигуна приводу

Висновки по розділу.

1. Розглянуто призначення, область застосування, основні вузли і технічна характеристика базової моделі верстата 163.

2. Встановлено, що до приводу головного руху відносяться головний двигун, ремінна передача і коробка швидкостей.

3. Модернізація може бути здійснена для коробки швидкостей.

2 КІНЕМАТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДЛЯ МОДЕРНІЗАЦІЇ ПРИВОДУ ГОЛОВНОГО РУХУ (КОРОБКИ ШВИДКОСТЕЙ) [6,7,9].

Відповідно до завдань вихідними даними для кінематичного розрахунку модернізації приводу є наступні:

- мінімальна частота обертання;
- шпинделя 16хв^{-1} ; знаменник геометричного ряду $\phi = 1,26$;
- кількість частот обертання шпинделя $Z = 18$; частота обертання двигуна 1450хв^{-1} .

Вибираємо структурну формулу приводу верстата, який представляє собою систему передач, куди входять блоки зубчастих коліс на 2,3 перемикання. Так, для $Z = 18$ можна представити як $Z = 3 \cdot 3 \cdot 2$, $Z = 3 \cdot 2 \cdot 3$ и т. Такі структурні формули відносяться для коробок швидкостей без перебору, і на універсальних токарних верстатах як правило не застосовуються. Найчастіше в коробках швидкостей токарних верстатів використовуються структури з перебором.

Формули для яких мають вигляд:

$$Z=3 \cdot 2 \cdot (1+2)$$

$$Z=2 \cdot 3 \cdot (1+2).$$

З наведених структур слід вибрати оптимальну. Оптимальною є структура, в якій найбільше число перемикань знаходиться ближче до двигуна і далі від шпинделя. Тому приймаємо

$$Z=3 \cdot 2 \cdot (1+2).$$

Розробляємо попередній варіант кінематичної схеми. Згідно з вимогами кінематичного розрахунку, слід визначити кількість валів в коробці швидкостей за формулою: $V = m + 1$, де m - число груп передач. В даному випадку число груп передач 5, тому кількість валів повинно бути не менше 6. Попередній варіант кінематичної схеми приводу

для формули $Z=3 \cdot 2 \cdot (1+2) (1 + 2)$

показаний на рис 2.1

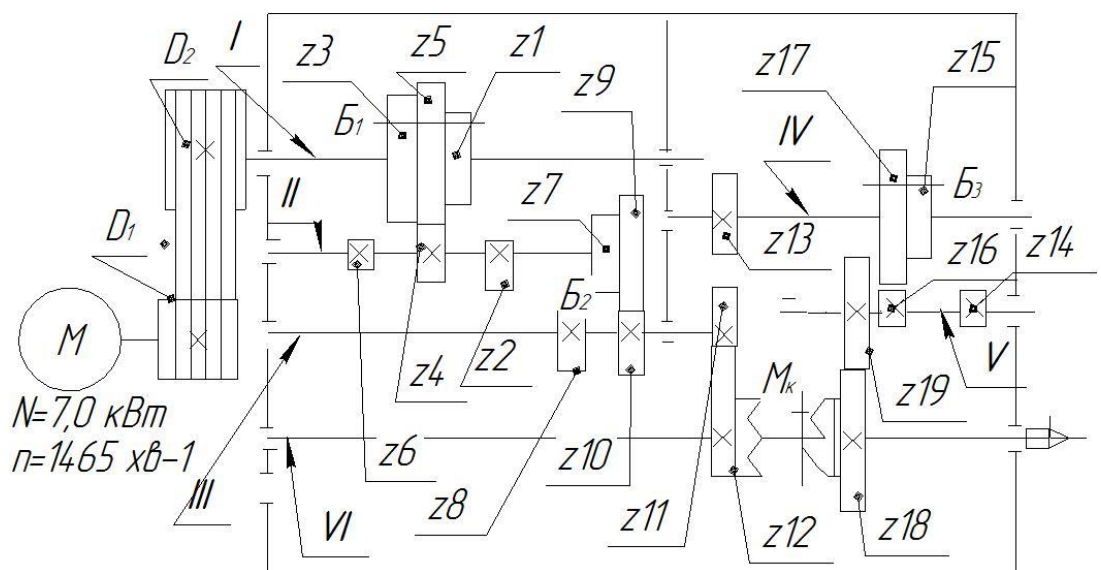


Рисунок 2.1 – Первинний варіант кінематичної схеми модернізованої коробки швидкостей.

Складаємо структурні формули в розгорнутому вигляді. Основні формули дають основні відомості про структуру приводу, але не дають уявлення про порядок перемикання груп передач. Тим часом можливість конструктивного здійснення приводу з наміченої кінематичної структурою і заданим знаменником безпосередньо залежить від порядку перемикань груп передач. Для вирішення цього питання вводиться поняття про структурні формули в розгорнутому вигляді. При цьому вводяться визначення основної групи, першої розмножувальної, другої і т.д.

Основна група включається кожен раз, коли потрібно отримати чергову (більшу чи меншу) частоту обертання шпинделя або вала.

Перша розмножувальна включається після того, як повністю вичерпані всі можливі комбінації перемикачів основної групи; друга розмножувальна – після включення основної та першої розмножувальної.

Запишемо структурні формули в розгорнутому вигляді. У першому випадку у нас основний блок з трьома колесами, а в другому з двома:

перший варіант

$$Z=3(1) \cdot 2(3) \cdot (1+2(6))$$

другий варіант

$$Z=3(2) \cdot 2(1) \cdot (1+2(6))$$

Державний університет
Кафедра технології машинобудування,
верстатів та інструментів

У відповідності зі структурними формулами будемо два варіанти структурних сіток. Варіанти структурних сіток показані на рисунках 2.3 і 2.4. Аналізуємо структурні сітки. Лінії, що з'єднують вали на структурних сітках, це умовно позначені графічно передавальні відносини. Промені, розташовані ліворуч від нульової позначки, характеризують уповільнення частоти обертання, а розташовані вправо - прискорення, мають вертикальне розташування - нульову частоту обертання. Кращим варіантом структурної сітки відповідний меншим габаритам коробки і оптимальним кінематичним і динамічними характеристиками, має плавне вієрообразне розташування прискорювальних та сповільнених передач.

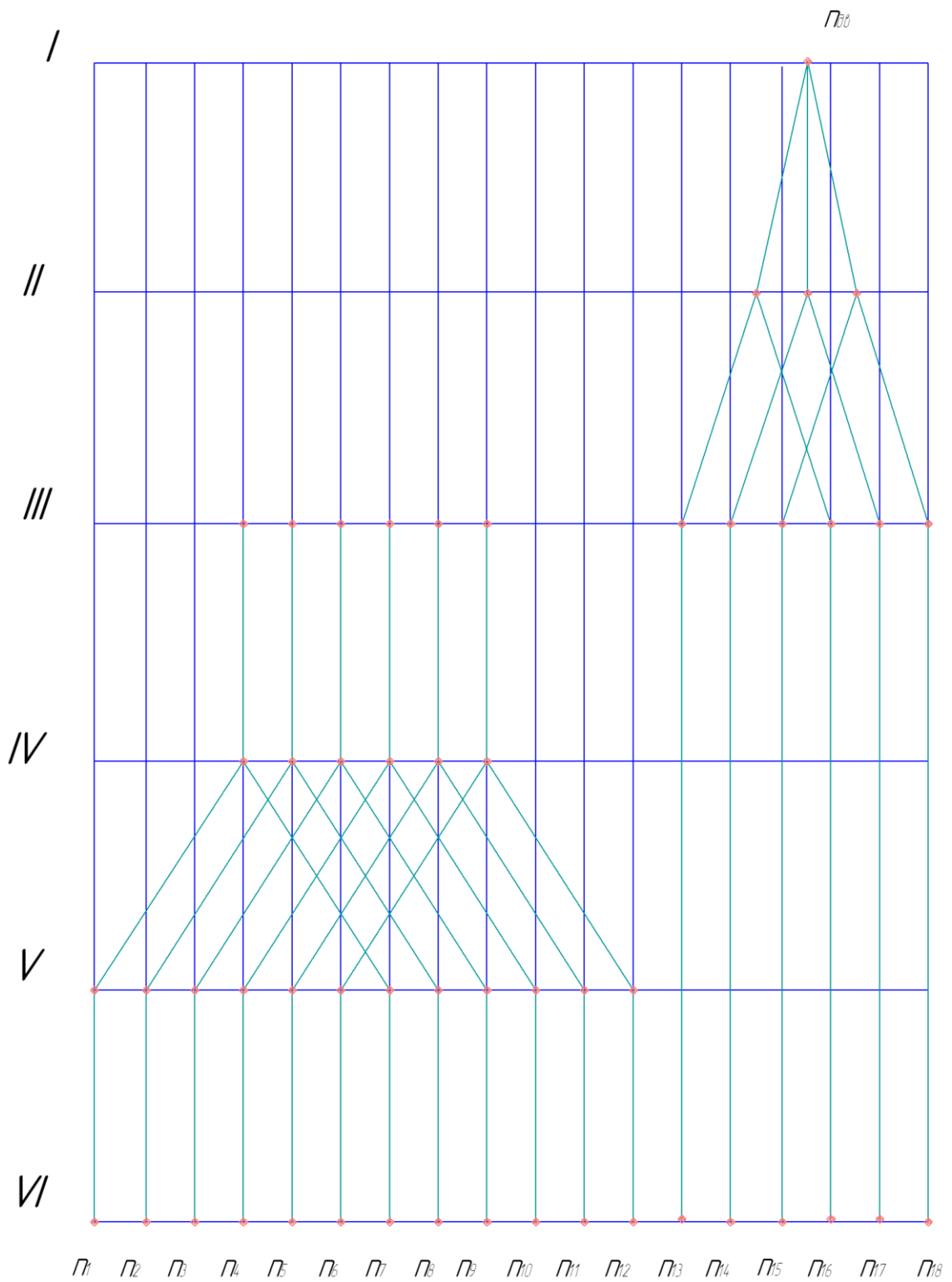


Рисунок 2.2 – Структурна сітка для структурної формули

$$Z = 3(1) \cdot 2(3) \cdot (1 + 2(6))$$

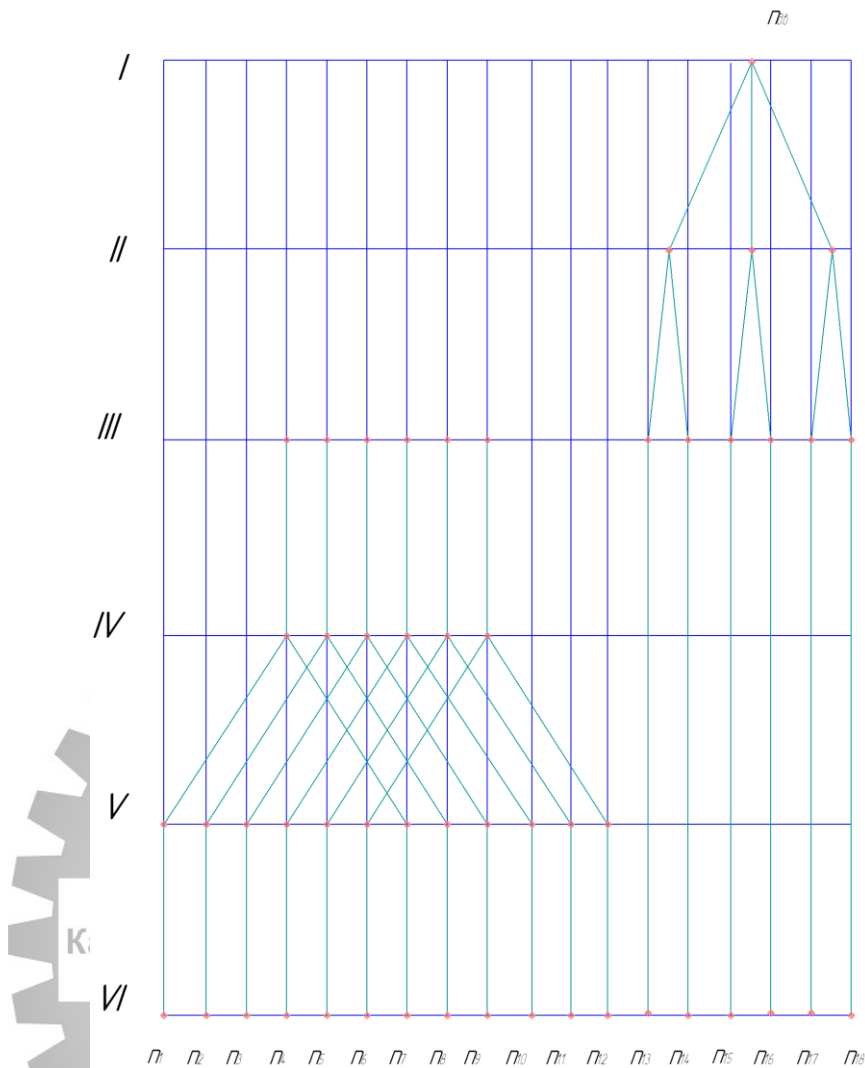


Рисунок 2.4 – Структурна сітка для структурної формули

$$Z=3(2) \cdot 2(1) \cdot (1+2(6)).$$

Побудова графіка частот обертання шпинделя. Графік частот обертання шпинделя будується на такому ж по (тлі) сітці, як і структурні сітки. Відмінності графіка від структурної сітки полягають в тому, що на ньому вказують поодинокі передачі; кількість горизонтальних ліній завжди більше на одну, на якій вказують частоту обертання електродвигуна. Крім того, на графіку частот обертання передавальні відносини мають реальну величину, тобто можуть бути позначені раціонально дробом через значення чисел зубів зубчастих коліс.

На графіку вказують частоти обертання шпинделя, які приймаються за даними галузевих стандартів.

На відміну від структурної сітки графік частот обертання будують від низу до верху, тобто починаючи з останнього валу, поступово переходячи до першого валу і валу електродвигуна. При побудові графіка враховуємо, що знижуючі передачі працюють краще підвищуючих, і беремо до уваги співвідношення $\frac{1}{4} < I < \frac{2}{1}$. [21].

Для побудови графіка необхідно знати значення знаменника геометричного ряду в різних ступенях $\varphi^0=1$; $\varphi^1=1,26$; $\varphi^2=1,58$; $\varphi^3=2$; $\varphi^4=2,5$; $\varphi^5=3,17$; $\varphi^6=4$. На основі отриманих даних і користуючись оптимальним варіантом структурної сітки будуємо графік частот обертання (рисунок 2.5).

Розрахунок чисел зубів шестерень двох валових передач. При визначенні чисел зубів шестерень необхідно не тільки отримати передавальні відносини, які отримані при побудові графіка частот обертання, але і забезпечити постійну суму зубів в межах двох валовий передачі.

З графіка частот обертання приймаємо значення „i”: $i_1=1$; $i_2=1/1,26$; $i_3=1/1,58$; $i_4=1/2$; $i_5=1$; $i_6=1/1,26$; $i_7=1/1,26$; $i_8=1/4$; $i_9=1$; $i_{10}=1/4$. З огляду на передавальне відношення кожної передачі і визначаючи суму зубів коліс в 2 с.122, підбираємо число зубів на провідних колесах і суму зубів двох коліс при $i_3=1/1,58$, $z_1=20$; при $i_1=1$, $z_3=26$; при $i_2=1/1,26$, $z_1=23$; а $\Sigma z=52$ зуба, при $i_4=1/2$, $z_7=16$; при $i_5=1$, $z_9=24$; $\Sigma z=48$ зубів, при $i_7=i_6=1/1,26$, $z_{11}=22$; а $\Sigma z=50$ зубів, при $i_8=1/4$, $z_{15}=16$; при $i_9=1$, $z_{17}=40$; а $\Sigma z=80$ зубів, при $i_{10}=1/4$, $z_{19}=16$;

$\Sigma z=80$ зубів. Враховуючи формули, $i = \frac{z_1}{z_2}$, $z_2 = \frac{z_1}{i}$

передавальних відносин, знаходимо кількість зубів і перевіряємо:

$$z_2=20 \cdot 1,58=32; \quad z_4=26 \cdot 1=26; \quad z_6=23 \cdot 1,26=29, \text{ сума провідних і}$$

ведених коліс повинна відповідати $\Sigma z=52$:

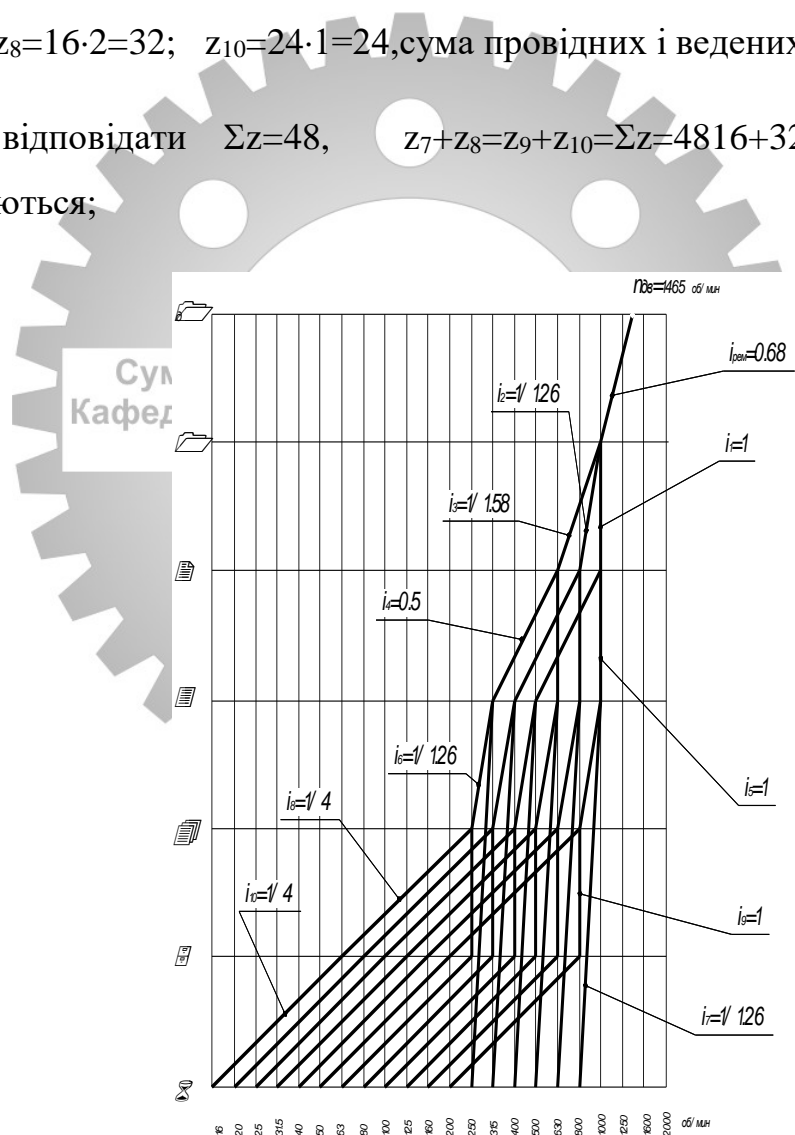
$$z_1+z_2=z_3+z_4=z_5+z_6=\Sigma z=52$$

$$20+32=26+26=23+29=52 \text{ умови виконуються;}$$

$$z_8=16 \cdot 2=32; \quad z_{10}=24 \cdot 1=24, \text{ сума провідних і ведених коліс повинна}$$

$$\text{відповідати } \Sigma z=48, \quad z_7+z_8=z_9+z_{10}=\Sigma z=48 \quad 16+32=24+24=48, \text{ умови}$$

виконуються;



Рисунк 2. 5 – Графік частот обертання шпинделя

Рисунок 2. 5 – Графік частот обертання шпинделя

Модернізованої коробки швидкостей.

$z_{12}=z_{13}=22 \cdot 1,26=28$, сума провідних і ведених коліс повинна відповідати $\Sigma z=50$

$$z_{11}+z_{12}=z_{11}+z_{13}=\Sigma z=50$$

$22+28=22+28=50$, умови виконуються;

$z_{16}=16 \cdot 4=64$; $z_{18}=40 \cdot 1=40$, сума провідних і ведених коліс повинна відповідати $\Sigma z=80$

$$z_{15}+z_{16}=z_{17}+z_{18}=\Sigma z=80$$

$16+64=40+40=80$, умови виконуються;

$z_{20}=16 \cdot 4=64$, сума провідних і ведених коліс повинна відповідати $\Sigma z=80$

$z_{19}+z_{20}=\Sigma z=80$
 $16+64=80$, умови виконуються.

Після розрахунку кількості зубів виконуємо перевірку кінематичного розрахунку, складаючи рівняння кінематичного балансу для всіх 18 частот обертання шпинделя і знаходимо похибку розрахунку за формулою

$$\Delta = \frac{n_p - n_t}{n_t} \cdot 100\% \quad (2.3)$$

де n_p - частота обертання розрахункова, об / хв;

n_t - частота обертання стандартна.

Значення Δ має бути меншим ніж $[\Delta]$ - допустиме значення помилки, яке знаходимо за формулою (2.4):

$$[\Delta] = \pm 10 \cdot (\varphi - 1)\%$$

Рівняння кінетичного балансу:

$$n_1 = 1465 \cdot i_{рем} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_7}{z_8} \cdot \frac{z_{11}}{z_{13}} \cdot \frac{z_{15}}{z_{16}} \cdot \frac{z_{19}}{z_{20}}$$

$$n_2 = 1465 \cdot i_{рем} \cdot \frac{z_5}{z_6} \cdot \frac{z_7}{z_8} \cdot \frac{z_{11}}{z_{13}} \cdot \frac{z_{15}}{z_{16}} \cdot \frac{z_{19}}{z_{20}}$$

$$n_3 = 1465 \cdot i_{рем} \cdot \frac{z_3}{z_4} \cdot \frac{z_7}{z_8} \cdot \frac{z_{11}}{z_{13}} \cdot \frac{z_{15}}{z_{16}} \cdot \frac{z_{19}}{z_{20}}$$

$$n_4 = 1465 \cdot i_{рем} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_9}{z_{10}} \cdot \frac{z_{11}}{z_{13}} \cdot \frac{z_{15}}{z_{16}} \cdot \frac{z_{19}}{z_{20}}$$

$$n_5 = 1465 \cdot i_{рем} \cdot \frac{z_5}{z_6} \cdot \frac{z_9}{z_{10}} \cdot \frac{z_{11}}{z_{13}} \cdot \frac{z_{15}}{z_{16}} \cdot \frac{z_{19}}{z_{20}}$$

$$n_6 = 1465 \cdot i_{рем} \cdot \frac{z_3}{z_4} \cdot \frac{z_9}{z_{10}} \cdot \frac{z_{11}}{z_{13}} \cdot \frac{z_{15}}{z_{16}} \cdot \frac{z_{19}}{z_{20}}$$

$$n_7 = 1465 \cdot i_{рем} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_7}{z_8} \cdot \frac{z_{11}}{z_{13}} \cdot \frac{z_{17}}{z_{18}} \cdot \frac{z_{19}}{z_{20}}$$

$$n_8 = 1465 \cdot i_{рем} \cdot \frac{z_5}{z_6} \cdot \frac{z_7}{z_8} \cdot \frac{z_{11}}{z_{13}} \cdot \frac{z_{17}}{z_{18}} \cdot \frac{z_{19}}{z_{20}}$$

$$n_9 = 1465 \cdot i_{рем} \cdot \frac{z_3}{z_4} \cdot \frac{z_7}{z_8} \cdot \frac{z_{11}}{z_{13}} \cdot \frac{z_{17}}{z_{18}} \cdot \frac{z_{19}}{z_{20}}$$

$$n_{10} = 1465 \cdot i_{рем} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_9}{z_{10}} \cdot \frac{z_{11}}{z_{13}} \cdot \frac{z_{17}}{z_{18}} \cdot \frac{z_{19}}{z_{20}}$$

$$n_{11} = 1465 \cdot i_{рем} \cdot \frac{z_5}{z_6} \cdot \frac{z_9}{z_{10}} \cdot \frac{z_{11}}{z_{13}} \cdot \frac{z_{17}}{z_{18}} \cdot \frac{z_{19}}{z_{20}}$$

$$n_{12} = 1465 \cdot i_{рем} \cdot \frac{z_3}{z_4} \cdot \frac{z_9}{z_{10}} \cdot \frac{z_{11}}{z_{13}} \cdot \frac{z_{17}}{z_{18}} \cdot \frac{z_{19}}{z_{20}}$$

$$n_{13} = 1465 \cdot i_{рем} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_7}{z_8} \cdot \frac{z_{11}}{z_{12}}$$

Сумський державний університет
Кафедра механіки, машинобудування,
верстатів та інструментів

$$n_{14} = 1465 \cdot i_{rem} \cdot \frac{z_5}{z_6} \cdot \frac{z_7}{z_8} \cdot \frac{z_{11}}{z_{12}}$$

$$n_{15} = 1465 \cdot i_{rem} \cdot \frac{z_3}{z_4} \cdot \frac{z_7}{z_8} \cdot \frac{z_{11}}{z_{12}}$$

$$n_{16} = 1465 \cdot i_{rem} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_9}{z_{10}} \cdot \frac{z_{11}}{z_{12}}$$

$$n_{17} = 1465 \cdot i_{rem} \cdot \frac{z_5}{z_6} \cdot \frac{z_9}{z_{10}} \cdot \frac{z_{11}}{z_{12}}$$

$$n_{18} = 1465 \cdot i_{rem} \cdot \frac{z_3}{z_4} \cdot \frac{z_9}{z_{10}} \cdot \frac{z_{11}}{z_{12}}$$

Допустиме значення помилки кінематичного розрахунку:

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

Значення всіх розрахункових і стандартизованих частот обертання шпинделя, помилки розрахунку і допустимі значення помилки розрахунку показані в таблиці 2.1

Таблиця 2.1 – Порівняння розрахункових і теоретичних значень частот обертання шпинделя.

Частота, n Об / хв	Розрахункове значення частоти n _p , об / хв	Табличне значення частоти n _t , об / хв	Помилка розрахунку Δ, %	Допустиме значення помилки [Δ], ±%
n ₁	15,8	16	-1,25	2,6
n ₂	19,7	20	1,5	2,6
n ₃	24,5	25	-2	2,6
n ₄	30,9	31,5	-1,9	2,6
n ₅	39,3	40	-1,7	2,6
n ₆	48,9	50	-2,2	2,6
n ₇	61,5	63	-2,3	2,6
n ₈	78,5	80	-1,8	2,6
n ₉	98	100	-2	2,6
n ₁₀	122,3	125	-2,1	2,6

n_{11}	156,5	160	-2,1	2,6
n_{12}	196	200	-2	2,6
n_{13}	244,6	250	-2,1	2,6
n_{14}	310,39	315	-1,4	2,6
n_{15}	391,4	400	-2,1	2,6
n_{16}	489,2	500	-2,1	2,6
n_{17}	620,78	630	-1,4	2,6
n_{18}	782,8	800	-2,1	2,6

Кінцевий варіант кінематичної схеми показаний на рисунку 2.6.

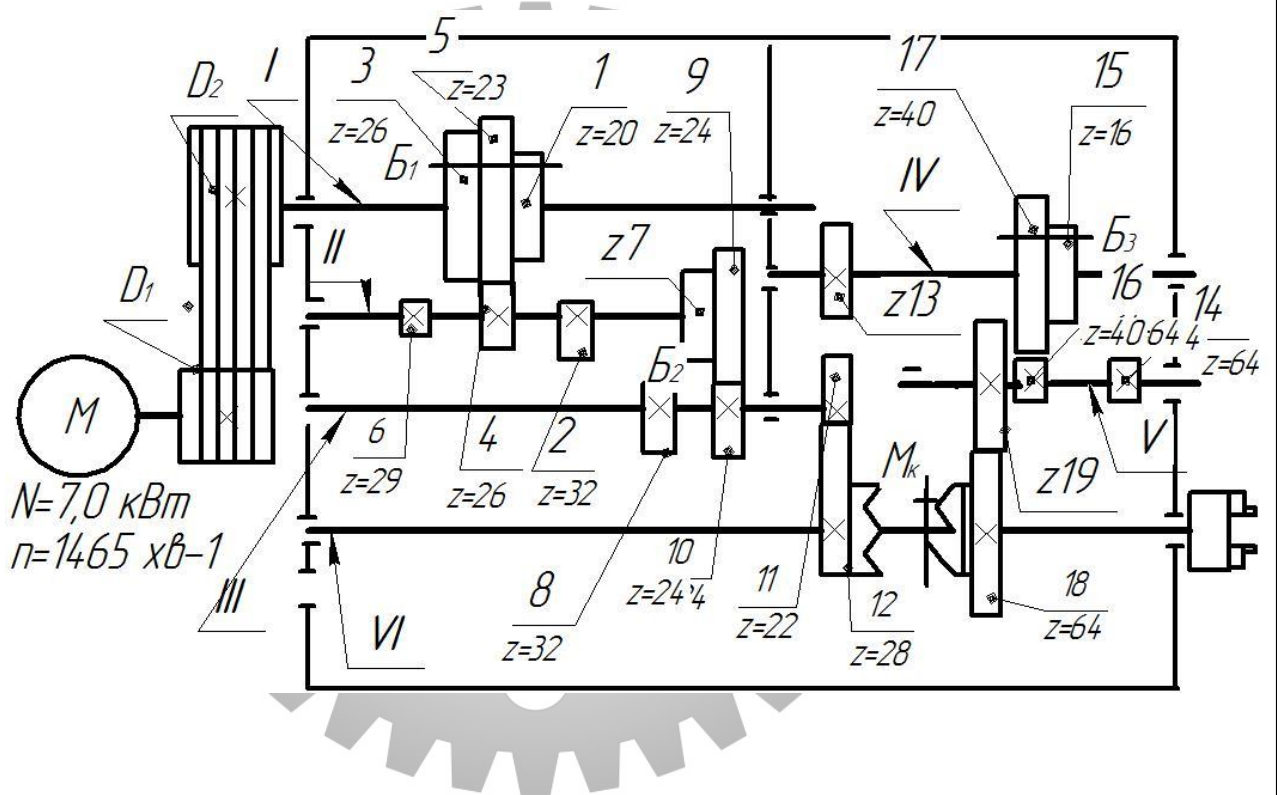


Рисунок 2.6 – Кінцевий варіант кінематичної схеми модернізованої коробки швидкостей.

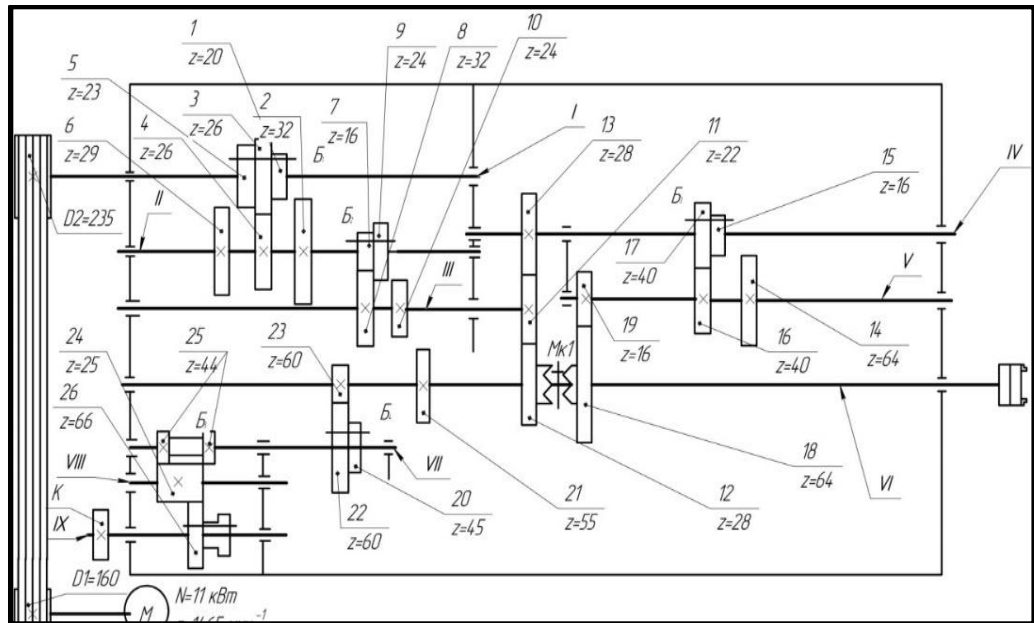


Рисунок 2.7 – Кінематична схема для вбудовування в схему
Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування,
верста

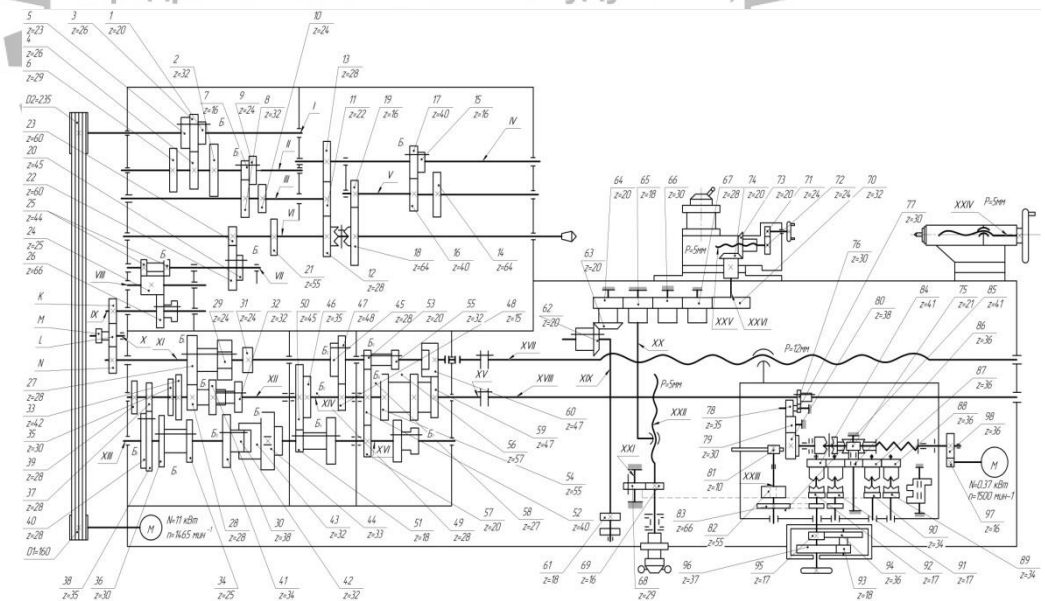


Рисунок 2.8 - Кінематична схема верста і модернізованої
коробкишвидкостей

					Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат	22

На модернізованій кінематичній схемі по рис.2.7 вказані низькочастотна частина коробки і високочастотна, які працюють відповідно до положення муфти перебору. Оскільки для модернізації приводу нами обрана структура з перебором (див. формули, структурні сітки і графік), то для здійснення перебору, тобто включення коробки на максимальну і мінімальну частоти обертання використовується саме муфта перебору. Тому слід вважати за доцільне показати схеми рухів через коробку при включенні на мінімальну n_{\min} (рис 2.9) і максимальну n_{\max} (рис.2.10) частоти обертання шпинделя. У цих випадках працює муфта перебору, яка при включенні коробки на мінімальну частоту включена вліво, (рис.2.8,2.9) і при включенні на максимальну частоту включена вправо рис. 2.11,2.12.

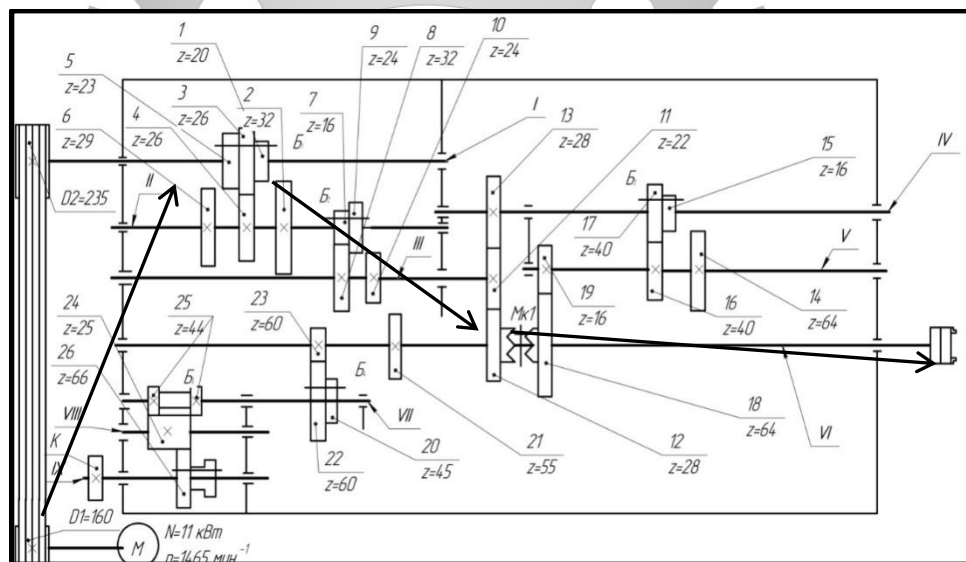


Рисунок 2.9 - Схема рухів через модернізовану коробку при включенні шпинделя на n_{\min}

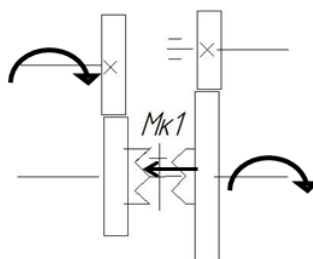


Рисунок 2.10 - Схема рухів через муфту перебору при включенні на n_{\min}

3 КОНСТРУЮВАННЯ І РОЗРАХУНОК МОДЕРНІЗОВАНОЇ КОРОБКИ ШВИДКОСТЕЙ.

3.1 Конструювання розробки розгортки коробки швидкостей.

Коробки швидкостей зображують в розгорнутому вигляді, коли всі вали розташовуються в одній площині [7,14,23]. Таке розташування дозволяє показати конструкцію коробки в цілому. Крім того, потрібно показати розміщення і конструкцію зубчастих коліс, способи кріплення їх на валах, конструкцію підшипникових вузлів, способи їх регулювання. При конструюванні враховують як питання складання окремих елементів коробки швидкостей в цілому, так і технологію виготовлення як самої коробки, як корпусної деталі, так і окремих деталей коробки, наприклад валів, муфт, механізмів перемикання. На кресленні розгортки коробки швидкостей вказуються габаритні розміри, посадочні розміри шліцьових, шпонкових з'єднань, підшипникових вузлів із зазначенням посадок і міжосьові відстані валів коробки швидкостей. Коробку швидкостей верстата конструюємо на основі остаточного варіанту кінематичної схеми. Створюємо комбінований ескіз коробки рис.3.1 На підставі ескізу можна приступати до конструювання корпусу коробки. Корпусні деталі забезпечують точне взаємне положення і переміщення інструменту і деталі. При їх конструюванні необхідно дотримуватися: точне взаємне положення базових поверхонь; точну геометричну форму і збереження її протягом тривалого часу; необхідну жорсткість і вібростійкість; мінімальні температурні деформації; мінімальну металоємність; технологічність конструкції.

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		25

3.2 Визначення силових параметрів за вихідними даними

Для проектування модернізованого приводу на підставі вихідних даних розраховуємо крутний момент. [16,22], Переймаючись ккд передач, визначаємо потужності на валах. Потужність двигуна задана за умовою і дорівнює 11 кВт.

Тоді потужність на першому валу:

$$P_1 = P \cdot \eta_p \quad (3.1)$$

где η_p -коефіцієнт корисної дії пасової передачі з[4 с.328], $\eta_p=0,95$

$$P_1 = 11 \cdot 0,95 = 10,45 \text{ (кВт)},$$

для інших валів потужності розраховуємо за формулами (3.2):

$$P_n = P_{n-1} \cdot \eta_k \cdot \eta_{\text{п}} \quad (3.2)$$

где P_{n-1} - потужність на попередньому валу, кВт;

η_k - ККД зубчатого зачеплення, $\eta_k=0,98$;

$\eta_{\text{п}}$ - ККД пари підшипників, $\eta_{\text{п}}=0,99$.

$$P_2 = 10,45 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 10,14 \text{ (кВт)}$$

$$P_3 = 10,14 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 9,8 \text{ (кВт)}$$

$$P_4 = 9,8 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 9,5 \text{ (кВт)}$$

$$P_5 = 9,5 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 9,22 \text{ (кВт)}$$

$$P_6 = 9,22 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 9,01 \text{ (кВт)}.$$

Для розрахунку кутової швидкості валів розраховуємо кутову швидкість вала двигуна за заданою частотою обертання $n_{\text{дв}}=1465$ об / хв за формулою (3.3):

$$\omega_{\text{дв}} = \frac{\pi \cdot n_{\text{дв}}}{30} \quad (3.3)$$

$$\omega_{\text{дв}} = \frac{3,14 \cdot 1465}{30} = 153,3 \text{ (рад/с)}$$

Всі кутові швидкості інших валів розраховуємо за формулою (3.4):

$$\omega_n = i \cdot \omega_{n-1} \quad (3.4)$$

де i -передавальне відношення; при наявності між валами різних значень передавальних відносин приймаємо менше:

$$\text{при } i_{\text{рсм}}=0,68 \quad \omega_1 = 153,3 \cdot 0,68 = 103,58 \text{ (рад/с)}$$

$$\text{при } i_3=1/1,58 \quad \omega_2 = 103,58 \cdot \frac{1}{1,58} = 66 \text{ (рад/с)}$$

$$\text{при } i_4=1/2 \quad \omega_3 = 103,58 \cdot \frac{1}{2} = 51,79 \text{ (рад/с)}$$

$$\text{при } i_6=1/1,26 \quad \omega_4 = 51,79 \cdot \frac{1}{1,26} = 41 \text{ (рад/с)}$$

$$\text{при } i_{10}=1/4 \quad \omega_5 = 41 \cdot \frac{1}{4} = 10 \text{ (рад/с)}$$

Визначимо крутний момент на валах за формулами (3.5):

$$T_n = \frac{P_n}{\omega_{n+1}} \quad (3.5)$$

$$T_1 = \frac{10,45 \cdot 10^3}{103,58} = 101 \text{ (Нм)}$$

$$T_2 = \frac{10,14 \cdot 10^3}{66} = 153 \text{ (Нм)}$$

$$T_3 = \frac{9,8 \cdot 10^3}{51,79} = 189 \text{ (Нм)}$$

$$T_4 = \frac{9,5 \cdot 10^3}{41} = 231 \text{ (Нм)}$$

$$T_5 = \frac{9,22 \cdot 10^3}{10} = 922 \text{ (Нм)}.$$

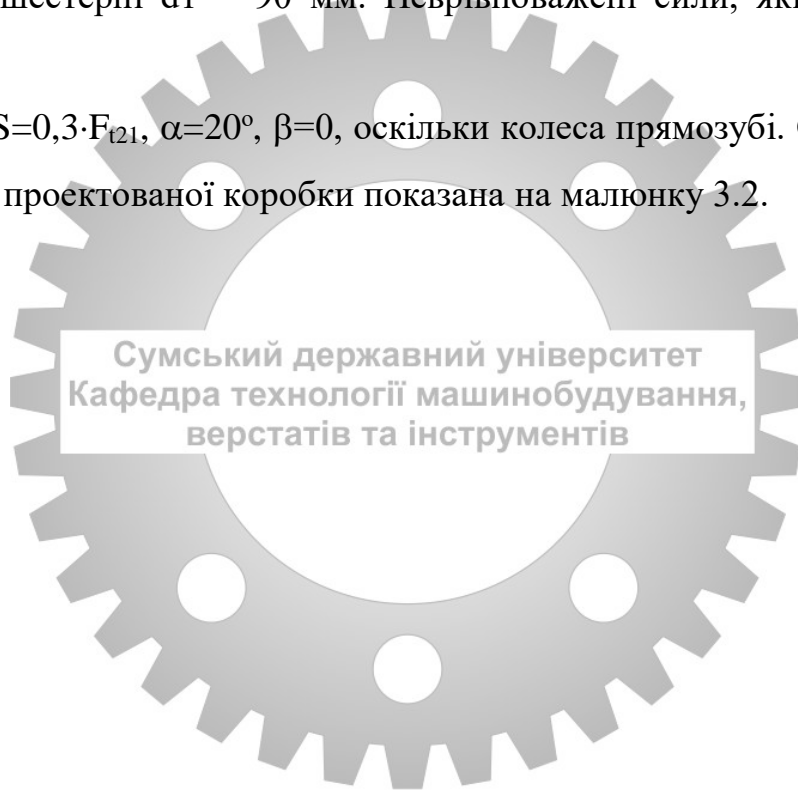
3.3. Конструювання і розрахунки валів коробки швидкостей.

Виконаємо проектний розрахунок першого валу коробки швидкостей. Користуючись ескізом задаємося межі опорного відстанню для першого

валу $l = 350$ мм, довжиною консолі під шків $f = 71$ мм, зубаті колеса знаходяться на відстанях $k = 140$ мм від правого підшипника, і на відстані $k_1 = 209$ мм від лівого підшипника.

Матеріал валу - нормалізована сталь 45 ($\sigma_B = 610$ МПа, $\sigma_T = 360$ МПа), розмір шестерні $d_1 = 90$ мм. Неврівноважені сили, які передаються від шківа

$S = 0,3 \cdot F_{t21}$, $\alpha = 20^\circ$, $\beta = 0$, оскільки колеса прямозубі. Схема діючих сил на валу проєктованої коробки показана на малюнку 3.2.



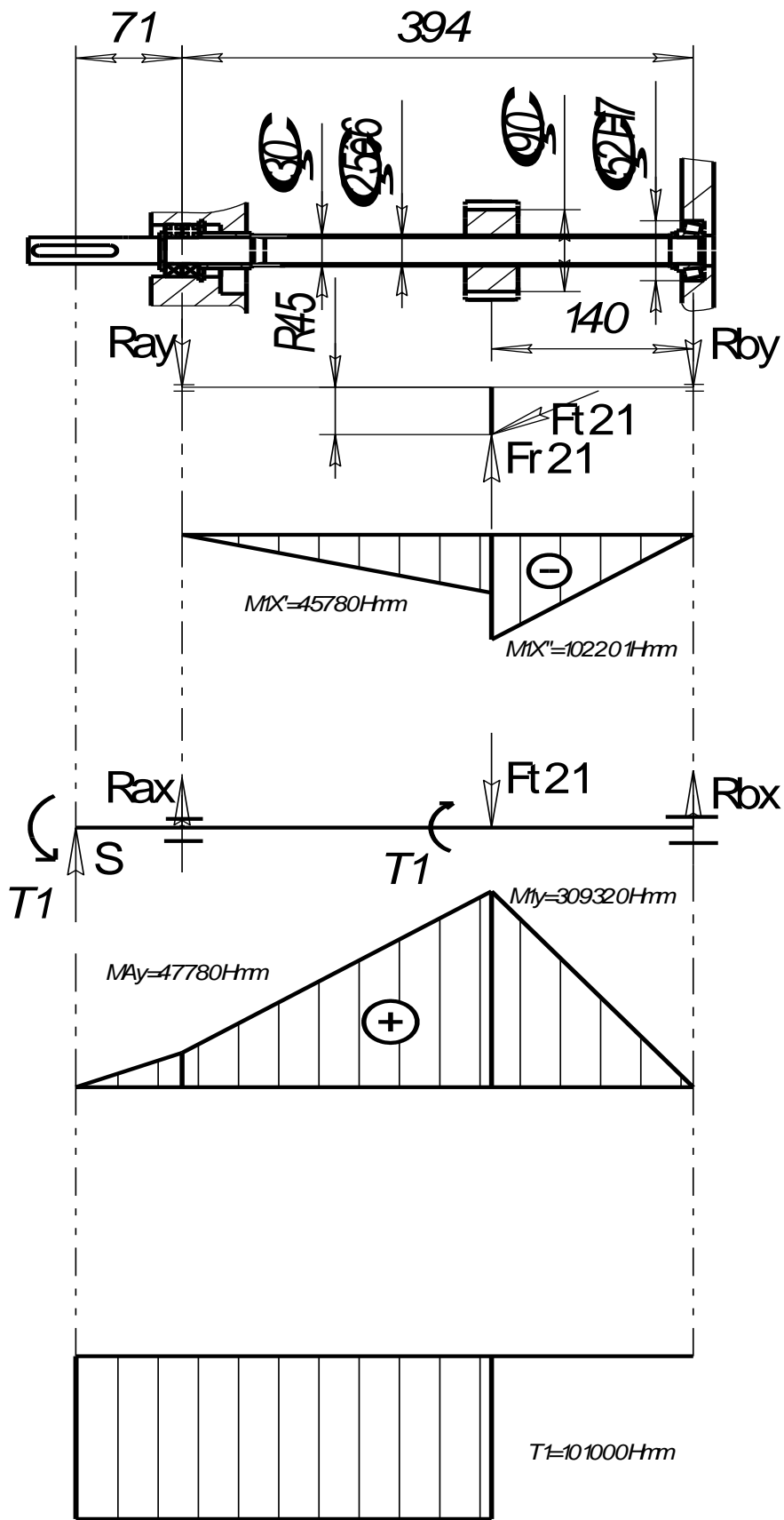


Рисунок 3.2 – Схема епюр діючих сил на першому валу

У зачепленні з боку колеса на шестерню діють сили F_{t21} і F_{r21} , які розраховуємо за формулами (3.6), (3.7):

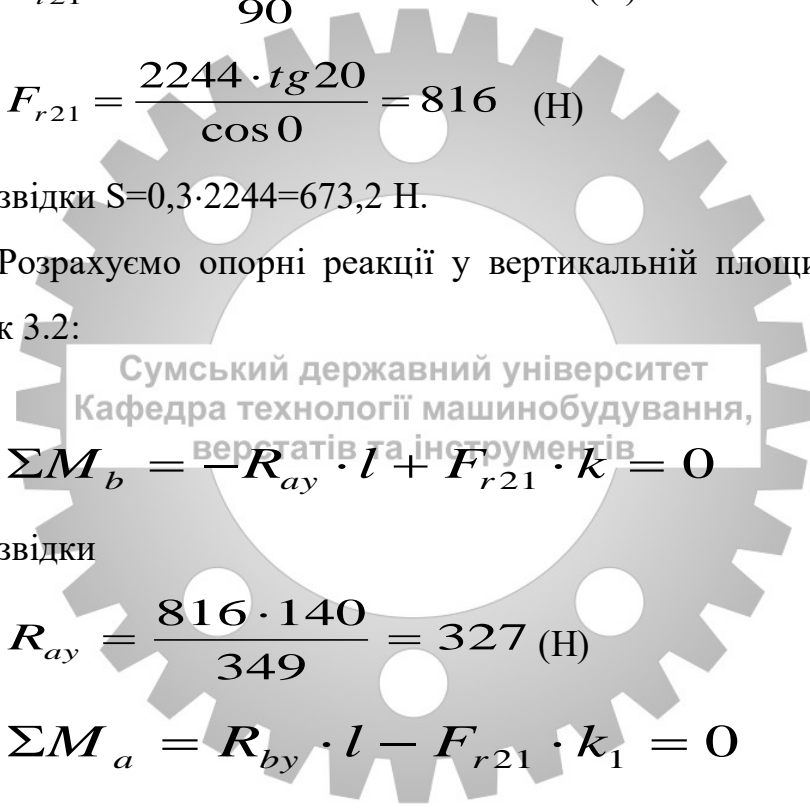
$$F_{t21} = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} \quad (3.6)$$

$$F_{r21} = \frac{F_{t21} \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} \quad (3.7)$$

$$F_{t21} = \frac{2 \cdot 101 \cdot 10^3}{90} = 2244 \text{ (Н)}$$

$$F_{r21} = \frac{2244 \cdot \operatorname{tg} 20}{\cos 0} = 816 \text{ (Н)}$$

звідки $S = 0,3 \cdot 2244 = 673,2 \text{ Н}$.

Розрахуємо опорні реакції у вертикальній площині епюрі сил по  рисунок 3.2:

$$\Sigma M_b = -R_{ay} \cdot l + F_{r21} \cdot k = 0$$

звідки

$$R_{ay} = \frac{816 \cdot 140}{349} = 327 \text{ (Н)}$$

$$\Sigma M_a = R_{by} \cdot l - F_{r21} \cdot k_1 = 0$$

звідки

$$R_{by} = \frac{F_{r21} \cdot k_1}{l}$$

$$R_{by} = \frac{816 \cdot 209}{394} = 489 \text{ (Н)}$$

Виконуємо перевірку: $\Sigma Y = -R_{ay} + F_{r21} - R_{by} = 0$

$$- 489 - 327 + 816 = 0$$

Перевірка показала, що розрахунок виконаний правильно.

Розрахуємо опорні реакції в горизонтальній площині епюрі діючих сил по малюнку 3.2:

$$\Sigma M_b = S(l + f) + R_{ax} \cdot l - F_{t21} \cdot k = 0$$

звідки

$$R_{ax} = \frac{F_{t21} \cdot k - S(l + f)}{l}$$

$$R_{ax} = \frac{2244 \cdot 140 - 673 \cdot (349 + 71)}{349} = 90 \text{ (Н)}$$

$$\Sigma M_a = S \cdot f + F_{t21} \cdot k_1 - R_{bx} \cdot l = 0$$

звідки

$$R_{bx} = \frac{S \cdot f + F_{t21} \cdot k_1}{l}$$

$$R_{bx} = \frac{673 \cdot 71 + 2244 \cdot 209}{349} = 1480 \text{ (Н)}$$

Виконуємо перевірку: $\Sigma X = S + R_{ax} - F_{t21} + R_{bx} = 0$

$$673 + 90 - 2244 + 1480 = 0$$

Перевірка показала, що розрахунок виконаний правильно

Розрахуємо вигинаючий момент у вертикальній площині епюрі діючих сил по малюнку 3.2:

$$M_{1x}' = -R_{ay} \cdot k$$

$$M_{1x}' = -327 \cdot 140 = -45780 \text{ (Нмм)}$$

$$M_{1x}'' = -R_{by} \cdot k_1$$

$$M_{1x}'' = -489 \cdot 209 = 102201 \text{ (Нмм)}$$

Розрахуємо вигинаючий момент в горизонтальній площині епюрі діючих сил по малюнку 3.2:

$$M_{ay} = S \cdot f$$

$$M_{ay} = 673 \cdot 71 = 47783 \text{ (Нмм)}$$

$$M_{1y} = R_{bx} \cdot k_1$$

$$M_{1y} = 1480 \cdot 209 = 309320 \text{ (Нмм)}$$

Сумарний вигинаючий момент знаходимо за формулою (3.8):

$$\Sigma M = \Sigma M_a + \Sigma M_b$$

Діаметр вихідного кінця вала розраховуємо за формулою (3.9):

$$d_k = \sqrt{\frac{T}{0,2 \cdot [\tau]}} \quad (3.9)$$

$$d_{k1} = \sqrt{\frac{101 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 30}} = 22 \text{ (мм)}$$

Діаметр підшипники приймаємо по стандартам [4 с.27] $d_{п1}=25$ мм. В даному випадку шестерню розміщуємо на шліцах і приймає діаметр вала $d_b=30$ мм.

За формулами (3.10), (3.11) визначаємо межа міцності сталі 45 при згині:

$$\sigma_{-1} = 0,43 \cdot \sigma_s \quad (3.10)$$

$$\sigma_{-1} = 0,43 \cdot 610 = 260 \text{ (мПа)},$$

при крученні:

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot \sigma_{-1} \quad (3.11)$$

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot 260 = 150 \text{ (мПа)}.$$

Нормальне напруження в перерізі під шестернею для несиметричного циклу розраховуємо за формулою (3.12):

$$\sigma_a = \frac{M}{W} \quad (3.12)$$

де для шліцевого вала $W = \frac{\Pi \cdot d^3}{32} = \frac{3,14 \cdot 30^3}{32} = 2849$

$$\sigma_a = \frac{325766}{2849} = 112 \text{ (МПа)}$$

Розраховуємо дотичні напруження по формулі (3.13):

$$\tau_a = \frac{M}{2 \cdot W_r} \quad (3.13)$$

де для шліцевого вала $W_k = \frac{\Pi \cdot d^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 30^3}{16} = 5299$

$$\tau_a = \frac{325766}{5299 \cdot 2} = 30 \text{ (МПа)}$$

Вибираємо ефективні коефіцієнти концентрації напружень для перетину шлицевого вала зі сталі 45 з межею міцності <700 мПа з табл.14.2 [3 с.299], $K_\sigma=1,6$, $K_\tau=1,5$. Масштабні фактори при $d=30$ з табл.14.3 [3 с.300], $\varepsilon_\sigma=0,88$, $\varepsilon_\tau=0,77$. Для середньо вуглецевих сталей з табл.14.4 [3 с.300],

$$\psi_\sigma=0,2, \psi_\tau=0,1.$$

Розрахуємо коефіцієнти запасу міцності по формулі (3.14):

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} \quad (3.14)$$

$$S_\sigma = \frac{260}{\frac{1,6}{0,88} \cdot 112 + 0} = 2$$

Коефіцієнт запасу міцності по дотичним напруженням знаходимо по формулі (3.15):

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m} \quad (3.15)$$

$$S_{\tau} = \frac{150}{\frac{1,5}{0,77} \cdot 30 + 0,1 \cdot 6} = 4,9$$

Перевіряємо умови міцності по формулі (3.16):

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} \geq [S] \quad (3.16)$$

де $[S]=2,5 \dots 4$.

$$S = \frac{2 \cdot 4,9}{\sqrt{2^2 + 4,9^2}} = 4,02$$

Перевірка дає задовільний результат, тому що $4 < 4,02 \Rightarrow [S] < S$.

За формулою (3.9) розраховуємо діаметр валів під підшипники:

$$d_{k2} = \sqrt{\frac{153 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 30}} = 24 \text{ (мм)}$$

приймаємо за стандартний поруч $d_k=25$ мм, а діаметр валу приймаємо $d_B=30$ мм;

$$d_{k3} = \sqrt{\frac{189 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 30}} = 29 \text{ (мм)}$$

приймаємо по стандартам $d_k=30$ мм, а діаметр валу приймаємо $d_B=35$ мм,

$$d_{k4} = \sqrt{\frac{231 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 30}} = 30,01 \text{ (мм)}$$

приймаємо за стандартними рядами $d_k=30$ мм, а діаметр валу приймаємо $d_b=35$ мм,

$$d_{k5} = \sqrt{\frac{922 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 30}} = 53 \text{ (мм)}$$

приймаємо за стандартними рядами $d_k=55$ мм, а діаметр валу приймаємо $d_b=60$ мм.

3.4 Розрахунок зубчастих передач модернізованої коробки швидкостей.

Виконаємо розрахунок зубчастої передачі між першим і другим валами. Розрахунок зубчастих передач при конструюванні коробок починають з вибору матеріалу зубчастих коліс. У нашому випадку для розрахунку передачі вибираємо для зубчастого колеса сталь 45 по ГОСТ 1050 - 74 з поліпшеною термообробкою і твердістю в межах 230 НВ. Для шестерні також вибираємо сталь 45 по ГОСТ 1050 - 74 з поліпшеною термообробкою і твердістю в межах 200 НВ. [11,14,16].

Допустимі контактні напруги для прямозубих коліс при зазначених матеріалах розраховуємо за формулою (3.17):

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_H \cdot \lim b \cdot K_{YL}}{[S_H]} \quad (3.17)$$

де $\sigma_H \cdot \lim b$ – межа контактної витривалості табл.3.2 [4 с.34],

$$\sigma_H \cdot \lim b = 2HB + 70;$$

$[S_H]$ - коефіцієнт безпеки для покращеного термообробки $[S_H]=1,1$;

K_{HL} - коефіцієнт довговічності, $K_{HL}=1$.

$$[\sigma_H] = \frac{2 \cdot 230 + 70}{1,1} = 481 \text{ (МПа)}$$

Приймаємо для всіх коліс коефіцієнт вінця $\psi_{ba} = 0,4$. Зовнішній, внутрішній і середній діаметри розраховуємо за формулами (3.18), (3.19), (3.20):

									Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат					36

$$d = m \cdot z \quad (3.18)$$

$$d_a = d + 2 \cdot m \quad (3.19)$$

$$d_f = d - 2,5 \cdot m \quad (3.20)$$

а також попередньо знаходимо міжцентрові відстані за формулою

$$(3.21): a = \frac{d_1 + d_2}{2} \quad (3.21)$$

Слід враховувати, що для групи коліс, розташованих між двома валами, міжцентрову відстань повинна бути однаковою за умовою кінематичного розрахунку. Для коліс, які розміщені на першому валу приймаємо

модуль $m=3,5$ з [4 с. 36].

$$d_1 = 26 \cdot 3,5 = 90 \text{ (мм)}$$

$$d_2 = 26 \cdot 3,5 = 90 \text{ (мм)}$$

$$a = \frac{90 + 90}{2} = 90 \text{ (мм)}$$

$$d_3 = 23 \cdot 3,5 = 80,5 \text{ (мм)}$$

$$d_4 = 29 \cdot 3,5 = 101,5 \text{ (мм)}$$

так як

$$a = \frac{80,5 + 101,5}{2} = 91 \text{ (мм)}$$

то приймаємо $a = 90$ і уточнюємо $d_3 = 80$ мм, $d_4 = 100$ мм.

Для Z_5 і Z_6 маємо:

$$d_5 = 20 \cdot 3,5 = 70 \text{ (мм)}$$

$$d_6 = 32 \cdot 3,5 = 112 \text{ (мм)}$$

так як

$$a = \frac{70 + 112}{2} = 91 \text{ (мм)}$$

то приймаємо з урахуванням попередніх розрахунків $a = 90$ мм і коригуємо: $d_5 = 70$ мм, $d_6 = 110$ мм. Розраховуємо інші діаметри коліс.

$$d_{a1} = d_{a2} = 90 + 2 \cdot 3,5 = 97 \text{ (мм)}$$

$$d_{f1} = d_{f2} = 90 - 2,5 \cdot 3,5 = 81,25 \text{ (мм)}$$

$$d_{a3} = 80 + 2 \cdot 3,5 = 87 \text{ (мм)}$$

$$d_{f3} = 80 - 2,5 \cdot 3,5 = 71,25 \text{ (мм)}$$

$$d_{a4} = 100 + 2 \cdot 3,5 = 107 \text{ (мм)}$$

$$d_{f4} = 100 - 2,5 \cdot 3,5 = 91,25 \text{ (мм)}$$

$$d_{a5} = 70 + 2 \cdot 3,5 = 77 \text{ (мм)}$$

$$d_{f5} = 70 - 2,5 \cdot 3,5 = 61,25 \text{ (мм)}$$

$$d_{a6} = 110 + 2 \cdot 3,5 = 117 \text{ (мм)}$$

$$d_{f6} = 110 - 2,5 \cdot 3,5 = 101,25 \text{ (мм)}$$

Для зачеплення коліс другого і третього валів приймаємо $m = 3,5$.

$$d_7 = 16 \cdot 3,5 = 56 \text{ (мм)}$$

$$d_8 = 32 \cdot 3,5 = 112 \text{ (мм)}$$

$$a = \frac{56 + 112}{2} = 84 \text{ (мм)}$$

то використовуючи відстань $a = 90$ приймаємо $d_7 = 60$ мм,
 $d_8 = 120$ мм.

$$\text{Для } d_9 = 24 \cdot 3,5 = 84 \text{ (мм)},$$

$$d_{10} = 24 \cdot 3,5 = 84 \text{ (мм)}$$

так як

$$a = \frac{84 + 84}{2} = 84 \text{ (мм)}$$

то приймаючи $a = 90$ уточнюємо $d_9 = 84 \text{ мм}$, $d_{10} = 84 \text{ мм}$.

Розраховуємо інші параметри коліс:

$$d_{a7} = 60 + 2 \cdot 3,5 = 67 \text{ (мм)}$$

$$d_{f7} = 60 - 2,5 \cdot 3,5 = 51,25 \text{ (мм)}$$

$$d_{a8} = 120 + 2 \cdot 3,5 = 127 \text{ (мм)}$$

$$d_{f8} = 120 - 2,5 \cdot 3,5 = 111,25 \text{ (мм)}$$

$$d_{a9} = d_{a10} = 90 + 2 \cdot 3,5 = 97 \text{ (мм)}$$

$$d_{f9} = d_{f10} = 90 - 2,5 \cdot 3,5 = 81,25 \text{ (мм)}$$

Для зачеплення коліс третього, четвертого і шостого валів приймаємо $m = 6$.

$$d_{11} = 22 \cdot 6 = 132 \text{ (мм)}$$

$$d_{12} = 28 \cdot 6 = 168 \text{ (мм)}$$

$$d_{13} = 28 \cdot 6 = 168 \text{ (мм)}$$

Тоді

$$a = \frac{132 + 168}{2} = 150 \text{ (мм)}$$

то з огляду на стандартне значення приймаємо $a = 160$ і уточнюємо $d_{11} = 120 \text{ мм}$, $d_{12} = d_{13} = 200 \text{ мм}$. Розраховуємо інші діаметри коліс.

$$d_{a11} = 120 + 2 \cdot 6 = 132 \text{ (мм)}$$

$$d_{f9} = 120 - 2,5 \cdot 6 = 105 \text{ (мм)}$$

$$d_{a12} = d_{a13} = 200 + 2 \cdot 6 = 212 \text{ (мм)}$$

$$d_{f12} = d_{f13} = 200 - 2,5 \cdot 6 = 185 \text{ (мм)}$$

Для зачеплення коліс четвертого і п'ятого валів приймаємо $m = 3,5$.

$$d_{15} = 16 \cdot 3,5 = 56 \text{ (мм)}$$

$$d_{16} = 64 \cdot 3,5 = 224 \text{ (мм)}$$

$$a = \frac{56 + 224}{2} = 140 \text{ (мм)},$$

тоді приймаємо $a = 140$ і уточнюємо $d_{15} = 56$ мм, $d_{12} = 224$ мм,

$$d_{17} = 40 \cdot 3,5 = 140 \text{ (мм)}$$

$$d_{16} = 40 \cdot 3,5 = 140 \text{ (мм)}$$

$$a = \frac{140 + 140}{2} = 140 \text{ (мм)}$$

також приймаємо $a = 140$ і уточнюємо $d_{17} = 140$ мм, $d_{18} = 140$ мм.

Розраховуємо інші діаметри коліс:

$$d_{a15} = 56 + 2 \cdot 3,5 = 63 \text{ (мм)}$$

$$d_{f15} = 56 - 2,5 \cdot 3,5 = 47,25 \text{ (мм)}$$

$$d_{a16} = 224 + 2 \cdot 3,5 = 231 \text{ (мм)}$$

$$d_{f16} = 224 - 2,5 \cdot 3,5 = 215,25 \text{ (мм)}$$

$$d_{a17} = d_{a18} = 140 + 2 \cdot 3,5 = 147 \text{ (мм)}$$

$$d_{f17} = d_{f18} = 140 - 2,5 \cdot 3,5 = 131,25 \text{ (мм)}$$

Для зачеплення коліс п'ятого і шостого валів приймаємо $m = 4,5$.

$$d_{19} = 16 \cdot 4,5 = 72 \text{ (мм)}$$

$$d_{20} = 64 \cdot 4,5 = 288 \text{ (мм)}$$

$$a = \frac{72 + 288}{2} = 180 \text{ (мм)},$$

тоді приймаємо $a = 180$ приймаємо $d_{19} = 72$ мм, $d_{18} = 288$ мм.

Розраховуємо інші діаметри:

$$d_{a19} = 72 + 2 \cdot 4,5 = 81 \text{ (мм)}$$

$$d_{f19} = 72 - 2,5 \cdot 4,5 = 47,25 \text{ (мм)}$$

$$d_{a20} = 288 + 2 \cdot 4,5 = 297 \text{ (мм)}$$

$$d_{f20} = 288 - 2,5 \cdot 4,5 = 276,75 \text{ (мм)}$$

Розраховуючи ширини провідних і ведених коліс за формулами (3.22), (3.23):

ширина веденого колеса

$$b_k = \psi_{ba} \cdot a \quad (3.22)$$

$$6b_u = b_k + 5 \quad (3.23)$$

$$b_{k2} = b_{k4} = b_{k6} = b_{k8} = b_{k10} = 0,4 \cdot 90 = 36 \text{ (мм)}$$

$$b_{u1} = b_{u3} = b_{u5} = b_{u7} = b_{u9} = 36 + 5 = 41 \text{ (мм)}$$

$$b_{k12} = b_{k13} = 0,4 \cdot 160 = 64 \text{ (мм)}$$

$$b_{u11} = 64 + 5 = 69 \text{ (мм)}$$

$$b_{k16} = b_{k18} = 0,4 \cdot 140 = 56 \text{ (мм)}$$

$$b_{u15} = b_{u17} = 56 + 5 = 61 \text{ (мм)}$$

$$b_{k20} = 0,4 \cdot 180 = 72 \text{ (мм)}$$

$$b_{u19} = 72 + 5 = 77 \text{ (мм)}.$$

На підставі отриманих розрахунків значення міжцентровою відстанню, ширини і діаметри зубчастих коліс можна уточнити на кресленні коробки швидкостей. Для першого і другого валів такі значення наведені на малюнку 3.3.

Уточнений розрахунок зубчастої передачі виконують на контактну міцність і на вигин. Для першого і другого валів розраховуємо ці значення.

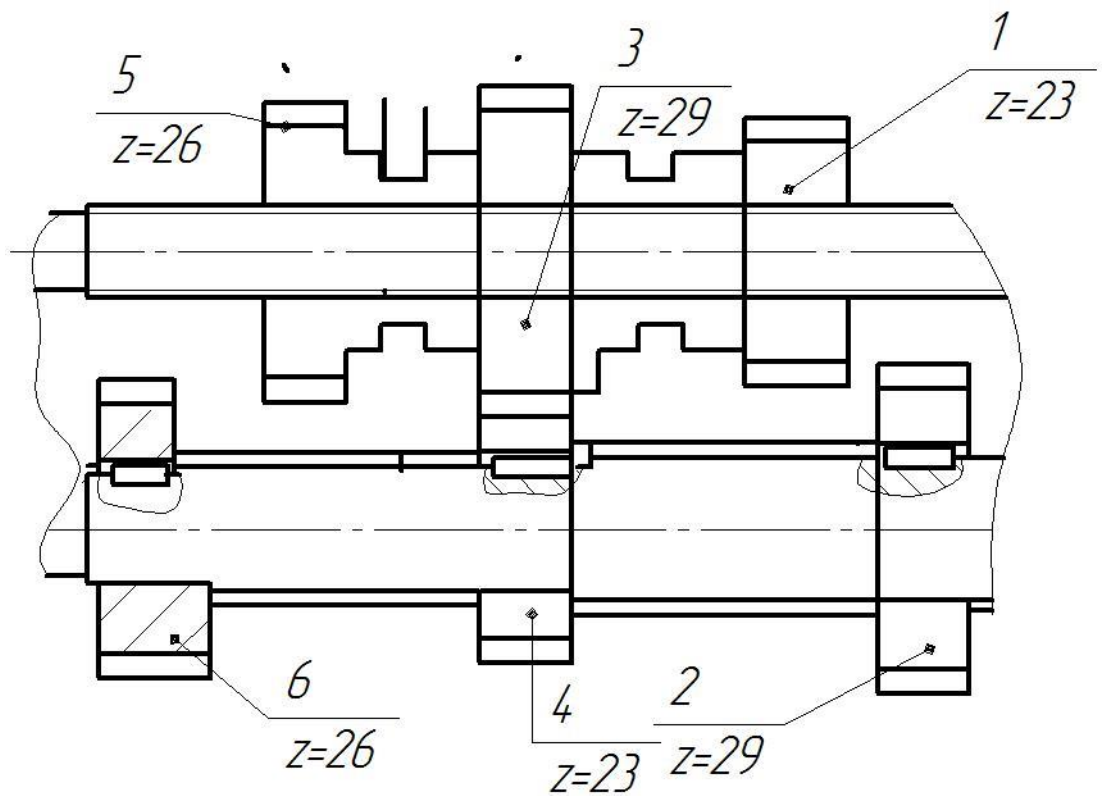


Рисунок 3.3 - Зубчасті передачі першого і другого валів
 Сумський державний університет
 Кафедра технології машинобудування,
 верстатів та інструментів
 Знаходимо коефіцієнт ширини шестерні за формулою (3.24):

$$\psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1} \quad (3.24)$$

$$\psi_{bd} = \frac{41}{90} = 0,45$$

Визначаємо окружну швидкість за формулою (3.25):

$$V = \frac{\omega_1 \cdot d_1}{2} \quad (3.25)$$

$$V = \frac{103,58 \cdot 90}{2} = 4,66 \text{ (м/с)}$$

Ступінь точності передачі знаходимо за формулою (3.26):

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{HV} \quad (3.26)$$

де $K_{H\beta}$ - для прямозубих коліс, $K_{H\beta}=1$;

$K_{H\alpha}$ - при $\psi_{bd}=0,45$ і $HV \leq 350$, $K_{H\alpha}=1,15$;

K_{HV} - для прямозубих коліс і $HV \leq 350$, $K_{HV}=1,05$

$$K_H = 1 \cdot 1,15 \cdot 1,05 = 1,21$$

Перевіряємо контактні напруги по формулі (3.27):

$$\sigma_H = \frac{310}{a} \cdot \sqrt{\frac{T_2 \cdot K_H \cdot (u+1)^3}{b \cdot u^2}} \leq [\sigma_H] \quad (3.27)$$

де u - передавальне число, $u=1$;

$a=90$ мм;

$b=41$ мм.

$$\sigma_H = \frac{310}{90} \cdot \sqrt{\frac{153 \cdot 10^3 \cdot 1,21 \cdot (1+1)^3}{41 \cdot 1^2}} = 465 \text{ (МПа)}$$

що менше, ніж гранично допустимі 481 МПа.

Для перевірконого розрахунку зубів до напруги вигину використовуємо отримані раніше діючі сили $F_t=2244$ Н, $F_r=816$ Н.

Перевіряємо зубці на стійкість до напруженого вигину за формулою (3.28):

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_F}{b \cdot m} \leq [\sigma_F] \quad (3.28)$$

де $K_F=K_{F\beta} \cdot K_{FV}$;

з табл.3.7 [4 с.43] при $\psi_{bd}=0,45$, $K_{F\beta}=1,03$;

з табл.3.7 [4 с.43], $K_{FV}=1$ - для прямозубих коліс

$$K_F = 1 \cdot 1,03 = 1,03$$

Еквівалентна кількість зубів для прямозубих коліс дорівнює кількості зубів $z_1=26$, $z_2=26$.

Звідси вибираємо коефіцієнти [4 с.43], $Y_{F1}=Y_{F2}=3,9$

Розраховуємо допустиме навантаження на вигин за формулою (3.29):

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma^o \cdot \lim b}{[S_F]} \quad (3.29)$$

По табл.3.9 [4 с.44] для стали 45 покращеною термообробки $\sigma_{Flimb}=1,8HB$,

для колеса

$$\sigma_{Flimb}=1,8 \cdot 230=415 \text{ МПа}$$

для шестерні

$$\sigma_{Flimb}=1,8 \cdot 200=360 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт безпеки визначаємо за формулою (3.30):

$$[S_F] = [S_F]' \cdot [S_F]'' \quad (3.30)$$

де $[S_F]'$ - табл.3.9 [4 с.45], дорівнює $[S_F]=1,75$;

$[S_F]''=1$ для поковки з [4 с.45].

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

Допустимі напруги:

для першого колеса

$$[\sigma_F] = \frac{415}{1,75} = 237 \text{ (МПа)}$$

для другого колеса

$$[\sigma_F] = \frac{360}{1,75} = 206 \text{ (МПа).}$$

Перевірку проводимо для того колеса, де ставлення $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$ менше:

$$\text{для першого колеса } \frac{237}{3,6} = 65$$

для другого колеса

$$\frac{206}{3,6} = 57.$$

Перевірку проводимо для другого колеса:

$$\sigma_F = \frac{2244 \cdot 1,03 \cdot 3,9}{36 \cdot 3,5} = 71 \text{ (МПа)}$$

$$71 < 206$$

Умова міцності по напруженням вигину виконується.

3.5 Добір підшипників кочення.

На перший вал підбираємо [12,13] три підшипника з внутрішнім діаметром 25 - два шарикопідшипники радіальні типу 105 по ГОСТ 8338-75, і роликівий радіально - упорний однорядний типу 7205 по ГОСТ 333-79. На іншому валу два роликівих радіально упорних однорядний типу 7205 по ГОСТ 333-79 з внутрішнім діаметром 25мм і однорядним шарикопідшипником радіальним типу 106 по ГОСТ 8338-75 з внутрішнім діаметром 30. На третьому валу два роликівих радіально-упорних однорядних типу 2007106 по ГОСТ 333-79 з внутрішнім діаметром 30мм і одним радіальні типу 107 по ГОСТ 8338-75 з внутрішнім діаметром 35мм.

На четвертому валу два роликівих радіально упорних однорядний типу 2007106 по ГОСТ 333-79 з внутрішнім діаметром 30 мм и одним радіальним шарикопідшипником типу 107 по ГОСТ 8338-75 з внутрішнім діаметром 35мм.

На п'ятому валу два роликівих радіально упорний однорядний типу 2007111 по ГОСТ 333-79 з внутрішнім діаметром 55 мм. На шпindelьному валу два роликівих радіально упорних однорядних типу 7528 по ГОСТ 333-79 з внутрішнім діаметром 140 мм і один з внутрішнім діаметром 120 мм.

Всі розміри підшипників використаних в модернізованій коробці швидкостей наведені в таблиця 3.1.

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		45

Таблиця 3.1 - Розміри використаних підшипників.

Умовне позначення підшипника	Розмір d, мм	Розмір D, мм	Розмір B, мм
105	25	47	12
106	30	55	13
107	35	62	14
7205	25	52	15
2007106	30	55	16
2007111	55	90	22
7528	140	250	68
7224	120	215	41

Перевіримо пару підшипників по динамічним і статичними навантаженням на першому валу враховуючи що $\alpha=14$.

Знаходимо еквівалентну динамічне навантаження за формулою (3.37):

$$P_r = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (3.37)$$

де X- коефіцієнт радіальної навантаження з табл.17.12 [3 с.358], X=1;

V- коефіцієнт обертання, V = 1;

F_r -радіальне навантаження беремо з попереднього підрозділу, $F_r=816\text{H}$;

Y- коефіцієнт осьового навантаження для прямозубих коліс Y=0;

F_a -осьове навантаження, $F_a=0$.

$$P_r = 1 \cdot 1 \cdot 816 + 0 = 816(\text{H})$$

Розраховуємо довговечність за формулою (3.38):

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{P_r}\right)^3 \quad (3.38)$$

де C_r - вантажопідйомність підшипника з табл.16.3 [3 с.355], $C_r=10500$;

$$L_{10} = \left(\frac{10500}{816}\right)^3 = 2130 \text{ годин.}$$

3.6 Розробка згортки коробки швидкостей.

Розгортка коробки швидкостей не дає уявлення про взаємне розташування валів в просторі, тому доповнюється поперечним перерізом, в якому показують дійсне розташування валів (згортка) [9,21.23]. Не завжди відразу вдається отримати найбільш раціональне розташування валів відносно один одного. При проектуванні згортки коробки швидкостей враховували наступне. 1. Вали коробки швидкостей маємо так, щоб отримати найменші розміри поперечного перерізу. 2. Найбільш навантажені вали, шпиндель маємо ближче до основи коробки, особливо коли вони мають високі частоти обертання. Таке розташування знижує центр ваги самої коробки і робить її більш стійкою. 3. Для збільшення жорсткості корпусу коробки швидкостей між основними стінками передбачили додаткові поперечні, для розташування в них підшипникових вузлів. При наявності таких стінок перші вали як менш навантажені по своїй довжині зробили короткими. Вихідною величиною при розміщенні валів в поперечному перерізі коробки швидкостей токарного верстата є висота центрів. Для знаходження осі шпинделя провели горизонтальну лінію, від якої відклали задану висоту центрів 200мм (рис. 3.4).

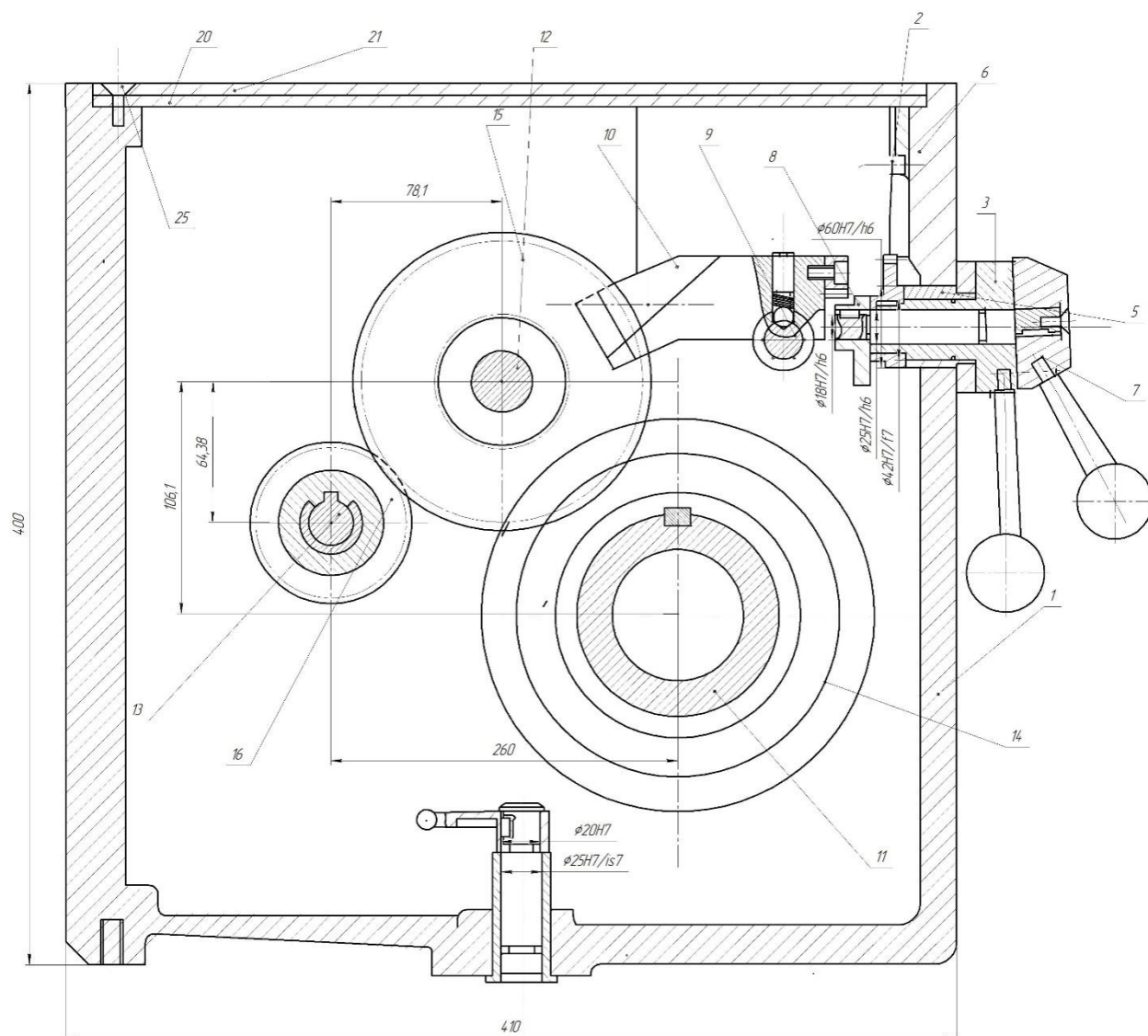


Рисунок 3.4 – Згортка модернізованої коробки швидкостей.

3.7 Розробка шпindelного вузла модернізованого приводу.

Шпindel верстата є останнім валом коробки швидкостей і призначений для закріплення заготовки або різального інструменту і передачі їм крутного моменту при певній частоті обертання [8]. Конструктивна форма шпинделя визначається його діаметром, відстанню між опорами, наявністю центрального отвору, способом передачі руху на шпindel (шестерень, шківом), типом підшипників, способом кріплення патрона для деталі або інструменту.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат

Наявність центрального отвору обумовлено необхідністю обробки деталей з прутків, розміщення деталей механізму закріплення патрона (оправлення). Передача руху на шпindel залежить як від частоти його обертання, так і від величини переданого крутного моменту. Найбільш простою і компактною при значних переданих крутячих моментах є зубчата передача. Обмеженням застосування її при високих частотах обертання є помилки кроку. Тому застосування зубчастих передач зменшує плавність обертання шпинделя, що веде до підвищення динамічних навантажень на деталі коробки швидкостей. зубчасті передачі

застосовуються при частотах обертання шпинделя не вище 2000-3000 об / хв. Більш високу плавність обертання, отже більш високу чистоту обробки, забезпечують ремінні передачі. Вони передають менш крутний момент, тобто мають меншу несучу здатність. До шпинделів металорізальних верстатів ставляться такі вимоги: по точності, по жорсткості, по вибухостійкості, по швидкохідності, по нагріву, за несучою здатністю, по довговічності. Точність обертання шпинделя при обертанні визначається постійністю положення його геометричної осі в радіальному і осьовому напрямках. Для високоточних верстатів точність обертання шпинделя оцінюється і результаті записи положення шпинделя в процесі обертання. У виробничих умовах точність шпиндельного вузла оцінюється радіальним, осьовим і торцевим биттям виконавчих поверхонь шпинделя. Виконавчими поверхнями шпинделя є конічний отвір шпинделя, циліндричний або конічний поясок під патрон, торець фланця, з яким контактує патрон. Залежно від класу точності і типорозміру верстата допустимі значення зазначених параметрів складають одиниці мікрометрів. Параметри точності обертання шпинделя верстата і їх значення встановлені нормами точності металорізальних верстатів, розробленими для верстатів різних типорозмірів. Наприклад, для токарних верстатів різних класів точності з діаметром обробки 200 мм радіальне

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		49

биття осі обертання шпинделя у кінці становить від 8 до 2 мкм, радіальне биття центрує паска під патрон – от 8 мкм до 2 мкм, осьове биття осі конічного отвору - від 5 до 1,2 мкм, торцеве биття опорного торця - від 10 до 2,5 мкм. З точністю обертання шпинделя пов'язана точність обробки. Для токарних верстатів круглість зразка повинна бути в межах $6 + 1, 6$ мкм. Дослідженнями встановлено, що найменше відхилення від крутості зразка, обробленого при оптимальних умовах обробки, близьке за величиною до величини биття осі обертання шпинделя. При більш високих частотах обертання шпинделя некрутлість збільшується.

Радіальна і осьова жорсткість шпинделя оцінюється деформацією кінця шпинделя під дією сили різання. Жорсткість ШУ може бути отримана з балансу жорсткості верстата, де частка її становить 50% і більше. Наближено жорсткість може бути обчислена за формулою:

$$J = 53 \frac{D^4 - d_1^4}{L^3} = \frac{H}{\text{мкм}}$$

де D - середній діаметр шпинделя між опорами в мм;

D_1 - середній діаметр отвору в шпинделі в мм;

l - відстань між опорами (за середніми перетинами підшипників) в мм.

Орієнтовні значення радіальної жорсткості шпиндельного вузла на підшипниках типу 3182100К знаходяться в межах 300...1500 Н/мкм.

3.7.1 Розрахунок шпинделя модернізованого приводу.

Вибір матеріалу шпинделя.

Вал має шліци, за якими переміщується блок зубчастих коліс z15-z16. Вал обертається в підшипниках кочення. Для забезпечення достатньої зносостійкості поверхонь тертя приймаємо сталь 20Х.

Термообробка - цементация і гарт, що труться до HRC58-62.

Механічні властивості цієї сталі:

$$\sigma_B = 6500 \text{ кг/см}^2;$$

$$\sigma_T = 4000 \text{ кг/см}^2;$$

Межа витривалості при симетричному циклі вигину $\sigma_{-1} = 3000$ кг/см²;

Межа витривалості при крученні $\tau_{-1} = 1600$ кг/см²

Визначення геометричних розмірів шпинделя.

Діаметр шпинделя визначаємо по формулі :

$$d \geq (5 \dots 6) \sqrt[3]{M_4^1} = 5 \sqrt[3]{926} = 48,7 \text{ мм},$$

Отримане значення округляємо до стандартного значення $d = 50$ мм;

$$d_n \geq d + 2t = 50 + 2 \cdot 2,8 = 55,6 \text{ мм};$$

Отримане значення округляємо до стандартного значення $d_n = 60$ мм;

$$d_{on} \geq d_n + 3r = 60 + 3 \cdot 3 = 69 \text{ мм},$$

Отримане значення округляємо до стандартного значення $d = 70$ мм;

$$d_k = d_{on} = 70 \text{ мм};$$

d_{ed} – діаметр шпинделя під кулачкову полумуфту;

d_n - діаметр шпинделя під підшипником;

d_k - діаметр шпинделя під зубчастими колесами;

d_{bn} – діаметр буртика підшипника;

r – координата фаски підшипника під внутрішній конус;

t – висота буртика;

M_4 – момент на шпинделі.

Крутний момент передається шпинделем (max) $M = 926 \text{ Нм}$.

$$\text{Окружна сила: } F_t = \frac{2T}{d_2}; F_t = \frac{2 \cdot 926}{0,30} = 6173 \text{ Н};$$

$$\text{Радіальна сила } F_r = F_t \cdot \text{tg} \alpha; F_r = 6173 \cdot \text{tg} 20^\circ = 2247 \text{ Н};$$

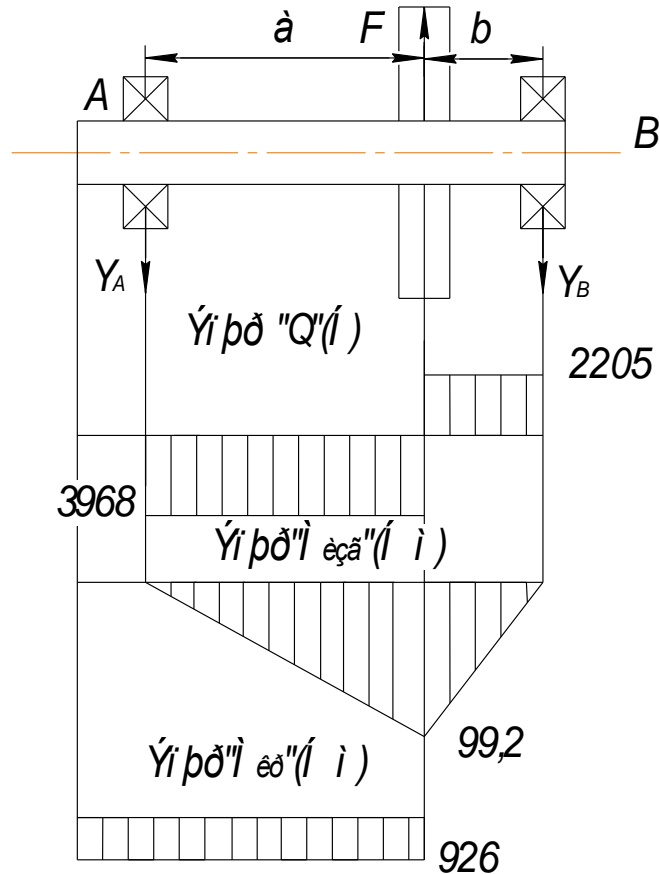


Рисунок 3.5. – Епюра крутних і згинальних моментів у вертикальній площині.

$$\sum M_A = 0;$$

$$- F_t \cdot a + Y_B \cdot (a + b) = 0;$$

Знайдемо реакції опор:

$$Y_B = \frac{F_t \cdot a}{a + b} = \frac{6173 \cdot 0,025}{0,025 + 0,045} = 2205 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = 0;$$

$$- F_t \cdot b + Y_A \cdot (a + b) = 0;$$

$$Y_A = \frac{F_r \cdot b}{a + b} = \frac{6173 \cdot 0,045}{0,025 + 0,045} = 3968 \text{ Н};$$

Момент на валу:

$$M_1 = Y_A \cdot a = 3968 \cdot 0,025 = 99,2 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

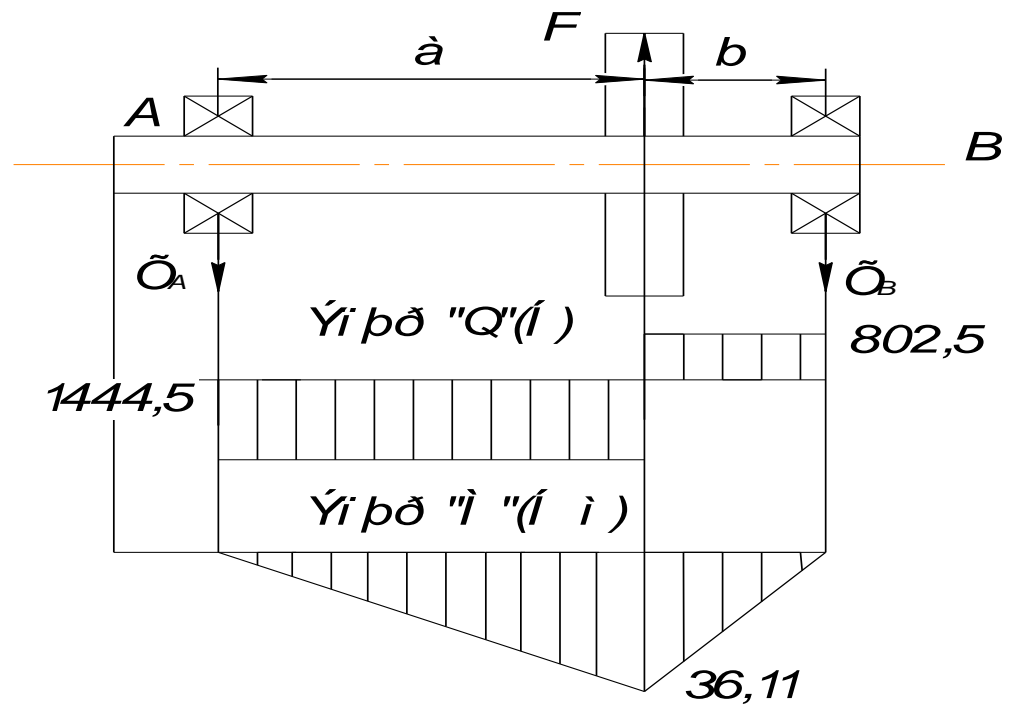


Рисунок 3.6. – Епюри крутних і згинальних моментів у горизонтальній площині.

$$\sum M_A = 0;$$

$$-F_r \cdot a + X_B \cdot (a + b) = 0;$$

Знайдемо реакції опор:

$$X_B = \frac{F_r \cdot a}{a + b} = \frac{2247 \cdot 0,025}{0,025 + 0,045} = 802,5 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = 0;$$

$$-F_r \cdot b + X_A \cdot (a + b) = 0;$$

$$X_A = \frac{F_r \cdot b}{a + b} = \frac{2247 \cdot 0,045}{0,025 + 0,045} = 1444,5 \text{ Н};$$

Момент на валу:

$$M_2 = X_A \cdot a = 1444,5 \cdot 0,025 = 36,11 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

Максимальний згинальний момент:

$$M_{изг, max} = \sqrt{M_1^2 + M_2^2} = \sqrt{99,2^2 + 36,11^2} = 105,5 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

Знаходимо реакції опор:

$$R_A = \sqrt{X_A^2 + Y_A^2} = \sqrt{1444,5^2 + 3948^2} = 4204 \text{ Н};$$

$$R_B = \sqrt{X_B^2 + Y_B^2} = \sqrt{802,5^2 + 2205^2} = 2347 \text{ Н}.$$

Розраховуємо максимальні напруження при згині і крученні σ_m і τ_m :

Для вала застосуємо термічно оброблювану середньовуглецеву сталь 40х.

$$\sigma_m = \frac{M_{изг max}}{W_{П(изг)}};$$

$$\tau_m = \frac{M_{кр}}{W_{П(кр)}};$$

де $W_{П(изг)}$ - момент опору при згині;

$W_{П(кр)}$ - момент опору при крученні.

$$W_{П(изг)} = 0,1 \cdot d_k^3 = 0,1 \cdot (0,07)^3 = 3,43 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3;$$

$$W_{П(кр)} = 0,2 \cdot d_k^3 = 0,2 \cdot (0,07)^3 = 6,86 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3;$$

Підставляючи отримані значення в формули отримаємо:

$$\sigma_m = \frac{105,5}{3,43 \cdot 10^{-5}} = 30,76 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2;$$

$$\tau_m = \frac{926}{6,86 \cdot 10^{-5}} = 135 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2.$$

Проведемо перевірку вала на міцність по третій теорії міцності

Підставляємо отримані значення в формулу:

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		54

$$\sigma_{\text{эKB}} = \sqrt{(\sigma_{\text{изг}})^2 + 4(\tau)^2} \leq [\sigma]_F;$$

$$\sigma_{\text{эKB}} = \sqrt{(30,76 \cdot 10^5)^2 + 4 \cdot (135 \cdot 10^5)^2} = 272 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

Отримуємо, що $27,2 \cdot 10^6 \text{ Па} < 311,06 \cdot 10^6 \text{ Па}$, що задовольняє умові міцності $\sigma_{\text{эKB}} < [\sigma]_F$

Розрахунок валу на втомну міцність

Коефіцієнт запасу міцності по вигину:

$$S_{\sigma} = \frac{(\sigma_{-1})_D}{\sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot (\sigma_m)};$$

де $\psi_{\sigma} \cdot (\sigma_m) = 0$, так як цикл навантаження симетричний;

$$\sigma_a = \sigma_u = 30,76 \cdot 10^5;$$

$$(\sigma_{-1})_D = \frac{\sigma_{-1}}{(K_{\sigma})_D};$$

де $(\sigma_{-1})_D$ – межа витривалості валу за нормальними напруженням в перерізі;

σ_{-1} – межа витривалості гладких зразків при симетричному циклі вигину, $\sigma_{-1} = 2,5 \cdot 10^8 \text{ Па}$;

$(K_{\sigma})_D$ – коефіцієнт концентрації напружень для даного перетину валу:

$$(K_{\sigma})_D = \left(\frac{K_{\sigma}}{K_d} + K_F - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_v};$$

де K_{σ} – ефективний коефіцієнт концентрації напружень,

$$\frac{K_{\sigma}}{K_d} = 3,05 \quad (\text{табл. 10.9 [5]});$$

K_F – коефіцієнт вплив шорсткості, $K_F = 1,05$ (табл. 10.4 [5]);

K_V – коефіцієнт впливу поверхневого зміцнення, $K_V = 1$ (табл. 10.5 [5]).

Підставляючи значення з таблиць в формули отримаємо:

$$(K_\sigma)_D = (3,05 + 1,05 - 1) \cdot \frac{1}{1} = 3,1;$$

$$(\sigma_{-1})_D = \frac{2,5 \cdot 10^8}{3,1} = 0,81 \cdot 10^8;$$

$$S_\sigma = \frac{0,81 \cdot 10^8}{30,76 \cdot 10^5} = 26.$$

Коефіцієнт запасу міцності по крученню:

$$S_\tau = \frac{(\tau_{-1})_D}{\tau_a + \psi_\tau \cdot (\tau_m)};$$

де $\psi_\tau = 0$; (табл. 10.2 [5]),

$$\psi_\tau \cdot (\tau_m) = 0 \cdot 135 \cdot 10^5 = 0;$$

$$\tau_a = \frac{\tau_k}{2} = 135 \cdot \frac{10^5}{2} = 67,5 \cdot 10^5;$$

$$(\tau_{-1})_D = \frac{\tau_{-1}}{(K_\tau)_D};$$

де $(\tau_{-1})_D$ – межа витривалості валу по дотичним напруженням в перерізі;

τ_{-1} – межа витривалості гладких зразків при симетричному циклі кручення,

$$\tau_{-1} = 1,5 \cdot 10^8 \text{ Па (табл. 10.2 [5]);}$$

K_V – коефіцієнт впливу поверхневого зміцнення, $K_V = 1$ (табл. 10.5 [5]).

Підставляючи значення з таблиць в формули отримаємо:

$$(K_\tau)_D = (2,4 + 1,05 - 1) \cdot \frac{1}{1} = 2,45;$$

$$(\tau_{-1})_D = \frac{1,5 \cdot 10^8}{2,45} = 0,61 \cdot 10^8;$$

$$S_{\tau} = \frac{0,61 \cdot 10^8}{67 \cdot 10^5} = 9;$$

Сумарний коефіцієнт запасу міцності

$$S = \frac{S_{\tau} \cdot S_{\sigma}}{\sqrt{S_{\tau}^2 + S_{\sigma}^2}} \geq [S]$$

де $[S]$ -допустиме значення коефіцієнта запасу міцності, яке зазвичай приймають $[S]=1,3...10$.

$$S = \frac{26 \cdot 9}{\sqrt{26^2 + 9^2}} = 8$$

3.7.2. Добір підшипників шпиндельного вузла верстата

У розробленій конструкції шпиндельного вузла використовуються підшипники, які мають внутрішній діаметр 95 мм в передній опорі і 75 мм в задній, що відповідає Жорсткості в 1000 і 700 Н / мм. і відповідає до вимог жорсткості шпинделя для токарних верстатів. Виходячи з вимог до точності обробки, прогин шпинделя від сил різання і сил приводу не повинен перевищувати третини допуску на лімітуючий розмір деталі. Підшипники мають конічний отвір у внутрішнього кільця з конічністю 1:12, що дозволяє регулювати зазор натяг за рахунок осьового зміщення внутрішнього кільця по конічній шийки шпинделя. Підшипник типу 3182100К має кільцеву канавку і 4 отвори для мастила на зовнішньому кільці. Підшипник типу 4162900 відрізняється від типу 3182100 тим, що доріжка кочення без буртів виконана не на зовнішньому, а на внутрішньому кільці.

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат						57

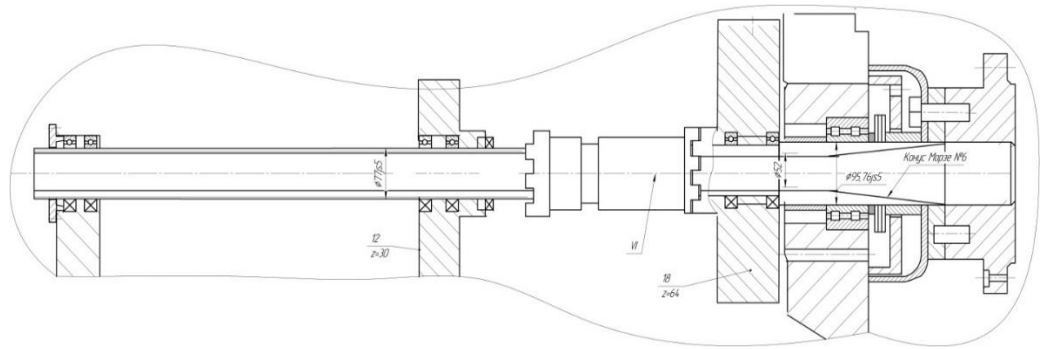


Рисунок. 3.6.1 - Конструкція шпindelного вузла модернізованої коробки швидкостей.

3.8 Конструювання механізмів перемикання швидкостей.

Ступенева зміна частот обертання (шпинделя) при постійній частоті обертання вхідного валу досягається зміщенням зубчастих коліс по валу, а також частин муфт зчеплення відносно один одного. При розробках конструкцій розгортки і згорток коробок швидкостей розробляють і механізми перемикання. При проектуванні розгортки коробки швидкостей механізм перемикання виконаний для переміщення блоку Б1 на першому валу коробки і блоку Б2 на другому валу. (Рис.3,8,1).

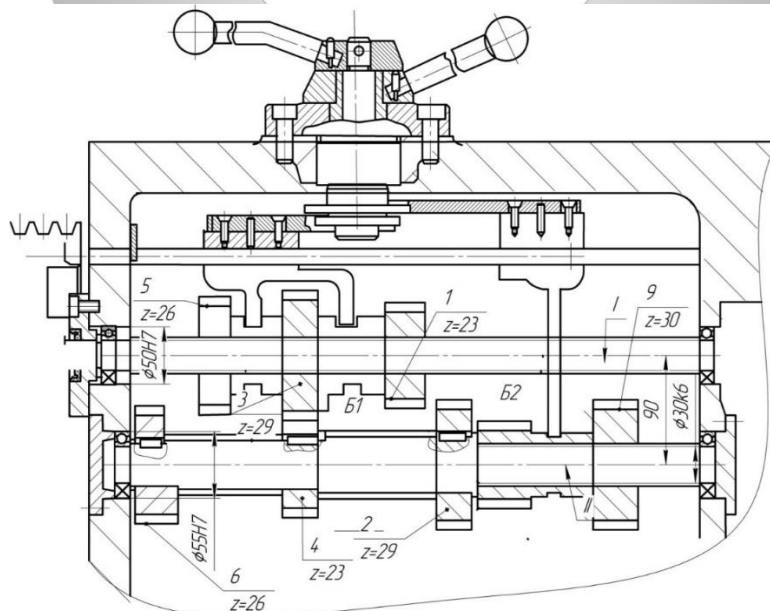


Рисунок 3.8.1 - Конструктивна схема механізму перемикання блоків коробки на 1 і 2 валах.

Запропонований механізм забезпечує отримання шести різних частот обертання на третьому валу коробки швидкостей, а з третього валу рух передається на четвертий вал, - шпindel, для отримання низьких частот обертання (у відповідність з кінематичною схемою). У механізмі застосовані вилки, які контактують з канавками на блоках коліс. Вилки переміщуються по качалці, закріпленої в корпусі коробки.

Переміщення вилок здійснюється від рукояток, розміщених на осі на корпусі коробки. Ось механізму має кулачок з канавкою, виконаної на торці, куди входять пальці вилок. Рух вилок здійснюється за рахунок геометричного замикання канавки кулачка і пальців вилок. На рис.3.4. Показано механізм перемикачів, розроблений для згортки і призначений для перемикачів кулачковою муфти на шпинделі, тобто для отримання високих частот обертання а також складання частот кінцевого їх числа 18.

У конструкції коробки показані всі елементи модернізації, виконані у відповідність із завданням і кінематичною схемою модернізованого приводу головного руху.

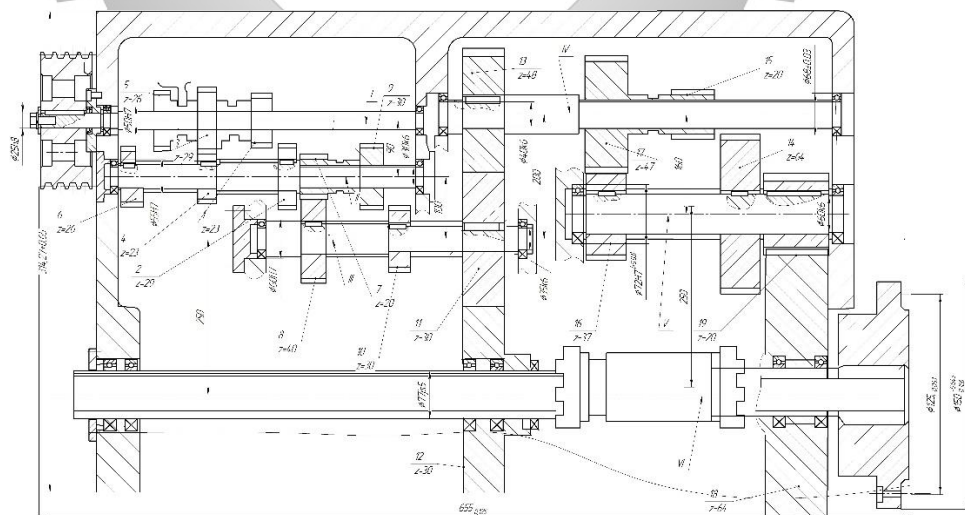


Рисунок 3.4.2- Розгортка модернізованої коробки швидкостей.

Висновки по розділу.

1. Виконано силовий розрахунок валів, зубчастих коліс, муфти, підібрані підшипники кочення.
2. Розроблені механізми перемикання в коробці.
3. Виконано розрахунок шпинделя й підібрані матеріали і підшипники для його виготовлення.
4. Розроблено конструкцію модернізований коробки, іпоказана в виді розгортка и згортка.



4 Охорона праці і техніка безпеки.

1.Розрахунок місцевого освітлення для верстата з модернізованим приводом.

Освітлення має суттєвий вплив на рівень продуктивності праці і якість продукції, що випускається. Правильно виконане штучне освітлення необхідно для створення сприятливих умов праці. Погане освітлення викликає швидке стомлення, знижує продуктивність праці, притупляє увагу працівника і може виявитися причиною нещасного випадку.

Місцеве освітлення в виробничих приміщеннях здійснюється за допомогою світильників з лампами розжарювання і люмінесцентними лампами.

Світильники - джерела світла, укладені в арматуру призначені для правильного розподілу світлового потоку і захисту очей від надмірної яскравості джерела світла. Арматура захищає джерело світла від механічних пошкоджень, а також диму, пилу, кіптяви, вологи, забезпечує кріплення і підключення до джерела живлення.

Світильники з лампами розжарювання зазвичай більш рухливі, тому їх зручніше використовувати для освітлення робочих місць, де потрібно легкий рухливий світильник.

Вибір світильника для місцевого освітлення визначається в основному характером навколишнього середовища. Світильники місцевого освітлення розташовуються зазвичай в безпосередній близькості від робочої поверхні отже, знаходяться в робочій зоні. Тому, їх необхідно розміщувати так, щоб вони не заважали працюючим.

При виборі місця установки світильника слід уникати кріплення на деталях або вузлах схильних до вібрації. Неприпустимо розміщення світильників на кожухах, щитках або відкидних кришках верстатів. По можливості необхідно встановлювати світильники на станинах верстатів в безпосередній близькості від робочої поверхні. Об'єктом розрізнення в

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		61

нашому випадку є поверхні оброблюваних деталей. Необхідно контролювати якість обробленої поверхні, розглянути подряпини і вибоїни на деталі.

У таблиці ГОСТ 12.2.009-99 наведені норми найменшої освітленості робочої поверхні у виробничих приміщеннях:

1. характеристика зорової роботи дуже високої точності;
2. розмір об'єкта розрізнення 0,15 - 0,3 мм;
3. розряд зорової роботи 2 - г;
4. мінімальна освітленість 1500 лк

Освітленість світильників загального освітлення в зоні обробки верстатів повинна становити не менше 300 лк в горизонтальній площині (ГОСТ 12.2.009 - 99).

Тому решта освітленості в системі комбінованого освітлення доводиться на місцеве освітлення і становить:

$$1500 - 300 = 1200 \text{ лк}$$

Світловий потік лампи необхідної освітленості визначаємо за формулою:

$$F = \frac{1000 \cdot E \cdot K}{e}$$

де E - освітленість у робочій зоні, яку необхідно створити місцевим освітленням, E = 1200 лм;

e - умовна освітленість;

K - коефіцієнт запасу, що враховує зниження освітленості в процесі експлуатації освітлювальної установки за рахунок забруднення світильників, старіння лампи, K = 1,3.

При світильниках з лампами розжарювання розрахунок освітлення виробляють за графіками, просторових ізолюкс. Для цього встановлюють світильник в самому найгіршому становищі, яке може створитися при виконанні роботи. Визначають висоту «h» над освітлюваною поверхнею і

відстань «d» від проекції світильника до кордону робочої зони, в якій освітленість повинна бути не нижче нормованого значення.

У нашому випадку $h = 40$ см, $d = 15$ см.

У нашому випадку передбачається установка світильника на супорті верстата в безпосередній близькості від робочої поверхні.

1.1 Вибір типу світильника.

Вибір типу світильника визначається наступними основними умовами:

- характером навколишнього середовища;
- вимогами до світло розподілу і обмеження сліпучої дії.

Для освітлення робочої зони токарного верстата вибираємо світильник типу НКСО - 100. Технічна характеристика світильника:

Тип джерела світла: лампа розжарювання, лампа енергозберігаюча

Потужність, Вт 60-70

Матеріал корпусу сталевий

Патрон / цоколь E27

Спеціалізація: загальнопромисловий

Максимальна напруга, В $\sim \leq 220$.

Частота ~ струму, Гц 50

Група механічного виконання М8

Ступінь захисту IP20 Кліматичне виконання, категорія розміщення

УХЛ4

Конструктивне виконання: НКП 03У-60-003 світильник місцевого освітлення. Такий світильник вибираємо для верстата з модернізованим приводом.

2. Охорона праці при надзвичайних ситуаціях

Природні і техногенні катаклізми є постійними супутниками людства. Висока індустріальність розвиток сучасного суспільства,

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		63

поряд з позитивними його сторонами, породжує також і негативні явища - аварії та катастрофи.

Під аварією розуміється надзвичайна подія техногенного характеру, що сталося по конструктивних, виробничих, технічних чи експлуатаційних причин, або через випадкових зовнішніх впливів і полягає в пошкодженні, вихід з ладу, руйнуванні технічних пристроїв (споруд) і нанесенні шкоди навколишньому середовищу.

Під катастрофою розуміються великі аварії, які спричинили за собою людські жертви, значні матеріальні збитки та інші важкі наслідки.

Стихійне лихо - катастрофічне природне явище (або процес), яке може викликати людські жертви, значні матеріальні збитки та інші важкі наслідки.

Екологічне лихо (катастрофа) - надзвичайна подія особливо великих масштабів, викликане зміною (під впливом антропогенних факторів) стану суші, атмосфери, гідросфери та біосфери і негативно вплинуло на здоров'я людей, їх духовну сферу, середовище проживання, економіку або генофонд. Екологічні лиха часто супроводжуються незворотними змінами природного середовища.

Надзвичайна ситуація (НС) - обстановка на певній території, що склалася в результаті аварії, небезпечного природного явища, катастрофи, стихійного та іншого лиха, які можуть спричинити або спричинили за собою людські жертви, шкоду здоров'ю людей або навколишньому природному середовищу, значні матеріальні збитки та порушення умов життєдіяльності людей.

Висновки по розділу.

1. Зроблено Розрахунок місцевого освітлення і обраний світильник для верстата з модернізованим приводом.
2. Виконано аналіз основних елементів надзвичайних ситуацій.

ВИСНОВКИ.

1. Модернізація приводу головного руху здійснена для коробки швидкостей.

3. Розроблено варіант кінематичної схеми і проаналізовані схеми рухів через пропонований привід.

3. Виконано силовий розрахунок валів, зубчастих коліс, підібрані підшипники кочення розроблені механізми перемикавання в коробці.

4. Виконано розрахунок шпинделя й підібрані матеріали і підшипники для його виготовлення.

5. Розроблено конструкцію модернізованої коробки, і показана в виді розгортка и згортка.

6. Розроблено питання техніки безпеки і охорони праці.

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування,
верстатів та інструментів

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		65

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

- 1 Паспорт верстата моделі 163. Рязань, 1992.
2. Металорізальні верстати: Підручник для машинобудівних вузів В.Е. Пуша. М.: Машинобудування, 1986. - 575.
4. Проніков А. С. Розрахунок та конструювання металорізальних верстатів. Вид. 2-е. Вища школа, 1968 431с.
5. Кузьмін А.В. Розрахунки деталей машин: Справ. Посібник: 3-е изд., Перераб. і доп.- Мінськ.: Вища. шк., 1986.- 400с.
6. Рабинович А. Н. Смілянський В. І. Мілевський Е. Б. Коробки швидкостей металорізальних верстатів. Львів: Вища школа, 1968 - 376 с.
7. Проектування металорізальних верстатів і верстатних систем: Довідник-підручник в 3 т. / Под ред. А.С.Проніков. М.: Машинобудування 1994.
8. Кирилін Ю.В., Шестернінов А.В. Розрахунок і проектування вузлів шпинделів металорізальних верстатів опорами кочення: Навчальний посібник. Ульяновськ: УЛГТУ, 1998. 70 с.
9. Кочергін А.І. Конструювання і розрахунок металорізальних верстатів і верстатних комплексів. Курсове проектування: Навчальний посібник для вузів. Мн.: Виш. шк., 1991. 382 з.
11. Іванов м. Н. Деталі машин: Підручник для студентів вищих технічних навчальних закладів. М.: Вища. шк., 1991. 383 с.
М.: Машинобудування, 1984. 260 с.16. ГОСТ 12.2.107-85 Шум. Верстати металорізальні. Допустимі шумові характеристики. - М.: Изд-во стандартів, - 1985, 15 с.
- 12.Анурьев В.І. Довідник конструктора-машинобудівника: У 3 т. 6 вид., Перераб. і доп. М.: Машинобудування, 1982.

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		66