

Міністерство освіти і науки України

Луцький національний технічний університет

(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет транспорту та механічної інженерії

(повне найменування факультету)

Кафедра прикладної механіки та мехатроніки

(повна найменування кафедри)

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
ЗА СТУПЕНЕМ ВИЩОЇ ОСВІТИ «БАКАЛАВР»
МОДЕРНІЗАЦІЯ ФРЕЗЕРНОГО ВЕРСТАТА ДЛЯ
ОБРОБКИ ДЕТАЛІ «СТІЙКА»**

спеціальність 131 Прикладна механіка

(шифр і назва спеціальності)

освітня програма «Прикладна механіка»

(назва освітньої програми)

Виконав: здобувач вищої освіти

Групи: ІМ-41

Бурдак Андрій Михайлович

(підпис)

Керівник:

к.т.н., доцент

Полінкевич Роман Миколайович

(підпис)

Кваліфікаційну роботу

допущено до захисту

«___» _____ 2023 р.

к.т.н., доцент

Гарант освітньої програми:

Божко Тетяна Євгенівна

(підпис)

Луцьк – 2023 року

АНОТАЦІЯ

Бурдак А.М. Модернізація фрезерного верстата для обробки деталі «Стійка» Рукопис.

Кваліфікаційна робота бакалавра ОП «Прикладна механіка» спеціальності 131 Прикладна механіка. Луцький національний технічний університет. Луцьк, 2023.

Кваліфікаційна робота бакалавра складається з вступу, чотирьох розділів, висновків та пропозицій, списку використаних джерел, додатків.

В даній випускній роботі на тему: “Модернізація горизонтально-фрезерного верстата для обробки деталі «Стійка основи»” зроблено літературний огляд, в якому наведені загальні відомості про фрезерний верстат.

В пояснювальній записці виконано кінематичний розрахунок привода головного руху, розрахунок шпинделя, розрахунок міцності валів і зубчастих коліс, шліцьових і шпонкових з'єднань, вибрані і розраховані підшипники кочення а також подається обґрунтування усіх прийнятих технічних і технологічних рішень у відповідності із стандартами.

Виконаний розділ з охорони праці. Обґрунтування актуальності вирішення питань охорони праці.

Ключові слова: стійка, шпиндель, деталь, горизонтально-фрезерний верстат, зубчасте колесо, шків, різець.

ANNOTATION

Burdak A.M. Modernization of the milling machine for processing of a detail "column".

Bachelor's qualification work of OP "Applied Mechanics" specialty 131 Applied Mechanics. Lutsk National Technical University. Lutsk, 2023.

The bachelor's qualification work consists of an introduction, four sections, conclusions and proposals, a list of used sources, appendices.

In this graduation work on the topic: "Modernization of the horizontal milling machine for processing the part "Base rack"" a literature review is made, which includes general information about the milling machine.

In the explanatory note, the kinematic calculation of the main motion drive, the calculation of the spindle, the calculation of the strength of shafts and gears, splined and keyed joints, the selected and calculated rolling bearings, and the justification of all adopted technical and technological decisions in accordance with the standards are provided.

Completed section on labor protection. Justification of the relevance of solving labor protection issues.

Key words: rack, spindle, detail, horizontal milling machine, gear wheel, pulley, cutter.

ЛУЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет транспорту та механічної інженерії

Кафедра прикладної механіки та мехатроніки

Ступінь вищої освіти: бакалавр

Галузь знань: 13 Механічна інженерія

Спеціальність: 131 Прикладна механіка

Освітня програма: «Прикладна механіка»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ Редько Р.Г.

«__» _____ 2023 р.

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧУ ВИЩОЇ ОСВІТИ

Бурдаку Андрію Михайловичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема кваліфікаційної роботи Модернізація фрезерного верстата для обробки деталі «Стійка»

Керівник роботи: Полінкевич Роман Миколайович, .к.т.н., доцент кафедри ПМіМ

затверджені наказом вищого навчального закладу від « 28 » грудня 2022 р. № 986/01-02

2. Строк подання здобувачем вищої освіти кваліфікаційної роботи «01» _____ 06 _____ 2023 р.

3. Вихідні дані до роботи Паспорти верстатів. Відгуки підприємств. Відгуки працівників підприємств. Креслення деталі. Звіт по переддипломній практиці. Технічна документація по горизонтально-фрезерних верстатах.

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

Загальний розділ. Аналіз області використання відомих конструкцій та призначення універсальних горизонтально-фрезерних верстатів. Розробка технологічного процесу обробки деталі. Кінематичний розрахунок привода головного руху. Розрахунок та вибір елементів привода головного руху. Охорона праці.

5. Перелік графічного матеріалу:

Верстат токарно-гвинторізний 1л. – ф.1А; Бабка передня модернізованого верстата (згортка) 1л. – ф.А1; Бабка передня модернізованого верстата (розгортка) 2л – ф.А1; Шпindelний вузол 1л – ф.А1.

6. Консультанти розділів роботи

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

7. Дата видачі завдання «22» 11 2022 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи бакалавра	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	<i>Обґрунтування теми</i>	<i>25.11.2023р.</i>	
2.	<i>Огляд літератури із досліджуваної проблеми</i>	<i>20.12.2022р.</i>	
3.	<i>Загальний розділ</i>	<i>14.01.2023р.</i>	
4.	<i>Технологічний розділ</i>	<i>11.02.2023р.</i>	
5.	<i>Конструкторський розділ</i>	<i>11.03.2023р.</i>	
6.	<i>Охорона праці</i>	<i>08.04.2023р.</i>	
7.	<i>Формування додатків</i>	<i>22.04.2023р.</i>	
8.	<i>Оформлення ілюстративного матеріалу</i>	<i>06.05.2023р.</i>	
9.	<i>Нормоконтроль</i>	<i>13.05.2023р.</i>	
10.	<i>Інструментальна перевірка на академічний плагіат</i>	<i>27.05.2023р.</i>	
11.	<i>Представлення кваліфікаційної роботи бакалавра до захисту</i>	<i>01.06.2023р.</i>	

Здобувач вищої освіти

_____ (підпис)

(Бурдак А.М.)
(прізвище, ініціали)

Керівник кваліфікаційної роботи

_____ (підпис)

(Полінкевич Р.М.)
(прізвище, ініціали)

ЗМІСТ	ст.
ВСТУП.....	6
РОЗДІЛ 1. Загальна частина.....	7
1. Верстати фрезерної групи.....	7
1.1. Консольно-фрезерні верстати.....	7
РОЗДІЛ 2. ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА.....	9
2.1. Характеристика об'єкта виробництва, службове призначення, технічні умови.....	9
2.2. Попереднє визначення типу і організаційної форми виробництва..	9
2.3. Обробка конструкції деталі, вузла на технологічність.....	13
2.4. Визначення режимів різання і технологічного обладнання.....	14
2.5. Визначення контрольних, допоміжних і транспортних операцій....	17
2.6. Нормування технологічного процесу.....	18
РОЗДІЛ 3. КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА.....	21
3.1. Визначення числа груп передач, та ряду частот обертання.....	21
3.2. Побудова структурних сіток.....	24
3.3. Побудова графіків частот обертання.....	25
3.4. Визначення чисел зубців зубчатих коліс коробки швидкостей методом найменшого кратного.....	27
3.5. Визначення дійсних частот обертання шпинделя і відхилення їх від табличних.....	29
3.6. Розрахунок крутних моментів що виникають на валах привода....	30
3.7. Розрахунок зубчатих коліс коробки швидкостей.....	32
3.8. Визначення геометричних параметрів зубчатих коліс привода.....	34
3.9. Розрахунок клинопасової передачі.....	35
3.10. Розрахунок складових деталей привода головного руху.....	37
3.10.1. Розрахунок розвантажувальної втулки.....	37
3.10.2. Розрахунок валів привода.....	37
3.10.3. Розрахунок підшипників кочення на валах привода.....	61
3.10.4. Розрахунок шпинделя.....	64
РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ.....	64
4.1. Техніка безпеки при організації праці на робочому місці.....	64

					040-Б23.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		4

4.2. Мікроклімат.....	66
4.3. Штучне освітлення металорізальних верстатів.....	66
4.4. Обладнання, що підлягає захисному заземленню.....	67
4.5. Вимоги до величини опору заземлюючих пристроїв.....	67
ВИСНОВКИ ТА ПРОПОЗИЦІЇ.....	68
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	69
ДОДАТКИ	

					040-Б23.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		5

ВСТУП

Машинобудування є основою науково-технічного прогресу в різних галузях народного господарства. Безперервне вдосконалення і розвиток машинобудування пов'язане з прогресом верстатобудування, оскільки металорізальні верстати разом з деякими іншими видами технологічних машин забезпечують виготовлення будь-яких нових видів устаткування.

Універсальні металорізальні верстати, називають верстатами загального призначення, призначені для виготовлення широкої номенклатури деталей, що обробляються невеликими партіями в умовах дрібносерійного і серійного виробництва. Універсальні верстати з ручним управлінням вимагають від оператора підготовки і часткової або повної реалізації програми, а також виконання функції маніпулювання (зміна заготовки і інструменту), контроль і вимір.

Вдосконалення сучасних верстатів повинне забезпечувати підвищення швидкостей робочих і допоміжних рухів при відповідному підвищенні потужності приводу головного руху.

Сучасні металорізальні верстати забезпечують високу точність оброблених поверхонь. Проте вимоги до точності в машинобудуванні постійно ростуть, і це, у свою чергу, ставить нові завдання перед верстатобудуванням.

Фахівці в області технології машинобудування, металорізальних верстатів і інструментів знаходяться на одній з найвідповідальніших ділянок усього науково-технічного прогресу. Необхідно ясно уявляти загальні найважливіші властивості і якості, що визначають технічний рівень металорізальних верстатів, з тим, щоб створювати кращі зразки і нові моделі верстатів.

Завдання полягає в тому, щоб в результаті корінного вдосконалення технології обробки, створення нових металорізальних верстатів, верстатних модулів забезпечити технічне і організаційне переозброєння усіх галузей машинобудування і на цій основі забезпечити істотне підвищення продуктивності праці.

					040-Б23.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6

РОЗДІЛ 1

ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА

1.1. Верстати фрезерної групи

Фрезерний верстат – це верстат для обробки металевих і інших деталей фрезою при поступальному переміщенні заготовки.

Фрезерні верстати призначені для обробки плоских і фасонних поверхонь за допомогою фрез – багатолезових інструментів із ріжучими кромками розташованими на поверхні тіла обертання або на його торці. Головним рухом у фрезерних верстатах є обертання фрези, а рухом подачі – відносне переміщення фрези і заготовки.

Відповідно до класифікації фрезерні верстати відносяться до 6-ї групи.

Зі всіх фрезерних верстатів найбільшого поширення набули верстати для обробки плоских і криволінійних поверхонь: консольно-фрезерні, безконсольно-фрезерні, поздовжньо-фрезерні і копіювально-фрезерні. З верстатів для інших видів фрезерної обробки набули поширення зубофрезерні, різьбофрезерні, шліцефрезерні і шпонково-фрезерні. У масовому виробництві застосовують головним чином багатошпиндельні поздовжньо-фрезерні верстати і верстати безперервної дії – карусельно-фрезерні і барабанно-фрезерні.

Поповнення парку фрезерних верстатів здійснюється за рахунок сучасних моделей, що випускаються вітчизняними верстатобудівними заводами.

1.1.1. Консольно-фрезерні верстати

Це найбільш поширений тип верстатів, вживаних для фрезерних робіт. Назва консольно-фрезерні верстати отримали від консольного кронштейна (консолі), що переміщається по вертикальним направляючим станини верстата і, який служить опорою для горизонтальних переміщень столу.

Простим і найбільш поширеним типом устаткування, вживаного для фрезерних робіт, є горизонтально-фрезерний верстат.

На рис. 1.1 показаний горизонтально-фрезерний верстат виробництва Горьківського заводу фрезерних верстатів. Горизонтально-фрезерні верстати призначені для роботи циліндровими і дисковими фрезами, але вони можуть працювати і торцевими фрезами.

					040-Б23.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

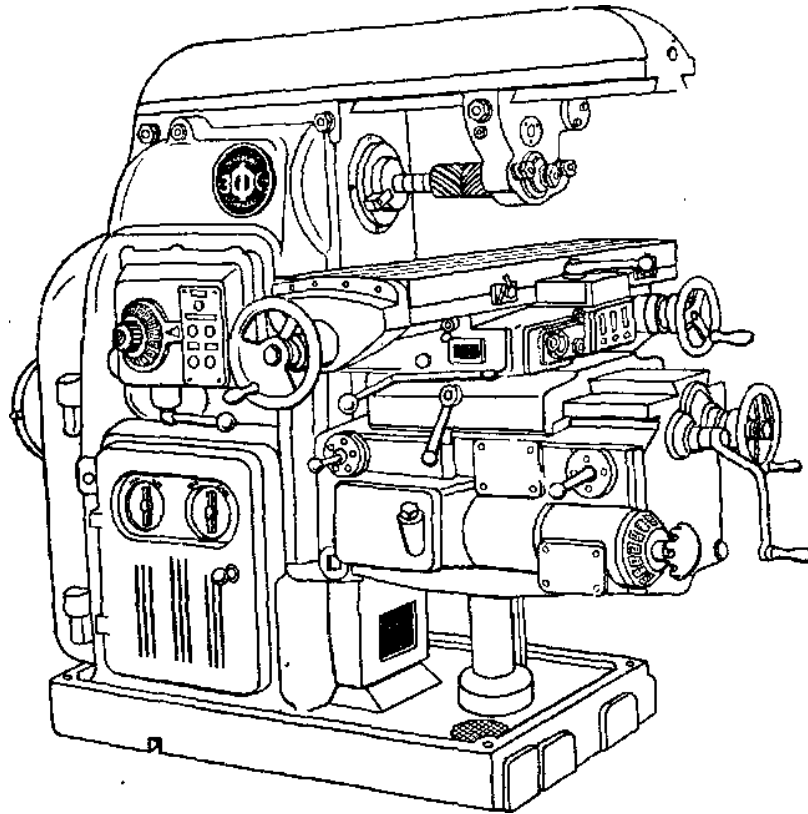


Рисунок 1.1 Горизонтально-фрезерний верстат 6М82Г

Шпиндель горизонтально-фрезерного верстата, на якому кріпиться інструмент, обертається навколо горизонтальної осі. Він отримує обертання через коробку швидкостей від електродвигуна.

Стіл горизонтально-фрезерного верстата має три напрями руху: поздовжнє, поперечне і вертикальне. Ці переміщення столу, або його подачі, можуть здійснюватися вручну за допомогою рукояток або механічно від приводу верстата.

						040-Б23.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			8

РОЗДІЛ 2

ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА

2.1. Характеристика об'єкта виробництва, службове призначення, технічні умови

Різні базуючі поверхні корпусних деталей з точки зору їх функціонального призначення можна віднести до категорії основних або допоміжних баз.

Основними базами, з допомогою яких корпусні деталі приєднуються до станин, рам або до других корпусів, в більшості випадків являються плоскі поверхні або одного або двох базових отворів.

Допоміжними базами корпусних деталей являються головні отвори, по них базуються шпинделі, вали, а також плоскі поверхні, які визначають положення різних приєднувальних вузлів, також деталей, а саме кришок, фланців та ін.

2.2. Попереднє визначення типу і організаційної форми виробництва

Річна програма випуску виробу $N_{вип.} = 57000$ шт.

Встановлюємо, що тип виробництва багатосерійний, $K_3 = 1 \dots 10$.

Для визначення організаційної форми виробництва необхідно зіставити середню норму часу $T_{ум.сер.}$ з розрахунковим тактом випуску T_6 : $K_3 = \frac{T_{ум.сер.}}{T_6}$.

Визначаємо штучний час для операцій по формулі: $T_{ум.} = T_o \times \varphi$,

де T_o – основний технологічний час;

φ – коефіцієнт, що залежить від типу виробництва.

Основний технологічний час визначаємо для кожного переходу.

005 Фрезерна операція

1. Фрезерувати поверхню 1 начорно: $T_o = 6 \times L = 6 \times 66 \times 10^{-3} = 0,396$ (хв.)

2. Фрезерувати поверхню 1 напівчисто: $T_o = 4 \times L = 4 \times 66 \times 10^{-3} = 0,264$ (хв.)

3. Свердли 4 отвори 2 одночасно:

$$T_o = 0,52 \times dL = 0,52 \times 10 \times 12 \times 10^{-3} = 0,0624 \text{ (хв.)}$$

$$\Sigma T_o = 0,7476 \text{ (хв)}$$

$$T_{ум.к.} = 0,7476 \times 1,51 = 1,129 \text{ (хв)},$$

де $\varphi = 1,51$ (для крупносерійного виробництва для фрезерної операції)

010 Фрезерна операція

					040-Б23.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		9

1. Фрезерувати дві поверхні 3 начорно

$$T_o = 6 \times L = 6 \times 66 \times 10^{-3} = 0,396 \text{ (хв.)}$$

$$T_{ум.к.} = 0,396 \times 1,51 = 0,6 \text{ (хв.)}$$

015 Фрезерна операція

1. Фрезерувати поверхню 4 начорно

$$T_o = 6 \times L = 6 \times 70 \times 10^{-3} = 0,42 \text{ (хв.)}$$

$$T_{ум.к.} = 0,42 \times 1,51 = 0,63 \text{ (хв.)}$$

020 Фрезерна операція

1. Фрезерувати поверхню 5 начорно: $T_o = 6 \times L = 6 \times 135 \times 10^{-3} = 0,81 \text{ (хв.)}$

2. Фрезерувати поверхню 5 начисто: $T_o = 6 \times L = 4 \times 135 \times 10^{-3} = 0,54 \text{ (хв.)}$

3. Фрезерувати поверхню 6 начорно: $T_o = 6 \times L = 6 \times 55 \times 10^{-3} = 0,33 \text{ (хв.)}$

4. Фрезерувати поверхню 6 начисто: $T_o = 6 \times L = 4 \times 55 \times 10^{-3} = 0,22 \text{ (хв.)}$

$$\Sigma T_o = 1,9 \text{ (хв.)}$$

$$T_{ум.к.} = 1,9 \times 1,51 = 2,869 \text{ (хв.)}$$

025 Розточувальна операція

1. Розточити поверхню 7: $T_o = 0,134dL = 0,134 \times 20 \times 34 \times 10^{-3} = 0,091 \text{ (хв.)}$

2. Розточити поверхню 8 начорно: $T_o = 0,134dL = 0,134 \times 35 \times 18 \times 10^{-3} = 0,084 \text{ (хв.)}$

3. Точити торець 9 з утворенням канавки 10:

$$T_o = 0,0224(D_2 - d_2) = 0,0224(352 - 202) \times 10^{-3} = 0,0185 \text{ (хв.)}$$

4. Розточити поверхню 8 начисто: $T_o = 0,16dL = 0,16 \times 35 \times 15 \times 10^{-3} = 0,084 \text{ (хв.)}$

5. Розточити поверхню 8 натонко: $T_o = 0,16dL = 0,16 \times 35 \times 15 \times 10^{-3} = 0,084 \text{ (хв.)}$

6. Точити фаску 11: $T_o = 0$

7. Розточити поверхню 12 начорно: $T_o = 0,134dL = 0,134 \times 35 \times 18 \times 10^{-3} = 0,084 \text{ (хв.)}$

8. Точити торець 13 з утворенням канавки 14:

$$T_o = 0,0224(D_2 - d_2) = 0,0224(352 - 202) \times 10^{-3} = 0,0185 \text{ (хв.)}$$

9. Розточити поверхню 12 начисто: $T_o = 0,16dL = 0,16 \times 35 \times 15 \times 10^{-3} = 0,084 \text{ (хв.)}$

10. Розточити поверхню 12 натонко: $T_o = 0,16dL = 0,16 \times 35 \times 15 \times 10^{-3} = 0,084 \text{ (хв.)}$

11. Точити фаску 15: $T_o = 0$; $\Sigma T_o = 0,63 \text{ (хв.)}$; $T_{ум.к.} = 0,63 \times 1,36 = 0,98 \text{ (хв.)}$

де $\varphi = 1,36$ (для токарних операцій)

030 Агрегатна операція

1. Свердлити 4 отвори 16 наскрізь одночасно

$$T_o = 0,52 \times d \times L = 0,52 \times 12 \times 8 \times 10^{-3} = 0,05 \text{ (хв.)}$$

2. Зенкерувати 4 отвори 16 одночасно $T_o = 0,21 \times d \times L = 0,21 \times 12 \times 8 \times 10^{-3} = 0,02 \text{ (хв.)}$

3. Нарізати різь у 4 отворах 16 одночасно

$$T_o = 0,4 \times d \times L = 0,4 \times 12 \times 8 \times 10^{-3} = 0,038 \text{ (хв.)}$$

					040-Б23.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

4. Свердлити 4 отвори 17 наскрізь одночасно

$$T_o = 0,52 \times d \times L = 0,52 \times 6 \times 10 \times 10^{-3} = 0,031 \text{ (хв.)}$$

5. Зенкерувати 4 отвори 17 одночасно

$$T_o = 0,21 \times d \times L = 0,21 \times 6 \times 10 \times 10^{-3} = 0,013 \text{ (хв.)}$$

6. Нарізати різь у 4 отворах 17 одночасно

$$T_o = 0,4 \times d \times L = 0,4 \times 6 \times 10 \times 10^{-3} = 0,024 \text{ (хв.)} \quad T_{\text{шт.к.}} = 0,05 \times 1,41 = 0,0705 \text{ (хв.)}$$

де $\varphi = 1,41$ (для свердлильних операцій)

035 Свердлильна операція

1. Свердлити 2 отвори 18 одночасно

$$T_o = 0,52 \times d \times L = 0,52 \times 6 \times 15 \times 10^{-3} = 0,0468 \text{ (хв.)}$$

2. Зенкерувати 2 отвори 18 одночасно

$$T_o = 0,52 \times d \times L = 0,52 \times 6 \times 15 \times 10^{-3} = 0,0189 \text{ (хв.)}$$

3. Нарізати різь у 2 отворах 18 одночасно

$$T_o = 0,52 \times d \times L = 0,52 \times 6 \times 15 \times 10^{-3} = 0,036 \text{ (хв.)} \quad \Sigma T_o = 0,1017 \text{ (хв.)}$$

$$T_{\text{шт.к.}} = 0,1017 \times 1,41 = 0,132 \text{ (хв.)} \quad \Sigma T_{\text{шт.к.}} = 6,4105 \text{ (хв.)}$$

Середній штучний час для всіх операцій: $T_{\text{шт.сер.}} = 0,916 \text{ (хв.)}$

Визначаємо розрахункову кількість обладнання, необхідну для виконання кожної операції:

$$m = N \times T_{\text{шт.к.}} / 60 \times F_g \times \eta_{\text{з.н.}},$$

де N – річна програма випуску, шт.;

$T_{\text{шт.к.}}$ – штучно-калькуляційний час;

F_g – дійсний річний фонд роботи обладнання, ($F_g = 4059$ год.)

$\eta_{\text{з.н.}}$ – нормативний коефіцієнт завантаження обладнання, ($\eta_{\text{з.н.}} = 0,8$)

005 Фрезерна операція: $m = 50000 \times 1,129 / 60 \times 4059 \times 0,8 = 0,29 \approx 1$

Дійсний коефіцієнт завантаження обладнання: $\eta_{\text{з.ф.}} = m / P = 0,29 / 1 = 0,29$

Кількість операцій, які виконуються на цьому обладнанні:

$$O = \eta_{\text{з.н.}} / \eta_{\text{з.ф.}} = 0,8 / 0,29 = 2,76$$

010 Фрезерна операція: $m = 50000 \times 0,6 / 60 \times 4059 \times 0,8 = 0,15 \approx 1$

Дійсний коефіцієнт завантаження обладнання: $\eta_{\text{з.ф.}} = m / P = 0,15 / 1 = 0,15$

Кількість операцій, які виконуються на цьому обладнанні:

$$O = \eta_{\text{з.н.}} / \eta_{\text{з.ф.}} = 0,8 / 0,15 = 5,33$$

015 Фрезерна операція: $m = 50000 \times 0,63 / 60 \times 4059 \times 0,8 = 0,16 \approx 1$

Дійсний коефіцієнт завантаження обладнання: $\eta_{\text{з.ф.}} = m / P = 0,16 / 1 = 0,16$

					040-Б23.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

Кількість операцій, які виконуються на цьому обладнанні:

$$O = \eta_{з.н.} / \eta_{з.ф.} = 0,8 / 0,16 = 5$$

020 Фрезерна операція: $m = 50000 \times 2,869 / 60 \times 4059 \times 0,8 = 0,736 \approx 1$

Дійсний коефіцієнт завантаження обладнання: $\eta_{з.ф.} = m / P = 0,736 / 1 = 0,736$

Кількість операцій, які виконуються на цьому обладнанні:

$$O = \eta_{з.н.} / \eta_{з.ф.} = 0,8 / 0,736 = 1,09$$

025 Розточувальна операція: $m = 50000 \times 0,98 / 60 \times 4059 \times 0,8 = 0,25 \approx 1$

Дійсний коефіцієнт завантаження обладнання: $\eta_{з.ф.} = m / P = 0,25 / 1 = 0,25$

Кількість операцій, які виконуються на цьому обладнанні:

$$O = \eta_{з.н.} / \eta_{з.ф.} = 0,8 / 0,25 = 3,2$$

030 Агрегатна операція: $m = 50000 \times 0,0705 / 60 \times 4059 \times 0,8 = 0,018 \approx 1$

Дійсний коефіцієнт завантаження обладнання: $\eta_{з.ф.} = m / P = 0,018 / 1 = 0,018$

Кількість операцій, які виконуються на цьому обладнанні:

$$O = \eta_{з.н.} / \eta_{з.ф.} = 0,8 / 0,018 = 44,4$$

035 Свердлильна операція: $m = 50000 \times 0,132 / 60 \times 4059 \times 0,8 = 0,034 \approx 1$

Дійсний коефіцієнт завантаження обладнання: $\eta_{з.ф.} = m / P = 0,034 / 1 = 0,034$

Кількість операцій, які виконуються на цьому обладнанні:

$$O = \eta_{з.н.} / \eta_{з.ф.} = 0,8 / 0,034 = 23,5$$

При розрахунках не будемо враховувати значення операцій 030 і 035, тому, що вони значно відрізняються від інших.

Розраховуємо значення коефіцієнта закріплення операції:

$$K_{з.о.} = \Sigma O / \Sigma P = (2,76 + 5,33 + 5 + 1,09 + 3,2) / (1 + 1 + 1 + 1 + 1) = 17,38 / 5 = 3,48$$

Таблиця 2.1 – Зведена таблиця по операціях

Операція	$T_{шт.к.}$	m	P	$\eta_{з.ф.}$	O
005	1,129	0,29	1	0,29	2,76
010	0,6	0,15	1	0,15	5,33
015	0,63	0,16	1	0,16	5
020	2,869	0,736	1	0,736	1,09
025	0,98	0,25	1	0,25	3,2
030	0,0705	0,018	1	0,018	44,4
035	0,132	0,34	1	0,34	23,5

Оскільки $K_{з.о.}$ знаходиться в межах $1 \leq 3,48 \leq 10$, то приймаємо крупносерійне виробництво.

					040-Б23.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

Визначаємо добовий випуск виробів: $N_c = N / 254 = 50000 / 254 = 196,9$

Добова продуктивність поточної лінії: $Q_c = F_c \times \eta_{з.ф.сер.} / T_{ум.сер.}$

де F_c – добовий фонд роботи обладнання ($F_c = 952$ хв.)

$$\eta_{з.ф.сер.} = \Sigma \eta_{з.ф.} / n = 1,59 / 5 = 0,32$$

n – кількість операцій

$$Q_c = 952 \times 0,32 / 1,24 = 245,68$$

Оскільки $N_c > Q_c \times 0,6$ ($196,9 > 147,41$) то приймаємо потокову форму виробництва, для якої розраховуємо такт випуску:

$$t_g = 60 \times F_g / N = 60 \times 4029 / 50000 = 4,83 \text{ (хв.)}$$

Отже, приймаємо крупносерійний тип виробництва з поточною формою його організації.

2.3. Обробка конструкції деталі, вузла на технологічність

Якісна оцінка технологічності.

Деталь – виготовляється із сталі СТ 40ХЛ литтям у піщано-глиняні форми, тому конфігурація зовнішнього контуру і внутрішніх поверхонь значних труднощів при отриманні заготовки не викликає. Але навіть при вище названих умовах формовка повинна проводитися з використанням стержнів, за допомогою яких формуються отвори

В даній конструкції нетехнологічним є поверхні 8 та 13 ($\text{Ø}35\text{H}7$ $Ra=0,8$). Вони повинні бути виконані до точності 7 квалітету, а суміжні з ними поверхні обробляються до 10 квалітету, що призводить до певних незручностей у наладці інструменту.

З іншого боку деталь достатньо технологічна, має хороші базові поверхні для першочергових операцій. Розташування кріпильних отворів допускає багато інструментальну обробку.

Креслення заготовок та деталі (спрощено):

					040-Б23.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

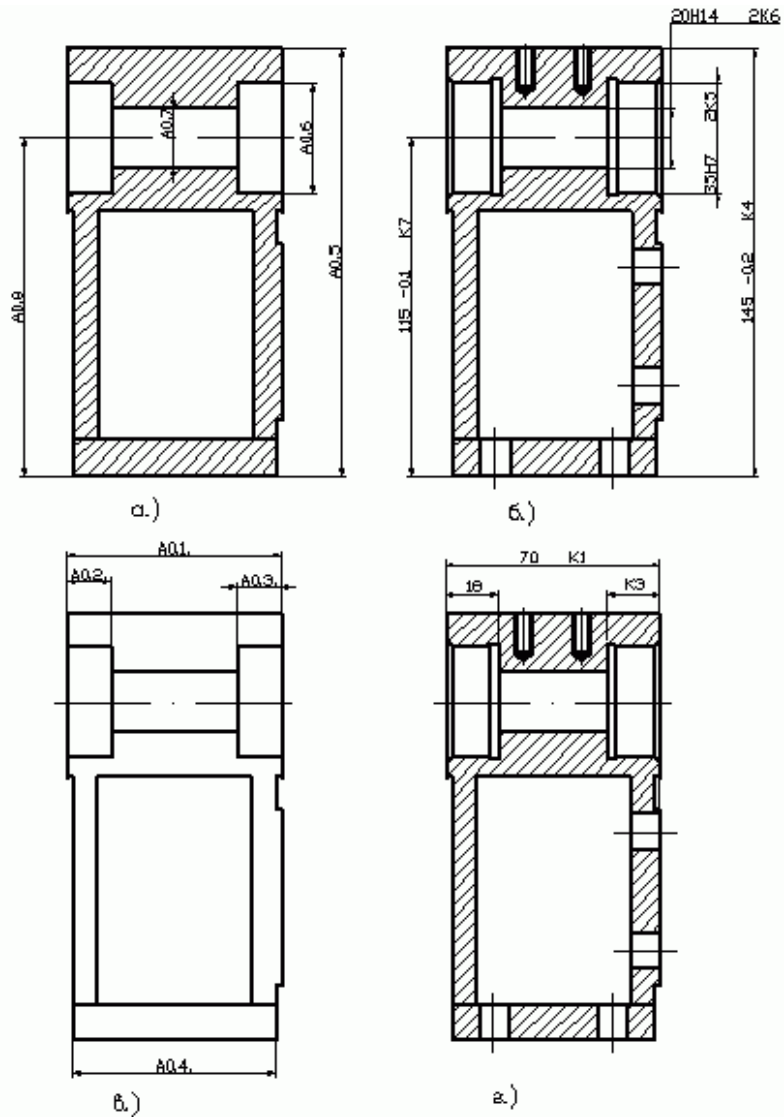


Рисунок 2.1 Креслення заготовки та деталі

2.4. Визначення режимів різання і технологічного обладнання

Визначимо режими різання для трьох характерних технологічних операцій розрахунково-аналітичним методом.

Свердління.

Вибираємо ріжучий інструмент – свердло. Розміри робочої частини:

$$D = 10 \text{ мм}; l = 110 \text{ мм};$$

Глибина різання: $t = 0,5 D = 6 \text{ мм}$.

Подача: $s = 0,5 \text{ мм/об}$.

Швидкість різання визначаємо за формулою: $v = (C_v \times D \times K_v) / (T \times t \times s)$;

де $C_v = 18,0$ – поправочний коефіцієнт;

$$q = 0,6; x = 0,2; y = 0,3; m = 0,25;$$

$T = 20$ – період стійкості;

					040-Б23.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

K_v – загальний поправочний коефіцієнт на швидкість різання:

$$K_v = K_{mv} \times K_{uv} \times K_{iv} \times K_{nv};$$

де $K_{mv} = K_z \times (750 / \sigma_B) = (750 / 800) = 0,94$; $K_{uv} = 1,0$; $K_{iv} = 1,0$; $K_{nv} = 0,8$;
 $K_v = 0,94 \times 1 \times 1 \times 0,8$.

Таким чином: $v = (18,0 \times 10 \times 0,8) / (20 \times 6 \times 0,5) = 28,1$ м/хв.

Визначаємо частоту обертання шпинделя:

$$n = (1000 \times v) / (\pi \times D) = (1000 \times 28,1) / (3,14 \times 10) = 895 \text{ об/хв};$$

Приймаємо значення частоти обертання згідно паспортних даних верстата:

$$n = 800 \text{ об/хв.}$$

Тоді швидкість різання: $v_\partial = (\pi \times D \times n_\phi) / 1000 = 25,12$ м/хв.

Крутний момент визначаємо за формулою: $M_{кр.} = 10 \times C_m \times D \times t \times s \times K_p$;

де $C_m = 0,09$; $K_p = (HB / 190) = (190 / 190) = 1$; $q = 1$; $x = 0,9$; $y = 0,8$;

$$M_{кр.} = 10 \times 0,09 \times 10 \times 6 \times 0,5 \times 1 = 23,5 \text{ Нм.}$$

Осьову силу визначаємо за формулою: $P_o = 10 \times C_p \times t \times s \times K_p$;

де $C_p = 67$; $x = 1,2$; $y = 0,65$; $K_p = 1$; $P_o = 10 \times 67 \times 6 \times 0,5 \times 1 = 2769$ Н.

Потужність різання визначаємо за формулою:

$$N = 4 \cdot (M_{кр} \times n) / 9750 = 4 \cdot (23,5 \times 800) / 9750 = 5,16 \text{ кВт.}$$

$N_{факт.}$ верстату по паспортним даним: $N_{факт.} = 6,6$ кВт.

Верстат – вертикально-фрезерний.

Фрезерна операція

Глибина різання t буде рівна припуску на обробку: $t = 0,9$ мм.

Ширина поверхні, що обробляється $B = 55$ мм.

Оскільки ми фрезеруємо пов. 1 начорно, то подача: $S_z = 0,15$ мм/зуб;
матеріал фрези – сталь Р6М5.

Швидкість різання: $v = (C_v \times D \times K_v) / (T \times t \times S_z \times B \times Z_p)$;

де D – діаметр фрези, $D = (1,25 \dots 1,5) \times B = 76,5$ мм.

$C_v = 616$; $q = 0,17$; $x = 0,19$; $y = 0,28$; $m = 0,33$; $u = 0,08$; $p = 0,1$; $T = 180$ хв.

$$K_v = K_{mv} \times K_{iv} \times K_{nv};$$

де $K_{mv} = 1$; $K_{iv} = 1$; $K_{nv} = 0,80$; $K_v = 1 \times 1 \times 0,8 = 0,8$;

$$v = (616 \times 76,5 \times 0,8) / (180 \times 0,9 \times 0,15 \times 55 \times 10) = 181,8 \text{ м/хв};$$

$$n = (1000 \times v) / (\pi \times D) = (1000 \times 181,8) / (3,14 \times 76,5) = 523,7 \text{ об/хв.}$$

Потужність при фрезеруванні: $N = C_N \times t \times S_z \times B \times D \times Z \times n \times K_N$;

					040-Б23.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

K_N для чавуну = 1,3.

$$N = 2,8 \times 1,5 \times 0,25 \times 220 \times 221,5 \times 20 \times 1 \times 50 \times 1,3 = 6,6 \text{ кВт},$$

де $C_N = 2,8$; $x = 0,9$; $y = 0,74$; $Z = 0$; $r = 1$; $u = 1$; $q = 1$;

$$P_z = C_p \times t \times S_z \times B \times D \times Z \times K_p;$$

де $K_p = 1,3$; $y = 0,72$; $x = 0,86$; $r = 1$; $C_p = 68,2$; $Z = -0,86$;

$$P_z = 68,2 \times 0,9 \times 0,15 \times 75 \times 76,5 \times 20 \times 1,3 = 2216 \text{ Н}.$$

Приймаємо $n = 500$ об/хв, тоді

$$v_\partial = (\pi \times D \times n) / 1000 = (3,14 \times 76,5 \times 500) / 1000 = 188,4 \text{ м/хв}.$$

$$N_e = (P_z \times v_\partial) / (60 \times 75 \times 1,36) = (2216 \times 188,4) / (60 \times 75 \times 1,36) = 6,7 \text{ кВт}.$$

$N_{\text{вм.}} = 8 \text{ кВт} > 6,6 \text{ кВт}$, отже процес фрезерування можливий.

Розточувальна операція

Глибина різання t буде рівна: $t = 0,3$ мм.

Подача: $S = 0,1$ мм/об;

Швидкість різання: $v = (C_v \times D \times K_v) / (T \times t \times S_z)$;

де D – діаметр отвору, $D = 35$ мм.,

$C_v = 420$; $x = 0,15$; $y = 0,20$; $m = 0,20$; $u = 0,08$; $T = 45$ хв.

$$K_v = K_{mv} \times K_{iv} \times K_{nv};$$

де $K_{mv} = 1$; $K_{iv} = 1$; $K_{nv} = 0,80$; $K_v = 1 \times 1 \times 0,8 = 0,8$;

$$v = (420 \times 35 \times 0,8) / (45 \times 0,3 \times 0,1) = 87,5 \text{ м/хв};$$

$$n = (1000 \times v) / (\pi \times D) = (1000 \times 87,5) / (3,14 \times 30) = 928,9 \text{ об/хв}.$$

Потужність при розточуванні: $N = C_N \times t \times S_z \times B \times D \times Z \times n \times K_N$;

K_N для сталі = 1,3.

$$N = 2,8 \times 0,3 \times 30 \times 20 \times 1 \times 87,5 \times 1,3 = 0,48 \text{ кВт},$$

де $C_n = 2,8$; $x = 0,9$; $y = 0,74$; $Z = 0$; $r = 1$; $u = 1$; $q = 1$;

$$P_z = C_p \times t \times S_z \times B \times D \times Z \times K_p;$$

де $K_p = 1,3$; $y = 0,75$; $x = 1$; $r = 1$; $C_p = 300$;

$$P_z = 10 \times 300 \times 0,3 \times 0,1 \times 87,5 \times 1,3 = 334,9 \text{ Н}.$$

Приймаємо $n = 800$ об/хв, тоді

$$v_\partial = (\pi \times D \times n) / 1000 = (3,14 \times 30 \times 800) / 1000 = 75,4 \text{ м/хв}.$$

$N_{\text{вм.}} = 2,2 \text{ кВт} > 0,48 \text{ кВт}$, отже процес розточування можливий.

					040-Б23.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

Таблиця 2.2. – Аналогічно визначаємо режими різання
для інших операцій та переходів

№ операції	Назва операції	№ переходу	Глибина різання t , мм	Подача		Швидкість різання v , м/хв	Частота обертання n , об/хв	Мах. потужність різання N , кВт
				S_o , мм/об	S_z , мм/об			
005	Фрезерна	1	1,4	-	0,15	30,3	500	0,99
		2	0,6	-	0,15	30,3	500	0,99
		3	6,0	0,5	-	25,12	800	0,99
010	Фрезерна	1	2	-	0,15	30,3	500	6,6
015	Фрезерна	1	2	-	0,15	30,3	500	6,6
020	Фрезерна	1	1,4	-	0,15	30,3	500	6,6
		2	0,6	-	0,15	30,3	500	6,6
		3	1,4	-	0,15	30,3	500	6,6
		4	0,6	-	0,15	30,3	500	6,6
025	Розточувальна	1	1,5	0,5	-	25,12	800	2,16
		2	1,4	0,5	-	25,12	800	2,16
		3	1,5	0,5	-	25,12	800	2,16
		4	0,5	0,3	-	25,12	800	2,16
		5	0,1	0,7	-	25,12	800	2,16
		7	1,4	0,7	-	25,12	800	2,16
		8	1,5	0,5	-	25,12	800	2,16
		9	0,5	0,3	-	25,12	800	2,16
		10	0,1	0,5	-	25,12	800	2,16
		030	Агрегатна	1	0,9	0,15	-	20,8
2	0,2			0,15	-	20,8	800	3,2
3	0,1			0,15	-	20,8	800	3,2
4	2,8			0,5	-	20,8	800	3,2
5	5,8			0,5	-	20,8	800	3,2
6	0,25			0,7	-	20,8	800	3,2
7	0,25			0,7	-	20,8	800	3,2
035	Свердлильна	1	3,0	0,5	-	25,12	800	4
		2	0,2	0,2	-	25,12	800	4
		3	0,1	0,2	-	25,12	800	4

2.5. Визначення контрольних, допоміжних і транспортних операцій

Під час проведення даного технологічного процесу необхідно провести як мінімум дві контрольні операції для визначення геометричної точності розміщення отворів, їх співвісності, паралельності. Під час однієї із контрольних операцій перевіряємо допуск 0,1 мм на перпендикулярність поверхні 5 бази К. На кінцевій стадії обробки деталі доцільним буде контроль нарізання різі для отворів $\varnothing 6$ мм, $\varnothing 12$ мм і $\varnothing 6$ мм (поверхні 16, 17, 18). Крім цих отворів контрольні операції можна встановити для поверхонь із заданими жорсткими

					040-Б23.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

умовами обробки. Допоміжні операції можна застосовувати на початку процесу обробки для лиття деталі. Сюди ж можна віднести і транспортні операції, для переміщення заготовок від верстату до верстату.

2.6. Нормування технологічного процесу

Для багатосерійного виробництва з поточною формою його організації нормою часу є штучний час – $T_{шт}$.

$$T_{шт} = T_o + T_d + T_{об} + T_{від}.$$

Мінімальне значення основного часу T_o конкретно за видами обробки будемо знаходити, користуючись даними з режимів різання.

Для операції 010: $T_o = \frac{L}{S_z \cdot n}$, $T_o = \frac{235}{0,15 \cdot 800} = 1,95$ хв.

де $L = L_1 + L_2 + L_3$ – довжина обробки;

L_1 – величина врізання, мм.

$L_2 = 15$ мм – додаткова довжина на зняття пробної стружки: на пробному верстаті, коли забезпечується отримання потрібного розміру $L_2 = 0$.

L_3 – величина перебігу, мм.

$$L = 20 + 195 + 20 = 235 \text{ мм};$$

$S_z = 0,15$ мм/зуб – подача на зуб;

$n = 800$ хв⁻¹ – частота обертання інструменту.

Аналогічно проводимо розрахунки T_o для інших операцій. Результати заносимо в таблицю 2.3.

Допоміжний час на 010 операцію:

$$T_d = (T_{в.з} + T_{з.в} + T_{ун} + T_{вим}) k = (0,113 + 0,024 + 0,25 + 0,09) \cdot 1,5 = 0,7155 \text{ хв.}$$

$T_{в.з} = 0,113$ хв. – час на встановлення і зняття деталі масою до 12 кг на горизонтальну площину і два пальця в спеціальний пристрій;

$T_{з.в} = 0,024$ хв. – час на закріплення і відкріплення деталі рукояткою в спеціальному пристрої;

$T_{ун} = 0,1 + 0,04 + 0,11 = 0,25$ хв. – час на управління верстатом: ввімкнути верстат кнопкою, підвести фрезу до деталі, перемістити стіл на довжину до 300 мм;

$T_{вим} = 0,09$ хв. – час на вимірювання дожини до 100 мм скобою двобічною;

$k = 1,5$ – допоміжний коефіцієнт для крупно серійного виробництва.

					040-Б23.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

Таблиця 2.3 – Розрахунок основного часу T_o по операціях

Операція	T_o
005 Фрезерна	2
010 Фрезерна	1,95
015 Фрезерна	1,8
020 Фрезерна	2,2
025 Розточувальна	3,2
030 Агрегатна	0,7
035 Свердильна	1,2

Час на обслуговування робочого місця:

$$T_{об} = T_{ex.} + T_{орг} = 0,121 + 0,029 = 0,165 \text{ хв.},$$

$$\text{де } T_{ex.} = 0,05(T_o + T_{\delta}) = 0,05(1,954 + 0,715) = 0,133 \text{ хв.}$$

$$T_{орг} = 0,012(T_o + T_{\delta}) = 0,012(1,95 + 0,715) = 0,031 \text{ хв.}$$

Час на відпочинок та особисті потреби:

$$T_{від} = 0,07(T_o + T_{\delta}) = 0,07(1,95 + 0,715) = 0,188 \text{ хв.}$$

$$\text{Тоді } T_{ум} = 1,95 + 0,715 + 0,165 + 0,186 = 3,0165 \text{ хв.}$$

Штучний час на інші операції визначаємо аналогічно, табл. 2.4.

Уточнення типу виробництва.

По фактичній трудомісткості уточнюємо тип виробництва.

Розраховуємо кількість верстатів для кожної операції:

$$n_p = \frac{T_{ум} \cdot N_{зан}}{\Phi_{до}}$$

де n_p – розрахункова кількість обладнання;

$T_{ум}$ – норма часу, год;

$N_{зан}$ – програма випуску деталей в виробництво, шт.;

$\Phi_{до}$ – дійсний річний фонд роботи верстата, год.

Таблиця 2.4 – Зведена таблиця розрахунків часу на операції

Операції	T_o , хв	T_{δ} , хв	$T_{об}$, хв	$T_{від}$, хв	$T_{ум}$, хв
005	2	0,725	0,170	0,210	3,105
010	1,95	0,715	0,165	0,186	3,016
015	1,8	0,805	0,311	0,141	3,057
020	2,2	1,050	0,125	0,252	3,627
025	3,2	0,625	0,241	0,287	4,353
030	0,7	2,607	0,275	0,155	3,737
035	1,2	2,307	0,133	0,113	3,753

$$\text{Для 010 операції: } n_p = \frac{3,02 \cdot 50000}{60 \cdot 4015} = 0,62 .$$

Округлюємо до найближчого більшого цілого числа, і записуємо знайдені

					040-Б23.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

значення в таблицю.

Для всіх операцій знаходимо фактичний коефіцієнт завантаження робочого місця за формулою: $\eta_{з.ф.} = \frac{n_p}{p}$. Кількість операцій, виконаних на робочому місці,

визначаємо по формулі: $O = \frac{n_{з.н.}}{n_{з.ф.}}$, де $n_{з.н.} = 0,8$ – нормативний коефіцієнт завантаження обладнання.

Всі значення p , $n_{з.ф.}$, O заносимо в таблицю.

Таблиця 2.5 – Зведена таблиця даних по операціях

Операції	n_p	p	$n_{з.ф.}$	O
005	0,65	1	0,65	1,23
010	0,62	1	0,62	1,29
015	0,64	1	0,64	1,25
020	0,76	1	0,76	1,05
025	0,91	1	0,91	0,89
030	0,78	1	0,78	1,03
035	0,78	1	0,78	1,03

Визначаємо коефіцієнт закріплення операцій $K_{з.о.}$:

$$K_{з.о.} = \frac{1,23+1,29+1,25+1,05+0,89+1,03+1,03}{1 + 1 + 1 + 1 + 1 + 1 + 1} = 1,11.$$

Відповідно, тип виробництва – багатосерійний.

					040-Б23.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

РОЗДІЛ 3

КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА

3.1. Визначення числа груп передач, та ряду частот обертання

За заданого числа ступенів частот обертання шпинделя $Z=18$ кількість груп передач.

Кількість конструктивних варіантів однієї й тієї самої структури дорівнює числу можливих перестановок з n груп, тобто

$$P_{kc} = n!/g!$$

де P_{kc} – число перестановок; g – число груп з однаковою кількістю передач.

Для нашої 18-ти ступінчатої коробки швидкостей $n=3$, $g=2$, тому,

$$P_{kc} = 3!/2! = 6/2 = 3.$$

Отже конструктивні варіанти однієї структури: $Z=18=3 \cdot 3 \cdot 2=3 \cdot 2 \cdot 3=2 \cdot 3 \cdot 3$.

Для нашого привода, який складається з трьох групових передач, кількість кінематичних варіантів

$$P_{кн} = 3! = 1 \cdot 2 \cdot 3 = 6.$$

Загальна кількість можливих варіантів (конструктивних і кінематичних)

$$P = P_{kc} \cdot P_{кн} = (n!/g!) \cdot n! = (n!)^2/g!$$

Для вісімнадцятиступінчатої коробки швидкостей $n=3$, $g=2$, $P=(1 \cdot 2 \cdot 3)^2/1 \cdot 2=18$;

для конструктивного варіанта $Z=3 \cdot 3 \cdot 2$, кінематичні:

1. $Z = P_0(x_0) \cdot P_1(x_1) \cdot P_2(x_2) = 3(1) \cdot 3(3) \cdot 2(9)$;
2. $Z = P_0(x_0) \cdot P_2(x_2) \cdot P_1(x_1) = 3(1) \cdot 3(6) \cdot 2(3)$;
3. $Z = P_1(x_1) \cdot P_0(x_0) \cdot P_2(x_2) = 3(3) \cdot 3(1) \cdot 2(9)$;
4. $Z = P_1(x_1) \cdot P_2(x_2) \cdot P_0(x_0) = 3(2) \cdot 3(6) \cdot 2(1)$;
5. $Z = P_2(x_2) \cdot P_0(x_0) \cdot P_1(x_1) = 3(6) \cdot 3(1) \cdot 2(3)$;
6. $Z = P_2(x_2) \cdot P_1(x_1) \cdot P_0(x_0) = 3(6) \cdot 3(2) \cdot 2(1)$;

для конструктивного варіанта $Z=3 \cdot 2 \cdot 3$, кінематичні:

1. $Z = P_0(x_0) \cdot P_1(x_1) \cdot P_2(x_2) = 3(1) \cdot 2(3) \cdot 3(6)$;
2. $Z = P_0(x_0) \cdot P_2(x_2) \cdot P_1(x_1) = 3(1) \cdot 2(9) \cdot 3(3)$;
3. $Z = P_1(x_1) \cdot P_0(x_0) \cdot P_2(x_2) = 3(2) \cdot 2(1) \cdot 3(6)$;

					040-Б23.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

4. $Z=P_1(x_1) \cdot P_2(x_2) \cdot P_0(x_0)=3(3) \cdot 2(9) \cdot 3(1);$
5. $Z=P_2(x_2) \cdot P_0(x_0) \cdot P_1(x_1)=3(6) \cdot 2(1) \cdot 3(2);$
6. $Z=P_2(x_2) \cdot P_1(x_1) \cdot P_0(x_0)=3(6) \cdot 2(3) \cdot 3(1);$

для конструктивного варіанта $Z=2 \cdot 3 \cdot 3$, кінематичні:

1. $Z=P_0(x_0) \cdot P_1(x_1) \cdot P_2(x_2)=2(1) \cdot 3(2) \cdot 3(6);$
2. $Z=P_0(x_0) \cdot P_2(x_2) \cdot P_1(x_1)=2(1) \cdot 3(6) \cdot 3(2);$
3. $Z=P_1(x_1) \cdot P_0(x_0) \cdot P_2(x_2)=2(3) \cdot 3(1) \cdot 3(6);$
4. $Z=P_1(x_1) \cdot P_2(x_2) \cdot P_0(x_0)=2(3) \cdot 3(6) \cdot 3(1);$
5. $Z=P_2(x_2) \cdot P_0(x_0) \cdot P_1(x_1)=2(9) \cdot 3(1) \cdot 3(3);$
6. $Z=P_2(x_2) \cdot P_1(x_1) \cdot P_0(x_0)=2(9) \cdot 3(3) \cdot 3(1);$

Аналіз структурних варіантів.

Для визначення придатності варіантів будемо користатися формулою:

$$\frac{i_{\max}}{i_{\min}} = \frac{i_p}{i_1} = \frac{\varphi^{(p-1) \cdot x}}{1} = \varphi^{(p-1) \cdot x}.$$

Слідуючи рекомендаціям приймаємо структурну формулу $Z=18=3 \cdot 3 \cdot 2$.
Кращим конструктивним варіантом буде $Z=3 \cdot 3 \cdot 2$.

Варіант 1

Між валами 1 і 2 $\frac{i_{\max}}{i_{\min}} = \varphi^{(3-1) \cdot 1} = \varphi^2$

Між валами 2 і 3 $\frac{i_{\max}}{i_{\min}} = \varphi^{(3-1) \cdot 3} = \varphi^6$

Між валами 3 і 4 $\frac{i_{\max}}{i_{\min}} = \varphi^{(2-1) \cdot 9} = \varphi^9$

Варіант 3

Між валами 1 і 2 $\frac{i_{\max}}{i_{\min}} = \varphi^{(3-1) \cdot 3} = \varphi^6$

Між валами 2 і 3 $\frac{i_{\max}}{i_{\min}} = \varphi^{(3-1) \cdot 1} = \varphi^2$

Між валами 3 і 4 $\frac{i_{\max}}{i_{\min}} = \varphi^{(2-1) \cdot 9} = \varphi^9$

Варіант 5

Між валами 1 і 2 $\frac{i_{\max}}{i_{\min}} = \varphi^{(3-1) \cdot 6} = \varphi^{12}$

Варіант 2

Між валами 1 і 2 $\frac{i_{\max}}{i_{\min}} = \varphi^{(3-1) \cdot 1} = \varphi^2$

Між валами 2 і 3 $\frac{i_{\max}}{i_{\min}} = \varphi^{(3-1) \cdot 6} = \varphi^{12}$

Між валами 3 і 4 $\frac{i_{\max}}{i_{\min}} = \varphi^{(2-1) \cdot 3} = \varphi^3$

Варіант 4

Між валами 1 і 2 $\frac{i_{\max}}{i_{\min}} = \varphi^{(3-1) \cdot 2} = \varphi^4$

Між валами 2 і 3 $\frac{i_{\max}}{i_{\min}} = \varphi^{(3-1) \cdot 6} = \varphi^{12}$

Між валами 3 і 4 $\frac{i_{\max}}{i_{\min}} = \varphi^{(2-1) \cdot 1} = \varphi^1$

Варіант 6

Між валами 1 і 2 $\frac{i_{\max}}{i_{\min}} = \varphi^{(3-1) \cdot 6} = \varphi^{12}$

					040-Б23.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

$$\text{Між валами 2 і 3 } \frac{i_{\max}}{i_{\min}} = \varphi^{(3-1) \cdot 1} = \varphi^2$$

$$\text{Між валами 2 і 3 } \frac{i_{\max}}{i_{\min}} = \varphi^{(3-1) \cdot 2} = \varphi^4$$

$$\text{Між валами 3 і 4 } \frac{i_{\max}}{i_{\min}} = \varphi^{(2-1) \cdot 3} = \varphi^3$$

$$\text{Між валами 3 і 4 } \frac{i_{\max}}{i_{\min}} = \varphi^{(2-1) \cdot 1} = \varphi^1$$

У цілому для шести кінематичних варіантів отримані такі результати:

$$1. \quad \text{варіант } \left(\frac{i_{\max}}{i_{\min}} \right)_{\max} = \varphi^9$$

$$4. \quad \text{варіант } \left(\frac{i_{\max}}{i_{\min}} \right)_{\max} = \varphi^{12}$$

$$2. \quad \text{варіант } \left(\frac{i_{\max}}{i_{\min}} \right)_{\max} = \varphi^{12}$$

$$5. \quad \text{варіант } \left(\frac{i_{\max}}{i_{\min}} \right)_{\max} = \varphi^{12}$$

$$3. \quad \text{варіант } \left(\frac{i_{\max}}{i_{\min}} \right)_{\max} = \varphi^9$$

$$6. \quad \text{варіант } \left(\frac{i_{\max}}{i_{\min}} \right)_{\max} = \varphi^{12}$$

Подальше завдання аналізу зводиться до вибору варіанта, для якого

$$\left(\frac{i_{\max}}{i_{\min}} \right)_{\text{гран}} \leq 8 \leq \varphi^{\chi_{\max}}.$$

Тоді для варіанта 1 $\varphi^9 = 8$ або $\varphi_{\max} = \sqrt[9]{8} = 1.2599$;

для варіанта 2 $\varphi^{12} = 8$ або $\varphi_{\max} = \sqrt[12]{8} = 1.189$;

для варіанта 3 $\varphi^9 = 8$ або $\varphi_{\max} = \sqrt[9]{8} = 1.2599$;

для варіанта 4 $\varphi^{12} = 8$ або $\varphi_{\max} = \sqrt[12]{8} = 1.189$;

для варіанта 5 $\varphi^{12} = 8$ або $\varphi_{\max} = \sqrt[12]{8} = 1.189$;

для варіанта 6 $\varphi^{12} = 8$ або $\varphi_{\max} = \sqrt[12]{8} = 1.189$

Коробки швидкостей проектується для заданого або вибраного значення φ_3 і прийнятним варіантом являється той, в якого $\varphi_{\max} \geq \varphi_3$.

Для нашого випадку прийнятними варіантами є 1 і 3, оскільки для проектованої коробки швидкостей $\varphi_3 = 1,26$ і виконується умова $\varphi_{\max} \geq \varphi_3$. Всі інші варіанти є неприйнятними через невиконання вищезазначеної умови.

Проведений аналіз структурних варіантів привів до декількох придатних варіантів. Характеристики груп повинні збільшуватися в напрямі від електродвигуна до шпинделя, тобто $\chi_0 < \chi_1 < \chi_2 < \dots < \chi_{n-1}$.

Тому в нашому прикладі кращим кінематичними варіантом буде варіант 1 $Z=3(1) \cdot 3(3) \cdot 2(9)$. Маючи всі необхідні дані, викреслюємо кінематичну схему привода, яка зображена на рис. 3.1.

					040-Б23.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

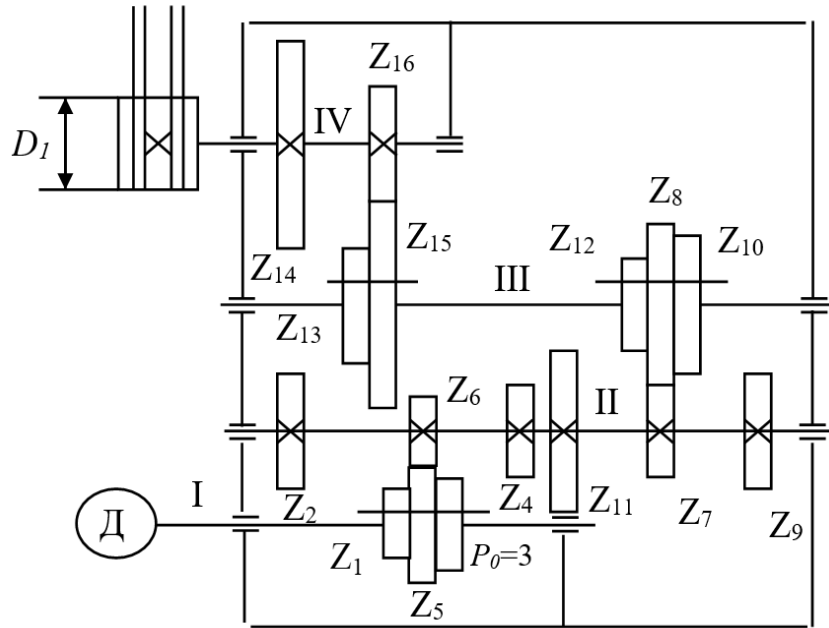


Рисунок 3.1 Кінематична схема привода

3.2. Побудова структурних сіток

Структурні сітки дають уявлення про різні варіанти кінематичного ланцюга привода, їх умовно будують симетричними.

Слідуючи правилам побудови структурної сітки, отримали наступну структурну сітку зображену на рис. 3.2.

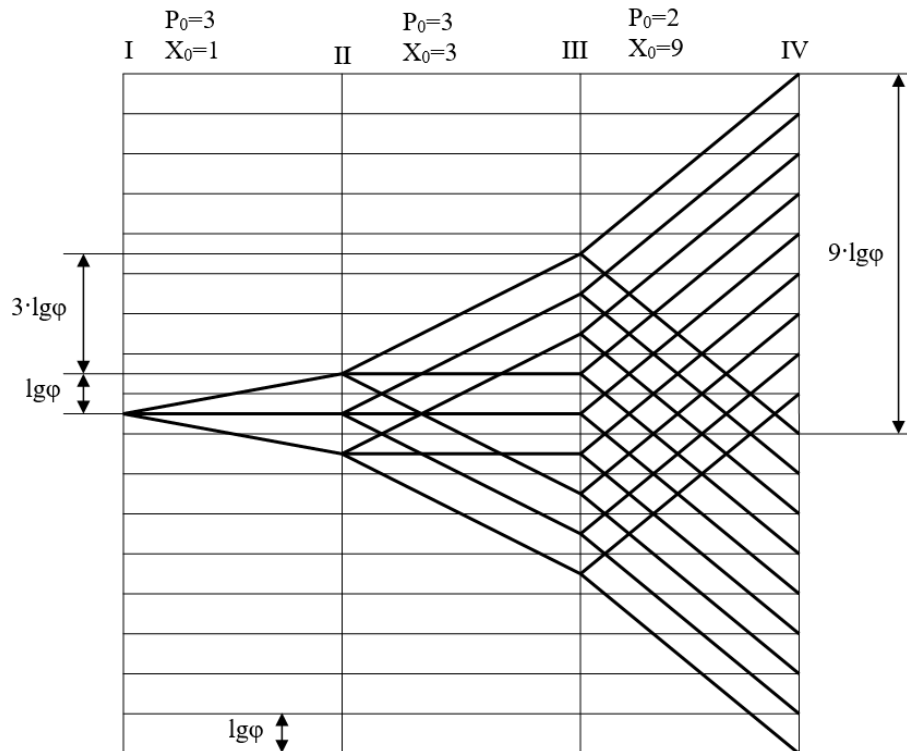


Рисунок 3.2 Структурна сітка $z=18=3(1) \cdot 3(3) \cdot 2(9)$

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

040-Б23.00.00.00.000 ПЗ

Арк.

24

З структурної сітки можна отримати наступні дані про даний привід:

- кількість ступенів частот обертання на валах привода;
- число передач у кожній групі;
- кількість групових передач у приводі та порядок їх конструктивного розміщення;
- характеристики груп, тобто їх місце в порядку кінематичного включення;
- діапазон регулювання кожної групи передач і цілого привода.

Структурна сітка не дає фактичних значень частот обертання і передавальних відношень передач у групах.

3.3. Побудова графіків частот обертання

Конкретні значення величин передавальних відношень усіх передач привода і частот обертання всіх його валів визначають ляхом побудови графіка (картини) частот обертання. Для його побудови повинні бути відомі:

- знаменник ряду частот обертання $\varphi=1,26$;
- фактичні частоти обертання від $n_l=50^{об}/_{хв}$ до $n_{max}=2500^{об}/_{хв}$. (округлені до нормальних значень);
- частота обертання вала вибраного приводного двигуна $n_e=1450^{об}/_{хв}$;
- повна кінематична схема привода, яка крім групових передач може мати і поодинокі передачі (в нашому падку це клинопасова передача від вала коробки до шпинделя).

Будуємо графік частот обертання для вибраного нами попередньо варіанта структурної формули: $z=18=3(1) \cdot 3(3) \cdot 2(9)$, використовуючи наведені вище дані.

Побудова ведеться відповідно до прийнятого варіанта структурної сітки.

Графік частот обертання має все те що містить в собі структурна сітка, але, крім цього виявляє:

1. Кількість поодиноких передач, яка потрібна для конструктивного компонування привода і для зниження частоти обертання електродвигуна до мінімальної частоти обертання шпинделя;
2. Відносне розташування поодиноких передач серед групових;
3. Передавальні відношення всіх передач і всього привода та всі частоти обертання шпинделя;

					040-Б23.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

4. Частоти обертання всіх валів механізму при всіх включеннях передач.

Для сформованої нами структури привода приймаємо наступний порядок включення. Використовуємо всі три положення блока $z_1 - z_5 - z_3$ і блоку $z_{12} - z_8 - z_{10}$ відповідно до комбінації їх вмикання з наступною зміною їх положення: „середнє”, „праве”, „ліве”, при включенні блоку $z_{13} - z_{15}$ спочатку в правому потім лівому його положенні. Якщо n – частота обертання вала I , то ряд частот обертання вала IV , буде виглядати наступним чином:

$$\begin{aligned}
 n_1 &= n \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_7}{z_8} \cdot \frac{z_{13}}{z_{14}}; & n_{10} &= n \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_7}{z_8} \cdot \frac{z_{15}}{z_{16}}; \\
 n_2 &= n \cdot \frac{z_3}{z_4} \cdot \frac{z_7}{z_8} \cdot \frac{z_{13}}{z_{14}}; & n_{11} &= n \cdot \frac{z_3}{z_4} \cdot \frac{z_7}{z_8} \cdot \frac{z_{15}}{z_{16}}; \\
 n_3 &= n \cdot \frac{z_5}{z_6} \cdot \frac{z_7}{z_8} \cdot \frac{z_{13}}{z_{14}}; & n_{12} &= n \cdot \frac{z_5}{z_6} \cdot \frac{z_7}{z_8} \cdot \frac{z_{15}}{z_{16}}; \\
 n_4 &= n \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_9}{z_{10}} \cdot \frac{z_{13}}{z_{14}}; & n_{13} &= n \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_9}{z_{10}} \cdot \frac{z_{15}}{z_{16}}; \\
 n_5 &= n \cdot \frac{z_3}{z_4} \cdot \frac{z_9}{z_{10}} \cdot \frac{z_{13}}{z_{14}}; & n_{14} &= n \cdot \frac{z_3}{z_4} \cdot \frac{z_9}{z_{10}} \cdot \frac{z_{15}}{z_{16}}; \\
 n_6 &= n \cdot \frac{z_5}{z_6} \cdot \frac{z_9}{z_{10}} \cdot \frac{z_{13}}{z_{14}}; & n_{15} &= n \cdot \frac{z_5}{z_6} \cdot \frac{z_9}{z_{10}} \cdot \frac{z_{15}}{z_{16}}; \\
 n_7 &= n \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_{11}}{z_{12}} \cdot \frac{z_{13}}{z_{14}}; & n_{16} &= n \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_{11}}{z_{12}} \cdot \frac{z_{15}}{z_{16}}; \\
 n_8 &= n \cdot \frac{z_3}{z_4} \cdot \frac{z_{11}}{z_{12}} \cdot \frac{z_{13}}{z_{14}}; & n_{17} &= n \cdot \frac{z_3}{z_4} \cdot \frac{z_{11}}{z_{12}} \cdot \frac{z_{15}}{z_{16}}; \\
 n_9 &= n \cdot \frac{z_5}{z_6} \cdot \frac{z_{11}}{z_{12}} \cdot \frac{z_{13}}{z_{14}}; & n_{18} &= n \cdot \frac{z_5}{z_6} \cdot \frac{z_{11}}{z_{12}} \cdot \frac{z_{15}}{z_{16}};
 \end{aligned}$$

Частоти обертання вихідного валу привода, які в подальшому наносимо на графік частот обертання, визначаємо за формулою $n_n = n_1 \cdot \varphi^{n-1}$ при $\varphi = 1.26$ і $n_1 = 50 \text{ хв}^{-1}$ з наступним їх погодженням з нормаллю машинобудування Н І І-72.

Побудований графік частот обертання для нашого привода зображений на рис. 3.3.

Підставивши в дані формули відповідні значення проводимо розрахунок.

$$Z_1 = 96 \cdot \frac{29}{29+67} = 29; \quad Z_2 = 96 \cdot \frac{67}{29+67} = 67; \quad Z_3 = 96 \cdot \frac{34}{34+62} = 34; \quad Z_4 = 96 \cdot \frac{62}{34+62} = 62;$$

$$Z_5 = 96 \cdot \frac{39}{39+57} = 39; \quad Z_6 = 96 \cdot \frac{57}{39+57} = 57;$$

Визначаємо числа зубів коліс передач першої перебірної групи, поле частот обертання якої зображене на рис. 3.5.

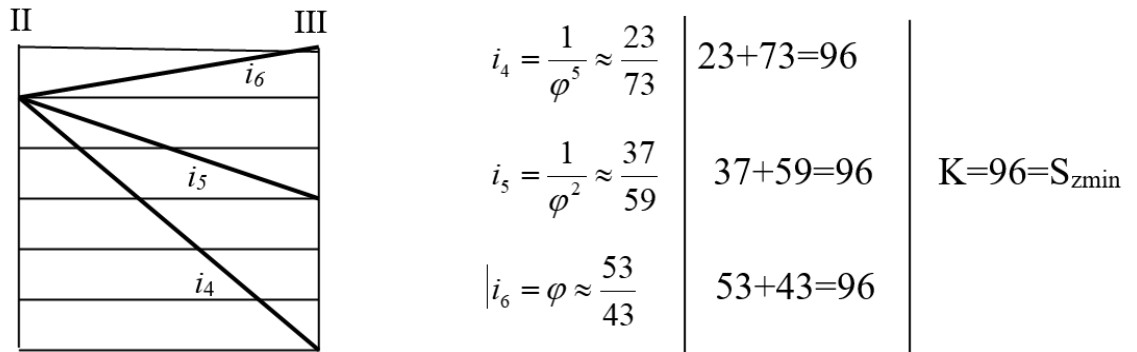


Рисунок 3.5 Поле першої перебірної групи

$$i_4 = \frac{z_7}{z_8} = \frac{a_4}{b_4}; \quad i_5 = \frac{z_9}{z_{10}} = \frac{a_5}{b_5}; \quad i_6 = \frac{z_{11}}{z_{12}} = \frac{a_6}{b_6};$$

Звідки: $Z_7 = S_z \cdot \frac{a_4}{a_4 + b_4} = 96 \cdot \frac{23}{23 + 73} = 23; \quad Z_8 = S_z \cdot \frac{b_4}{a_4 + b_4} = 96 \cdot \frac{73}{23 + 73} = 73;$

$$Z_9 = S_z \cdot \frac{a_5}{a_5 + b_5} = 96 \cdot \frac{37}{37 + 59} = 37; \quad Z_{10} = S_z \cdot \frac{b_5}{a_5 + b_5} = 96 \cdot \frac{59}{37 + 59} = 59;$$

$$Z_{11} = S_z \cdot \frac{a_6}{a_6 + b_6} = 96 \cdot \frac{53}{53 + 43} = 53; \quad Z_{12} = S_z \cdot \frac{b_6}{a_6 + b_6} = 96 \cdot \frac{43}{53 + 43} = 43;$$

Числа зубів зубчатих коліс передач другої перебірної групи.

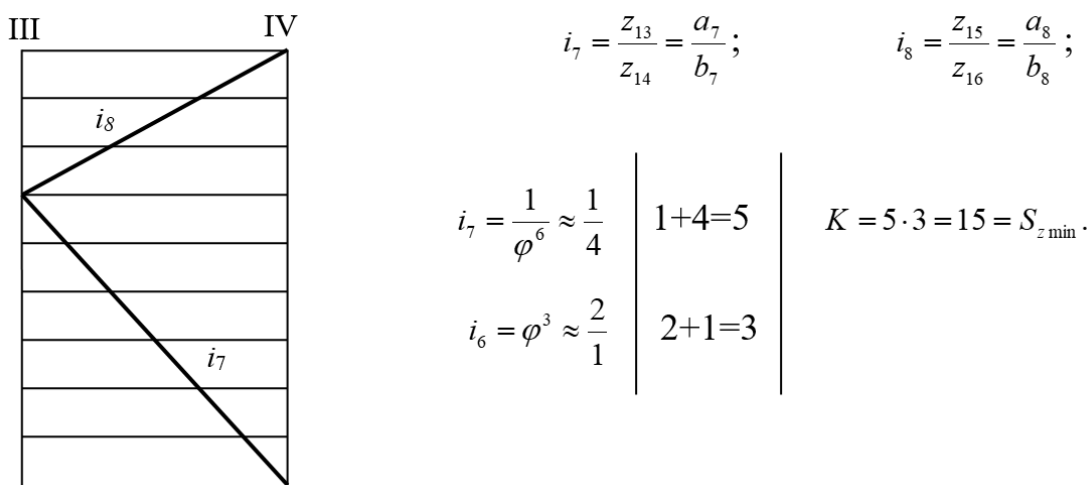


Рисунок 3.6 Поле другої перебірної групи

Сума зубців передачі $S_{z \min}$ і як наслідок мінімальне число зубів, в даному випадку у ведучої шестерні Z_{13} передачі i_7 , виходять не припустимо малими. Тому число зубів цього колеса за рекомендаціями збільшують у ціле число E разів до прийняттого значення, яке за рекомендаціями для коробок швидкостей і подач доцільно приймати $Z_{\min}=18...20$. Вищесказане вражається наступною формулою:

$$E = \frac{Z_{\min} \cdot (a_7 + b_7)}{S_{z \min} \cdot a_7}$$

Отже, прийнявши значення $Z_{\min}=20$, знаходимо значення E з вищенаведеної формули.

$$E = \frac{20 \cdot (1+4)}{15 \cdot 1} = 6.66$$

Отримане значення E заокруглюємо до цілого і приймаємо $E = 7$, тому

$$S_z = 7 \cdot 15 = 105.$$

Числа зубів спряжених коліс: $Z_{13} = 105 \cdot \frac{1}{1+4} = 21$; $Z_{14} = 105 \cdot \frac{4}{1+4} = 84$

$$Z_{15} = 105 \cdot \frac{2}{2+1} = 70$$
; $Z_{16} = 105 \cdot \frac{1}{2+1} = 35.$

3.5. Визначення дійсних частот обертання шпинделя і відхилення їх від табличних

Обчислення і їх результати наведені в таблиці 3.1. В якій відхилення дійсних частот обертання від табличних визначали за формулою:

$$\frac{n_o - n_{\text{табл}}}{n_{\text{табл}}} \cdot 100\% \leq \Delta n_{\text{max}}$$

де n_o – дійсна частота обертання даного ступеня;

$n_{\text{табл}}$ – табличне значення частоти обертання.

Таблиця 3.1 – Зведена таблиця дійсних частот обертання шпинделя

Дійсні частоти обертання, хв. ⁻¹	$n_{\text{табл}}$, хв. ⁻¹	Δn , %
$n_1 = 1450 \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_7}{z_8} \cdot \frac{z_{13}}{z_{14}} = 1450 \cdot \frac{29}{67} \cdot \frac{23}{73} \cdot \frac{21}{84} = 49,43$	50	-1,14
$n_2 = 1450 \cdot \frac{z_3}{z_4} \cdot \frac{z_7}{z_8} \cdot \frac{z_{13}}{z_{14}} = 1450 \cdot \frac{34}{62} \cdot \frac{23}{73} \cdot \frac{21}{84} = 62,63$	63	-0,58
$n_3 = 1450 \cdot \frac{z_5}{z_6} \cdot \frac{z_7}{z_8} \cdot \frac{z_{13}}{z_{14}} = 1450 \cdot \frac{39}{57} \cdot \frac{23}{73} \cdot \frac{21}{84} = 78,46$	80	-2,3

$n_4 = 1450 \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_9}{z_{10}} \cdot \frac{z_{13}}{z_{14}} = 1450 \cdot \frac{29}{67} \cdot \frac{37}{59} \cdot \frac{21}{84} = 98,4$	100	-1,6
$n_5 = 1450 \cdot \frac{z_3}{z_4} \cdot \frac{z_9}{z_{10}} \cdot \frac{z_{13}}{z_{14}} = 1450 \cdot \frac{34}{62} \cdot \frac{37}{59} \cdot \frac{21}{84} = 124,66$	125	-0,27
$n_6 = 1450 \cdot \frac{z_5}{z_6} \cdot \frac{z_9}{z_{10}} \cdot \frac{z_{13}}{z_{14}} = 1450 \cdot \frac{39}{57} \cdot \frac{37}{59} \cdot \frac{21}{84} = 156$	160	-2,5
$n_7 = 1450 \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_{11}}{z_{12}} \cdot \frac{z_{13}}{z_{14}} = 1450 \cdot \frac{29}{67} \cdot \frac{54}{42} \cdot \frac{21}{84} = 201,73$	200	0,86
$n_8 = 1450 \cdot \frac{z_3}{z_4} \cdot \frac{z_{11}}{z_{12}} \cdot \frac{z_{13}}{z_{14}} = 1450 \cdot \frac{34}{62} \cdot \frac{54}{42} \cdot \frac{21}{84} = 255,58$	250	2,23
$n_9 = 1450 \cdot \frac{z_5}{z_6} \cdot \frac{z_{11}}{z_{12}} \cdot \frac{z_{13}}{z_{14}} = 1450 \cdot \frac{39}{57} \cdot \frac{54}{42} \cdot \frac{21}{84} = 318,89$	315	1,23
$n_{10} = 1450 \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_7}{z_8} \cdot \frac{z_{15}}{z_{16}} = 1450 \cdot \frac{29}{67} \cdot \frac{23}{73} \cdot \frac{70}{35} = 395,48$	400	-1,13
$n_{11} = 1450 \cdot \frac{z_3}{z_4} \cdot \frac{z_7}{z_8} \cdot \frac{z_{15}}{z_{16}} = 1450 \cdot \frac{34}{62} \cdot \frac{23}{73} \cdot \frac{70}{35} = 501$	500	0,2
$n_{12} = 1450 \cdot \frac{z_5}{z_6} \cdot \frac{z_7}{z_8} \cdot \frac{z_{15}}{z_{16}} = 1450 \cdot \frac{39}{57} \cdot \frac{23}{73} \cdot \frac{70}{35} = 625,16$	630	-0,768
$n_{13} = 1450 \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_9}{z_{10}} \cdot \frac{z_{15}}{z_{16}} = 1450 \cdot \frac{29}{67} \cdot \frac{37}{59} \cdot \frac{70}{35} = 787,17$	800	-1,6
$n_{14} = 1450 \cdot \frac{z_3}{z_4} \cdot \frac{z_9}{z_{10}} \cdot \frac{z_{15}}{z_{16}} = 1450 \cdot \frac{34}{62} \cdot \frac{37}{59} \cdot \frac{70}{35} = 997,32$	1000	-0,268
$n_{15} = 1450 \cdot \frac{z_5}{z_6} \cdot \frac{z_9}{z_{10}} \cdot \frac{z_{15}}{z_{16}} = 1450 \cdot \frac{39}{57} \cdot \frac{37}{59} \cdot \frac{70}{35} = 1244,33$	1250	-0,45
$n_{16} = 1450 \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_{11}}{z_{12}} \cdot \frac{z_{15}}{z_{16}} = 1450 \cdot \frac{29}{67} \cdot \frac{54}{42} \cdot \frac{70}{35} = 1576,32$	1600	-1,48
$n_{17} = 1450 \cdot \frac{z_3}{z_4} \cdot \frac{z_{11}}{z_{12}} \cdot \frac{z_{15}}{z_{16}} = 1450 \cdot \frac{34}{62} \cdot \frac{54}{42} \cdot \frac{70}{35} = 1997,15$	2000	-0,14
$n_{18} = 1450 \cdot \frac{z_5}{z_6} \cdot \frac{z_{11}}{z_{12}} \cdot \frac{z_{15}}{z_{16}} = 1450 \cdot \frac{39}{57} \cdot \frac{54}{42} \cdot \frac{70}{35} = 1576,32$	2500	-0,32

Відхилення від табличних значень не повинні бути більші ніж $\Delta n_{\max} = \pm 2,6\%$. Дані результати обчислень показують, що відхилення дійсних частот обертання від табличних знаходяться в межах допустимого.

3.6. Розрахунок крутних моментів що виникають на валах привода

Розрахунок крутного моменту на будь-якому з валів привода проводиться за наступною формулою: $M_{кр} = 9740 \cdot \frac{N_e \cdot \eta}{n_p}$;

					040-Б23.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		30

де N_e – номінальна потужність головного електродвигуна, кВт;

η – ККД механізму від вала електродвигуна, до вала який розглядають;

n_p – розрахункова частота обертання вала, хв.⁻¹

Для верстатів загального призначення доцільно застосовувати привод з комбінованим регулюванням, при цьому до значення умовної розрахункової частоти, яку визначають за формулою:

$$n_p = n_{\min} \cdot \sqrt[4]{R_n} \dots n_{\min} \cdot \sqrt[3]{R_n},$$

де $R_n = \frac{n_{\max}}{n_{\min}}$ – діапазон регулювання групової передачі;

n_{\max} і n_{\min} – відповідно максимальна і мінімальна частоти обертання вала передачі.

Для розрахунку обертового моменту спочатку знаходимо ККД механізму від валу електродвигуна до валу який ми будемо розглядати:

Для першого валу: $\eta_1 = \eta_m \eta_n$; $\eta_1 = 0,99 \cdot 0,99 = 0,98$.

де $\eta_m = 0,99$ – ККД муфти;

$\eta_n = 0,99$ – ККД пари підшипників.

Для другого валу: $\eta_2 = \eta_m \eta_n^2 \eta_z$; $\eta_2 = 0,99 \cdot 0,99^2 \cdot 0,97 = 0,941$.

де $\eta_z = 0,97$ – ККД зубчатої передачі;

Для третього валу: $\eta_3 = \eta_m \eta_n^3 \eta_z^2$; $\eta_3 = 0,99 \cdot 0,99^3 \cdot 0,97^2 = 0,9$.

Для четвертого валу: $\eta_4 = \eta_m \eta_n^4 \eta_z^3$; $\eta_4 = 0,99 \cdot 0,99^4 \cdot 0,97^3 = 0,868$.

Користуючись вищенаведеними формулами визначаємо крутні моменти.

Крутний момент на першому валу: $M_{kp1} = 9740 \cdot \frac{5,8 \cdot 0,98}{1450} = 38,18$ нм;

Крутний момент на другому валу: $R_{n2} = \frac{1000}{630} = 1,587$;

$n_{p2} = 630 \cdot \sqrt[4]{1,587} \dots 630 \cdot \sqrt[3]{1,587} = 707,1 \dots 734,85$ приймаємо $n_{p2} = 721$.

$$M_{kp2} = 9740 \cdot \frac{5,8 \cdot 0,941}{721} = 73,73 \text{ нм};$$

Крутний момент на третьому валу: $R_{n3} = \frac{1250}{200} = 6,25$;

$n_{p3} = 200 \cdot \sqrt[4]{6,25} \dots 200 \cdot \sqrt[3]{6,25} = 316,22 \dots 368,4$ приймаємо $n_{p3} = 343$.

$$M_{kp3} = 9740 \cdot \frac{5,8 \cdot 0,9}{343} = 148,8 \text{ нм};$$

					040-Б23.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

Крутний момент на четвертому валу: $R_{n4} = \frac{2500}{50} = 50$;

$n_{p4} = 50 \cdot \sqrt[4]{50} \dots 50 \cdot \sqrt[3]{50} = 84 \dots 100,2$ приймаємо $n_{p4} = 95$.

$$M_{кр4} = 9740 \cdot \frac{5,8 \cdot 0,868}{95} = 516 \text{ Нм};$$

3.7. Розрахунок зубчатих коліс коробки швидкостей

Основна група передач.

З умови контактної витривалості активних поверхонь зубців, у проектному розрахунку визначаємо ділительний діаметр ведучого зубчатого колеса попередньо вибравши для нашого варіанту: матеріал зубчатих коліс – Сталь 45; термообробка – гартування за перерізом, твердість – HRC 39...49 :

$$d_1 = K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta}}{\psi_{bd} [\sigma_H]^2} \left(\frac{u \pm 1}{u} \right)}; \quad d_1 = 780 \cdot \sqrt[3]{\frac{38,18 \cdot 1,12 \left(\frac{2,3+1}{2,3} \right)}{0,8 \cdot 800^2}} = 38,45 \text{ мм.}$$

де: $K_d = 780 \text{ (МПа)}^{1/3}$ – для металевих прямозубих зубчатих коліс;

$K_{H\beta} = 1,12$ – коефіцієнт концентрації навантаження при розрахунку на контактну міцність.

$\psi_{bd} = 0,8$ – коефіцієнт ширини ведучого зубчатого колеса відносно ділительного діаметра.

$T_1 = 38,18 \text{ Нм}$ – обертовий момент на ведучому валу визначений в попередньому пункті.

$[\sigma_H] = 8010^7 \text{ Па} = 800 \text{ Мпа}$ – допустиме контактне напруження попередньо обраного нами матеріалу

$u = 2,3$ – передаточне число зубчатої пари.

За визначеним ділительним діаметром d_1 визначаємо модуль користуючись наступною формулою:

$$d_1 = m_H \cdot z_1 \rightarrow m_H = \frac{d_1}{z_1}; \quad m_H = \frac{38,45}{29} = 1,32 \text{ мм.}$$

де $z_1 = 29$ – число зубів ведучої шестерні.

З умови втомної міцності за напруженнями згину модуль m_F :

$$m_F = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot T_1 \cdot K_{F\beta} \cdot Y_F}{z_1 \cdot \psi_m \cdot [\sigma_F]}}; \quad m_F = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot 38,18 \cdot 1,24 \cdot 3,81}{29 \cdot 8 \cdot 26 \cdot 10^7}} = 2 \cdot 10^{-3} = 2 \text{ мм.}$$

					040-Б23.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

де $K_{F\beta}=1,24$ – коефіцієнт концентрації навантаження при розрахунку на витривалість згину.

$Y_F=3,81$ – коефіцієнт форми зуба;

$\psi_m=8$ – коефіцієнт ширини ведучого зубчатого колеса відносно модуля.

$[\sigma_F]=2610^7$ Па – допустиме напруження згину, яке визначається згідно попередньо обраного матеріалу.

З двох значень модулів $m_H=1,32$ мм і $m_F=2$ мм обираємо більший і округлюємо його до найближчого більшого стандартного значення. Остаточо для розрахунку приймаємо $m_I=2$ мм.

Перша перебірна група передач.

Вибираємо: матеріал зубчатих коліс – Сталь 45; термообробка – Гартування за перерізом, твердість – HRC 39...49; допустимі контактні напруження – $[\sigma_H]=8010^7$ Па=800Мпа; $K_{H\beta}=1,3$; $\psi_{bd}=0,8$; $u=3,15$; $T_2=38,18$ Нм; $K_d=780$ (МПа)^{1/3}; $z_7 = 23$.

$$d_7 = 780 \cdot \sqrt[3]{\frac{73,73 \cdot 1,3 \left(\frac{3,15+1}{3,15}\right)}{0,8 \cdot 800^2}} = 49 \text{ мм}, \quad m_H = \frac{49}{23} = 2,1 \text{ мм}$$

З умови втомної міцності за напруженнями згину.

Вибираємо наступні дані: $K_{F\beta}=1,2$; $Y_F=3,976$; $\psi_m=9$; $[\sigma_F]=2610^7$ Па, інші дані беремо з даних наведених до попередньої формули.

$$m_F = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot 73,73 \cdot 1,2 \cdot 3,976}{23 \cdot 9 \cdot 26 \cdot 10^7}} = 2,5 \cdot 10^{-3} = 2,5 \text{ мм}$$

Приймаємо для розрахунку $m_2=2,5$.

Друга перебірна група передач.

Вибираємо: матеріал зубчатих коліс – Сталь 40Х; термообробка – Гартування за перерізом, твердість – HRC 46...51; допустимі контактні напруження – $[\sigma_H]=9010^7$ Па=900Мпа; $K_{H\beta}=1,2$; $\psi_{bd}=0,8$; $u=4$; $T_3=148,8$ Нм; $K_d=780$ (МПа)^{1/3}; $z_{13} = 21$.

$$d_7 = 780 \cdot \sqrt[3]{\frac{148,8 \cdot 1,2 \left(\frac{4+1}{4}\right)}{0,8 \cdot 900^2}} = 54,6 \text{ мм}, \quad m_H = \frac{54,6}{21} = 2,6 \text{ мм}$$

З умови втомної міцності за напруженнями згину.

Вибираємо наступні дані: $K_{F\beta}=1,2$; $Y_F=4,1$; $\psi_m=9$; $[\sigma_F]=3710^7$ Па.

					040-Б23.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

$$m_F = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot 148,8 \cdot 1,2 \cdot 4,1}{21 \cdot 9 \cdot 37 \cdot 10^7}} = 3 \cdot 10^{-3} = 3 \text{ мм}$$

Приймаємо для розрахунку $m_3 = 3$.

3.8. Визначення геометричних параметрів зубчатих коліс привода

Геометричні параметри прямозубих зубчатих коліс визначаються за наступними формулами:

діаметр ділительного кола зубчатого колеса [мм]: $d = m \cdot z$;

діаметр кола вершин зубчатого колеса [мм]: $d_a = d + 2m$;

діаметр кола впадин зубчатого колеса [мм]: $d_f = d - 2,5m$;

міжосьова відстань [мм]: $a_w = \frac{S_z \cdot m}{2}$;

ширина вінця зубчатих коліс [мм]: $b_w = \psi_m \cdot m$;

Для прикладу, проведемо розрахунок параметрів першого зубчатого колеса:

$$d_1 = m_1 \cdot z_1 = 29 \cdot 2 = 58 \text{ мм};$$

$$d_{a1} = d_1 + 2m_1 = 58 + 2 \cdot 2 = 62 \text{ мм};$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m_1 = 58 - 2,5 \cdot 2 = 53 \text{ мм};$$

$$b_{w1} = \psi_{m1} \cdot m_1 = 8 \cdot 2 = 16 \text{ мм};$$

$$a_{w1} = \frac{S_{z1} \cdot m_1}{2} = \frac{96 \cdot 2}{2} = 96 \text{ мм};$$

Дані для розрахунку інших зубчатих коліс привода і результати цих розрахунків наведені в табл. 3.2.

Таблиця 3.2 – Параметри зубчатих коліс привода

№ кол.	m , мм	z	d , мм	d_a , мм	d_f , мм	b_w , мм	a_w , мм
1	2	29	58	62	53	16	96
2		67	134	138	129		
3		34	68	72	63		
4		62	124	128	119		
5		39	78	82	73		
6		57	114	118	109		
7		2,5	23	57,5	62,5	51,25	22,5
8		73	182,5	187,5	176,25		

9		37	92,5	97,5	86,25		
10		59	147,5	152,5	141,25		
11		53	132,5	137,5	126,25		
12		43	107,5	112,5	101,25		
13	3	21	63	69	55,5	27	157,5
14		84	252	258	244,5		
15		70	210	216	202,5		
16		35	105	111	97,5		

3.9. Розрахунок клинопасової передачі

1) Вибираємо рекомендований переріз паса, для нашого варіанта вибираємо пас типу А з розмірами: $h = 8$ мм – висота поперечного перерізу паса; $l_0 = 13$ мм; $l_p = (560 \dots 4000)$ мм; $A = 81 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ – площа перерізу паса. Діаметри шківів вибираємо з ряду стандартних значень, в нашому випадку передаточне відношення клинопасової передачі рівне 1, тому $D_1 = D_2 = 90$ мм.

2) Визначаємо найбільше і найменше значення міжосьової відстані a :

$$2 \cdot (D_1 + D_2) \geq a \geq 0,55 \cdot (D_1 + D_2) + h, \quad 2 \cdot (90 + 90) \geq a \geq 0,55 \cdot (90 + 90) + 8$$

$$360 \text{ мм} \geq a \geq 107 \text{ мм}.$$

3) Знаходимо рекомендоване значення між осьової відстані при $i=1$:

$$a_p = 1,5 \cdot D_{p1} = 1,5 \cdot 90 = 135 \text{ мм}.$$

Приймаємо $a = 135$ мм.

4) Визначаємо розрахункову довжину паса:

5) Визначаємо розрахункову потужність, яку може передати один пас в заданих умовах експлуатації:

$$l_p^* = 2a + 0,5\pi(D_1 + D_2) + \frac{(D_1 + D_2)^2}{4a} = 2 \cdot 135 + 0,5 \cdot 3,14 \cdot (90 + 90) + \frac{(90 - 90)^2}{4 \cdot 135} = 552,6 \text{ мм},$$

Приймаємо, згідно стандартного ряду, $l = 560$ мм.

6) Уточнюємо міжосьову відстань

$$a = \frac{2l - \pi(D_1 + D_2) + \sqrt{[2l - \pi(D_1 + D_2)]^2 - 8(D_1 + D_2)^2}}{8}$$

$$a = \frac{2 \cdot 560 - 3,14(90 + 90) + \sqrt{[2 \cdot 560 - 3,14(90 + 90)]^2 - 8(90 + 90)^2}}{8} = 96,9 \text{ мм}$$

7) Визначаємо кут обхвату α пасом шківа:

									Арк.
									35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	040-Б23.00.00.00.000 ПЗ				

$$\alpha = 180^\circ - 57 \frac{(D_2 - D_1)}{a} = 180^\circ - 57 \frac{(90 - 90)}{96,9} = 180^\circ$$

8) Визначаємо потужність, яка передається одним пасом в умовах експлуатації передачі, що розраховується.

$$P_p = P_0 C_\alpha C_l C_i / C_p, \quad P_p = 1,69 \cdot 1 \cdot 0,8 \cdot 1 / 1 = 1,32 \text{ кВт.}$$

де $P_0=1,69$ – номінальна потужність, яка передається одним пасом в умовах лабораторних випробувань;

$C_\alpha=1$ – коефіцієнт кута обхвату;

$C_l=0,8$ – коефіцієнт довжини паса;

$C_i=1$ – коефіцієнт передаточного відношення;

$C_p=1$ – коефіцієнт режиму навантаження.

9) Визначаємо число пасів:

$$Z = \frac{N_e}{(P_p \cdot C_z)}, \quad Z = \frac{5,8}{1,32 \cdot 0,9} = 4,8$$

де $N_e = 5,8$ кВт – потужність електродвигуна; $C_z=0,9$ – коефіцієнт числа пасів.

Приймаємо $Z = 5$.

10) Визначаємо силу попереднього натягу одного паса: $F_0 = \frac{0,85 N_e C_p C_l}{Z \cdot V \cdot C_\alpha \cdot C_i} + F_v$

Всі дані що використані у формулі були вибрані або обраховані у попередніх пунктах, окрім $V = \omega_1 \cdot \frac{D_1}{2} = \frac{n \cdot D_p \cdot \pi}{60} = 11,77 \text{ м/с,}$

$$F_0 = \frac{0,85 \cdot 5,8 \cdot 10^3 \cdot 1 \cdot 0,8}{5 \cdot 11,77 \cdot 1 \cdot 1} = 67 \text{ Н}$$

11) Визначаємо рівнодійну навантаження на вал: $F_n = 2F_0 \cdot Z \cdot \cos\left(\frac{\beta}{2}\right),$

в нашому випадку $\frac{\beta}{2} = 0$, тому $\cos\left(\frac{\beta}{2}\right) = 1$ і формула набирає наступного вигляду:

$$F_n = 2 \cdot 67 \cdot 5 \cdot 1 = 670 \text{ Н,}$$

12) Визначаємо ресурс напрацювання пасової передачі: $T = T_{cp} \cdot K_1 \cdot K_2,$

де $T_{cp} = 2000$ год.; $K_1 = 1$ і $K_2 = 1$ - відповідно коефіцієнт режиму навантаження і кліматичних умов.

$$T = 2000 \cdot 1 \cdot 1 = 2000 \text{ год.}$$

					040-Б23.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

3.10. Розрахунок складових деталей привода головного руху

3.10.1. Розрахунок розвантажувальної втулки

Розвантажувальна втулка – це конструкція яка дозволяє усунути деформацію валу на якому знаходиться шків клинопасової передачі, яку спричиняють сили що діють в цій передачі.

Розрахунок розвантажувальної втулки починаємо з розрахунку вихідного кінця валу, на який передається крутний момент через клинопасову передачу.

1) Визначаємо середній діаметр шліців, що нарізані на вихідному кінці валу, для передачі крутного моменту від валу на шків, використавши для цього умову міцності на кручення.

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр1}}{W_p} \leq [\tau_{кр}]; \quad W_p = \frac{\pi d_{cp}^3}{16}$$

Середній діаметр шліців:

$$d_{cp} \geq 1,13 \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{кр4}}{\pi \cdot [\tau_{кр}]}}; \quad d_{cp} \geq 1,13 \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 516000}{3,14 \cdot 40}} \approx 44,4 \text{ мм},$$

де $[\tau_{кр}] = 25 \dots 50 \text{ МПа}$; $M_{кр4} = 516000 \text{ Нмм}$ – крутний момент.

Підбираємо для вихідного кінця валу шліці важкої серії з номінальними розмірами $z \times d \times D \times b = 10 \times 42 \times 52 \times 6$.

2) Визначаємо необхідну довжину шліців, для передачі потрібного крутного моменту, користуючись формулою яка впливає з умови міцності шліцьового з'єднання.

$$l \geq \frac{2M_{кр}}{K_3 z h d_{cp} [\sigma_{зм}]}$$

де: $K_3 = 0,7 \dots 0,8$ – коефіцієнт нерівномірності навантаження зубців;

$Z = 10$ – число зубців; $h = 4,2 \text{ мм}$ – робоча висота зубців;

$$d_{cp} = \frac{d + D}{2} = \frac{42 + 52}{2} = 47 \text{ мм} \text{ – середній діаметр шліців};$$

$[\sigma_{зм}] = 17 \text{ МПа}$ – допустиме напруження зминання для нерухомих з'єднань;

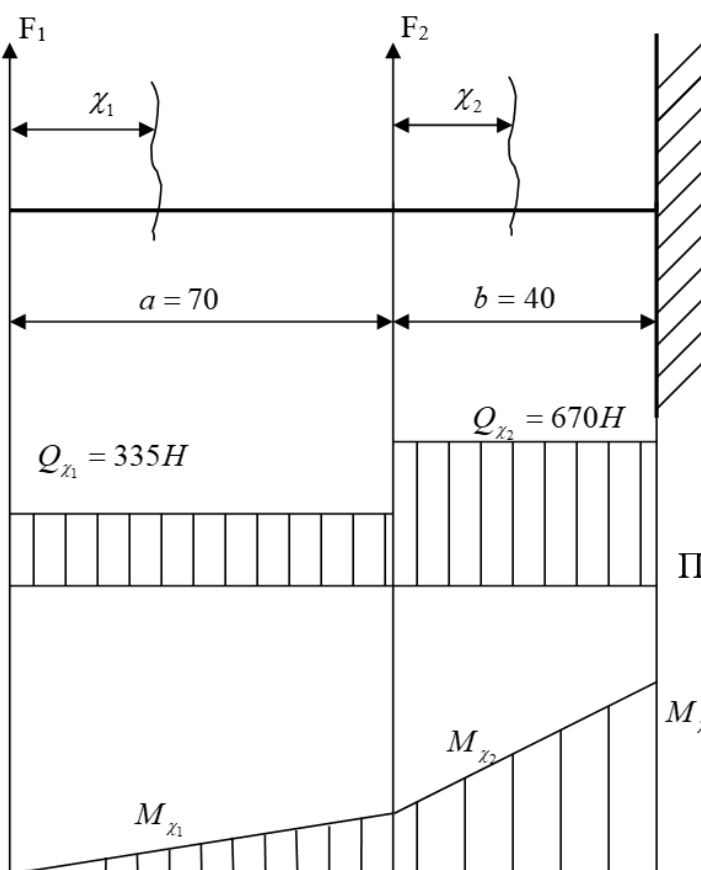
$$l \geq \frac{2 \cdot 516000}{0,8 \cdot 10 \cdot 4,2 \cdot 47 \cdot 17} \approx 39 \text{ мм}. \quad \text{Приймаємо } l = 40 \text{ мм}.$$

3) Визначаємо зовнішній діаметр D розвантажувальної втулки.

Реакції опор підшипників: $F_1 = F_2 = \frac{F_n}{2}$;

де $F_n = 670 \text{ Н}$ – рівнодійна навантаження на вал від клинопасової передачі, обчислена в попередніх пунктах.

					040-Б23.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		37



$$F_1 = F_2 = \frac{670}{2} = 335 \text{ Н};$$

$$Q_{\chi_1} = F_1; \quad Q_{\chi_2} = Q_{\chi_1} + F_2 = F_1 + F_2 = F_n$$

$$M_{\chi_1} = F_1 \cdot \chi_1; \quad 0 \leq \chi_1 \leq a.$$

При: $\chi_1 = 0 \text{ мм}; \quad M_{\chi_1} = 0 \text{ Нмм.}$

$\chi_1 = a = 70 \text{ мм}; \quad M_{\chi_1} = 335 \cdot 70 = 23450$

$$M_{\chi_2} = F_1 \cdot (a + \chi_2) + F_2 \cdot \chi_2; \quad 0 \leq \chi_2 \leq b$$

При: $\chi_2 = 0 \text{ мм}; \quad M_{\chi_2} = F_1 \cdot a = 23450 \text{ Нмм.}$

При: $\chi_2 = b = 40 \text{ мм};$

$$M_{\chi_2} = 335 \cdot (70 + 40) + 335 \cdot 40 = 50250 \text{ Нмм.}$$

Рисунок 3.7 Розрахункова схема розвантажувальної втулки з епюрами згинальних і крутного моментів.

З розрахункової схеми розвантажувальної втулки зображеної на рис. 3.7 робимо висновки про розміщення небезпечного перерізу втулки.

Користуючись умовою міцності на зріз визначаємо зовнішній діаметр втулки. $\tau_{зр} = \frac{F}{A} \leq [\tau_{зр}] = 110 \text{ МПа}$, де A – площа поперечного перерізу втулки:

$$A = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4}, \text{ в якій } D \text{ і } d \text{ – відповідно зовнішній і внутрішній діаметри}$$

втулки. Отже прийнявши $d = 54 \text{ мм}$, і підставивши попередні формули одна в одну проводимо розрахунок за отриманою формулою:

$$D \geq \sqrt{\frac{4F_n}{\pi[\tau_{зр}]} + d} = \sqrt{\frac{4 \cdot 670}{3,14 \cdot 110} + 40} = 42,8 \text{ мм.}$$

Користуючись умовою міцності на зріз також визначаємо зовнішній діаметр втулки: $\sigma_{зс} = \frac{M_{зс}}{W_0} \leq [\sigma_{зс}] = 220 \text{ МПа}$, де $W_0 = \frac{\pi(D^3 - d^3)}{32}$ – осьовий момент опору.

						040-Б23.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			38

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{зз}}{\pi \cdot [\sigma_{зз}]} + d} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 50250}{3,14 \cdot 220}} + 40 \approx 53,25 \text{ мм},$$

Приймаємо остаточно $D=55$ мм.

4) Визначаємо діаметр штифта, користуючись умовою міцності на зріз.

$$\tau_{зп} = \frac{F_n}{A} \leq [\tau_{зп}] = 90 \dots 120 \text{ МПа} \quad A = \frac{\pi \cdot d_{ум}^2}{4}$$

$$d_{ум} \geq \sqrt{\frac{4F_n}{\pi[\tau_{зп}]} = \sqrt{\frac{4 \cdot 670}{3,14 \cdot 100}} = 2,92 \text{ мм},$$

Вибираємо штифт для глухих отворів $d_{ум} = 3$ мм.

5) Розраховуємо болти, які кріплять розвантажувальну втулку до корпуса привода, вони сприймають навантаження F , що розкриває стик деталей, а також розтягуючу осьову силу затяжки болта $F_{зам}$. Розрахункове навантаження болта визначаємо з формули: $F_p = F_{зам} + \chi F$, де $\chi = 0,2 \dots 0,3$ – коефіцієнт зовнішнього навантаження;

$$F = \frac{2 \cdot M_{зз}}{D_{омс}};$$

$M_{зз} = 50250$ Нмм – згинальний момент, обрахований в попередньому пункті.

$D_{омс} = 100$ мм – діаметр кола розміщення центрів кріпильних болтів.

$$F_{зам} = \frac{K \cdot 2 \cdot M_{зз}}{i \cdot f \cdot z \cdot D_{омс}}; \quad F_p = \frac{1,5 \cdot 2 \cdot 50250}{1 \cdot 0,18 \cdot 6 \cdot 100} + 0,2 \cdot \frac{2 \cdot 50250}{100} \approx 1597 \text{ Н}.$$

де $K = 1,5 \dots 1,8$ – коефіцієнт запасу міцності;

$i = 1$ – число площин стику;

$f = 0,15 \dots 0,2$ – коефіцієнт тертя в стикові деталей;

$z = 6$ – число кріпильних болтів;

За умовою міцності на розтяг: $\sigma_p = \frac{F_p}{A} = \frac{F_p}{\frac{\pi d_о^2}{4}} \leq [\sigma_p] = 135 \text{ МПа},$

звідки отримуємо що: $d_о \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_p}{\pi \cdot [\sigma_p]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1597}{3,14 \cdot 135}} \approx 4 \text{ мм}.$

Остаточно вибираємо болт М6.

3.10.2. Розрахунок валів привода

Вали привода головного руху, як і вали всіх інших механізмів верстатів,

						040-Б23.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			39

розраховуються на міцність і на жорсткість.

При розрахунку валів і на їх розрахункових схемах будемо використовувати наступні позначення:

➤ ZOX і YOX – відповідно горизонтальна і фронтальна площини, в яких діють сили.

➤ R_{Ar} і R_{At} – реакції в опорі А від дії відповідно радіальної і колової сил.

➤ R_{Br} і R_{Bt} – реакції в опорі В від дії відповідно радіальної і колової сил.

➤ F_r і F_t – відповідно радіальна і колова сили діючі у зачепленні прямозубої зубчатої передачі.

➤ T – обертовий момент діючий на даному валу.

➤ M_{on} – момент опору, рівний за величиною T , але направлений в протилежний бік; в результаті його дії виникає деформація кручення і крутний момент $M_{кр}$.

➤ a b c – відповідні відстані між опорами і від точок прикладання сил до опор (згідно даної розрахункової схеми).

➤ R_A і R_B – сумарні реакції відповідно в опорі А і В.

➤ A, B, C, D – точки прикладання сил і реакцій опору до вала.

➤ x_1, x_2, x_3 – відстані до біжучих перерізів.

Числові індекси в позначеннях, крім позначень x_1, x_2, x_3 , означають приналежність цих позначень до розрахунку відповідного за номером вала і до його розрахункової схеми, або параметр відповідної шестерні.

Всі з вище перерахованих значень, крім відстаней отриманих з ескізу, що будуть використовуватися при розрахунку, є такими що були визначені в попередніх пунктах, або стандартними. Тому чисельні величини цих значень будемо використовувати в формулах без їх попереднього зазначення.

Розрахунок першого валу.

З попередньо викресленого ескізу знаходимо необхідні відстані:

$c=233$ мм – відстань між опорами;

$a=24$ мм – відстань від лівої опори до центра ваги найбільш навантаженого зубчатого колеса;

$b=233-24=209$ мм – відстань від правої опори до центра ваги найбільш навантаженого зубчатого колеса.

					040-Б23.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

Визначаємо сили, що діють в зачепленні прямозубої зубчатої передачі:

- тангенціальна (колова) сила $F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 38,18 \cdot 10^3}{58} = 1316,55 \text{ Н};$
- радіальна сила $F_{r1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 1316,55 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 479,2 \text{ Н}.$

Для побудови епюр згинальних моментів визначаємо реакції в опорах з наступних виразів: $\sum M_{Br} = 0; R_{Ar} = \frac{F_{r1} \cdot b}{c} = \frac{479,2 \cdot 209}{233} = 430 \text{ Н};$

$$\sum M_{Ar} = 0; R_{Br} = \frac{F_{r1} \cdot a}{c} = \frac{479,2 \cdot 24}{233} = 49,4 \text{ Н};$$

$$\sum M_{Bt} = 0; R_{At} = \frac{F_{t1} \cdot b}{c} = \frac{1316,55 \cdot 209}{233} = 1181 \text{ Н};$$

$$\sum M_{At} = 0; R_{Bt} = \frac{F_{t1} \cdot a}{c} = \frac{1316,55 \cdot 24}{233} = 135,6 \text{ Н}.$$

Визначаємо сумарні реакції в опорах, необхідні для розрахунку підшипників.

$$R_A = \sqrt{R_{At}^2 + R_{Ar}^2} = \sqrt{1181^2 + 430^2} = 1256,8 \text{ Н}; \quad R_B = \sqrt{R_{Bt}^2 + R_{Br}^2} = \sqrt{135,6^2 + 49,4^2} = 144,32 \text{ Н}.$$

Згинальні моменти в біжучих перерізах x_1 і x_2 визначаємо з виразів:

$$M_{rx1} = -R_{Ar} \cdot x_1; \quad 0 \leq x_1 \leq a; \quad M_{rx1} = 0 \dots 10320 \text{ Нмм};$$

$$M_{rx2} = -R_{Br} \cdot x_2; \quad 0 \leq x_2 \leq b; \quad M_{rx2} = 0 \dots 10324,6 \text{ Нмм};$$

$$M_{tx1} = R_{At} \cdot x_1; \quad 0 \leq x_1 \leq a; \quad M_{tx1} = 0 \dots 28344 \text{ Нмм};$$

$$M_{tx2} = R_{Bt} \cdot x_2; \quad 0 \leq x_2 \leq b; \quad M_{tx2} = 0 \dots 28340,4 \text{ Нмм}.$$

Використовуючи вище обраховані значення будуємо епюри згинальних і крутного моментів, які разом з розрахунковою схемою ведучого вала I зображені на рисунку 3.6.

Сумарний згинальний момент:

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_{r \max}^2 + M_{t \max}^2} = \sqrt{10325^2 + 28344^2} = 30166 \text{ Нмм}$$

Еквівалентний момент від спільної дії згину і кручення:

$$M_{екв} = \sqrt{M_{\Sigma}^2 + 0,75 M_{кр1}^2} = \sqrt{30166^2 + 0,75 \cdot 38180^2} = 44757,8 \text{ Нмм}.$$

Виконуємо проектування валу за довжинами і діаметрами.

З умови міцності на кручення визначаємо діаметр вихідного кінця вала d_1 :

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр1}}{W_p} \leq [\tau_{кр}],$$

					040-Б23.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

де $[\tau_{кр}] = 25 \dots 50 \text{ МПа}$; $W_p = \frac{\pi d_1^3}{16}$ – полярний момент опору.

З попередніх формул випливає: $d_1 \geq 1,13 \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{кр1}}{\pi \cdot [\tau_{кр}]}}$; $d_1 \geq 1,13 \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 38180}{3,14 \cdot 40}} \approx 18,63 \text{ мм}$.

Приймаємо $d_1 = 19 \text{ мм}$.

Діаметр вала під підшипник $d_2 = 20 \text{ мм}$.

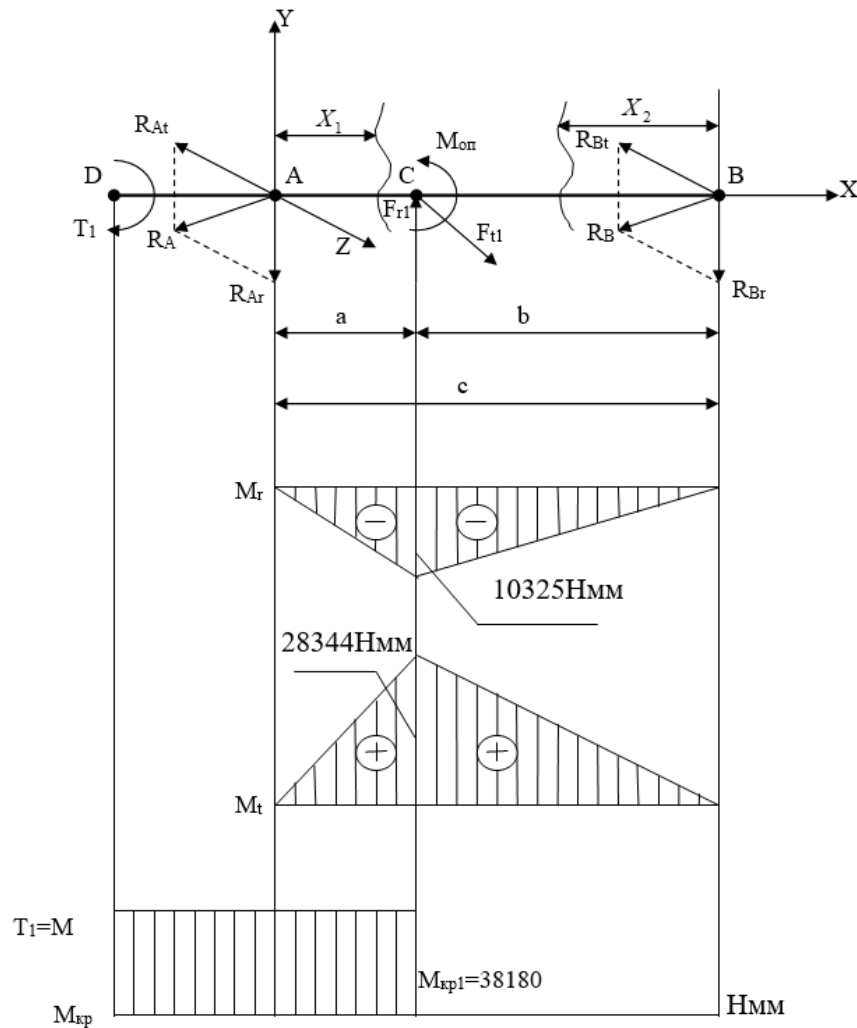


Рисунок 3.8 Розрахункова схема ведучого валу I привода, з епюрами згинальних і крутного моментів

Діаметр вала під тривінцевий блок $d_3 = 26 \text{ мм}$. На цьому діаметрі нарізані шліци з прямобічними зубцями важкої серії з номінальними розмірами $z \times d \times D \times b = 10 \times 21 \times 26 \times 3$.

$$\sigma_{зм} = \frac{2T_1}{K_3 z h d_{cp} l} \leq [\sigma_{зм}], \quad \sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 38180}{0,75 \cdot 10 \cdot 1,4 \cdot 23,5 \cdot 64} = 3,56 \text{ МПа.}$$

де: $K_3 = 0,7 \dots 0,8$ – коефіцієнт нерівномірності навантаження зубців;

						040-Б23.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			42

$Z=10$ – число зубців; $h=1,4$ мм – робоча висота зубців;

$$d_{cp} = \frac{d+D}{2} = \frac{21+26}{2} = 23,5 \text{ мм} \text{ – середній діаметр шліців;}$$

$[\sigma_{зм}] = 4 \dots 7$ МПа – допустиме напруження зминання для рухомих шліцевих з'єднань у верстатобудуванні.

$l=64$ мм – довжина тривінцевого блоку.

Отже умова міцності шліцевого з'єднання забезпечена, оскільки:

$$\sigma_{зм} = 3,56 \leq [\sigma_{зм}] = 4 \dots 7 \text{ МПа.}$$

Умова міцності шпонкового з'єднання вихідного кінця валу.

$$\sigma_{зм} = \frac{4T_1}{nd_1l_p} \leq [\sigma_{зм}]; \quad \sigma_{зм} = \frac{4 \cdot 38180}{6 \cdot 30 \cdot 19} = 44,7 \text{ МПа} \leq [\sigma_{зм}] = 80 \dots 120 \text{ МПа.}$$

Отже, умова міцності шпонкового з'єднання забезпечена.

Перевіримо статичну міцність вала за середнім діаметром шліцевого з'єднання.

$$\sigma_{зс} = \frac{M_{екв}}{W_0} = \frac{32 \cdot M_{екв}}{\pi d_{cp}^3} = \frac{32 \cdot 44757,8}{3,14 \cdot 23,5^3} = 35,15 \text{ МПа.}$$

Для нашого валу виготовленого з ст.45 з термообробкою поліпшення $[\sigma_{зс}] = 85$ МПа. $\sigma_{зс} = 35,15 \leq [\sigma_{зс}] = 85$ МПа.

Статична міцність вала у найбільш навантаженому місці забезпечена.

Розрахунок вала на втомну міцність.

Розрахунок вала на втомну міцність полягає у знаходженні дійсного коефіцієнта запасу міцності і порівнянні його з допустимим за формулою.

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

де $S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{K_d K_F} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}$ – запас міцності втоми тільки за згином;

$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{K_d K_F} \tau_a + \psi_\tau \tau_m}$ – запас міцності втоми тільки за крученням;

$$\sigma_m = 0; \sigma_a = \frac{M}{0,1 \cdot d^3} = \frac{10324}{0,1 \cdot 23,5^3} \approx 8 \text{ МПа}; \tau_a = \tau_m = \frac{0,5T}{0,2d^3} = \frac{0,5 \cdot 38180}{0,2 \cdot 19^3} = 13,9 \text{ МПа}$$

амплітуда змінних складових циклів напружень і постійні складові. $\psi_\sigma = 0,1$ і $\psi_\tau = 0,05$ – для середньо вуглецевих сталей.

$K_\sigma = 1,9$; $K_\tau = 1,4$ – ефективні коефіцієнти напружень.

					040-Б23.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

$K_d=0,9; K_F=0,85$ – масштабний фактор і фактор шорсткості.

Для нашого випадку приймаємо: $\sigma_{-1}=250\text{МПа}; \tau_{-1}=130\text{МПа}$.

$$S_\sigma = \frac{250}{\frac{1,9}{0,9 \cdot 0,85} \cdot 8 + 0,1 \cdot 0} = 12,6; \quad S_\tau = \frac{130}{\frac{1,4}{0,9 \cdot 0,85} \cdot 13,9 + 0,05 \cdot 13,9} = 4,97;$$

$$S = \frac{12,6 \cdot 4,97}{\sqrt{12,6^2 + 4,97^2}} = \frac{62,6}{13,54} = 4,62 \geq [S] = 1,5 \dots 2,6.$$

Втомна міцність вала забезпечена. Перевірку втомної міцності інших перерізів вала проводити не варто, оскільки осьові і полярні моменти опору інших перерізів будуть значно більшими, а σ_a і τ_a – меншими, що гарантує більший коефіцієнт запасу міцності.

Розрахунок вала на жорсткість.

Прогини і кути поворотів вала визначимо від сил діючих у двох взаємно перпендикулярних площинах. Оскільки наші розрахункові випадки є досить простими доцільно використати готові рішення.

Прогин валу в точці С від сили F_{r1} буде визначатися за формулою:

$$y_{cr1} = \frac{F_{r1} a^2 b^2}{3EJc}; \quad y_{cr1} = \frac{479,2 \cdot 0,024^2 \cdot 0,209^2}{3 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 1,5 \cdot 10^{-8} \cdot 0,233} = 5,75 \cdot 10^{-6} \text{ м.}$$

де $E=210^{11}\text{Па}$ – модуль пружності матеріалу.

$$J = \frac{\pi d_{cp}^4}{64} = \frac{3,14 \cdot 0,0235^4}{64} \approx 1,5 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4 \text{ – момент інерції січення вала.}$$

За повністю аналогічною формулою знаходимо прогин вала в цій же точці від сили F_{t1} ;

$$y_{ct1} = \frac{1316,55 \cdot 0,024^2 \cdot 0,209^2}{3 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 1,5 \cdot 10^{-8} \cdot 0,233} \approx 1,58 \cdot 10^{-5} \text{ м.}$$

Сумарний прогин вала в точці С від дії двох сил, знаходимо методом геометричного сумування двох окремо визначених значень прогинів.

$$y_c = \sqrt{y_{cr1}^2 + y_{ct1}^2} = \sqrt{(5,75 \cdot 10^{-6})^2 + (1,58 \cdot 10^{-5})^2} \approx 1,68 \cdot 10^{-5} \text{ м.}$$

У верстатобудуванні для валів загального призначення $[y] = (0,0002 \dots 0,0003) \cdot c$ де $c=0,233\text{м}$ – відстань між опорами. В нашому випадку $[y] = (0,0002 \dots 0,0003) \cdot 0,233 = 4,66 \cdot 10^{-5} \dots 6,99 \cdot 10^{-5} \text{ м}$. Жорсткість нашого вала є забезпечена оскільки $y_c = 1,84 \cdot 10^{-5} \text{ м} \leq [y] = 4,66 \cdot 10^{-5} \dots 6,99 \cdot 10^{-5} \text{ м}$.

Кут повороту вала в опорі А від дії сили F_{r1} визначаємо за формулою:

					040-Б23.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

$$\theta_{AF_{r1}} = \frac{F_{r1}ab(c+b)}{6EJc} = \frac{479,2 \cdot 24 \cdot 209 \cdot (233+209)}{6 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 15000 \cdot 233} = 2,53 \cdot 10^{-4} \text{ рад.}$$

За повністю аналогічною формулою визначаємо кут повороту валу в опорі А від дії сили F_{t1} :

$$\theta_{AF_{t1}} = \frac{F_{t1}ab(c+b)}{6EJc} = \frac{1316,55 \cdot 24 \cdot 209 \cdot (233+209)}{6 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 15000 \cdot 233} = 6,96 \cdot 10^{-4} \text{ рад.}$$

Сумарний кут повороту в опорі А, від дії двох сил, визначаємо геометричним сумуванням двох окремо визначених кутів повороту.

$$\theta_A = \sqrt{\theta_{AF_{r1}}^2 + \theta_{AF_{t1}}^2} = \sqrt{(2,53 \cdot 10^{-4})^2 + (6,96 \cdot 10^{-4})^2} = 7,4 \cdot 10^{-4} \text{ рад.}$$

Визначаємо кути повороту вала в опорі В, відповідно від дії сили F_{r1} і F_{t1} :

$$\theta_{BF_{r1}} = \frac{F_{r1}ab(c+a)}{6EJc} = \frac{479,2 \cdot 24 \cdot 209 \cdot (233+24)}{6 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 15000 \cdot 233} = 1,47 \cdot 10^{-4} \text{ рад.}$$

$$\theta_{BF_{t1}} = \frac{F_{t1}ab(c+a)}{6EJc} = \frac{1316,55 \cdot 24 \cdot 209 \cdot (233+24)}{6 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 15000 \cdot 233} = 4,05 \cdot 10^{-4} \text{ рад.}$$

Сумарний кут повороту в опорі В:

$$\theta_B = \sqrt{\theta_{BF_{r1}}^2 + \theta_{BF_{t1}}^2} = \sqrt{(1,47 \cdot 10^{-4})^2 + (4,05 \cdot 10^{-4})^2} = 4,3 \cdot 10^{-4} \text{ рад.}$$

Допустимий кут повороту вала в радіальному кульковому підшипнику $[\theta] = 0,005$ рад. В нашому випадку $\theta_A = 7,4 \cdot 10^{-4} \leq [\theta] = 5 \cdot 10^{-3}$ рад і $\theta_B = 4,3 \cdot 10^{-4} \leq [\theta] = 5 \cdot 10^{-3}$ рад. Тому за цим параметром жорсткість вала будемо вважати повністю забезпеченою.

Розрахунок другого вала.

Розрахунок другого вала буде проводитися за методикою аналогічною до методики розрахунку першого валу.

З попередньо викресленого ескізу знаходимо необхідні відстані:

$l=430,5$ мм – відстань між опорами;

$a=24$ мм – відстань від лівої опори до центра ваги найбільш навантаженого зубчатого колеса;

$c=110$ мм – відстань від правої опори до центра ваги найбільш навантаженої шестерні.

$b=296,5$ мм – відстань між шестернею і колесом.

Визначаємо сили що діють в зачепленні прямозубої зубчатої передачі:

➤ тангенціальна (колова) сила зубчатого колеса і шестерні відповідно:

$$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 73,73 \cdot 10^3}{134} = 1100 \text{ Н; } F_{t7} = \frac{2T_7}{d_7} = \frac{2 \cdot 73,73 \cdot 10^3}{57,5} = 2564 \text{ Н.}$$

					040-Б23.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

➤ радіальна сила зубчатого колеса і шестерні відповідно:

$$F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 1100 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 400 \text{ Н}; \quad F_{r7} = F_{t7} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 2564 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 933 \text{ Н}.$$

Для побудови епюр згинальних моментів визначаємо реакції в опорах з наступних виразів:

$$\sum M_{B_{YOX}} = 0; \quad R_{A_{YOX}} = \frac{F_{r2} \cdot (b+c) - F_{t7} \cdot c}{l} = \frac{400 \cdot (296,5+110) - 2564 \cdot 110}{430,5} = -277 \text{ Н};$$

$$\sum M_{A_{YOX}} = 0; \quad R_{B_{YOX}} = \frac{F_{t7} \cdot (a+b) - F_{r2} \cdot a}{l} = \frac{2564 \cdot (24+296,5) - 400 \cdot 24}{430,5} = 1886,5 \text{ Н};$$

$$\sum M_{B_{ZOX}} = 0; \quad R_{A_{ZOX}} = \frac{F_{t2} \cdot (c+b) - F_{r7} \cdot c}{l} = \frac{1100 \cdot (110+296,5) - 933 \cdot 110}{430,5} = 800 \text{ Н};$$

$$\sum M_{A_{ZOX}} = 0; \quad R_{B_{ZOX}} = \frac{F_{r7} \cdot (a+b) - F_{t2} \cdot a}{l} = \frac{933 \cdot (24+296,5) - 1100 \cdot 24}{430,5} = 633 \text{ Н}.$$

Визначаємо сумарні реакції в опорах, необхідні для розрахунку підшипників.

$$R_A = \sqrt{R_{A_{YOX}}^2 + R_{A_{ZOX}}^2} = \sqrt{(-277)^2 + 800^2} = 846,6 \text{ Н};$$

$$R_B = \sqrt{R_{B_{YOX}}^2 + R_{B_{ZOX}}^2} = \sqrt{1886,5^2 + 633^2} = 1990 \text{ Н}.$$

Згинальні моменти в біжучих перерізах x_1 і x_2 визначаємо з виразів:

$$M_{YOX_{x1}} = R_{A_{YOX}} \cdot x_1; \quad 0 \leq x_1 \leq a; \quad M_{YOX_{x1}} = 0 \dots -6648 \text{ Нмм};$$

$$M_{YOX_{x2}} = -R_{B_{YOX}} \cdot x_2; \quad 0 \leq x_2 \leq c; \quad M_{YOX_{x2}} = 0 \dots -207515 \text{ Нмм};$$

$$M_{ZOX_{x1}} = -R_{A_{ZOX}} \cdot x_1; \quad 0 \leq x_1 \leq a; \quad M_{ZOX_{x1}} = 0 \dots -19200 \text{ Нмм};$$

$$M_{ZOX_{x2}} = R_{B_{ZOX}} \cdot x_2; \quad 0 \leq x_2 \leq c; \quad M_{ZOX_{x2}} = 0 \dots 69630 \text{ Нмм}.$$

Сумарний згинальний момент:

$$M_\Sigma = \sqrt{M_{YOX_{\max}}^2 + M_{ZOX_{\max}}^2} = \sqrt{(-207515)^2 + 69630^2} = 218885 \text{ Нмм}.$$

Еквівалентний момент від спільної дії згину і кручення:

$$M_{\text{екв}} = \sqrt{M_\Sigma^2 + 0,75 M_{\text{кр}2}^2} = \sqrt{218885^2 + 0,75 \cdot 73730^2} = 228008 \text{ Нмм}.$$

Виконуємо проектування вала за довжинами і діаметрами.

З умови міцності на кручення визначаємо діаметр валу d_2 під підшипник:

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{M_{\text{кр}2}}{W_p} \leq [\tau_{\text{кр}}];$$

де $[\tau_{\text{кр}}] = 25 \dots 50 \text{ МПа}; \quad W_p = \frac{\pi d^3}{16}$ – полярний момент опору.

									Арк.
									46
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	040-Б23.00.00.00.000 ПЗ				

З попередніх формул випливає: $d_2 \geq 1,13 \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{кр1}}{\pi \cdot [\tau_{кр}]}}$; $d_2 \geq 1,13 \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 73730}{3,14 \cdot 40}} \approx 23,2$ мм.

Приймаємо діаметр валу під підшипник $d_2=25$ мм.

Діаметр вала під нерухомі зубчаті колеса $d_3=29$ мм. На цьому діаметрі нарізані шліци з прямобічними зубцями важкої серії з номінальними розмірами

$$z \times d \times D \times b = 10 \times 23 \times 29 \times 3. \quad \sigma_{зм} = \frac{2T_2}{K_3 z h d_{cp} l} \leq [\sigma_{зм}]$$

де: $K_3=0,7...0,8$ – коефіцієнт нерівномірності навантаження зубців;

$Z=10$ – число зубців; $h=2,4$ мм – робоча висота зубців;

$$d_{cp} = \frac{d + D}{2} = \frac{23 + 29}{2} = 26 \text{ мм} \text{ – середній діаметр шліців;}$$

$[\sigma_{зм}]=12...20$ МПа – допустиме напруження змінання для нерухомих шліцьових з'єднань у верстатобудуванні.

$l=16$ мм – ширина вужчої з двох шестерень.

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 73730}{0,8 \cdot 10 \cdot 2,4 \cdot 26 \cdot 16} = 18,46 \text{ МПа.}$$

Отже умова міцності шліцьового з'єднання забезпечена, оскільки:

$$\sigma_{зм} = 18,46 \leq [\sigma_{зм}] = 12...20 \text{ МПа.}$$

Перевіримо статичну міцність валу за середнім діаметром шліцьового з'єднання:

$$\sigma_{зс} = \frac{M_{екв}}{W_0} = \frac{32 \cdot M_{екв}}{\pi d_{cp}^3} = \frac{32 \cdot 228008}{3,14 \cdot 26^3} = 132,2 \text{ МПа.}$$

Для нашого вала виготовленого з ст.40Х з термообробкою гартування $[\sigma_{зс}]=150$ МПа. $\sigma_{зс} = 132,2 \leq [\sigma_{зс}] = 150$ МПа.

Статична міцність вала у найбільш навантаженому місці забезпечена.

					040-Б23.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

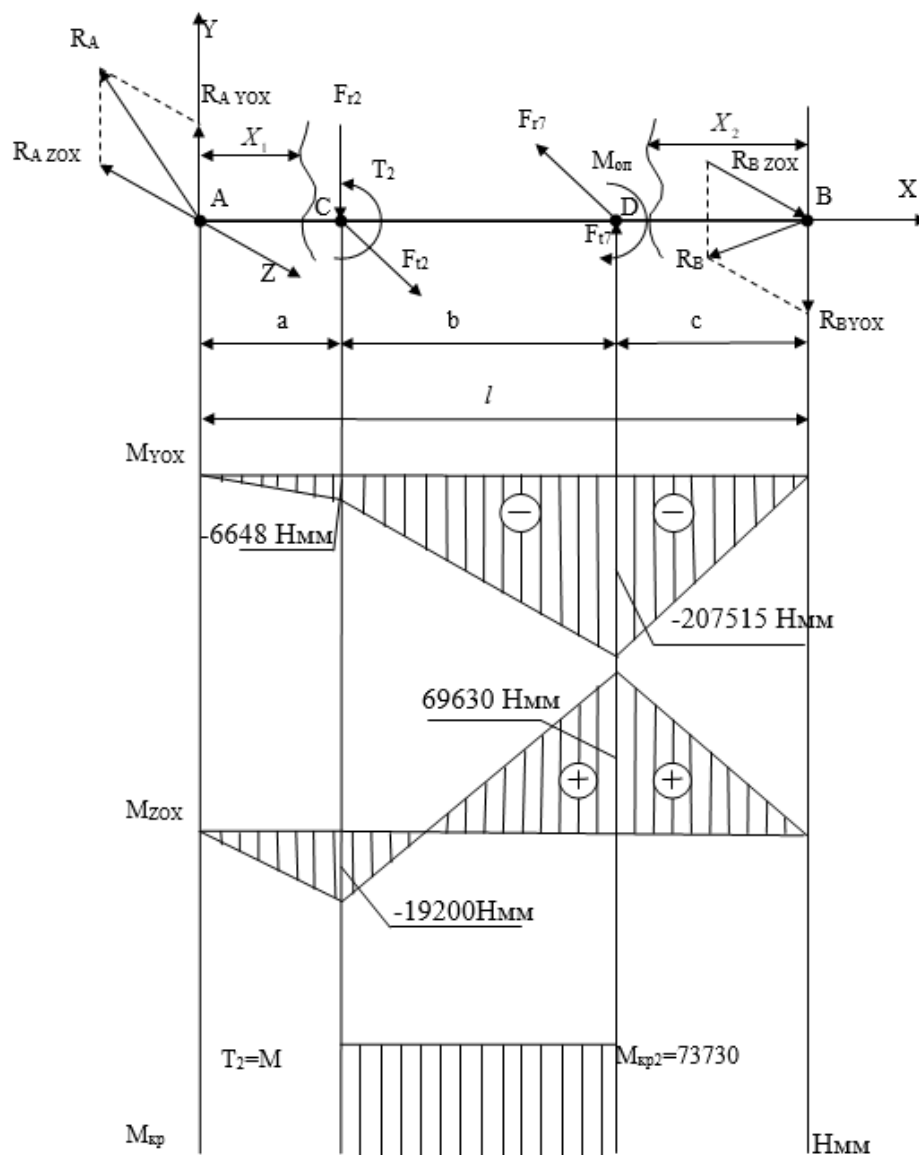


Рисунок 3.9 Розрахункова схема валу II привода,
з епюрами згинальних і крутного моментів

Розрахунок валу на втомну міцність.

Розрахунок вала на втомну міцність полягає у знаходженні дійсного коефіцієнта запасу міцності і порівнянні його з допустимим.

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

де $S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{K_d K_F} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}$ – запас міцності втомні тільки за згином;

$$S_{\sigma} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{K_d K_F} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m} - \text{запас міцності втомі тільки за крученням};$$

$$\sigma_m = 0; \sigma_a = \frac{M}{0,1 \cdot d^3} = \frac{19200}{0,1 \cdot 26^3} \approx 11 \text{ МПа}; \tau_a = \tau_m = \frac{0,5T}{0,2d^3} = \frac{0,5 \cdot 73730}{0,2 \cdot 26^3} = 10,5 \text{ МПа}$$

амплітуда змінних складових циклів напружень і постійні складові. $\psi_{\sigma} = 0,15$ і $\psi_{\tau} = 0,1$ – для легованих сталей.

$K_{\sigma} = 2; K_{\tau} = 1,43$ – ефективні коефіцієнти напружень;

$K_d = 0,86; K_F = 0,83$ – масштабний фактор і фактор шорсткості;

Для нашого випадку приймаємо: $\sigma_{-1} = 320 \text{ МПа}; \tau_{-1} = 200 \text{ МПа}$. Підставляємо всі вище знайдені значення у формули:

$$S_{\sigma} = \frac{320}{\frac{2}{0,86 \cdot 0,83} \cdot 11 + 0,15 \cdot 0} = 10,38; \quad S_{\tau} = \frac{200}{\frac{1,43}{0,86 \cdot 0,83} \cdot 10,5 + 0,1 \cdot 10,5} = 9;$$

$$S = \frac{10,38 \cdot 9}{\sqrt{1,51^2 + 12,6^2}} = \frac{93,42}{13,74} = 6,8 \geq [S] = 1,5 \dots 2,6.$$

Втомна міцність вала забезпечена. Перевірку втомної міцності інших перерізів вала проводити не варто, оскільки осьові і полярні моменти опору інших перерізів будуть значно більшими, а σ_a і τ_a – меншими, що гарантує більший коефіцієнт запасу міцності.

Розрахунок вала на жорсткість.

Прогини і кути поворотів вала визначимо від сил діючих у двох взаємно перпендикулярних площинах.

Оскільки наші розрахункові випадки є досить простими доцільно використати готові рішення.

Так як з двох зубчатих коліс, що знаходяться одночасно в зачепленні, і закріплені на одному валу, зубчате колесо що закріплене в точці D піддається дії значно більших колових і радіальних сил ніж колесо закріплене в точці C , то цілком очевидно що прогин вала в точці кріплення більш навантаженого зубчатого колеса буде значно більшим. Тому для спрощення розрахунку перевірки жорсткості вала доцільно знайти прогин вала саме в точці D , як максимальний існуючий на даному валу, і порівняти його з гранично допустимим значенням прогину для даного вала.

						Арк.
					040-Б23.00.00.00.000 ПЗ	49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Прогин вала в точці D від сили F_{r7} згідно вищенаведеного джерела буде визначатися за формулою:

$$y_{Dr7} = \frac{F_{r7}(a+b)^2 c^2}{3EJ};$$

де $E=210^{11}$ Па – модуль пружності матеріалу.

$$J = \frac{\pi d_{cp}^4}{64} = \frac{3,14 \cdot 0,026^4}{64} \approx 2,242 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4 - \text{момент інерції січення вала.}$$

Всі інші значення використані у формулі були знайдені або обраховані в попередніх пунктах.

$$y_{Dr7} = \frac{933 \cdot (0,024 + 0,2965)^2 \cdot 0,11^2}{3 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 2,242 \cdot 10^{-8} \cdot 0,4305} = 2 \cdot 10^{-4} \text{ м.}$$

За повністю аналогічною формулою знаходимо прогин вала в цій же точці від дії сили F_{l7} ;

$$y_{Dl7} = \frac{2564 \cdot (0,024 + 0,2965)^2 \cdot 0,11^2}{3 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 2,242 \cdot 10^{-8} \cdot 0,4305} = 5,5 \cdot 10^{-4} \text{ м.}$$

Сумарний прогин вала в точці C від дії двох сил, знаходимо методом геометричного сумування двох окремо визначених значень прогинів.

$$y_D = \sqrt{y_{Dr7}^2 + y_{Dl7}^2} = \sqrt{(2 \cdot 10^{-4})^2 + (5,5 \cdot 10^{-4})^2} \approx 5,85 \cdot 10^{-4} \text{ м.}$$

У верстатобудуванні для валів загального призначення $[y] = (0,0002 \dots 0,0003) \cdot l$ де $l=0,4305$ м – відстань між опорами. В нашому випадку $[y] = (0,0002 \dots 0,0003) \cdot 0,4305 = 8,61 \cdot 10^{-4} \dots 1,29 \cdot 10^{-3}$ м. Жорсткість нашого вала є забезпечена оскільки $y_D = 5,85 \cdot 10^{-4} \text{ м} \leq [y] = 8,61 \cdot 10^{-4} \dots 1,29 \cdot 10^{-3}$ м.

Визначаємо кути повороту вала в опорах А і В від сил діючих в площині YOX .

Кути повороту вала в опорі А від сил F_{r2} і F_{l7} відповідно:

$$\theta_{AF_{r2}} = \frac{F_{r2} a(c+b)(l+b+c)}{6EJ} = \frac{400 \cdot 24 \cdot (110 + 296,5) \cdot (430,5 + 296,5 + 110)}{6 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 22420 \cdot 430,5} = 2,82 \cdot 10^{-4} \text{ рад.}$$

$$\theta_{AF_{l7}} = \frac{F_{l7}(a+b)c(l+c)}{6EJ} = \frac{2564 \cdot (24 + 296,5) \cdot 110 \cdot (430,5 + 110)}{6 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 22420 \cdot 430,5} = 4,2 \cdot 10^{-3} \text{ рад.}$$

Знаходимо сумарний кут повороту вала в опорі А, від сил діючих в площині YOX , методом алгебраїчного сумування окремо найдених кутів повороту вала в опорі, від дії кожної окремо взятої сили. А оскільки сили, що спричиняють поворот вала в опорі направлені протилежно, то природно, що і кути повороту вала будуть мати протилежні напрямки. Тому алгебраїчне сумування кутів, в цьому випадку, фактично означає віднімання їх числових значень.

					040-Б23.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		50

$$\theta_{AYOX} = \theta_{AF_{17}} - \theta_{AF_{r_2}} = 4,2 \cdot 10^{-3} - 2,82 \cdot 10^{-4} = 3,9 \cdot 10^{-3} \text{ рад.}$$

Кути повороту вала в опорі В від сил F_{r_2} і F_{17} відповідно:

$$\theta_{BF_{r_2}} = \frac{F_{r_2} a(c+b)(l+a)}{6EJ} = \frac{400 \cdot 24 \cdot (110+296,5) \cdot (430,5+24)}{6 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 22420 \cdot 430,5} = 1,53 \cdot 10^{-3} \text{ рад.}$$

$$\theta_{BF_{17}} = \frac{F_{17} (a+b)c(l+a+b)}{6EJ} = \frac{2564 \cdot (24+296,5) \cdot 110 \cdot (430,5+24+296,5)}{6 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 22420 \cdot 430,5} = 5,85 \cdot 10^{-3} \text{ рад.}$$

Знаходимо сумарний кут повороту вала в опорі В, від сил діючих в площині YOX, з допомогою вищеописаного методу для аналогічного розрахунку відповідного кута в опорі А: $\theta_{BYOX} = \theta_{BF_{17}} - \theta_{BF_{r_2}} = 5,85 \cdot 10^{-3} - 1,53 \cdot 10^{-3} = 4,32 \cdot 10^{-3} \text{ рад.}$

Визначаємо кути повороту вала в опорах А і В від сил діючих в площині ZOX.

Кути повороту вала в опорі А від сил F_{r_7} і F_{12} відповідно:

$$\theta_{AF_{12}} = \frac{F_{12} a(c+b)(l+b+c)}{6EJ} = \frac{1100 \cdot 24 \cdot (110+296,5) \cdot (430,5+296,5+110)}{6 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 22420 \cdot 430,5} = 7,75 \cdot 10^{-4} \text{ рад.}$$

$$\theta_{AF_{r_7}} = \frac{F_{r_7} (a+b)c(l+c)}{6EJ} = \frac{933 \cdot (24+296,5) \cdot 110 \cdot (430,5+110)}{6 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 22420 \cdot 430,5} = 1,53 \cdot 10^{-3} \text{ рад.}$$

По аналогії, до проведення попередніх розрахунків:

$$\theta_{AZOX} = \theta_{AF_{r_7}} - \theta_{AF_{12}} = 1,53 \cdot 10^{-3} - 7,75 \cdot 10^{-4} = 7,6 \cdot 10^{-4} \text{ рад.}$$

Кути повороту вала в опорі В від сил F_{r_7} і F_{12} відповідно:

$$\theta_{BF_{12}} = \frac{F_{12} a(c+b)(l+a)}{6EJ} = \frac{1100 \cdot 24 \cdot (110+296,5) \cdot (430,5+24)}{6 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 22420 \cdot 430,5} = 4,2 \cdot 10^{-4} \text{ рад.}$$

$$\theta_{BF_{r_7}} = \frac{F_{r_7} (a+b)c(l+a+b)}{6EJ} = \frac{933 \cdot (24+296,5) \cdot 110 \cdot (430,5+24+296,5)}{6 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 22420 \cdot 430,5} = 2,13 \cdot 10^{-3} \text{ рад.}$$

Аналогічно: $\theta_{BZOX} = \theta_{BF_{r_7}} - \theta_{BF_{12}} = 2,13 \cdot 10^{-3} - 4,2 \cdot 10^{-4} = 1,7 \cdot 10^{-3} \text{ рад.}$

Сумарний кут повороту вала в опорах А і В, від впливу сил діючих у двох взаємно перпендикулярних площинах YOX і ZOX, визначаємо геометричним сумуванням кутів повороту вала в кожній з цих площин.

$$\theta_A = \sqrt{\theta_{AYOX}^2 + \theta_{AZOX}^2} = \sqrt{(3,9 \cdot 10^{-3})^2 + (7,6 \cdot 10^{-4})^2} = 3,97 \cdot 10^{-3} \text{ рад.}$$

$$\theta_B = \sqrt{\theta_{BYOX}^2 + \theta_{BZOX}^2} = \sqrt{(4,32 \cdot 10^{-3})^2 + (1,7 \cdot 10^{-3})^2} = 4,6 \cdot 10^{-3} \text{ рад.}$$

Допустимий кут повороту вала в радіальному кульковому підшипнику $[\theta] = 0,005 \text{ рад.}$, а оскільки для нашого випадку $\theta_A = 3,97 \cdot 10^{-3} \leq [\theta] = 5 \cdot 10^{-3} \text{ рад}$ і $\theta_B = 4,6 \cdot 10^{-3} \leq [\theta] = 5 \cdot 10^{-3} \text{ рад.}$ то жорсткість валу можна вважати забезпеченою.

					040-Б23.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

Розрахунок третього вала.

Розрахунок третього вала є повністю аналогічним до розрахунку другого вала, і відрізняється лише значенням вихідних параметрів для розрахунку.

З попередньо викресленого ескізу знаходимо необхідні відстані:

$l=430,5$ мм – відстань між опорами;

$a=24$ мм – відстань від лівої опори до центра ваги найбільш навантаженого зубчатого колеса;

$c=110$ мм – від правої опори до центра ваги найбільш навантаженої шестерні.

$b=296,5$ мм – відстань між шестернею і колесом.

Визначаємо сили що діють в зачепленні прямозубої зубчатої передачі:

$$F_{t8} = \frac{2T_3}{d_8} = \frac{2 \cdot 148,8 \cdot 10^3}{182,5} = 1631 \text{ Н}; \quad F_{t13} = \frac{2T_3}{d_{13}} = \frac{2 \cdot 148,8 \cdot 10^3}{63} = 4724 \text{ Н}.$$

$$F_{r8} = F_{t8} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 1631 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 582,6 \text{ Н}; \quad F_{r13} = F_{t13} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 2564 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 1719 \text{ Н}.$$

Визначаємо реакції в опорах з наступних виразів:

$$\sum M_{B_{YOX}} = 0; \quad R_{A_{YOX}} = \frac{F_{r13} \cdot (b+c) - F_{t8} \cdot c}{l} = \frac{1719 \cdot (296,5 + 110) - 1631 \cdot 110}{430,5} = 1206 \text{ Н};$$

$$\sum M_{A_{YOX}} = 0; \quad R_{B_{YOX}} = \frac{F_{t8} \cdot (a+b) - F_{r13} \cdot a}{l} = \frac{1631 \cdot (24 + 296,5) - 1719 \cdot 24}{430,5} = 1118 \text{ Н};$$

$$\sum M_{B_{ZOX}} = 0; \quad R_{A_{ZOX}} = \frac{F_{t13} \cdot (c+b) - F_{r8} \cdot c}{l} = \frac{4724 \cdot (110 + 296,5) - 582,6 \cdot 110}{430,5} = 4312 \text{ Н};$$

$$\sum M_{A_{ZOX}} = 0; \quad R_{B_{ZOX}} = \frac{F_{r8} \cdot (a+b) - F_{t13} \cdot a}{l} = \frac{582,6 \cdot (24 + 296,5) - 4724 \cdot 24}{430,5} = 170,4 \text{ Н}.$$

Сумарні реакції відповідно в опорах А і В.

$$R_A = \sqrt{R_{A_{YOX}}^2 + R_{A_{ZOX}}^2} = \sqrt{1206^2 + 4312^2} = 4477,5 \text{ Н};$$

$$R_B = \sqrt{R_{B_{YOX}}^2 + R_{B_{ZOX}}^2} = \sqrt{1118^2 + 170,4^2} = 1131 \text{ Н}.$$

Згинальні моменти в біжучих перерізах x_1 і x_2 визначаємо з виразів:

$$M_{YOX_{x1}} = R_{A_{YOX}} \cdot x_1; \quad 0 \leq x_1 \leq a; \quad M_{YOX_{x1}} = 0 \dots 28944 \text{ Нмм};$$

$$M_{YOX_{x2}} = -R_{B_{YOX}} \cdot x_2; \quad 0 \leq x_2 \leq c; \quad M_{YOX_{x2}} = 0 \dots -122980 \text{ Нмм};$$

$$M_{ZOX_{x1}} = -R_{A_{ZOX}} \cdot x_1; \quad 0 \leq x_1 \leq a; \quad M_{ZOX_{x1}} = 0 \dots -107460 \text{ Нмм};$$

$$M_{ZOX_{x2}} = R_{B_{ZOX}} \cdot x_2; \quad 0 \leq x_2 \leq c; \quad M_{ZOX_{x2}} = 0 \dots 18744 \text{ Нмм}.$$

					040-Б23.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

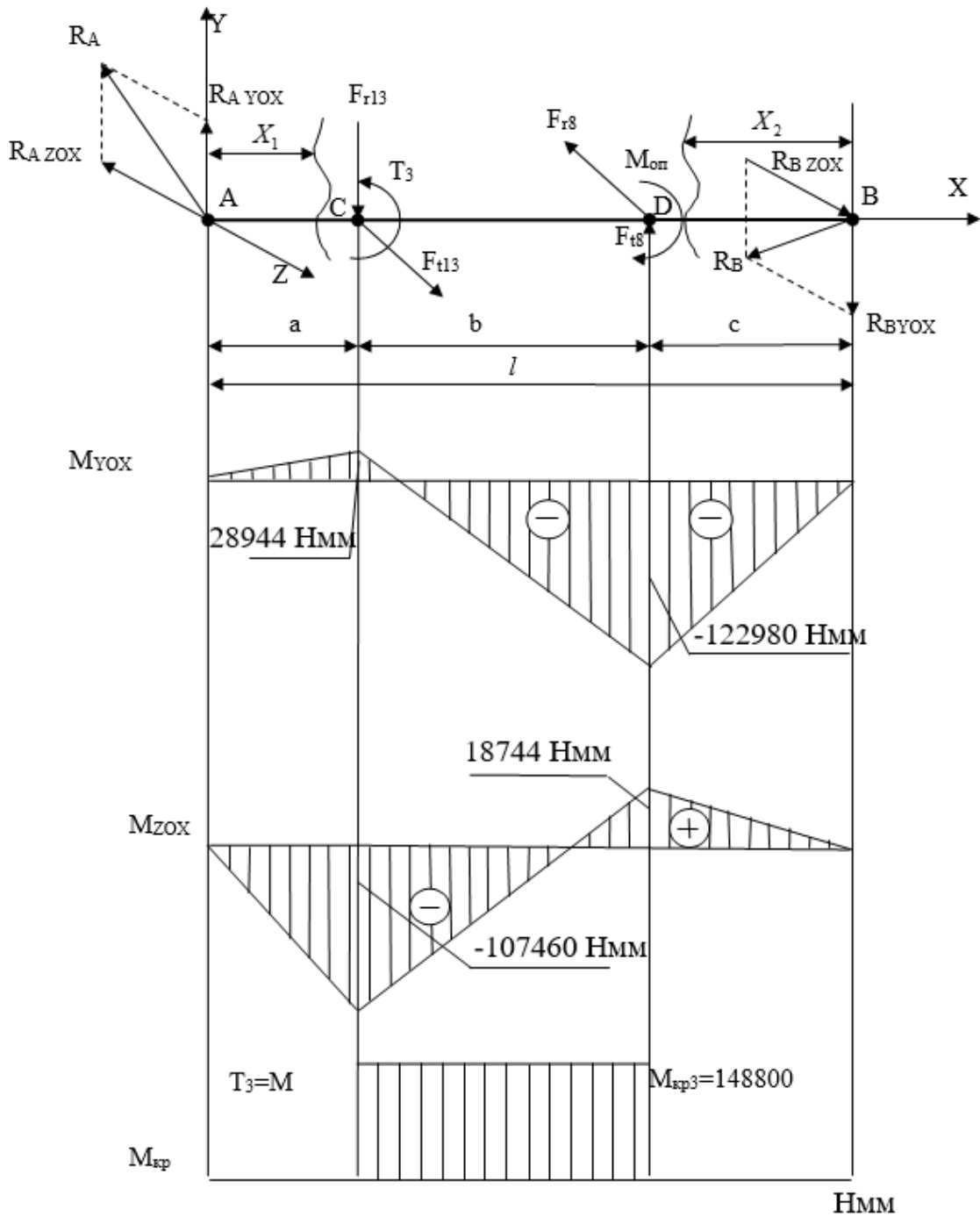


Рисунок 3.10 Розрахункова схема вала ІІІ привода,
з епюрами згинальних і крутного моментів

Сумарний згинальний момент:

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_{yox\max}^2 + M_{zox\max}^2} = \sqrt{(-122980)^2 + (-107460)^2} = 163315 \text{ Нмм.}$$

Еквівалентний момент від спільної дії згину і кручення:

$$M_{екв} = \sqrt{M_{\Sigma}^2 + 0,75M_{кр2}^2} = \sqrt{163315^2 + 0,75 \cdot 148800^2} = 208033 \text{ Нмм.}$$

Виконуємо проектування вала за довжинами і діаметрами.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

040-Б23.00.00.00.000 ПЗ

Арк.

53

$$3 \text{ умови міцності на кручення : } \tau_{кр} = \frac{M_{кр2}}{W_p} \leq [\tau_{кр}];$$

де $[\tau_{кр}] = 25 \dots 50 \text{ МПа}$; $W_p = \frac{\pi d^3}{16}$ – полярний момент опору.

$$\text{визначаємо діаметр вала } d_2 \text{ під підшипник: } d_2 \geq 1,13 \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{кр3}}{\pi \cdot [\tau_{кр}]}};$$

$$d_2 \geq 1,13 \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 148800}{3,14 \cdot 40}} \approx 29,33 \text{ мм.}$$

Приймаємо діаметр валу під підшипник $d_2 = 30 \text{ мм}$.

Діаметр вала під нерухомі зубчаті колеса $d_3 = 40 \text{ мм}$. На цьому діаметрі нарізані шліци з прямобічними зубцями важкої серії з номінальними розмірами $z \times d \times D \times b = 10 \times 32 \times 40 \times 5$.

$$\sigma_{зм} = \frac{2T_3}{K_3 z h d_{cp} l} \leq [\sigma_{зм}]; \quad \sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 148800}{0,8 \cdot 10 \cdot 3,2 \cdot 36 \cdot 65} \approx 5 \text{ МПа.}$$

де: $K_3 = 0,7 \dots 0,8$; $Z = 10$; $h = 3,2 \text{ мм}$.

$$d_{cp} = \frac{d + D}{2} = \frac{32 + 40}{2} = 36 \text{ мм – середній діаметр шліців;}$$

$[\sigma_{зм}] = 4 \dots 7 \text{ МПа}$ – для рухомих з'єднань;

$l = 65 \text{ мм}$ – ширина вужчого рухомого блоку.

Міцність шліцьового з'єднання забезпечена бо $\sigma_{зм} = 5 \leq [\sigma_{зм}] = 4 \dots 7 \text{ МПа}$.

Перевіримо статичну міцність валу за середнім діаметром шліцьового з'єднання:

$$\sigma_{з2} = \frac{M_{екв}}{W_0} = \frac{32 \cdot M_{екв}}{\pi d_{cp}^3} = \frac{32 \cdot 208033}{3,14 \cdot 36^3} = 45,44 \text{ МПа.}$$

Для нашого валу виготовленого з ст.40Х з термообробкою поліпшення $[\sigma_{з2}] = 120 \text{ МПа}$. $\sigma_{з2} = 45,44 \leq [\sigma_{з2}] = 120 \text{ МПа}$.

Статична міцність вала у найбільш навантаженому місці забезпечена.

Розрахунок валу на втомну міцність.

Розрахунок валу на втомну міцність полягає у знаходженні дійсного коефіцієнта запасу міцності і порівнянні його з допустимим за формулою.

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

					040-Б23.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

де $S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{K_d K_F} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}$; $S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{K_d K_F} \tau_a + \psi_\tau \tau_m}$ – запас міцності втомі тільки за

згином і крученням відповідно;

$$\sigma_m = 0; \sigma_a = \frac{M}{0,1 \cdot d^3} = \frac{28944}{0,1 \cdot 36^3} \approx 6,2 \text{ МПа}; \tau_a = \tau_m = \frac{0,5T}{0,2d^3} = \frac{0,5 \cdot 148800}{0,2 \cdot 36^3} = 8 \text{ МПа} \quad -$$

амплітуда змінних складових циклів напружень і постійні складові. $\psi_\sigma = 0,15$ і $\psi_\tau = 0,1$ – для легованих сталей.

$$K_\sigma = 1,85; K_\tau = 1,4,$$

$$K_d = 0,7; K_F = 0,84.$$

Для нашого випадку приймаємо: $\sigma_{-1} = 320 \text{ МПа}$; $\tau_{-1} = 200 \text{ МПа}$.

$$S_\sigma = \frac{320}{\frac{1,85}{0,7 \cdot 0,84} \cdot 6,2 + 0,15 \cdot 0} = 16,4; \quad S_\tau = \frac{200}{\frac{1,4}{0,7 \cdot 0,84} \cdot 8 + 0,1 \cdot 8} \approx 10;$$

$$S = \frac{16,4 \cdot 10}{\sqrt{1,51^2 + 12,6^2}} = \frac{93,42}{19,2} = 8,54 \geq [S] = 1,5 \dots 2,6.$$

Втомна міцність вала забезпечена. Перевірку втомної міцності інших перерізів вала проводити не варто, оскільки осьові і полярні моменти опору інших перерізів будуть значно більшими, а σ_a і τ_a – меншими, що гарантує більший коефіцієнт запасу міцності.

Розрахунок вала на жорсткість.

Керуючись тими ж міркуваннями, що і при розрахунку попереднього вала, проводимо розрахунок третього вала за повністю аналогічними формулами, з тією лише відмінністю, що більш навантажена шестерня розміщується в точці С.

Прогин вала в точці С від сили F_{r13}
$$y_{Cr13} = \frac{F_{r13} \cdot a^2 \cdot (c+b)^2}{3EJ};$$

де $E = 210 \cdot 10^{11} \text{ Па}$; $J = \frac{\pi d_{cp}^4}{64} = \frac{3,14 \cdot 0,036^4}{64} \approx 8,24 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4$ – момент інерції січення вала.

$$y_{Cr13} = \frac{1719 \cdot 0,024^2 \cdot (0,11 + 0,2965)^2}{3 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 8,24 \cdot 10^{-8} \cdot 0,4305} = 7,7 \cdot 10^{-6} \text{ м.}$$

За повністю аналогічною формулою знаходимо прогин вала в цій же точці

від дії сили F_{t13} :
$$y_{Ct13} = \frac{4724 \cdot 0,024^2 \cdot (0,11 + 0,2965)^2}{3 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 8,24 \cdot 10^{-8} \cdot 0,4305} \approx 2 \cdot 10^{-5} \text{ м.}$$

Прогин вала в точці С:
$$y_C = \sqrt{y_{Cr13}^2 + y_{Ct13}^2} = \sqrt{(7,7 \cdot 10^{-6})^2 + (2 \cdot 10^{-5})^2} \approx 2,14 \cdot 10^{-5} \text{ м.}$$

									Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	040-Б23.00.00.00.000 ПЗ				55

$[y] = (0,0002 \dots 0,0003) \cdot l = (0,0002 \dots 0,0003) \cdot 0,4305 = 8,61 \cdot 10^{-5} \dots 1,29 \cdot 10^{-4} \text{ м.}$ Жорсткість

нашого вала є забезпечена оскільки $y_c = 2,14 \cdot 10^{-5} \text{ м} \leq [y] = 8,61 \cdot 10^{-5} \dots 1,29 \cdot 10^{-4} \text{ м.}$

Визначаємо кути повороту вала в опорах А і В від сил діючих в площині УОХ:

Кути повороту вала в опорі А від сил F_{r13} і F_{t8} відповідно:

$$\theta_{AF_{r13}} = \frac{F_{r13} a(c+b)(l+b+c)}{6EJ} = \frac{1719 \cdot 24 \cdot (110 + 296,5) \cdot (430,5 + 296,5 + 110)}{6 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 82400 \cdot 430,5} = 3,3 \cdot 10^{-4} \text{ рад.}$$

$$\theta_{AF_{t8}} = \frac{F_{t8} (a+b)c(l+c)}{6EJ} = \frac{1631 \cdot (24 + 296,5) \cdot 110 \cdot (430,5 + 110)}{6 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 82400 \cdot 430,5} = 7,3 \cdot 10^{-4} \text{ рад.}$$

З міркувань описаних у відповідному розрахунку попереднього вала, знаходимо сумарний кут повороту вала в опорі А від сил діючих в площині УОХ.

$$\theta_{AYOX} = \theta_{AF_{t8}} - \theta_{AF_{r13}} = 7,3 \cdot 10^{-4} - 3,3 \cdot 10^{-4} = 4 \cdot 10^{-4} \text{ рад.}$$

Кути повороту вала в опорі В від сил F_{r13} і F_{t8} відповідно:

$$\theta_{BF_{r13}} = \frac{F_{r13} a(c+b)(l+a)}{6EJ} = \frac{1719 \cdot 24 \cdot (110 + 296,5) \cdot (430,5 + 24)}{6 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 82400 \cdot 430,5} = 1,8 \cdot 10^{-4} \text{ рад.}$$

$$\theta_{BF_{t8}} = \frac{F_{t8} (a+b)c(l+a+b)}{6EJ} = \frac{1631 \cdot (24 + 296,5) \cdot 110 \cdot (430,5 + 24 + 296,5)}{6 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 82400 \cdot 430,5} \approx 1 \cdot 10^{-3} \text{ рад.}$$

Сумарний кут повороту вала в опорі В, від сил діючих в площині УОХ

$$\theta_{BYOX} = \theta_{BF_{t8}} - \theta_{BF_{r13}} = 1 \cdot 10^{-3} - 1,8 \cdot 10^{-4} = 8,2 \cdot 10^{-4} \text{ рад.}$$

Визначаємо кути повороту вала в опорах А і В від сил діючих в площині ЗОХ.

Кути повороту вала в опорі А від сил F_{r8} і F_{t13} відповідно:

$$\theta_{AF_{t13}} = \frac{F_{t13} a(c+b)(l+b+c)}{6EJ} = \frac{4724 \cdot 24 \cdot (110 + 296,5) \cdot (430,5 + 296,5 + 110)}{6 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 82400 \cdot 430,5} = 9 \cdot 10^{-4} \text{ рад.}$$

$$\theta_{AF_{r8}} = \frac{F_{r8} (a+b)c(l+c)}{6EJ} = \frac{582,6 \cdot (24 + 296,5) \cdot 110 \cdot (430,5 + 110)}{6 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 82400 \cdot 430,5} = 2,6 \cdot 10^{-4} \text{ рад.}$$

$$\theta_{AZOX} = \theta_{AF_{t13}} - \theta_{AF_{r8}} = 9 \cdot 10^{-4} - 2,6 \cdot 10^{-4} = 6,4 \cdot 10^{-4} \text{ рад.}$$

Кути повороту вала в опорі В від сил F_{r8} і F_{t13} відповідно:

$$\theta_{BF_{t13}} = \frac{F_{t13} a(c+b)(l+a)}{6EJ} = \frac{4724 \cdot 24 \cdot (110 + 296,5) \cdot (430,5 + 24)}{6 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 82400 \cdot 430,5} = 4,9 \cdot 10^{-4} \text{ рад.}$$

$$\theta_{BF_{r8}} = \frac{F_{r8} (a+b)c(l+a+b)}{6EJ} = \frac{582,6 \cdot (24 + 296,5) \cdot 110 \cdot (430,5 + 24 + 296,5)}{6 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 82400 \cdot 430,5} = 3,6 \cdot 10^{-4} \text{ рад.}$$

					040-Б23.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

$$\theta_{BZOX} = \theta_{BF_{13}} - \theta_{BF_8} = 4,9 \cdot 10^{-4} - 3,6 \cdot 10^{-4} = 1,3 \cdot 10^{-4} \text{ рад.}$$

Сумарні кути повороту вала в опорах А і В відповідно:

$$\theta_A = \sqrt{\theta^2_{AYOX} + \theta^2_{AZOX}} = \sqrt{(4 \cdot 10^{-4})^2 + (6,4 \cdot 10^{-4})^2} = 7,55 \cdot 10^{-4} \text{ рад.}$$

$$\theta_B = \sqrt{\theta^2_{BYOX} + \theta^2_{BZOX}} = \sqrt{(8,2 \cdot 10^{-4})^2 + (1,3 \cdot 10^{-4})^2} = 8,3 \cdot 10^{-4} \text{ рад.}$$

Допустимий кут повороту вала в радіальному кульковому підшипнику $[\theta] = 0,005$ рад. В нашому випадку $\theta_A = 7,55 \cdot 10^{-4} \leq [\theta] = 5 \cdot 10^{-3}$ рад і $\theta_B = 8,3 \cdot 10^{-4} \leq [\theta] = 5 \cdot 10^{-3}$ рад. Тому за цим параметром жорсткість валу є забезпеченою.

Розрахунок четвертого вала.

З попередньо викресленого ескізу знаходимо необхідні відстані:

$c = 156$ мм – відстань між опорами;

$a = 30$ мм – відстань від лівої опори до центра ваги найбільш навантаженого зубчатого колеса;

$b = 156 - 30 = 126$ мм – відстань від правої опори до центра ваги найбільш навантаженого зубчатого колеса.

Визначаємо сили що діють в зачепленні прямозубої зубчатої передачі:

$$F_{t14} = \frac{2T_4}{d_{14}} = \frac{2 \cdot 516 \cdot 10^3}{252} = 4095 \text{ Н; } F_{r14} = F_{t14} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 4095 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 1490,5 \text{ Н.}$$

Оскільки в нашій конструкції передбачено встановлення шківів клинопасової передачі на розвантажувальній втулці, то навантаження на вал від пасової передачі, при розрахунку, до уваги не беруться.

Для побудови епюр згинальних моментів визначаємо реакції в опорах з

наступних виразів: $\sum M_{Br} = 0; R_{Ar} = \frac{F_{r14} \cdot b}{c} = \frac{1490,5 \cdot 126}{156} = 1204 \text{ Н;}$

$$\sum M_{Ar} = 0; R_{Br} = \frac{F_{r14} \cdot a}{c} = \frac{1490,5 \cdot 30}{156} = 286,6 \text{ Н;}$$

$$\sum M_{Bt} = 0; R_{At} = \frac{F_{t14} \cdot b}{c} = \frac{4095 \cdot 126}{156} = 3307,5 \text{ Н;}$$

$$\sum M_{At} = 0; R_{Bt} = \frac{F_{t14} \cdot a}{c} = \frac{4095 \cdot 30}{156} = 787,5 \text{ Н.}$$

Визначаємо сумарні реакції в опорах, необхідні для розрахунку підшипників.

										Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	040-Б23.00.00.00.000 ПЗ					57

$$R_A = \sqrt{R_{At}^2 + R_{Ar}^2} = \sqrt{3307,5^2 + 1204^2} = 3520 \text{ Н};$$

$$R_B = \sqrt{R_{Bt}^2 + R_{Br}^2} = \sqrt{787,5^2 + 286,6^2} = 838 \text{ Н}.$$

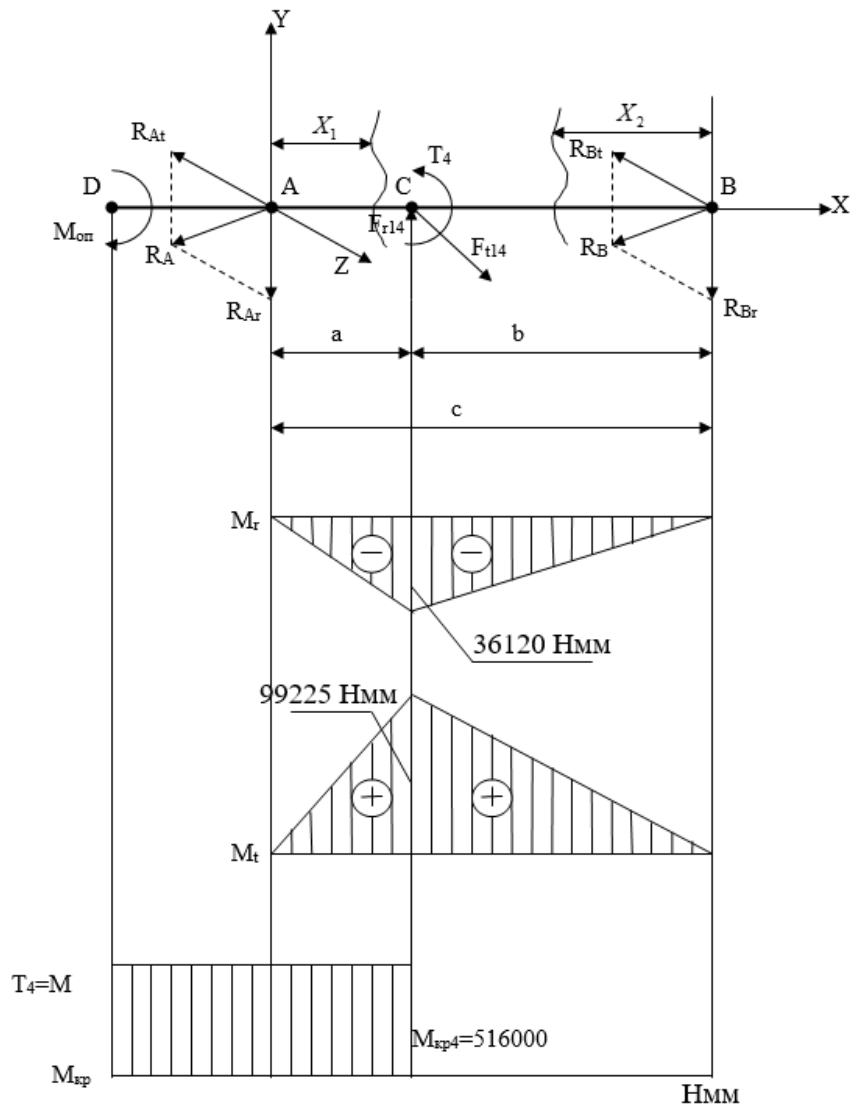


Рисунок 3.11 Розрахункова схема валу IV,
з епіюрами згинальних і крутного моментів

Згинальні моменти в біжучих перерізах x_1 і x_2 визначаємо з виразів:

$$M_{rx1} = -R_{Ar} \cdot x_1; \quad 0 \leq x_1 \leq a; \quad M_{rx1} = 0 \dots -36120 \text{ Нмм};$$

$$M_{rx2} = -R_{Br} \cdot x_2; \quad 0 \leq x_2 \leq b; \quad M_{rx2} = 0 \dots -36111,6 \text{ Нмм};$$

$$M_{tx1} = R_{At} \cdot x_1; \quad 0 \leq x_1 \leq a; \quad M_{tx1} = 0 \dots 99225 \text{ Нмм};$$

$$M_{tx2} = R_{Bt} \cdot x_2; \quad 0 \leq x_2 \leq b; \quad M_{tx2} = 0 \dots 99225 \text{ Нмм}.$$

Сумарний згинальний момент:

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_{r\max}^2 + M_{t\max}^2} = \sqrt{36120^2 + 99225^2} = 105595 \text{ Нмм}$$

					040-Б23.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		58

Еквівалентний момент від спільної дії згину і кручення:

$$M_{екв} = \sqrt{M_{\Sigma}^2 + 0,75M_{кр4}^2} = \sqrt{105595^2 + 0,75 \cdot 516000^2} = 459176 \text{ Нмм.}$$

Виконуємо проектування вала за довжинами і діаметрами.

З умови міцності на кручення: $\tau_{кр} = \frac{M_{кр4}}{W_p} \leq [\tau_{кр}]$;

де $[\tau_{кр}] = 25 \dots 50 \text{ МПа}$; $W_p = \frac{\pi d_{cp}^3}{16}$ – полярний момент опору,

визначаємо середній діаметр шліців вихідного кінця вала d_{cp} :

$$d_{cp} \geq 1,13 \sqrt{\frac{16 \cdot M_{кр4}}{\pi \cdot [\tau_{кр}]}}; \quad d_{cp} \geq 1,13 \sqrt{\frac{16 \cdot 516000}{3,14 \cdot 40}} \approx 44,4 \text{ мм.}$$

Приймаємо $d_{cp} = 45$ мм. Підбираємо шліци важкої серії з номінальними розмірами $z \times d \times D \times b = 10 \times 42 \times 52 \times 6$. Визначення необхідної довжини шліців, для передачі потрібного крутного моменту, і перевірка їх міцності на зминання, були проведені при розрахунку розвантажувальної втулки, що охоплює даний вихідний кінець вала. Приймаємо $l = 40$ мм.

Діаметр вала під підшипник приймаємо $d_2 = 55$ мм.

Діаметр вала під тривінцевий блок $d_3 = 65$ мм. На цьому діаметрі нарізані шліци з прямобічними зубцями важкої серії з номінальними розмірами $z \times d \times D \times b = 16 \times 56 \times 65 \times 5$.

$$\sigma_{зм} = \frac{2T_4}{K_3 z h d_{cp} l} \leq [\sigma_{зм}], \quad \sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 516000}{0,75 \cdot 16 \cdot 3,5 \cdot 60,5 \cdot 27} = 15 \text{ МПа.}$$

де: $K_3 = 0,7 \dots 0,8$; $Z = 16$; $h = 3,5 \text{ мм}$; $d_{cp} = \frac{d + D}{2} = \frac{56 + 65}{2} = 60,5 \text{ мм}$ – середній

діаметр;

$[\sigma_{зм}] = 12 \dots 20 \text{ МПа}$ – для нерухомих з'єднань; $l = 27 \text{ мм}$ – ширина колеса.

Умова міцності шліцевого з'єднання забезпечена бо: $\sigma_{зм} = 15 \leq [\sigma_{зм}] = 12 \dots 20 \text{ МПа}$.

Перевіримо статичну міцність вала за середнім діаметром шліцевого з'єднання. $\sigma_{зс} = \frac{M_{екв}}{W_0} = \frac{32 \cdot M_{екв}}{\pi d_{cp}^3} = \frac{32 \cdot 459176}{3,14 \cdot 60,5^3} = 21,13 \text{ МПа}$.

Для вала, виготовленого з ст.45 термообробка поліпшення, $[\sigma_{зс}] = 85 \text{ МПа}$., оскільки $\sigma_{зс} = 21,13 \leq [\sigma_{зс}] = 85 \text{ МПа}$. то статична міцність забезпечена.

					040-Б23.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		59

Розрахунок вала на втомну міцність.

$$\text{Дійсний коефіцієнт запасу міцності: } S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S]$$

$$\text{де } S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{K_d K_F} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{250}{\frac{1,85}{0,98 \cdot 0,85} \cdot 4,5 + 0,1 \cdot 0} = 25 \text{ – запас міцності за згином;}$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{K_d K_F} \tau_a + \psi_\tau \tau_m} = \frac{150}{\frac{1,4}{0,98 \cdot 0,85} \cdot 5,8 + 0,05 \cdot 5,8} = 15 \text{ – запас міцності за крученням;}$$

$$\text{де } \sigma_m = 0; \sigma_a = \frac{M}{0,1 \cdot d^3} = \frac{99225}{0,1 \cdot 60,5^3} \approx 4,5 \text{ МПа; } \tau_a = \tau_m = \frac{0,5T}{0,2d^3} = \frac{0,5 \cdot 516000}{0,2 \cdot 60,5^3} = 5,8 \text{ МПа} \quad \text{–}$$

амплітуда змінних складових циклів напружень і постійні складові. $\psi_\sigma = 0,1$
 $\psi_\tau = 0,05$ – для середньо вуглецевих сталей.

Приймаємо: $K_\sigma = 1,85$; $K_\tau = 1,4$; $K_d = 0,98$; $K_F = 0,85$; $\sigma_{-1} = 250$ МПа; $\tau_{-1} = 150$ МПа.

$$S = \frac{25 \cdot 15}{\sqrt{25^2 + 15^2}} = \frac{375}{29,15} = 12,86 \geq [S] = 1,5 \dots 2,6.$$

Втомна міцність вала у найбільш небезпечному перерізі забезпечена

Розрахунок вала на жорсткість.

$$\text{Прогин вала в точці С від сили } F_{r14}: \quad y_{cr14} = \frac{F_{r14} a^2 b^2}{3EJc};$$

$$\text{де } E = 2 \cdot 10^{11} \text{ Па; } J = \frac{\pi d_{cp}^4}{64} = \frac{3,14 \cdot 0,0605^4}{64} \approx 6,57 \cdot 10^{-7} \text{ м}^4$$

$$y_{cr14} = \frac{1490,5 \cdot 0,03^2 \cdot 0,126^2}{3 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 6,57 \cdot 10^{-7} \cdot 0,165} = 3,27 \cdot 10^{-7} \text{ м.}$$

За повністю аналогічною формулою знаходимо прогин вала в цій же точці від сили F_{t14} ;

$$y_{ct14} = \frac{4095 \cdot 0,03^2 \cdot 0,126^2}{3 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 6,57 \cdot 10^{-7} \cdot 0,165} \approx 9 \cdot 10^{-7} \text{ м.}$$

$$\text{Прогин вала в точці С: } y_c = \sqrt{y_{cr14}^2 + y_{ct14}^2} = \sqrt{(3,27 \cdot 10^{-7})^2 + (9 \cdot 10^{-7})^2} \approx 9,57 \cdot 10^{-7} \text{ м.}$$

$$[y] = (0,0002 \dots 0,0003) \cdot c \quad c = 0,156 \text{ м} \quad [y] = (0,0002 \dots 0,0003) \cdot 0,156 = 3,12 \cdot 10^{-5} \dots 4,68 \cdot 10^{-5} \text{ м.}$$

Жорсткість вала є забезпечена оскільки $y_c = 9,57 \cdot 10^{-7} \text{ м} \leq [y] = 3,12 \cdot 10^{-5} \dots 4,68 \cdot 10^{-5} \text{ м.}$

Кути повороту вала в опорі А від дії сили F_{r14} і F_{t14} відповідно:

$$\theta_{AFr14} = \frac{F_{r14} ab(c+b)}{6EJc} = \frac{1490,5 \cdot 30 \cdot 126 \cdot (156 + 126)}{6 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 657000 \cdot 165} = 1,22 \cdot 10^{-5} \text{ рад.}$$

					040-Б23.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60

$$\theta_{AF_{14}} = \frac{F_{r14}ab(c+b)}{6EJc} = \frac{4095 \cdot 30 \cdot 126 \cdot (156+126)}{6 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 657000 \cdot 165} = 3,35 \cdot 10^{-5} \text{ рад.}$$

Сумарний кут повороту вала в опорі А від дії двох сил:

$$\theta_A = \sqrt{\theta_{AF_{r14}}^2 + \theta_{AF_{t14}}^2} = \sqrt{(1,22 \cdot 10^{-5})^2 + (3,35 \cdot 10^{-5})^2} = 3,57 \cdot 10^{-5} \text{ рад.}$$

Визначаємо кути повороту вала в опорі В, відповідно від дії сили F_{r14} і F_{t14} :

$$\theta_{BF_{r14}} = \frac{F_{r14}ab(c+a)}{6EJc} = \frac{1490,5 \cdot 30 \cdot 126 \cdot (156+30)}{6 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 657000 \cdot 165} = 8 \cdot 10^{-6} \text{ рад.}$$

$$\theta_{BF_{t14}} = \frac{F_{t14}ab(c+a)}{6EJc} = \frac{4095 \cdot 30 \cdot 126 \cdot (156+30)}{6 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 657000 \cdot 165} = 2,21 \cdot 10^{-5} \text{ рад.}$$

Сумарний кут повороту в опорі В:

$$\theta_B = \sqrt{\theta_{BF_{r14}}^2 + \theta_{BF_{t14}}^2} = \sqrt{(8 \cdot 10^{-6})^2 + (2,21 \cdot 10^{-5})^2} = 2,35 \cdot 10^{-5} \text{ рад.}$$

Допустимий кут повороту вала в радіальному кульковому підшипнику $[\theta] = 0,005$ рад. В нашому випадку $\theta_A = 3,57 \cdot 10^{-5} \leq [\theta] = 5 \cdot 10^{-3}$ рад і $\theta_B = 2,35 \cdot 10^{-5} \leq [\theta] = 5 \cdot 10^{-3}$ рад. Тому за цим параметром жорсткість вала будемо вважати повністю забезпеченою.

3.10.3. Розрахунок підшипників кочення на валах привода

Розрахунок підшипників кочення на валах привода, згідно сучасному методу розрахунку, будемо проводити користуючись наступною формулою:

$$L = a_1 \cdot a_{23} \cdot \left(\frac{C_V}{R} \right)^P$$

де L – довговічність підшипника, що виражається в мільйонах обертів, які повинен виконати підшипник протягом часу своєї роботи.

$a_1 = 1$ – коефіцієнт який враховує імовірність безвідмовної роботи підшипника. В нашому випадку його значення відповідає 90% ймовірності безвідмовної роботи.

$a_{23} = 0,7 \dots 0,8$ – для радіального кулькового підшипника, коефіцієнт який враховує спеціальні умови роботи підшипника.

C_V – коефіцієнт динамічної вантажності, який обирається для кожного підшипника окремо з каталогу.

R – еквівалентне навантаження на підшипник, яке визначається з формули в залежності від типу підшипника. В нашому випадку ця формула має наступний

									Арк.
									61
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	040-Б23.00.00.00.000 ПЗ				

вигляд: $R = (XVR_R + YR_{oc}) \cdot K_\sigma \cdot K_T$

в якій: $X=1$; $Y=0$ – коефіцієнт відповідно радіального і осьового навантаження, при відсутності осьової сили в опорі.

$V=1$ – при обертанні внутрішнього кільця підшипника.

R_R R_{oc} – відповідно радіальне і осьове навантаження на підшипник.

$K_\sigma = 1,1$ – коефіцієнт безпеки.

$K_T = 1$ – температурний коефіцієнт при $T < 100$ С

Кількість годин напрацювання підшипника: $L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n}$, де n – частота обертання підшипника (об/хв). Рекомендована довговічність (5000...8000) год.

Підшипники на валах привода будемо застосовувати однорядні кулькові радіальні, через їх хороші експлуатаційні показники, дешевизну і широкий вибір.

Розрахунок підшипників для першого вала.

Попередньо вибираємо однорядні кулькові радіальні підшипники легкої серії 204, з параметрами $d \times D \times B = 20 \times 47 \times 14$ і $C_V = 12,7$ кН

Розрахунок проведемо для більш навантаженої опори А, для якої $R_R = 1256,8$ Н (реакція опори), визначаємо еквівалентне навантаження на підшипник: $R = (1 \cdot 1256,8 + 0 \cdot 0) \cdot 1,1 \cdot 1 = 1382,5$ Н.

$L_1 = 1 \cdot 0,7 \cdot \left(\frac{12700}{1382,5} \right)^3 = 542,6$ млн.об при $n_1 = 1450$ об/хв $L_{h1} = \frac{542,6 \cdot 10^6}{60 \cdot 1450} = 6236$ год > 5000 год.

Отже довговічність підшипників першого вала є забезпечена.

Розрахунок підшипників для другого вала.

Попередньо вибираємо підшипники середньої серії 305, з параметрами $d \times D \times B = 25 \times 62 \times 17$ і $C_V = 22,5$ кН

Для більш навантаженої опори В, $R_R = 1990$ Н, відповідно еквівалентне навантаження на підшипник: $R = (1 \cdot 1990 + 0 \cdot 0) \cdot 1,1 \cdot 1 = 2189$ Н

$L_2 = 1 \cdot 0,7 \cdot \left(\frac{22500}{2189} \right)^3 = 760$ млн.об при $n_2 = 1000$ об/хв $L_{h2} = \frac{760 \cdot 10^6}{60 \cdot 1000} = 12700$ год > 8000 год

Довговічність підшипників другого вала є забезпечена.

Розрахунок підшипників для третього вала.

					040-Б23.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

Попередньо вибираємо підшипники середньої серії 306, з параметрами $d \times D \times B = 30 \times 72 \times 19$ і $C_v = 33 \text{ кН}$

Для більш навантаженої опори А, $R_R = 4477,5 \text{ Н}$, відповідно еквівалентне навантаження на підшипник: $R = (1 \cdot 4477,5 + 0 \cdot 0) \cdot 1,1 \cdot 1 = 4925 \text{ Н}$

$$L_3 = 1 \cdot 0,8 \cdot \left(\frac{33000}{4925} \right)^3 \approx 241 \text{ млн. об при } n_3 = 630 \text{ об/хв } L_{h3} = \frac{241 \cdot 10^6}{60 \cdot 630} = 6376 \text{ год} > 5000 \text{ год}$$

Довговічність підшипників третього вала є забезпечена.

Розрахунок підшипників для четвертого вала.

Попередньо вибираємо підшипники легкої серії 211, з параметрами $d \times D \times B = 55 \times 100 \times 21$ і $C_v = 43,6 \text{ кН}$. Для більш навантаженої опори А, $R_R = 3520 \text{ Н}$, еквівалентне навантаження на підшипник: $R = (1 \cdot 3520 + 0 \cdot 0) \cdot 1,1 \cdot 1 = 3872 \text{ Н}$

$$L_4 = 1 \cdot 0,8 \cdot \left(\frac{43600}{3872} \right)^3 \approx 1142,2 \text{ млн. об. } n_4 = 2500 \text{ об/хв.}$$

$$L_{h4} = \frac{1142,2 \cdot 10^6}{60 \cdot 2500} = 7615 \text{ год.} > 5000 \text{ год.}$$

Довговічність підшипників четвертого вала є забезпечена.

3.10.4. Розрахунок шпинделя

Розрахунок шпинделя зводиться до знаходження коефіцієнта швидкохідності за формулою: $k = d \cdot n_{\max}$ де d діаметр вала пі передньою опорою шпинделя а n_{\max} максимальна частота обертання.

Для нашого верстата прототипу $d = 70 \text{ мм}$. А максимальна частота обертання, згідно розробленої нами кінематики $n_{\max} = 2500 \text{ об/хв.}$ Отже $k = 70 \cdot 2500 = 1,7 \cdot 10^5 \text{ мм/хв.}$ Оскільки це значення близьке до значення для верстата прототипу, то шпиндель обираємо такий самий.

					040-Б23.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63

РОЗДІЛ 4

ОХОРОНА ПРАЦІ

4.1. Техніка безпеки при організації праці на робочому місці

При організації праці верстатника необхідно передбачати комплекс заходів, що забезпечують високу продуктивність і повну безпеку роботи.

Основні з цих заходів наступні:

1) раціональне планування робочого місця, що забезпечує взаємозв'язок основного і допоміжного обладнання, природне і штучне їх освітлення відповідно до норм, що діють, можливість підтримки візуального зв'язку між працюючими на ділянці, а також розміри робочого майданчика і розривів між верстатам;

2) організація безперебійного живлення робочого місця необхідними матеріалами, інструментами, а також видалення (транспортування) з робочого місця готових виробів і відходів у вигляді стружки;

3) інструктаж верстатника майстром або бригадиром, що забезпечує найбільш продуктивні і безпечні прийоми роботи. Цей інструктаж повинен проводитися відповідно до інструкцій по безпеці праці верстатників.

Відповідно до норм технологічного проектування і правил безпеки, металорізальні верстати слід розташовувати так, щоб на ділянці по можливості не було зустрічних вантажопотоків, що перехрещуються. Розриви між верстатами визначаються залежно від наявності і числа робочих місць в проході, розміру верстатів і оброблюваних деталей, а також інших специфічних умов роботи.

При розміщенні верстатів не допускається ставити їх впритул до стін, колонам і один до одного торцевими або задніми сторонами. Необхідно передбачати розриви, що забезпечують безпеку умови наладки, змазування і ремонту верстата. Величина таких розривів має бути не менше 500 мм.

При визначенні розривів між верстатами і необхідної робочої зони мають бути додатково враховані: максимальний виліт рухомих столів, повзунів і інших частин верстата, а також площа для допоміжних пристроїв (стелажів для заготовок і готових виробів, інструментальних шафок і інших).

					040-Б23.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		64

При встановленні безпечної ширини проїзду між верстатами слід враховувати особливості транспортних засобів, характер їх руху (зустрічне або одностороннє), наявність або відсутність робочих місць в проїзді.

При використанні колісного транспорту (візків, електрокари та ін.). Мінімальну ширину проїзду треба розраховувати, виходячи з ширини візка і необхідних розривів між візками, а також візком і верстатом, межею робочої зони і візком, деталі, що транспортуються, не виступають за габарити візка.

Для створення високопродуктивних і безпечних умов праці верстатника велике значення має наявність на робочому місці раціональних допоміжних пристроїв (інструментальних шафок, полиць, тари і т.д.) для зберігання заготовок, готових виробів, інструментів і пристосувань. Відсутність допоміжного обладнання, його нераціональне застосування або розташування призводять до безладної роботи і забрудненню робочого місця, що перешкоджає зростанню продуктивності праці і сприяє виникненню нещасних випадків.

Для забезпечення безпеки при переміщенні заготовок і готових виробів слід всіяко прагнути до механізації міжопераційних транспортних операцій. У тих випадках, коли загальноцехові підйомно-транспортні пристрої застосовувати не доцільно, слід передбачати індивідуальні підйомно-завантажувальні пристрої. Вибір типу таких пристроїв залежить від конструкцій верстата, його габаритів, маси заготовки і відстані, на яку вона переміщається.

Правила техніки безпеки забороняють проводити вимірювання деталей на ходу верстата, оскільки це пов'язано з небезпекою травмування робітників ріжучим інструментом, оброблюваною деталлю або пристосуваннями.

Для вимірювання розмірів оброблюваних деталей верстат необхідно зупиняти. Проте часті зупинки і пуски верстата шкідливо відбиваються на механізмах і збільшують час обслуговування верстата. Тому в процесі різання слід якнайширше застосовувати прилади автоматичного контролю.

При роботі на верстатах широке застосування знаходять захисні окуляри, індивідуальні щитки і спецодяг, який призначається для захисту робочих при обробці металів різанням. Захисні окуляри і індивідуальні щитки використовують головним чином для захисту органів зору від металевої і теплової дії різних факторів виробничого середовища. Застосування окулярів і

					040-Б23.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65

щитків попереджує поранення очей, відлітаючими частинками оброблюваної деталі і інструменту (стружкою, абразивним пилом, різними металевими осколками), опіки очей розжареними частинками металів.

Засоби індивідуального захисту очей необхідно застосовувати особливо в тих випадках, коли верстати не забезпечені пристроєм, автоматично відводити стружку із зони різання, або огорожею зони різання, що перешкоджає розсіянню стружки у напрямі верстатника.

4.2. Мікроклімат

Значення кліматичних факторів при експлуатації верстата:

- 1) температура навколишнього повітря = $+25 \pm 10^{\circ}\text{C}$;
- 2) відносна вологість повітря = 45-80%;
- 3) атмосферний тиск = 84,0 – 106,7кПа (630-800 мм рт. ст.)

4.3. Штучне освітлення металорізальних верстатів

Одним з факторів, сприяючих зростанню продуктивності праці що передбачають травматизм на виробництв, з'являється хороше освітлення робочих місць. Особливо важливе значення має штучне освітлення для підприємства, де робота вимагає великого напруження зору і виконується у вечірню або нічну зміну. До цієї категорії робіт відноситься обробка металів різанням.

Недостатня освітленість, необхідність розглядувати оброблювану деталь і вимірювальний інструмент, надмірно наближаючи їх до очей, може привести до короткозорості.

Штучне освітлення металорізальних верстатів повинне виконуватися в суворій відповідності з діючими вимогами норм освітленості робочих зон верстатника. Для металорізальних верстатів необхідно передбачати комбіновану систему освітлення, тобто поєднання загального і місцевого освітлення.

Місцеве освітлення верстатника має бути безпечним. Для живлення прибудованих світильників місцевого освітлення з лампами розжарювання слід застосовувати напругу не більше 42 В (24 В для верстатів, що встановлюються в металообробних цехах, і не більше 12 В для верстатів, що встановлюються в

					040-Б23.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		66

металургійних цехах.

Підведення електричних проводів до світильника здійснюється всередині кронштейна. Відкрите підведення не допускається.

4.4. Обладнання, що підлягає захисному заземленню

Захисному заземленню підлягають металеві частини електроустановок (з ізолюваною нейтраллю), що доступні для дотику людини і не мають інших видів захисту, що забезпечують електробезпеку.

Захисне заземлення слід виконувати:

– при номінальній напрузі 300В і вище за змінний струм і 440В і вище за постійний струм – у всіх випадках;

при номінальній напрузі від 42В до 300В змінного струму і від 110В до 440В постійного струму при роботах в умовах з підвищеною небезпекою і особливо небезпечних;

–у вибухонебезпечних приміщеннях заземлення виконується незалежно від значення напруги.

Перевірка заземлюючого пристрою здійснюється після закінчення монтажу, а потім періодично в процесі експлуатації пристрою не рідше за один раз на рік в період найменшої провідності ґрунту: влітку – при найбільшому просиханні, а взимку – при найбільшому промерзанні.

4.5. Вимоги до величини опору заземлюючих пристроїв

Згідно ПУЕ в електроустановках напругою до 1000 В з ізолюваною нейтраллю опір заземлюючого пристрою має бути не більше 4 Ом.

При сумарній потужності джерел струму до 100 кВ·А, заземлюючі пристрої можуть мати опір не більше 10 Ом.

					040-Б23.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		67

ВИСНОВКИ ТА ПРОПОЗИЦІЇ

У даній випускній роботі зроблено ряд удосконалень конструкції коробки швидкостей фрезерного верстата.

Розроблено ТП виготовлення стійки в умовах крупносерійного виробництва, з потоковою формою його організації. При виготовленні даної деталі використовують фрезерні, а також агрегатно-свердлильний верстати. Проведено також обґрунтування використання деяких верстатів, розраховані режими різання, аналіз операцій і їх нормування, доцільність методу отримання заготовки.

Вивчені і проаналізовані існуючі типові конструкції верстатів прототипів. Розроблено структурну схему фрезерного верстата та кінематичну схему. Проведений вибір електродвигуна.

Розробили кінематичну схему верстата з відповідними кінематичними розрахунками, а також розрахували і сконструювали коробку швидкостей.

Був виконаний розділ з охрони праці при роботі на верстатах даного типу.

					040-Б23.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		68

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Агрегатно модульне технологічне обладнання нового покоління, його оснащення та інструментальне забезпечення. Під заг. Ред.. Ю.М. Кузнєцова. Навч. Посібник для ВНЗ. Кіровоград, 2003. – 507с.

2. Бочков В.М., Сілін Р.І., Гаврильченко О.В. Розрахунок та конструювання металорізальних верстатів: Підручник за ред. Р.І. Сіліна. – Львів: Видавництво «Бескид Бід», 2008. – 448с.

3. Жидецький В.Ц., Джигирей В.С., Сторожук В.М., Туряб Л.В., Лико Х.В. Практикум з охорони роботи. Навчальний посібник / За ред. В.Ц. Жидецького. - Львів: Афіша, 2000.- 352с.

4. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х т.- 5-е изд., перераб. и доп. – Переиздат.: Машиностроение, 2001.

5. Деталі машин : Навчальний посібник / Г.М. Борозенець, В.М. Павлов., І. В. Семак. – К.: Видавничий дім «Кондор», 2021. – 220 с.

6. Справочник технолога-машиностроителя в двух томах / Под редакцией Косиловой А.Г. и Мещерякова Р.К. – М.: «Машиностроение», 1985.

7. Металлорежущие станки: учебник. В 2 т. / Т.1. Авраамова, В.В. Бушуев, Л.Я. Гиловой и др.; под ред. В.В. Бушуева. Т. 1. – М.: Машиностроение, 2011. – 608 с.; ил.

8. 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. 2. – М.: Машиностроение, 2011. – 586 с.; ил.

9. Підшипники кочення: Ч.1. Кулькові підшипники [Електронний ресурс] : навч. наоч. посіб. для студентів спеціальності 131 «Прикладна механіка», 133 «Галузеве машинобудування» / КПІ ім. Ігоря Сікорського; уклад. А.К. Скуратовський. – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2018. – 51 с.

10. Гандзюк М.П., Желібо Е.Л., Халімовський М.О. Основи охорони роботи./ За ред. М.П. Гандзюка.- К.: Каравела, 2004.- 408с.

					040-Б23.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		69

11. Бушуев В.В. Практика конструирования машин: справочник - М.: Машиностроение, 2006. - 448 е.: ил.

12. Рудь Ю.С. Основи конструювання машин: Підручник для студентів інженерно-технічних спеціальностей вищих навчальних закладів. 2-е вид., переробл. - Кривий Ріг: Видавець ФО-П Чернявський Д.О., 2015. – 492 с.; з іл.

13. Кузнєцов Ю.М., Луців І.В., Шевченко О.В., Волошин В.Н. Технологічне оснащення для високоефективної обробки деталей на токарних вестатах: Монографія Упорядник Кузнєцов Ю.М. – К.: - Тернопіль: Терно-граф, 2011. - 692с.

14. Муляр Ю.І. Автоматизація виробництва в машинобудуванні. Частина II: навчальний посібник. / Ю. І. Муляр, С. В. Репінський. – Вінниця: ВНТУ, 2020. – 123 с.

15. Кобзар Є.П., Мельничук Л.С., Громовий О.А. Розрахунки і проектування вузлів та деталей верстатів і систем: Навчальний посібник. - Житомир: ЖІТІ, 2000. - 361 с.

16. Методичні вказівки до виконання курсового проекту на тему: "Режими різання матеріалів" для студентів 07.090202 "Технологія машинобудування" усіх форм навчань. / Гордєєв О.Ф. ЛДТУ, 2005. – 38с.

17. Методичні вказівки до курсового проекту на тему: "Обґрунтування технічних характеристик металорізальних верстатів" для студентів спеціальності "Металорізальні верстати, та системи"(7.090203 форм навчання. / Гордєєв О.Ф. ЛДТУ. 2006. – 36с.

18. Методичні вказівки до виконання курсового проекту на тему: "Розрахунок шпиндельних вузлів. Методика" для студентів спеціальності 07.090202 "Технологія машинобудування" усіх форм навчання / О.Ф. Гордєєв - Луцьк: ЛДТУ, 2005.-32 с.

19. Обладнання і транспорт механообробних цехів. Конспект лекцій для студентів спеціальностей "Технологія машинобудування" (7.090202) та "Металорізальні верстати та системи" (8.090203) усіх форм навчання / Гордєєв О.Ф. Луцьк: ЛНТУ, 2009. - 36с.

20. О.Ф. Гордєєв Методичні вказівки до виконання курсового проекту по

					040-Б23.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		70

металорізальних верстатах. Луцьк. 2011. – 50с.

21. О.Ф. Гордєєв, Р.М. Полінкевич. Конструювання верстатів та машин. Конспект лекцій. Луцьк. 2012. – 28с.

22. О.Ф. Гордєєв, Р.М. Полінкевич. Металообробне обладнання. Методичні вказівки до курсового проекту. Луцьк. 2010.- 47с.

23. М.Н. Педченко, Т.І. Верба. Методичні вказівки до виконання атестаційної роботи бакалавра. Київ, 2005. – 20с.

24. Губський А.І., Цивільна оборона. – К.: Міністерство освіти, 1995. – 216 с.

					040-Б23.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		71

ДОДАТКИ

					040-Б23.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		72