

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 ТОКАРНО-ГВИНТОРІЗНОГО
ВЕРСТАТА З ЧПУ

спеціальність 131 Прикладна механіка

(шифр і назва спеціальності)

освітня програма «Прикладна механіка»

(назва освітньої програми)

Виконав: здобувач вищої освіти

Групи: ІМс-21

Клюйко Олександр Ігорович

(підпис)

Керівник:

к.т.н., доцент

Полінкевич Роман Миколайович

(підпис)

Кваліфікаційну роботу

допущено до захисту

«__» _____ 2024 р.

к.т.н., доцент

Гарант освітньої програми:

Божко Тетяна Євгенівна

(підпис)

Луцьк – 2024 року

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.

«__» _____ 2024 р.

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧУ ВИЩОЇ ОСВІТИ

Клюйко Олександр Ігоровичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема кваліфікаційної роботи Модернізація токарно-гвинторізного верстата з ЧПУ

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

затверджені наказом вищого навчального закладу від « 30 » грудня 2023 р. № 461/01-02

2. Строк подання здобувачем вищої освіти кваліфікаційної роботи «01» _____ 06 _____ 2024 р.

3. Вихідні дані до роботи Паспорти верстатів. Відгуки підприємств. Відгуки працівників підприємств. Звіт по переддипломній практиці. Технічна документація по токарно-гвинторізних верстатах з ЧПУ.

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

Аналіз області використання відомих конструкцій та призначення верстатів-аналогів. Кінематичний розрахунок приводу головного руху. Розрахунок та вибір елементів приводу головного руху. Опис основних вузлів та систем роботи верстата. Охорона праці.

5. Перелік графічного матеріалу:

Кінематична схема токарного верстата з ЧПУ 1л - ф.А1; Токарний верстат з ЧПУ (загальний вигляд) 1л - ф.А1; Коробка швидкостей (згортка) 1л - ф.А1; Коробка швидкостей (розгортка) 1л - ф.А1; Патрон мембранний 1л - ф.А1

6. Консультанти розділів роботи

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

7. Дата видачі завдання «01» 11 2023 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи бакалавра	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	<i>Загальний розділ</i>	<i>25.11.2023р.</i>	
2.	<i>Технічний опис верстата-прототипу</i>	<i>23.12.2023р.</i>	
3.	<i>Кінематичний розрахунок приводу головного руху, що розробляється</i>	<i>13.01.2024р.</i>	
4.	<i>Технологічна частина</i>	<i>10.02.2024р.</i>	
5.	<i>Охорона праці</i>	<i>09.03.2024р.</i>	
6.	<i>Формування додатків</i>	<i>09.04.2024р.</i>	
7.	<i>Оформлення ілюстративного матеріалу</i>	<i>23.04.2024р.</i>	
8.	<i>Нормоконтроль</i>	<i>04.05.2024р.</i>	
9.	<i>Інструментальна перевірка на академічний плагіат</i>	<i>25.05.2024р.</i>	
10.	<i>Представлення кваліфікаційної роботи бакалавра до захисту</i>	<i>01.06.2024р..</i>	
11.			
12.			

Здобувач вищої освіти

_____ (підпис)

(Клюйко О.І.)
(прізвище, ініціали)

Керівник кваліфікаційної роботи

_____ (підпис)

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

АНОТАЦІЯ

Клюйко О.І. Модернізація токарно-гвинторізного верстата з ЧПУ.
Рукопис.

Кваліфікаційна робота бакалавра ОП «Прикладна механіка» спеціальності 131 Прикладна механіка. Луцький національний технічний університет. Луцьк, 2024.

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

В даній випускній роботі на тему: “Модернізація токарно-гвинторізного верстата з ЧПУ” зроблено літературний огляд, в якому наведені загальні відомості про агрегаті верстата.

Проведено аналіз і кінематичний розрахунок приводу головного руху верстата-прототипу. Зроблені силові розрахунки валів, зубчастих коліс, шліцьових і шпонкових з'єднань, вибрані і розраховані підшипники кочення, гідроциліндри для перемикання частот обертання шпинделя. У пояснювальній записці приведені описи роботи електричної схеми та системи змащення.

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

Ключові слова: шпиндель, коробка швидкостей, токарно-гвинторізний верстат, зубчасте колесо, шків, привід, система ЧПУ.

ANNOTATION

Kluyko O.I. Modernization of CNC lathe and screw-cutting machine. Manuscript. Bachelor's qualification work of OP "Applied Mechanics" specialty 131 Applied Mechanics. Lutsk National Technical University. Lutsk, 2024.

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

In this final work on the topic: "Modernization of a CNC lathe-screw-cutting machine" a literature review is made, which provides general information about the units of the machine.

The analysis and kinematic calculation of the drive of the main movement of the prototype machine was carried out. Power calculations of shafts, gears, splined and keyed connections were made, rolling bearings, hydraulic cylinders for switching spindle rotation frequencies were selected and calculated. The explanatory note describes the operation of the electrical circuit and the lubrication system.

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

Key words: spindle, gearbox, screw-turning machine, gear wheel, pulley, drive, CNC system.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	8
РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ.....	9
1.1. Загальні відомості про верстати з ЧПУ.....	9
1.2. Загальна характеристика базової моделі верстата	12
РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА.....	17
2.1. Розрахунок режимів різання	17
2.2. Кінематичний розрахунок коробки швидкостей	19
2.3. Кінематичний розрахунок приводу	25
2.4. Розрахунок зубчастих передач	26
2.4.1. Проектний розрахунок передачі	26
2.4.2. Перевірочний розрахунок передач	30
2.5. Розрахунок валів	32
2.5.1. Проектний розрахунок валів	32
2.5.2. Розрахунок валу на втомну міцність	36
2.6. Розрахунок клинопасової передачі	39
2.7. Розрахунок підшипників	43
2.8. Розрахунок шпонкового з'єднання.....	46
2.9. Розрахунок шліцьового з'єднання.....	48
РОЗДІЛ 3. ОПИС РОБОТИ ОСНОВНИХ МЕХАНІЗМІВ	50
3.1. Опис механізму управління	50
3.2. Опис системи мащення	50
3.3. Станина верстата	52
3.4. Використання охолоджуючої рідини	52
3.5. Захисні огорожі	52
3.6. Вимоги, що ставляться до інструменту	54
3.7. Задня бабка	55
3.8. Використання нерухомого та рухомого люнетів	56

РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА

НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА..... 58

4.1. Вимоги техніки безпеки 58

4.2. Характеристика небезпечних і шкідливих
виробничих факторів 59

4.3. Екологічна безпека при експлуатації верстата 67

ВИСНОВКИ І ПРОПОЗИЦІЇ..... 69

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ..... 70

ДОДАТКИ

					025Б – 24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Сучасні металорізальні верстати – це дуже розвинені машини, що включають велике число механізмів і використовуючі механічні, електричні, гідравлічні і інші методи здійснення рухів і управління циклом.

Високу продуктивність сучасні верстати забезпечують за рахунок швидкохідності, потужності і широкої автоматизації. У сучасних важких верстатах потужність тільки головного електродвигуна досягає 150 кВт, а всього на одному верстаті іноді встановлюють декілька десятків електродвигунів. Вага унікальних верстатів досягає декількох тисяч тонн.

При конструктивному оформленні для надання верстату необхідних якостей і функцій використовують різноманітні механізми із застосуванням гідравліки, електрики, пневматики; застосовують також деталі складних конструктивних форм з високими вимогами до їх якісних показників, впроваджують прогресивні принципи проектування (агрегатування, уніфікація); знаходять найбільш раціональні компоновання верстатів, розробляють нові системи управління циклом.

Металорізальні верстати є основним видом заводського устаткування, призначеним для виробництва сучасних машин, приладів, інструментів та ін. виробів, тому кількість і якість металорізальних верстатів, їх технічна оснащеність значною мірою характеризує виробничу потужність.

Верстатобудування розглядається як серцевина машинобудування. Досягнення верстатобудування оцінюють не лише по загальному числу верстатів, що випускаються, скільки по їх якості, по продуктивності і мірі автоматизації.

Для металорізального устаткування, що випускається нині, характерне швидке розширення сфери застосування числового програмного управління з використанням мікропроцесорної техніки.

					025Б – 24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

1.1. Загальні відомості про верстати з ЧПУ

Верстати з ЧПУ мають розширені технологічні можливості при збереженні високої надійності роботи. Конструкція верстатів з ЧПУ повинна, як правило, забезпечити поєднання різних видів обробки (точіння – фрезерування, фрезерування – шліфування), зручність завантаження заготовок, вивантаження деталей (що особливо важливо при використанні промислових роботів), автоматичне або дистанційне управління зміною інструменту і т.д.

Підвищення точності обробки досягається високою точністю виготовлення і жорсткістю верстата, що перевищує жорсткість звичайного верстата того ж призначення, для чого проводять скорочення довжини його кінематичних ланцюгів: застосовують автономні приводи, по можливості скорочують число механічних передач. Приводи верстатів з ЧПУ повинні також забезпечувати високу швидкодію.

Базові деталі (станини, колони, основи) виконують жорсткішими за рахунок введення додаткових ребер жорсткості. Підвищену жорсткість мають і рухомі несучі елементи (супорти, столи, салазки). Базові деталі виготовляють литими або зварними. Намітилася тенденція виконувати такі деталі з полімерного бетону або синтетичного граніту, що в ще більшому ступені підвищує жорсткість і вібростійкість верстата.

Направляючі верстатів з ЧПУ мають високу зносостійкість і малу силу тертя, що дозволяє понизити потужність стежачого приводу, збільшити точність переміщень, зменшити розходження в стежачій системі.

Направляючі ковзання станини і супорта для зменшення коефіцієнта тертя створюють у вигляді пари ковзання «сталь (або високоякісний чавун) – пластикове покриття (фторопласт і ін.)».

					025Б – 24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Направляючі кочення мають високу довговічність, характеризуються невеликим тертям, причому коефіцієнт тертя практично не залежить від швидкості руху. Як тіла кочення використовують ролики. Попередній натяг підвищує жорсткість направляючих в 2...3 рази, для створення натягу використовують регулюючі пристрої.

Приводи і перетворювачі для верстатів з ЧПУ. У зв'язку з розвитком мікропроцесорної техніки застосовуються перетворювачі для приводів подачі і головного руху з повним мікропроцесорним управлінням – цифрові перетворювачі або цифрові приводи. Цифровими приводами є електродвигуни, що працюють на постійному або змінному струмі. Конструктивно перетворювачі частоти, сервоприводи і пристрої головного пуску і реверсу є окремими електронними блоками управління.

Привід подачі для верстатів з ЧПУ. Як привід використовують двигуни, керовані від цифрових перетворювачів синхронні або асинхронні машини. Безколекторні синхронні (вентильні) двигуни для верстатів із ЧПУ виготовляють з постійним магнітом на основі рідкоземельних елементів і оснащують датчиками зворотного зв'язку і гальмами. Асинхронні двигуни застосовують рідше, ніж синхронні. Привід руху подач характеризується мінімально можливими зазорами, малим часом розгону і гальмування, невеликими силами тертя, зменшеним нагрівом елементів приводу, великим діапазоном регулювання. Забезпечення цих характеристик можливе завдяки застосуванню кулькових і гідростатичних гвинтових передач, направляючих кочення і гідростатичних направляючих, беззазорних редукторів з короткими кінематичними ланцюгами і т.д.

Приводами головного руху для верстатів з ЧПУ зазвичай є двигуни змінного струму – для великих потужностей і постійного струму – для малих потужностей. Як приводи служать трифазні чотириполюсні асинхронні двигуни, що сприймають великі перевантаження і працюють за наявності в повітрі металевого пилю, стружки, мастила і т.д. Тому в їх конструкції передбачений зовнішній вентилятор. У двигун вбудовують різні датчики,

					025Б – 24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

наприклад датчик положення шпинделя, що необхідне для орієнтації або забезпечення незалежної координати.

Перетворювачі частоти для управління асинхронними двигунами мають діапазон регулювання до 250. Перетворювачі є електронними пристроями, побудованими на базі мікропроцесорної техніки. Програмування і параметрування їх роботи здійснюються від вбудованих програматорів з цифровим або графічним дисплеєм. Оптимізація управління досягається автоматично після введення параметрів електродвигуна.

Шпинделі верстатів з ЧПУ виконують точними, жорсткими, з підвищеною зносостійкістю шийок, посадочних і базуючих поверхонь. Конструкція шпинделя значно ускладнюється із-за вбудованих в нього пристроїв автоматичного розтиску і затиску інструменту, датчиків при адаптивному управлінні і автоматичній діагностиці.

Опори шпинделів повинні забезпечити точність шпинделя протягом тривалого часу в змінних умовах роботи, підвищену жорсткість, невеликі температурні деформації. Точність обертання шпинделя забезпечується перш за все високою точністю виготовлення підшипників.

Привід позиціонування (тобто переміщення робочого органу верстата в необхідну позицію згідно програмі) повинен мати високу жорсткість і забезпечувати плавність переміщення при малих швидкостях, велику швидкість допоміжних переміщень робочих органів (до 10 мм/хв і більш).

Допоміжні механізми верстатів з ЧПУ включають пристрої зміни інструменту, прибирання стружки, систему змазування, затискні пристосування, завантажувальні пристрої і т.д. Ця група механізмів у верстатах з ЧПУ значно відрізняється від аналогічних механізмів, використовуваних в звичайних універсальних верстатах. Наприклад, в результаті підвищення продуктивності верстатів з ЧПУ відбулося різке збільшення кількості стружки, що сходить в одиницю часу, а звідси виникла необхідність створення спеціальних пристроїв для відведення стружки. Для скорочення втрат часу при завантаженні застосовують пристосування, що

					025Б – 24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

дозволяють одночасно встановлювати заготовку і знімати деталь під час обробки іншої заготовки.

Пристрої автоматичної зміни інструменту (магазини, автооператори, револьверні головки) повинні забезпечувати мінімальні витрати часу на зміну інструменту, високу надійність в роботі, стабільність положення інструменту, тобто постійність розміру вильоту і положення осі при повторних змінах інструменту, мати необхідну місткість магазину або револьверної головки.

Револьверна головка – це найбільш простий пристрій зміни інструменту: установку і затиск інструменту здійснюють вручну. У робочій позиції один з шпинделів приводиться в обертання від головного приводу верстата. Револьверні головки встановлюють на токарні, свердлильні, фрезерні, багатоцільові верстати з ЧПУ; у головці закріплюють від 4 до 12 інструментів.

В основі класифікації токарних верстатів з ЧПУ лежать наступні ознаки:

- розташування осі шпинделя (горизонтальні і вертикальні верстати);
- число використовуваних в роботі інструментів (одно- і багатоінструментальні верстати);
- способи їх закріплення (на супорті, в револьверній головці, в магазині інструментів);
- вид виконуваних робіт (центрові, патронні, патронно-центрові, карусельні, пруткові верстати);
- ступінь автоматизації (напівавтомати і автомати).

Магазини інструментів (місткістю 8...20 інструментів) застосовують рідко, оскільки практично для токарної обробки однієї заготовки потрібно не більше 10 інструментів. Використання більшого числа інструментів доцільне у випадках точіння важкооброблюваних матеріалів, коли інструменти мають малий період стійкості.

1.2. Загальна характеристика базової моделі верстата

Даний верстат призначений для виконання цілого ряду операцій, таких як автоматична обробка внутрішніх/зовнішніх циліндричних, конусоподібних,

					025Б – 24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

або кутових поверхонь, поверхонь обертання, для підрізування торців; крім того, на верстаті можуть нарізатися метричні, дюймові, модульні і діаметральні пітчеві різьби. Він може використовуватися і для нарізування пазів і виїмок і свердління отворів.

Даний верстат дозволяє виконати обробку виробів з таких матеріалів, як сталь, чавун і кольорові метали.



Рисунок 1.1 – Загальний вигляд верстата мод. СКЕ6150

Точність обробки заготовок відповідає офіційним стандартам, прийнятим для обробки матеріалів Grade IT6 - IT7. Шорсткість при чистової обробці поверхні заготовок на верстаті складає Ra 1,6. Максимальна вага заготовки між двома центрами не повинен перебільшувати 150 кг, а швидкість обертання шпинделя не повинна перебільшувати 45 об/хв.

Супорт його може переміщатися по осях X і Z для виконання автоматичної обробки внутрішніх/зовнішніх циліндричних, конусоподібних і торцевих поверхонь, нарізування пазів і виїмок валів, дисків. Також може нарізувати метричні, дюймові, торцеві і конусні різьби. Верстат може бути оснащений системою ЧПУ FANUC, DMTG, SIEMENS, Guangzhou або іншою системою ЧПУ (по вибору замовника), відповідними серводвигунами АС в якості провідних вузлів і MPG (маховичок) в якості чутливого елемента.

Існують чотири типи передньої бабки:

1) двошвидкісний двигун + електромагнітні реле, що виконують автоматичну ступінчасту зміну швидкості в межах 3-х перемикаючих вручну діапазонів;

					025Б – 24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

- 2) двигун з частотним перетворенням, що здійснює безступінчасту зміну в межах 3-х перемикаючих вручну діапазонів;
- 3) двигун з частотним перетворенням, що здійснює безступінчасту зміну в межах трьох перемикаючих ЧПУ по команді діапазонів;
- 4) серводвигун АС, що здійснює безступінчасту зміну швидкості.

Різцетримач може бути вертикальним 4-позиційним, горизонтальним 6-позиційним і горизонтальним 8-позиційним (по осі обертання різцетримача). Патрон – ручний або гідравлічний. Може бути вибрана ручна задня бабка і гідравлічна задня бабка. Дотичні поверхні між супортом і направляючими ковзання – мають покриття Turcite-B. За допомогою централізованого мастильного пристрою робиться примусове імпульсне мащення дотичних поверхонь, кулькових гвинтів і направляючих. Ці пристрої оптимізують систему подачі для статичного і динамічного режиму, реалізуючи жорсткість системи, знижується шорсткість обробленої поверхні, одночасно може бути підвищений показник точності переміщення деталей, збільшуючи точність позиціонування і термін експлуатації направляючих. Цей верстат оснащений усіма системами захисту оператора від ушкодження стружкою і охолоджуючою рідиною.

Даний верстат з програмним управлінням поєднує в собі можливості виконання токарної обробки з високою якістю і повторюваністю, з простотою використання і наладки.

Обробка точінням в патроні і в центрах дозволяє реалізувати випуск деталей типу кришок, фланців (включаючи роботу патрона на «розтиск»), стаканів, втулок, валів, коротких осей, і так далі, можлива обробка внутрішніх поверхонь з використанням центрального інструменту в різцетримачі або пінолі задньої бабки. Точність позиціонування забезпечується підшипниками NSK і ШВП класу С3.

Шпиндельна бабка верстата дозволяє реалізувати універсальність обробки на верстаті 3 діапазони перемикаються по команді від ЧПУ. Висока швидкість різни на третьому діапазоні – 110~2200 об/хв, високий крутильний

					025Б – 24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						14
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

момент на першому діапазоні 7~135 об/хв, і середній діапазон дозволяє здійснити обертання шпинделя із швидкістю 30~550 об/хв. Безступінчасте регулювання досягається за рахунок частотного перетворювача Delta electronics (Тайвань). У середині діапазону також реалізована можливість включення функції "контроль постійності швидкості різання". Шпиндель має кріплення D8, встановлений 3-х кулачковий цетруючий патрон. Робочий простір закривається захисними кожухами з можливістю контролю закриття (опція) і перегляду ходу обробки через великі вікна з армованого скла.

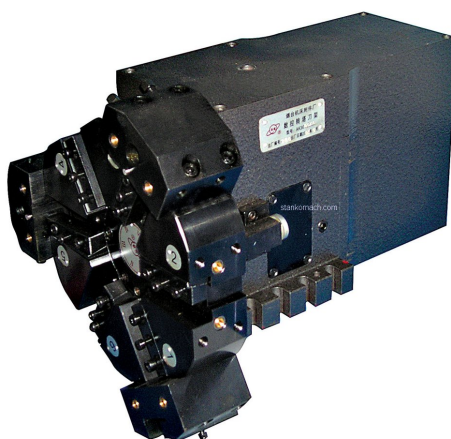


Рисунок 1.2 – 6-ти позиційна револьверна головка. (переріз 25×25)

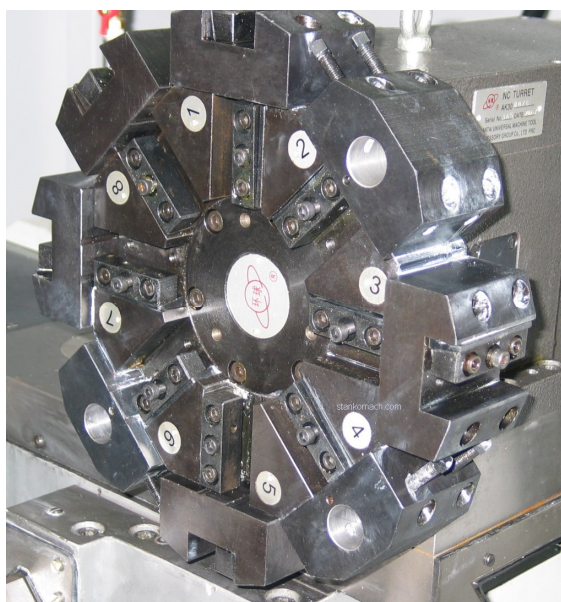


Рисунок 1.3 – 8-ми позиційна револьверна головка (переріз 20×20)

					025Б – 24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

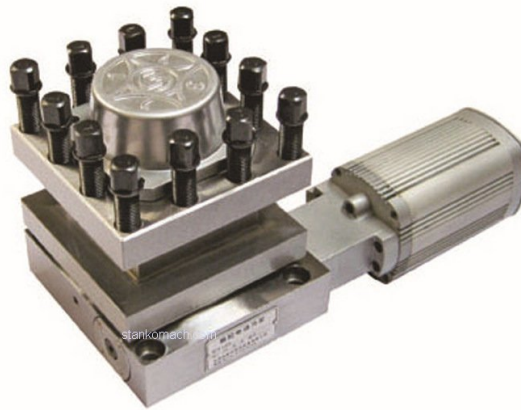


Рисунок 1.4 – 4-х позиційний різцетримач (переріз 25×25)

Гідравлічна станція безперебійно забезпечує тиск мастила в системі гідравліки. Робота гідравлічної станції контролюється системою ЧПУ за допомогою інтегрованих реле тиску, що гарантує високу надійність і безпеку експлуатації верстата оскільки аварійне падіння тиску вмиє зупиняє процес обробки деталі, а за відсутності сигналів затиску – не дасть запустити обробку. Величина тиску для патрона і пінолі задається окремо відповідним регулятором під конкретну деталь і операції обробки.



Рисунок 1.5 – Система ЧПУ

Гвинторізний токарний верстат управляється сучасною системою ЧПУ виробництва компанії FANUC (Японія). Пульта управління розташований на пересувному шасі, з можливістю повороту на 90 градусів, переміщення незалежно від захисних дверей зони різання.

					025Б – 24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

РОЗДІЛ 2
КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА

2.1. Розрахунок режимів різання

В якості оброблюваного матеріалу приймаємо сталь 40Х з твердістю 160...240 НВ, $\sigma_B = 700$ МПа.

Найменша частота обертання шпинделя n_{min} :

$$n_{min} = \frac{n_{max}}{\varphi^{z-1}} \quad (2.1)$$

$$n_{min} = \frac{3150}{1,26^{21-1}} \text{ хв}^{-1}.$$

Отримане значення частоти обертання округлимо до стандартної величини: $n_{min}=31,5 \text{ хв}^{-1}$.

Розрахуємо швидкість обертання:

$$V = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{1000} \quad (2.2)$$

де D – діаметр оброблюваної заготовки, $D=400$ мм;

n – мінімальна частота обертання, $n_{min}=31,5 \text{ хв}^{-1}$.

$$V = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{1000} = \frac{3,13 \cdot 400 \cdot 31,5}{1000} = 39,58 \text{ м/с.}$$

Розрахуємо силу різання:

$$P_z = 10 \cdot C_p \cdot t^x \cdot s^y \cdot V^n \cdot K_p, \quad (2.3)$$

де $C_p=300$; $x=1$; $y=0,75$; $n=-0,15$.

Поправочний коефіцієнт K_p , що враховує фактичні умови різання, визначимо по формулі:

$$K_p = K_{mp} \cdot K_{\varphi p} \cdot K_{yp} \cdot K_{\lambda p} \cdot K_{rp}, \quad (2.4)$$

де K_{mp} – коефіцієнт, що враховує вплив якості оброблюваного матеріалу на силові залежності;

$K_{mp} \cdot K_{\varphi p} \cdot K_{yp} \cdot K_{\lambda p} \cdot K_{rp}$ – коефіцієнти, що ураховують геометричні

					025Б – 24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						17
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

параметри ріжучої частини інструмента на складові сили різання при обробці сталі та чавуну.

Визначимо коефіцієнт K_{mp} :

$$K_{mp} = \left(\frac{\sigma_B}{750} \right)^n \quad (2.5)$$

$$K_{mp} = \left(\frac{700}{750} \right)^{0,75} = 0,95.$$

Визначимо коефіцієнти $K_{\varphi p}$, $K_{\gamma p}$, $K_{\lambda p}$, K_{rp} :

$$K_{\varphi p}=0,89, K_{\gamma p}=1, K_{\lambda p}=1, K_{rp}=1.$$

$$K_v=0,95 \cdot 0,89 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1=0,85.$$

Режими різання призначаємо, виходячи з максимального діаметру деталі і оброблюваного матеріалу. Вибираємо максимально можливі режими різання на верстаті: $t=12$ мм; $s=0,9$ мм/об.

$$P_z = 10 \cdot 300 \cdot 12^1 \cdot 0,9^{0,75} \cdot 39,58^{-0,15} \cdot 0,85 = 16284 \text{ Н}.$$

Розрахуємо необхідну потужність:

$$N = \frac{P_z \cdot V}{1020 \cdot 60} \quad (2.6)$$

$$N = \frac{16284 \cdot 39,58}{1020 \cdot 60} = 10,53.$$

Розраховуємо потужність електродвигуна:

$$N_{\text{дв}} = \frac{N}{\eta} \cdot 1,2. \quad (2.7)$$

де η – ККД приводу головного руху.

Коефіцієнт корисної дії приводу головного руху верстата:

$$\eta = \eta_M \cdot \eta_{III}^4 \cdot \eta_{III}^3 \cdot \eta_{PI} \quad (2.8)$$

де η_M – ККД муфти;

η_{III} – ККД пари підшипників;

η_{III} – ККД циліндричної передачі;

η_{PI} – ККД пасової передачі.

					025Б – 24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						18
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\eta = 0,995 \cdot 0,99^4 \cdot 0,97^3 \cdot 0,97 = 0,85.$$

$$N_{\text{дв}} = \frac{10,53}{0,85} \cdot 1,2 = 14,86. \text{ кВт.}$$

Вибираємо електродвигун типу, з номінальною потужністю $N_{\text{дв}}=15$ кВт.

Приймаємо електродвигун АИР 160 S2

2.2. Кінематичний розрахунок коробки швидкостей

Згідно попередніх розрахункових даних: $Z=21$; $n_{\text{min}}=31,5 \text{ хв}^{-1}$; $\varphi=1,26$.

Одношвидкісний електродвигун.

Визначаємо формулу структури приводу: $Z = 3_1 \cdot 2_3 \cdot 2_6 \cdot 2_9$.

Будуємо структурну сітку для прийнятої структури.

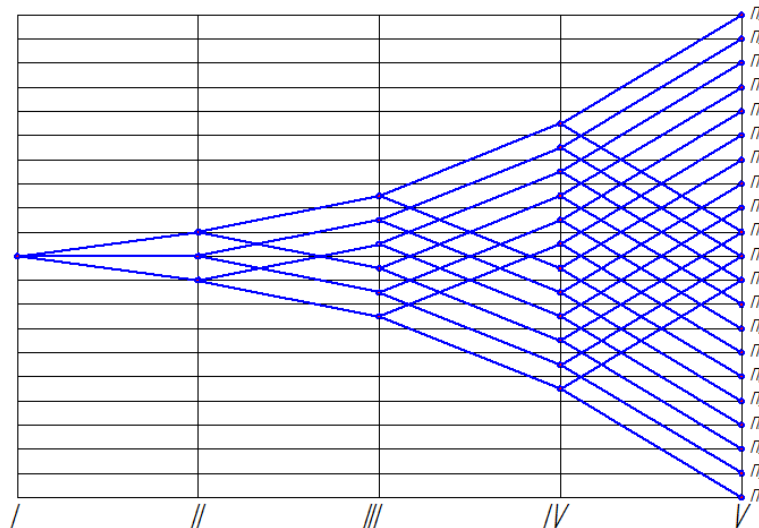


Рисунок 2.1 – Структурна сітка

Приймаємо стандартне число частот обертання з ряду частот для $\varphi=1,26$:

$$\begin{aligned} n_1 &= 31,5 \text{ хв}^{-1}. & n_2 &= 40 \text{ хв}^{-1}. & n_3 &= 50 \text{ хв}^{-1}. & n_4 &= 63 \text{ хв}^{-1}. \\ n_5 &= 80 \text{ хв}^{-1}. & n_6 &= 100 \text{ хв}^{-1}. & n_7 &= 125 \text{ хв}^{-1}. & n_8 &= 160 \text{ хв}^{-1}. \\ n_9 &= 200 \text{ хв}^{-1}. & n_{10} &= 250 \text{ хв}^{-1}. & n_{11} &= 315 \text{ хв}^{-1}. & n_{12} &= 400 \text{ хв}^{-1}. \\ n_{13} &= 500 \text{ хв}^{-1}. & n_{14} &= 630 \text{ хв}^{-1}. & n_{15} &= 800 \text{ хв}^{-1}. & n_{16} &= 1000 \text{ хв}^{-1}. \\ n_{17} &= 1250 \text{ хв}^{-1}. & n_{18} &= 1600 \text{ хв}^{-1}. & n_{19} &= 2000 \text{ хв}^{-1}. & n_{20} &= 2500 \text{ хв}^{-1}. \\ n_{21} &= 3150 \text{ хв}^{-1}. \end{aligned}$$

Будуємо графік частот обертання.

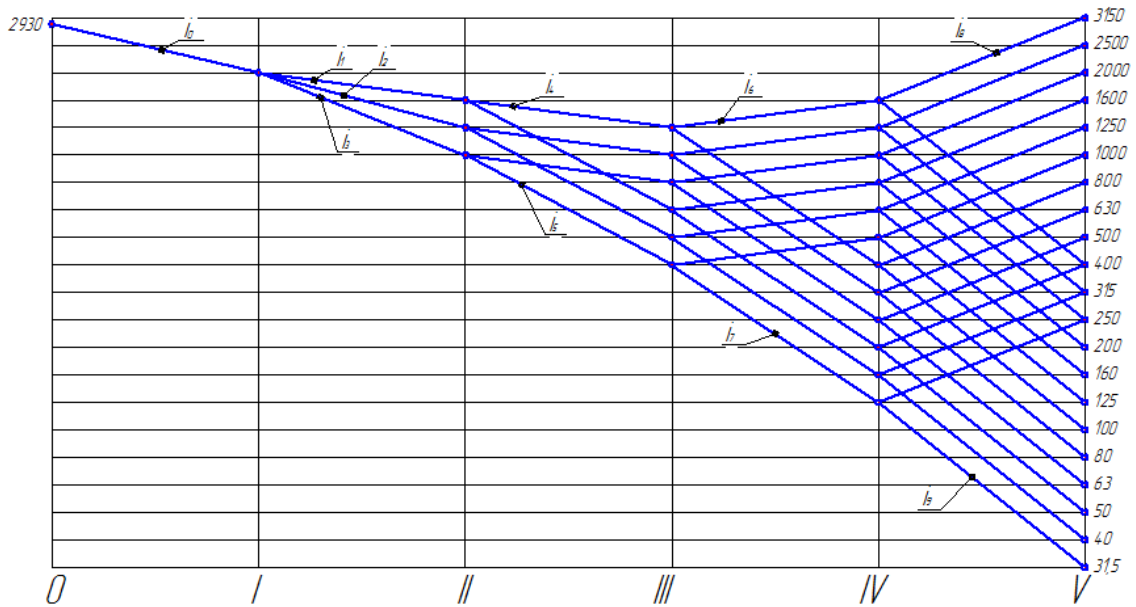


Рисунок 2.2 – Графік частот обертання

З графіку частот обертання отримуємо значення передавальних відношень з врахуванням того, що в коробці одне пов'язане колесо:

$$i_1 = \frac{z_1}{z_2} = \varphi^{-1} = 0,8; \quad i_2 = \frac{z_3}{z_4} = \varphi^{-2} = 0,63; \quad i_3 = \frac{z_5}{z_6} = \varphi^{-3} = 0,5;$$

$$i_4 = \frac{z_7}{z_8} = \varphi^{-1} = 0,8; \quad i_5 = \frac{z_9}{z_{10}} = \varphi^{-4} = 0,4; \quad i_6 = \frac{z_{10}}{z_{11}} = \varphi^{-1} = 1,26;$$

$$i_7 = \frac{z_{12}}{z_{13}} = \varphi^{-5} = 0,31; \quad i_8 = \frac{z_{14}}{z_{15}} = \varphi^{-3} = 2; \quad i_9 = \frac{z_{16}}{z_{17}} = \varphi^{-6} = 0,25;$$

$$i_0 = \frac{2000}{2930} = 0,68;$$

На підставі графіку частот обертання складаємо спрощену кінематичну схему коробки швидкостей.

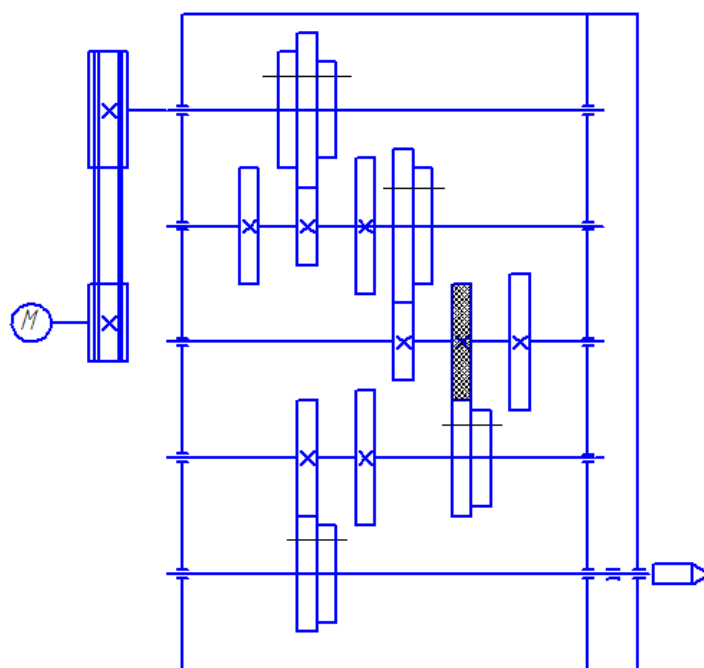


Рисунок 2.3 – Спрощена кінематична схема коробки швидкостей

По даних передавальних відношеннях визначаємо числа зубів коліс. Результати представляємо у вигляді таблиці.

Таблиця 2.1 – Результати підбору чисел зубів

Позначення колеса	Передавальне число	Сума зубів передачі	Число зубів колеса
Z ₁	1,26	54	24
Z ₂			30
Z ₃	1,58		21
Z ₄			33
Z ₅	2		18
Z ₆			36
Z ₇	1,26	64	28
Z ₈			36
Z ₉	2,51		18
Z ₁₀		46	
Z ₁₀	1,26	82	46
Z ₁₁			36
Z ₁₂	3,16		20

Z13			62
Z14	2	84	56
Z15			28
Z16	3,98		17
Z17			67

Отримані значення чисел зубів не остаточні і можуть редагуватися в процесі виконання подальших розрахунків і побудови креслень.

Знаходимо фактичні частоти обертання шпинделя n_i :

$$n_1 = n_{\text{дв}} \cdot i_0 \cdot i_3 \cdot i_5 \cdot i_7 \cdot i_9 = 2930 \cdot \frac{200}{293} \cdot \frac{18}{36} \cdot \frac{18}{46} \cdot \frac{20}{62} \cdot \frac{17}{67} = 32,03 \text{ хВ}^{-1};$$

$$n_2 = n_{\text{дв}} \cdot i_0 \cdot i_2 \cdot i_5 \cdot i_7 \cdot i_9 = 2930 \cdot \frac{200}{293} \cdot \frac{21}{33} \cdot \frac{18}{46} \cdot \frac{20}{62} \cdot \frac{17}{67} = 40,76 \text{ хВ}^{-1};$$

$$n_3 = n_{\text{дв}} \cdot i_0 \cdot i_1 \cdot i_5 \cdot i_7 \cdot i_9 = 2930 \cdot \frac{200}{293} \cdot \frac{24}{30} \cdot \frac{18}{46} \cdot \frac{20}{62} \cdot \frac{17}{67} = 51,24 \text{ хВ}^{-1};$$

$$n_4 = n_{\text{дв}} \cdot i_0 \cdot i_3 \cdot i_4 \cdot i_7 \cdot i_9 = 2930 \cdot \frac{200}{293} \cdot \frac{18}{36} \cdot \frac{28}{36} \cdot \frac{20}{62} \cdot \frac{17}{67} = 63,66 \text{ хВ}^{-1};$$

$$n_5 = n_{\text{дв}} \cdot i_0 \cdot i_2 \cdot i_4 \cdot i_7 \cdot i_9 = 2930 \cdot \frac{200}{293} \cdot \frac{21}{33} \cdot \frac{28}{36} \cdot \frac{20}{62} \cdot \frac{17}{67} = 81,02 \text{ хВ}^{-1};$$

$$n_6 = n_{\text{дв}} \cdot i_0 \cdot i_1 \cdot i_4 \cdot i_7 \cdot i_9 = 2930 \cdot \frac{200}{293} \cdot \frac{24}{30} \cdot \frac{28}{36} \cdot \frac{20}{62} \cdot \frac{17}{67} = 101,86 \text{ хВ}^{-1};$$

$$n_7 = n_{\text{дв}} \cdot i_0 \cdot i_3 \cdot i_5 \cdot i_6 \cdot i_9 = 2930 \cdot \frac{200}{293} \cdot \frac{18}{36} \cdot \frac{18}{46} \cdot \frac{46}{36} \cdot \frac{17}{67} = 126,87 \text{ хВ}^{-1};$$

$$n_8 = n_{\text{дв}} \cdot i_0 \cdot i_2 \cdot i_5 \cdot i_6 \cdot i_9 = 2930 \cdot \frac{200}{293} \cdot \frac{21}{33} \cdot \frac{18}{46} \cdot \frac{46}{36} \cdot \frac{17}{67} = 161,46 \text{ хВ}^{-1};$$

$$n_9 = n_{\text{дв}} \cdot i_0 \cdot i_1 \cdot i_5 \cdot i_6 \cdot i_9 = 2930 \cdot \frac{200}{293} \cdot \frac{24}{30} \cdot \frac{18}{46} \cdot \frac{46}{36} \cdot \frac{17}{67} = 202,98 \text{ хВ}^{-1};$$

$$n_{10} = n_{\text{дв}} \cdot i_0 \cdot i_3 \cdot i_4 \cdot i_6 \cdot i_9 = 2930 \cdot \frac{200}{293} \cdot \frac{18}{36} \cdot \frac{28}{36} \cdot \frac{46}{36} \cdot \frac{17}{67} = 252,16 \text{ хВ}^{-1};$$

$$n_{11} = n_{\text{дв}} \cdot i_0 \cdot i_2 \cdot i_4 \cdot i_6 \cdot i_9 = 2930 \cdot \frac{200}{293} \cdot \frac{21}{33} \cdot \frac{28}{36} \cdot \frac{46}{36} \cdot \frac{17}{67} = 320,94 \text{ хВ}^{-1};$$

					025Б – 24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

$$n_{12} = n_{\text{дв}} \cdot i_0 \cdot i_1 \cdot i_4 \cdot i_6 \cdot i_9 = 2930 \cdot \frac{200}{293} \cdot \frac{24}{30} \cdot \frac{28}{36} \cdot \frac{46}{36} \cdot \frac{17}{67} = 403,46 \text{ хВ}^{-1};$$

$$n_{13} = n_{\text{дв}} \cdot i_0 \cdot i_3 \cdot i_4 \cdot i_7 \cdot i_8 = 2930 \cdot \frac{200}{293} \cdot \frac{18}{36} \cdot \frac{28}{36} \cdot \frac{20}{62} \cdot \frac{56}{28} = 501,79 \text{ хВ}^{-1};$$

$$n_{14} = n_{\text{дв}} \cdot i_0 \cdot i_2 \cdot i_4 \cdot i_7 \cdot i_8 = 2930 \cdot \frac{200}{293} \cdot \frac{21}{33} \cdot \frac{28}{36} \cdot \frac{20}{62} \cdot \frac{56}{28} = 638,64 \text{ хВ}^{-1};$$

$$n_{15} = n_{\text{дв}} \cdot i_0 \cdot i_1 \cdot i_4 \cdot i_7 \cdot i_8 = 2930 \cdot \frac{200}{293} \cdot \frac{24}{30} \cdot \frac{28}{36} \cdot \frac{20}{62} \cdot \frac{56}{28} = 802,87 \text{ хВ}^{-1};$$

$$n_{16} = n_{\text{дв}} \cdot i_0 \cdot i_3 \cdot i_5 \cdot i_6 \cdot i_8 = 2930 \cdot \frac{200}{293} \cdot \frac{18}{36} \cdot \frac{18}{46} \cdot \frac{46}{36} \cdot \frac{56}{28} = 1000 \text{ хВ}^{-1};$$

$$n_{17} = n_{\text{дв}} \cdot i_0 \cdot i_2 \cdot i_5 \cdot i_6 \cdot i_8 = 2930 \cdot \frac{200}{293} \cdot \frac{21}{33} \cdot \frac{18}{46} \cdot \frac{46}{36} \cdot \frac{56}{28} = 1272,73 \text{ хВ}^{-1};$$

$$n_{18} = n_{\text{дв}} \cdot i_0 \cdot i_1 \cdot i_5 \cdot i_6 \cdot i_8 = 2930 \cdot \frac{200}{293} \cdot \frac{24}{30} \cdot \frac{18}{46} \cdot \frac{46}{36} \cdot \frac{56}{28} = 1600 \text{ хВ}^{-1};$$

$$n_{19} = n_{\text{дв}} \cdot i_0 \cdot i_3 \cdot i_4 \cdot i_6 \cdot i_8 = 2930 \cdot \frac{200}{293} \cdot \frac{18}{36} \cdot \frac{28}{36} \cdot \frac{46}{36} \cdot \frac{56}{28} = 1987,65 \text{ хВ}^{-1};$$

$$n_{20} = n_{\text{дв}} \cdot i_0 \cdot i_2 \cdot i_4 \cdot i_6 \cdot i_8 = 2930 \cdot \frac{200}{293} \cdot \frac{21}{33} \cdot \frac{28}{36} \cdot \frac{46}{36} \cdot \frac{56}{28} = 2529,74 \text{ хВ}^{-1};$$

$$n_{21} = n_{\text{дв}} \cdot i_0 \cdot i_1 \cdot i_4 \cdot i_6 \cdot i_8 = 2930 \cdot \frac{200}{293} \cdot \frac{24}{30} \cdot \frac{28}{36} \cdot \frac{46}{36} \cdot \frac{56}{28} = 3180,25 \text{ хВ}^{-1};$$

Зробимо перевірку правильності підбору чисел зубів, які повинні забезпечити необхідну частоту обертання на цій швидкості обертання шпинделя:

$$\Delta_n = \left| \frac{n_{\text{СТ}} - n_{\text{позр.}}}{n_{\text{СТ}}} \cdot 100\% \right| \leq 10 \cdot (\varphi - 1) = 2,6\% . \quad (2.9)$$

$$\Delta_{n_1} = \left| \frac{31,5 - 32,03}{31,5} \cdot 100\% \right| = 1,68\% \leq 2,6\% ; \quad \Delta_{n_2} = \left| \frac{40 - 40,76}{40} \cdot 100\% \right| = 1,91\% \leq 2,6\% ;$$

$$\Delta_{n_3} = \left| \frac{50 - 51,24}{50} \cdot 100\% \right| = 2,49\% \leq 2,6\% ; \quad \Delta_{n_4} = \left| \frac{63 - 63,66}{63} \cdot 100\% \right| = 1,05\% \leq 2,6\% ;$$

$$\Delta_{n_5} = \left| \frac{80 - 81,02}{80} \cdot 100\% \right| = 1,28\% \leq 2,6\% ; \quad \Delta_{n_6} = \left| \frac{100 - 101,86}{100} \cdot 100\% \right| = 1,86\% \leq 2,6\% ;$$

					025Б – 24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						23
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\Delta_{n_7} = \left| \frac{125 - 126,87}{125} \cdot 100\% \right| = 1,49\% \leq 2,6\%; \quad \Delta_{n_8} = \left| \frac{160 - 161,46}{160} \cdot 100\% \right| = 0,92\% \leq 2,6\%;$$

$$\Delta_{n_9} = \left| \frac{200 - 202,98}{200} \cdot 100\% \right| = 1,49\% \leq 2,6\%; \quad \Delta_{n_{10}} = \left| \frac{250 - 252,16}{250} \cdot 100\% \right| = 0,87\% \leq 2,6\%;$$

$$\Delta_{n_{11}} = \left| \frac{315 - 320,94}{315} \cdot 100\% \right| = 1,88\% \leq 2,6\%; \quad \Delta_{n_{12}} = \left| \frac{400 - 403,4}{400} \cdot 100\% \right| = 0,87\% \leq 2,6\%;$$

$$\Delta_{n_{13}} = \left| \frac{500 - 501,79}{500} \cdot 100\% \right| = 0,36\% \leq 2,6\%; \quad \Delta_{n_{14}} = \left| \frac{630 - 638,64}{630} \cdot 100\% \right| = 1,37\% \leq 2,6\%;$$

$$\Delta_{n_{15}} = \left| \frac{800 - 802,87}{800} \cdot 100\% \right| = 0,36\% \leq 2,6\%; \quad \Delta_{n_{16}} = \left| \frac{1000 - 1000}{1000} \cdot 100\% \right| = 0\% \leq 2,6\%;$$

$$\Delta_{n_{17}} = \left| \frac{1250 - 1272,73}{1250} \cdot 100\% \right| = 1,82\% \leq 2,6\%; \quad \Delta_{n_{18}} = \left| \frac{1600 - 1600}{1600} \cdot 100\% \right| = 0\% \leq 2,6\%;$$

$$\Delta_{n_{19}} = \left| \frac{2000 - 1987,65}{2000} \cdot 100\% \right| = 0,62\% \leq 2,6\%; \quad \Delta_{n_{20}} = \left| \frac{2500 - 2529,74}{2500} \cdot 100\% \right| = 1,19\% \leq 2,6\%;$$

$$\Delta_{n_{21}} = \left| \frac{3150 - 3180,25}{3150} \cdot 100\% \right| = 0,96\% \leq 2,6\%;$$

Умови вірного вибору чисел зубів виконуються.

Таблиця 2.2 – Похибки дійсних передавальних відношень

<i>n</i> _{станд.}	31,5	40	50	63	80	100
<i>n</i> _{розр.}	32,03	40,76	51,24	63,66	81,02	101,86
$\Delta, \%$	1,68	1,91	2,49	1,05	1,28	1,86
<i>n</i> _{станд.}	125	160	200	250	315	400
<i>n</i> _{розр.}	126,87	161,46	202,98	252,16	320,94	403,96
$\Delta, \%$	1,49	0,92	1,49	0,87	1,88	0,87
<i>n</i> _{станд.}	500	630	800	1000	1250	1600
<i>n</i> _{розр.}	501,79	638,64	802,87	1000	1272,73	1600
$\Delta, \%$	0,36	1,37	0,36	0	1,82	0
<i>n</i> _{станд.}	2000	2500	3150	-	-	-
<i>n</i> _{розр.}	1987,65	2529,74	3180,25	-	-	-
$\Delta, \%$	0,62	1,19	0,96	-	-	-

2.3. Кінематичний розрахунок приводу

Розрахункова частота обертання шпинделя n_p :

$$n_p = n_{\min} \cdot \sqrt[4]{\frac{n_{\max}}{n_{\min}}} \quad (2.10)$$

$$n_p = 31,5 \cdot \sqrt[4]{\frac{3150}{31,5}} = 99,61, \text{ хв}^{-1},$$

де n_{\min} – мінімальна частота обертання шпинделя;

n_{\max} – максимальна частота обертання шпинделя.

Приймаємо як розрахункову частоту найближчу стандартну частоту обертання шпинделя $n_p = 100 \text{ хв}^{-1}$.

По графіку частот обертання визначаємо частоти кожного валу n :

$$n_0 = 2930 \text{ хв}^{-1}; \quad n_1 = 2000 \text{ хв}^{-1}; \quad n_2 = 1600 \text{ хв}^{-1};$$

$$n_3 = 1250 \text{ хв}^{-1}; \quad n_4 = 400 \text{ хв}^{-1}; \quad n_5 = 100 \text{ хв}^{-1}.$$

Визначаємо потужність на валах N :

$$N_0 = N_{\text{дв}} = 15 \text{ кВт}. \quad (2.11)$$

$$N_1 = N_0 \cdot \eta_{\text{III}} \cdot \eta_{\text{РП}} = 15 \cdot 0,99 \cdot 0,97 = 14,40 \text{ кВт};$$

$$N_2 = N_1 \cdot \eta_{\text{III}} \cdot \eta_{\text{ЦП}} = 14,40 \cdot 0,99 \cdot 0,97 = 13,83 \text{ кВт};$$

$$N_3 = N_2 \cdot \eta_{\text{III}} \cdot \eta_{\text{ЦП}} = 13,83 \cdot 0,99 \cdot 0,97 = 13,28 \text{ кВт};$$

$$N_4 = N_3 \cdot \eta_{\text{III}} \cdot \eta_{\text{ЦП}} = 13,28 \cdot 0,99 \cdot 0,97 = 12,76 \text{ кВт};$$

$$N_5 = N_4 \cdot \eta_{\text{III}} \cdot \eta_{\text{ЦП}} = 12,76 \cdot 0,99 \cdot 0,97 = 12,25 \text{ кВт};$$

де η_{III} – ККД пари підшипників;

$\eta_{\text{ЦП}}$ – КПД циліндричної передачі;

$\eta_{\text{РП}}$ – КПД пасової передачі.

Крутильні моменти на валах:

$$T_i = 9550 \cdot \frac{N_i}{n_i} \quad (2.12)$$

де N_i – потужність на i -му валу, кВт;

n_i – частота обертання i -го валу, хв^{-1} .

					025Б – 24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$T_0 = 9550 \cdot \frac{N_0}{n_0} = 9550 \cdot \frac{15}{2930} = 48,89 \text{ Н}\cdot\text{м}; T_1 = 9550 \cdot \frac{N_1}{n_1} = 9550 \cdot \frac{14,40}{2000} = 68,76 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_2 = 9550 \cdot \frac{N_2}{n_2} = 9550 \cdot \frac{13,83}{1600} = 82,55 \text{ Н}\cdot\text{м}; T_3 = 9550 \cdot \frac{N_3}{n_3} = 9550 \cdot \frac{13,28}{1250} = 101,46 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_4 = 9550 \cdot \frac{N_4}{n_4} = 9550 \cdot \frac{12,76}{400} = 304,65 \text{ Н}\cdot\text{м}; T_5 = 9550 \cdot \frac{N_5}{n_5} = 9550 \cdot \frac{12,25}{100} = 1169,88 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

2.4. Розрахунок зубчастих передач

2.4.1 Проектний розрахунок передачі

Для виготовлення коліс і шестерень використовуємо сталь 40Х. Цей вибір обумовлений бажанням отримати порівняно невеликі габарити і невисоку вартість коробки швидкостей.

Призначаємо термообробку:

для коліс – поліпшення 230...260 НВ, $\sigma_B=850$ МПа, $\sigma_T=550$ МПа.

для шестерень – поліпшення 260...280 НВ, $\sigma_B=950$ МПа, $\sigma_T=700$ МПа.

При призначеній твердості забезпечується прироблення зубів передач.

Контактне допустиме напруження визначимо згідно формули:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H0}}{S_H} \cdot K_{HL}, \quad (2.13)$$

де σ_{H0} – базова межа контактної витривалості;

$S_H=1,1$ – коефіцієнт безпеки;

K_{HL} – коефіцієнт довговічності.

$$\sigma_{H0} = 2 \cdot HB + 70. \quad (2.14)$$

для коліс: $\sigma_{H0}=2 \cdot 245+70=560$ МПа

для шестерень: $\sigma_{H0}=2 \cdot 270+70=610$ МПа

Коефіцієнт довговічності K_{HL} враховує вплив терміну служби і режиму навантаження передачі. Розрахунок K_{HL} ґрунтується по кривій втоми. Для короткочасно працюючих передач коефіцієнт довговічності K_{HL} враховує можливість підвищення допустимого напруження, тоді крива втоми

					025Б – 24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

приблизно паралельна осі абсцис. Це означає, що на цій ділянці межа витривалості не змінюється, а $K_{HL}=1$.

Допустимі контактні напруження $[\sigma_H]$:

для коліс:
$$[\sigma_H] = \frac{560}{1,1} \cdot 1 = 509,1 \text{ МПа};$$

для шестерень:
$$[\sigma_H] = \frac{610}{1,1} \cdot 1 = 554,6 \text{ МПа}.$$

Допустиме напруження вигину $[\sigma_F]$:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F0}}{S_F} \cdot K_{FC} \cdot K_{FL}. \quad (2.15)$$

де σ_{F0} – базова межа витривалості зубів при вигині.

$S_F=1,1$ – коефіцієнт безпеки;

$K_{FC}=1$ – коефіцієнт, що враховує двостороннє прикладання навантаження;

$K_{FL}=1$ – коефіцієнт довговічності.

$$\sigma_{F0}=1,8\text{НВ} \quad (2.16)$$

для коліс: $\sigma_{F0} = 1,8 \cdot 245 = 441 \text{ МПа}$

для шестерень: $\sigma_{F0} = 1,8 \cdot 270 = 486 \text{ МПа}$

Граничні напруги вигину σ_{F0} :

для коліс:
$$[\sigma_F]_K = \frac{441}{1,75} \cdot 1 \cdot 1 = 252 \text{ МПа};$$

для шестерень:
$$[\sigma_F]_{ш} = \frac{486}{1,75} \cdot 1 \cdot 1 = 277,7 \text{ МПа}.$$

Граничні контактні напруги при короткочасному перевантаженні $[\sigma_H]_{\max}$:

$$[\sigma_H]_{\max} = 2,8 \cdot \sigma_T \quad (2.17)$$

для коліс: $[\sigma_H]_{\max.k} = 2,8 \cdot 550 = 1540 \text{ МПа};$

для шестерень: $[\sigma_H]_{\min.u} = 2,8 \cdot 700 = 1960 \text{ МПа}.$

Граничні напруги вигину $[\sigma_H]_{\max}$:

					025Б – 24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$[\sigma_H]_{\max} = 2,74 \cdot HB \quad (2.18)$$

для коліс: $[\sigma_H]_{\max.k} = 2,74 \cdot 245 = 671,3$ МПа;

для шестерень: $[\sigma_H]_{\min.u} = 2,74 \cdot 270 = 739,8$ МПа.

Розрахунок здійснюємо для передачі, що має у своїх групах найбільші передавальні числа, як для найбільш навантажених.

Попередню міжосьову відстань визначимо по формулі:

$$a = 0,85 \cdot (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{PP} \cdot T_2 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot u^2 \cdot \Psi_{ba}}}, \quad (2.19)$$

де E_{PP} – приведений модуль пружності, $E_{PP} = 2,1 \cdot 10^5$ МПа;

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт кута перекоосу, $K_{H\beta} = 1,08$;

Ψ_{ba} – коефіцієнт відносної ширини коліс, $\Psi_{ba} = 0,4$.

Попередня міжосьова відстань :

$$a_{w4-5} = 0,85 \cdot \left(\frac{67}{17} + 1\right) \cdot \sqrt[3]{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 1169,88 \cdot 10^3 \cdot 1,08}{509,1^2 \cdot (67/17)^2 \cdot 0,4}} = 230,25 \text{ мм.}$$

Модуль передачі m : $m = \frac{2 \cdot a_{w4-5}}{\sum z} = \frac{2 \cdot 230,25}{84} = 5,48$ мм.

Приймаємо $m=6$ мм, тоді міжосьова відстань a_{w4-5} :

$$a_{w4-5} = \frac{\sum z \cdot m}{2} = \frac{84 \cdot 6}{2} = 252 \text{ мм.}$$

Оскільки у нас є пов'язане колесо, то модуль для зубчастих коліс z_7-z_{13} повинен співпадати, щоб відбувалося зачеплення. Для цих коліс розрахуємо модулі двох передач і виберемо найбільший.

Попередня міжосьова відстань a_{w2-3} :

$$a_{w2-3} = 0,85 \cdot \left(\frac{46}{18} + 1\right) \cdot \sqrt[3]{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 101,46 \cdot 10^3 \cdot 1,08}{509,1^2 \cdot (46/18)^2 \cdot 0,4}} = 97,89.$$

Модуль передачі m : $m = \frac{2 \cdot a_{w2-3}}{\sum z} = \frac{2 \cdot 97,89}{64} = 3,06$ мм.

Попередня міжосьова відстань a_{w1-2} :

					025Б – 24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$a_{w3-4} = 0,85 \cdot \left(\frac{62}{20} + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 304,65 \cdot 10^3 \cdot 1,08}{509,1^2 \cdot (62/20)^2 \cdot 0,4}} = 143,18 \text{ мм.}$$

Модуль передачі m : $m = \frac{2 \cdot a_{w3-4}}{\sum z} = \frac{2 \cdot 143,18}{82} = 3,49 \text{ мм.}$

Приймаємо $m=5$ мм, тоді міжосьова відстань для двох передач:

$$a_{w2-3} = \frac{\sum z \cdot m}{2} = \frac{64 \cdot 5}{2} = 160 \text{ мм;} \quad a_{w3-4} = \frac{\sum z \cdot m}{2} = \frac{82 \cdot 5}{2} = 205 \text{ мм.}$$

Попередня міжосьова відстань a_{w1-2} :

$$a_{w1-2} = 0,85 \cdot \left(\frac{36}{18} + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 82,55 \cdot 10^3 \cdot 1,08}{509,1^2 \cdot (36/18)^2 \cdot 0,4}} = 90,8 \text{ мм.}$$

Модуль передачі m :

Приймаємо $m=4$ мм, тоді міжосьова відстань a_{w1-2} :

$$a_{w1-2} = \frac{\sum z \cdot m}{2} = \frac{54 \cdot 4}{2} = 108 \text{ мм.}$$

Ширина вінця для шестерні b_w :

$$b_w = (7 \dots 10) \cdot m \tag{2.20}$$

Ділильний діаметр шестерні (колеса) d :

$$d = z \cdot m \tag{2.21}$$

Діаметр кола западин d_f :

$$d_f = d - 2,5 \cdot m \tag{2.22}$$

Діаметр кола вершин d_a :

$$d_a = d + 2 \cdot m \tag{2.23}$$

Результати розрахунків по наведених вище методиках представимо у вигляді таблиці.

					025Б – 24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.3 – Результати розрахунку зубчастих коліс

Позначення колеса	Число зубів, z	Сумарне число зубів, z	Передавальне число, u	Модуль m , мм	Міжосьова відстань a_w , мм	Дільний діаметр d , мм	Діаметр вершин d_a , мм	Діаметр западин d_f , мм	Ширина вінця b_w , мм
z_1	24	54	1,26	4	108	96	104	86	40
z_2	30					120	128	110	36
z_3	21		1,58			84	92	74	40
z_4	33					132	140	122	36
z_5	18		2			72	80	62	40
z_6	36					144	152	134	36
z_7	28	64	1,26	5	160	140	150	127,5	50
z_8	36					180	190	167,5	45
z_9	18		2,51			90	100	77,5	50
z_{10}	46					230	240	217,5	45
z_{11}	36	82	1,26	5	205	180	190	167,5	50
z_{12}	20					100	110	87,5	50
z_{13}	62		3,16			310	320	297,5	45
z_{14}	56					336	348	321	54
z_{15}	28	84	2	6	252	168	180	153	60
z_{16}	17					102	114	87	60
z_{17}	67		3,98			402	414	387	54

2.4.2. Перевірочний розрахунок передач

Перевірочний розрахунок здійснимий для передачі z_{16} - z_{17} як найбільш навантаженої передачі приводу.

Перевірочний розрахунок на втому по контактній напрузі σ_H :

$$\sigma_H = 1,18 \cdot \sqrt{\frac{E_{ПП} \cdot T_5 \cdot K_H \cdot (u+1)}{d_w^2 \cdot b_w \cdot \sin 2a_w \cdot u}} \leq [\sigma_H] \quad (2.24)$$

де K_H – коефіцієнт розрахункового навантаження по контактній напрузі.

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\nu} \quad (2.25)$$

де $K_{H\beta} = 1,06$ – коефіцієнт концентрації навантаження.

$K_{H\nu} = 1,04$ – коефіцієнт динамічного навантаження.

$$K_H = 1,06 \cdot 1,04 \approx 1,1.$$

Значення розрахункової контактної напруги однакові для шестерні і колеса. Тому розрахунок виконують для того з коліс пари, у якого менша допустима напруга $[\sigma_H]$. В даному випадку розрахунок ведеться по колесу. $[\sigma_H] = 509,1$ МПа.

$$\sigma_H = 1,18 \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 1169,88 \cdot 10^3 \cdot 1,1 \cdot (67/17 + 1)}{402^2 \cdot 54 \cdot \sin 40 \cdot 67/17}} = 290 \text{ МПа} \leq [\sigma_H] = 509,1 \text{ МПа}$$

Умова забезпечення міцності після контактної напруги виконується.

Перевірочний розрахунок на втому по напрузі вигину σ_F :

$$\sigma_F = \frac{Y_F \cdot F_t \cdot K_F}{b_w \cdot m} \leq [\sigma_F] \quad (2.26)$$

де Y_F – коефіцієнт форми зуба;

F_t – окружна сила;

K_F – коефіцієнт розрахункового навантаження по напруженням згину.

При $x=0$:

для шестерні $Y_{F1} = 4,3$;

для колеса $Y_{F2} = 3,73$;

Розрахунок виконуємо по тому колесу, у якого менше відношення $[\sigma_F]/Y_F$:

для шестерні $277,7/4,3 = 64,58$

для колеса $252/3,73 = 67,56$

Розрахунок виконуємо по шестерні.

$$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{F\nu} \quad (2.27)$$

де $K_{F\beta} = 1,05$ – коефіцієнт концентрації навантаження.

					025Б – 24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

$K_{Fv}=1,14$ – коефіцієнт динамічного навантаження.

$$K_F=1,05 \cdot 1,14 \approx 1,2.$$

Окружна сила F_t :

$$F_t = \frac{T_4}{z_{16} \cdot m} = \frac{2 \cdot 304,65 \cdot 10^3}{17 \cdot 6} = 5974 \text{ Н},$$

$$\sigma_F = \frac{4,3 \cdot 5974 \cdot 1,2}{60 \cdot 6} = 85,6 \text{ МПа} \leq [\sigma_F] = 277,7 \text{ МПа}.$$

Умова міцності по напрузі згину виконується.

2.5. Розрахунок валів

2.5.1. Проектний розрахунок валів

В якості матеріалу валів призначаємо сталь 40: $\sigma_B=700$ МПа; $\sigma_T=400$ МПа.

Розраховуємо середній діаметр валу і приймаємо найближчий більший із стандартного ряду d :

$$d = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 \cdot [\tau]}} \quad (2.28)$$

де T – крутильний момент на валу, Н·м;

$[\tau]=15$ МПа допустимі напруження кручення;

$$d_0 = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{48,89 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 15}} = 25,35 \text{ мм}.$$

Приймаємо $d_0=26$ мм.

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{68,76 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 15}} = 28,41 \text{ мм}.$$

Приймаємо $d_1=30$ мм.

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{82,55 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 15}} = 30,19 \text{ мм}.$$

Приймаємо $d_2=32$ мм.

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{101,46 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 15}} = 32,34 \text{ мм}.$$

					025Б – 24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

Приймаємо $d_3=34$ мм.

$$d_4 = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{304,65 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 15}} = 46,65 \text{ мм.}$$

Приймаємо $d_4=48$ мм.

$$d_4 = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{1169,88 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 15}} = 73,06 \text{ мм.}$$

Приймаємо $d_5=75$ мм.

Розрахункові діаметри округлюємо до найближчих стандартних діаметрів валів і з урахуванням нарізування шліців і приймаємо.

Результати обчислень зведемо в таблицю 2.4.

Таблиця 2.4 – Діаметри валів

	T	$d_{\text{розрахункове}}$	$d_{\text{прин.}}$	d_n	d_k
1	68,76	28,41	30	30	36
2	82,55	30,19	32	35	40
3	101,46	32,34	34	35	40
4	304,65	46,65	48	50	58
5	1169,88	73,06	75	75	88

Розрахунок валів здійснимо на прикладі передостаннього (IV-го) валу.

Початковими даними для розрахунку валу є:

$d_4=48$ мм – діаметр вала;

$T_4=304,65$ Н·м крутильний момент на валу;

$n_4=400$ хв⁻¹ – частота обертання вала.

Ділильні діаметри зубчастих коліс, що знаходяться в зачепленні
 $d_{13}=310$ мм, $d_{16}=102$ мм.

Допустиме радіальне навантаження на вихідному кінці валу F_M :

$$F_M = 250 \cdot \sqrt{T} \quad (2.29)$$

$$F_M = 250 \cdot \sqrt{304,65} = 4364 \text{ Н.}$$

Окружна сила F_t :

					025Б – 24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

$$F_t = \frac{2 \cdot T_5}{d} \quad (2.30)$$

$$F_{t13} = \frac{2 \cdot T_4}{d_{z13}} = \frac{2 \cdot 304,65 \cdot 10^3}{310} = 1965 \text{ Н}; \quad F_{t16} = \frac{2 \cdot T_4}{d_{z16}} = \frac{2 \cdot 304,65 \cdot 10^3}{102} = 5974 \text{ Н.}$$

Осьова сила F_a :

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta \quad (2.31)$$

де $\beta=0$ – кут нахилу зубів.

$$F_{a13} = F_{t13} \cdot \operatorname{tg} \beta = 0; \quad F_{a16} = F_{t16} \cdot \operatorname{tg} \beta = 0.$$

Радіальну силу F_r визначаємо по формулі:

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (2.32)$$

де α – кут зачеплення.

$$F_{r13} = 1965 \cdot \operatorname{tg} \alpha = 715 \text{ Н}; \quad F_{r16} = 5974 \cdot \operatorname{tg} \alpha = 2174 \text{ Н.}$$

Визначимо зусилля, що виникають в опорах, для цього розкладемо реакції на горизонтальні і вертикальні складові. Тоді реакції опор від сил у вертикальній площині складуть:

$$\sum M_A = 0:$$

$$-F_{t13} \cdot 0,4 + F_{t16} \cdot 0,9 + R_b \cdot 1 = 0; \quad R_b = \frac{1965 \cdot 0,4 - 5974 \cdot 0,9}{1} = -4590,6 \text{ Н.}$$

$$\sum M_B = 0$$

$$F_{t13} \cdot 0,6 - F_{t16} \cdot 0,1 - R_a \cdot 1 = 0; \quad R_a = \frac{1965 \cdot 0,6 - 5974 \cdot 0,1}{1} = 581,6 \text{ Н.}$$

У горизонтальній площині:

$$\sum M_A = 0:$$

$$-F_{r13} \cdot 0,4 - F_{r16} \cdot 0,9 + R_b \cdot 1 = 0; \quad R_b = \frac{715 \cdot 0,4 + 2174 \cdot 0,9}{1} = 2242,6 \text{ Н.}$$

$$\sum M_B = 0$$

$$F_{r13} \cdot 0,6 + F_{r16} \cdot 0,1 - R_a \cdot 1 = 0; \quad R_a = \frac{715 \cdot 0,6 + 2174 \cdot 0,1}{1} = 646,4 \text{ Н.}$$

					025Б – 24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

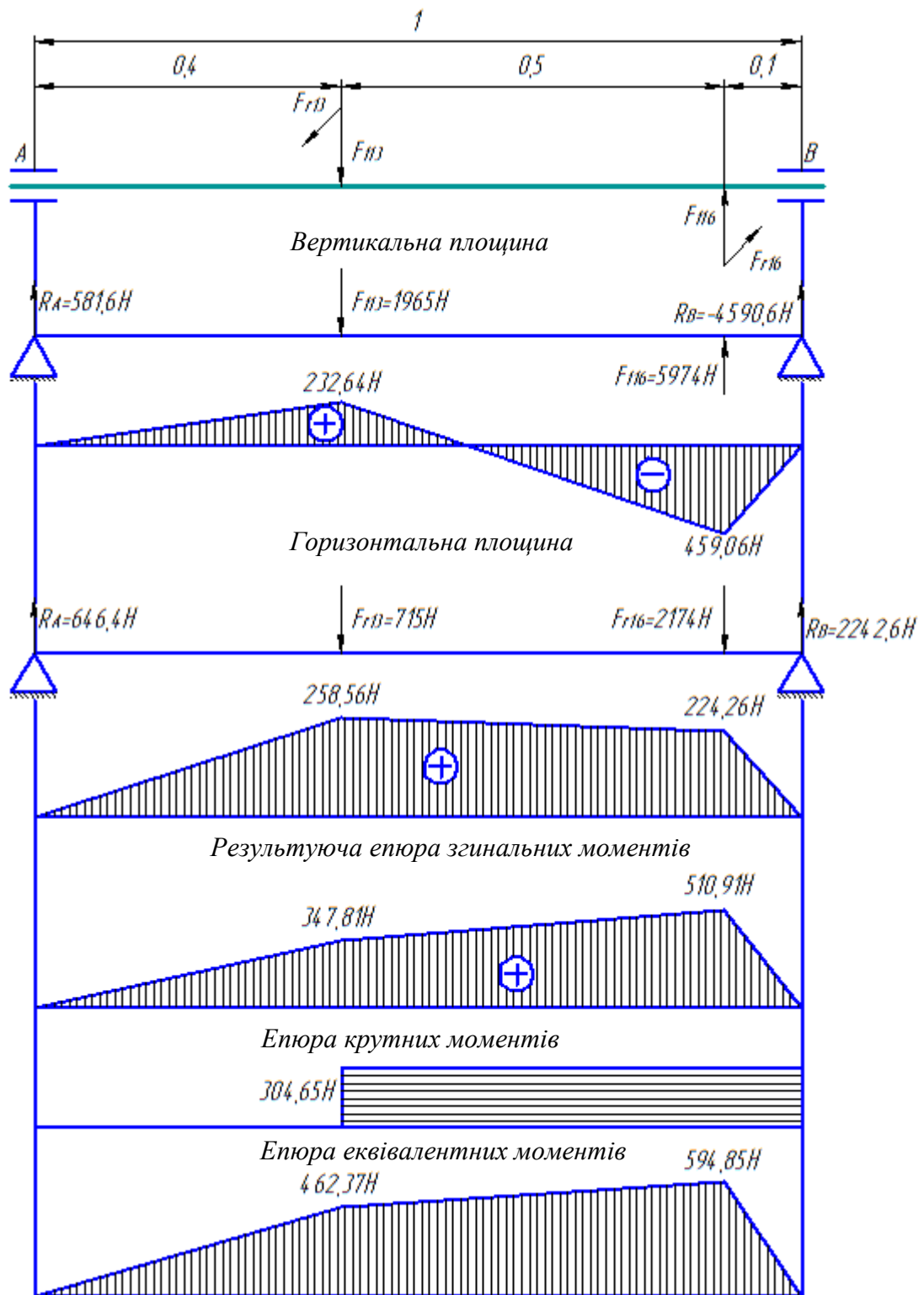


Рисунок 2.4 – Епюри згинальних та крутильних моментів

По отриманих значеннях реакцій опор і з епюр згинальних моментів у вертикальній і горизонтальній площинах визначаємо значення сумарних згинальних моментів $M_{\text{сум.згин.}}$ з вираження:

$$M_{\text{сум.згин.}} = \sqrt{M_{\text{згин.г.}}^2 + M_{\text{згин.в.}}^2} \quad (2.33)$$

де $M_{\text{сум.згин.}}$ – сумарний згинальний момент, Н·м;

$M_{\text{згин.г.}}$ – згинальні моменти в горизонтальній площині, Н·м;

$M_{\text{згин.в.}}$ – згинальні моменти у вертикальній площині, Н·м.

$$M_{\text{сум.згин.1}} = \sqrt{232,64^2 + 258,56^2} = 347,81 \text{ Н·м.} \quad M_{\text{сум.згин.2}} = \sqrt{459,06^2 + 224,26^2} = 510,91 \text{ Н·м.}$$

Визначимо значення еквівалентного моменту $M_{\text{Екв.}}$:

$$M_{\text{Екв.}} = \sqrt{M_{\text{к.}}^2 + M_{\text{сум.згин.}}^2} \quad (2.34)$$

$$M_{\text{Екв.1}} = \sqrt{347,81^2 + 304,65^2} = 462,37 \text{ Н·м.} \quad M_{\text{Екв.2}} = \sqrt{510,91^2 + 304,65^2} = 594,85 \text{ Н·м.}$$

З побудови епюри сумарних крутильних моментів визначаємо, що найбільш небезпечним є переріз валу під правою опорою, де сумарний крутильний момент є максимальним. Подальший розрахунок валу робитимемо по цьому небезпечному перерізу.

2.5.2. Розрахунок валу на втомну міцність

Розрахунок робитимемо по сумарному згинальному і крутильному моментам в найбільш небезпечному перерізі, де їх значення складають відповідно:

$$M_{\text{Екв.}} = 594,85 \text{ Н·м;} \quad T_4 = 304,65 \text{ Н·м}$$

В якості матеріалу для виготовлення валу приймемо сталь 40, з механічними властивостями в нормалізованому стані:

$$\sigma_B = 700 \text{ МПа;} \quad \sigma_T = 400 \text{ МПа.}$$

Для забезпечення достатньої втомної міцності, потрібне виконання наступної умови:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S], \quad (2.35)$$

де S – загальний коефіцієнт запасу міцності;

$[S] = 1,5$ – допустимий коефіцієнт запасу міцності.

Коефіцієнт запасу по нормальній напрузі S_σ , визначається:

					025Б – 24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\sigma_a \cdot K_{\sigma}}{K_d \cdot K_F} + \Psi_{\sigma} \cdot \sigma_m}, \quad (2.36)$$

де σ_{-1} – межа витривалості сталі при симетричному циклі згину, МПа, для конструкційної сталі:

$$\sigma_{-1} = 0,5 \cdot \sigma_B, \quad \sigma_{-1} = 0,5 \cdot 700 = 350 \text{ МПа.}$$

Амплітуда циклу нормальної напруги σ_{α} визначається по формулі:

$$\sigma_{\alpha} = \frac{M_{EKB}}{0,1 \cdot d^3} \quad (2.37)$$

$$\sigma_{\alpha} = \frac{594,85 \cdot 1000}{0,1 \cdot 48^3} = 53,79 \text{ МПа.}$$

Ефективний коефіцієнт концентрації нормальної напруги K_{σ} : $K_{\sigma} = 1,6$.

Масштабний чинник K_d визначаємо: $K_d = 0,82$.

Коефіцієнт, що враховує вплив шорсткості поверхні K_F : $K_F = 1$.

Коефіцієнт, що коригує вплив постійної складової циклу напруги на опір втоми Ψ_{σ} : $\Psi_{\sigma} = 0,1$.

Середня напруга циклу зміни нормальної напруги σ_m : $\sigma_m = 0$.

Коефіцієнт запасу по дотичній нарузі S_{τ} визначаємо по формулі:

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\tau_a \cdot K_{\tau}}{K_d \cdot K_F} + \Psi_{\tau} \cdot \tau_m}, \quad (2.38)$$

де τ_{-1} – межа витривалості сталі при симетричному циклі кручення, МПа, згідно з джерелом: $\tau_{-1} = 0,3 \cdot \sigma_B = 0,3 \cdot 700 = 210 \text{ МПа}$.

Амплітуда циклу дотичної напруги τ_{α} визначається по формулі:

$$\tau_{\alpha} = \frac{T}{0,2 \cdot d^3}, \quad (2.39)$$

$$\tau_{\alpha} = \frac{304,65 \cdot 1000}{0,2 \cdot 48^3} = 13,77 \text{ МПа}$$

Ефективний коефіцієнт концентрації дотичної напруги K_{τ} : $K_{\tau} = 1,25$.

Масштабний чинник для дотичної напруги K_d : $K_d = 0,82$.

Коефіцієнт, що враховує вплив шорсткості поверхні K_F : $K_F = 1$.

					025Б – 24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт, що коригує вплив постійної складової циклу дотичної напруги на опір втоми: $\Psi_\tau = 0,05$.

Середня напруга циклу зміни дотичного напруження: $\tau_m = \tau_\alpha = 13,77$ МПа.

$$\text{Визначуваний } S_\sigma: S_\sigma = \frac{350}{\frac{53,79 \cdot 1,6}{0,82 \cdot 1} + 0,1 \cdot 0} = 3,33$$

$$\text{Визначуваний } S_\tau: S_\tau = \frac{210}{\frac{13,77 \cdot 1,25}{0,82 \cdot 1} + 0,05 \cdot 13,77} = 9,68$$

Таким чином, загальний коефіцієнт запасу міцності:

$$S = \frac{3,33 \cdot 9,68}{\sqrt{3,33^2 + 9,68^2}} = 3,15$$

Таким чином, $S = 3,15 > [S] = 1,5$, тобто запас опору втоми забезпечений.

Статичну міцність валу підраховуємо по еквівалентній напрузі $\sigma_{Екв.}$ МПа, визначаються з вираження:

$$\sigma_{Екв.} = \sqrt{\sigma_{\max}^2 + 3 \cdot \tau_{\max}^2}, \quad (2.40)$$

де σ_{\max} – найбільша напруга вигину в даному перерізі.

$$\sigma_{\max.} = \frac{M_{Екв.}}{0,1 \cdot d^3}, \quad (2.41)$$

$$\sigma_{\max.} = \frac{594,85 \cdot 1000}{0,1 \cdot 48^3} = 53,79 \text{ МПа.}$$

Найбільша напруга кручення в даному перерізі τ_{\max} визначається по формулі:

$$\tau_{\max.} = \frac{T}{0,2 \cdot d^3}, \quad (2.42)$$

$$\tau_{\max.} = \frac{304,65 \cdot 1000}{0,2 \cdot 48^3} = 13,77 \text{ МПа.}$$

Згідно з формулою 2.40 визначуваний $\sigma_{Екв.}$:

$$\sigma_{Екв.} = \sqrt{53,79^2 + 3 \cdot 13,77^2} = 58,84 \text{ МПа.}$$

Значення $\sigma_{Екв.} = 58,84$ МПа < $\sigma_m = 400$ МПа, при цьому коефіцієнт запасу

					025Б – 24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						38
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

складає:

$$n_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\text{Екв.}}}, \quad (2.43)$$

Таким чином, статична міцність валу забезпечена.

2.6. Розрахунок клинопасової передачі

Згідно даних:

Передавана потужність $N_{\text{дв}}=15$ кВт.

Частота обертання валу електродвигуна – $n_{\text{дв}}=2930$ хв⁻¹.

Частота обертання вхідного валу – $n_2=2000$ хв⁻¹.

Передавальне число передачі визначаємо по формулі:

$$u_p = \frac{2930}{2000} = 1,465.$$

При моменті $T_0=48,89$ Н·м на веденому шківі вибираємо пас перерізів Б і їх розміри (таблиця 2.5).

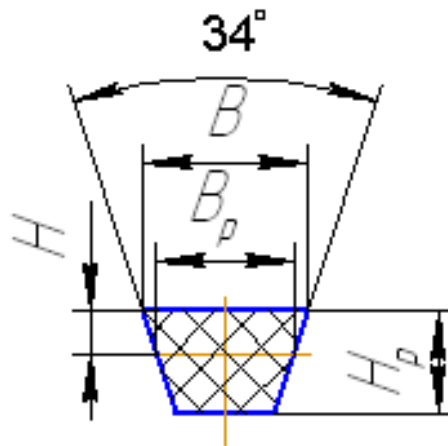


Рисунок 2.5 – Параметри поперечного перерізу паса

Таблиця 2.5 – Розміри клинового паса

Позначення перерізу паса	T_1 Н·м	S_1 , мм ²	$d_{1\text{min}}$, мм	Розміри, мм			
				B_p	B	H_p	H
Б	48,89	138	125	14	17	11	4,2

Вибираємо діаметр ведучого шківя: $D_1=140$ мм.

					025Б – 24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39

Діаметр веденого шківa визначаємо по формулі:

$$D_2 = u_p \cdot D_1 = 1,465 \cdot 140 = 205,1 \text{ мм.}$$

Приймаємо стандартне значень D_2 : $D_2=200$ мм.

Фактичне передавальне число визначаємо по формулі:

$$u_p = \frac{D_2}{D_1 \cdot (1 - \varepsilon)},$$

де $\varepsilon=0,01$ – коефіцієнт пружного ковзання.

$$u_p = \frac{200}{140 \cdot (1 - 0,01)} = 1,44.$$

Швидкість паса визначаємо по формулі:

$$V = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_{\text{об.}}}{60 \cdot 1000} \text{ м/с.} \quad (2.44)$$

Мінімальна міжосьова відстань a''_{min} :

$$a''_{\text{min}} = 0,55 \cdot (D_1 + D_2) + H_p \quad (2.45)$$

$$a''_{\text{min}} = 0,55 \cdot (140 + 200) + 11 = 198 \text{ мм.}$$

$$2 \cdot (D_1 + D_2) \geq a \geq 0,55 \cdot (D_1 + D_2) + H_p \quad (2.46)$$

$$2 \cdot (140 + 200) \geq a \geq 0,55 \cdot (140 + 200) + 11$$

$$680 \geq a \geq 198$$

Приймаємо $a = 300$ мм.

Розрахункова довжина паса L'_p :

$$L'_p = 2 \cdot a + 0,5 \cdot \pi \cdot (D_1 + D_2) + 0,25 \cdot (D_1 + D_2)^2 / 2, \quad (2.47)$$

$$L'_p = 2 \cdot 300 + 0,5 \cdot \pi \cdot (140 + 200) + 0,25 \cdot (140 + 200)^2 / 300 = 1230,4 \text{ мм.}$$

Найближчу стандартну довжину паса: $L = 1250$ мм.

Уточнену міжосьову відстань визначаємо по формулі:

$$a = \frac{2 \cdot L - \pi \cdot (D_1 + D_2) + \sqrt{(2 \cdot L^2 - \pi \cdot (D_1 + D_2)^2 - 8 \cdot (D_2 - D_1)^2)}}{8} \quad (2.48)$$

$$a = \frac{2 \cdot 1250 - \pi \cdot (140 + 200) + \sqrt{(2 \cdot 1250^2 - \pi \cdot (140 + 200)^2 - 8 \cdot (200 - 140)^2)}}{8} = 385,63 \text{ мм.}$$

Мінімальна міжосьова відстань при надяганні паса:

					025Б – 24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$a_{min}=a-0,015 \cdot L, \quad (2.49)$$

$$a_{min}=385,63-0,015 \cdot 1250=366,91 \text{ мм.}$$

Максимальна міжосьова відстань для компенсації витягу паса:

$$a_{max}=a-0,03 \cdot L \quad (2.50)$$

$$a_{max}=385,63-0,03 \cdot 1250=348,16 \text{ мм.}$$

Кут обхвату визначаємо по формулі:

$$\alpha = 180 - \frac{D_2 - D_1}{a} \cdot 60 \quad (2.52)$$

$$\alpha = 180^\circ - \frac{200 - 140}{385,63} \cdot 60 = 170,66^\circ \quad (\text{умова } \alpha \geq 120^\circ \text{ виконується}).$$

Окружне зусилля визначаємо по формулі:

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_0}{D_1}. \quad (2.52)$$

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 48,89}{140} = 698,43 \text{ Н.}$$

Поправочні коефіцієнти:

- кут обхвату: $C_1 = 0,98$;
- швидкість: $C_2 = 0,85$;
- режиму роботи: $C_3 = 1$;

Число пробігів паса визначаємо по формулі:

$$i = \frac{V}{L}. \quad (2.53)$$

$$i = \frac{21,48 \cdot 10^3}{1250} = 17,18.$$

Початкове питоме окружне зусилля: $k_0 = 1,36 \text{ МПа.}$

Питоме допустиме окружне зусилля визначаємо по формулі:

$$k = k_0 \cdot C_1 \cdot C_2 \cdot C_3 \quad (2.54)$$

$$k = 1,36 \cdot 0,85 \cdot 0,98 \cdot 1 = 1,13 \text{ МПа.}$$

Необхідне число пасів визначаємо по формулі:

$$z = \frac{F_t}{k \cdot s_1} \quad (2.55)$$

					025Б – 24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$z = \frac{698,43}{1,13 \cdot 138} = 4,48.$$

Приймаємо необхідне число пасів $z=5$.

Сила, діюча на вали визначаємо по формулі:

$$Q = 2 \cdot \sigma_0 \cdot s_1 \cdot z \cdot \sin \alpha / 2 \quad (2.56)$$

$$Q = 2 \cdot 0,9 \cdot 138 \cdot 5 \cdot \sin 170,66^\circ / 2 = 1237,88 \text{ Н.}$$

Розрахункова довговічність паса визначаємо по формулі:

$$L_h = \frac{10^7}{7200 \cdot i} \cdot \left(\frac{\sigma_N}{\sigma_{\max}} \right)^m \cdot v_1 \cdot v_2. \quad (2.57)$$

де $\sigma_N = 9 \text{ МПа}$ – межа втоми для клинових пасів;

$m = 8$ – показник міри кривої втоми для клинових пасів;

σ_{\max} – найбільша напруга в пасі:

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3, \quad (2.58)$$

$$\sigma_1 = \sigma_0 + \frac{F_t}{2 + s_1 \cdot z}. \quad (2.59)$$

$$\sigma_1 = 0,9 + \frac{698,43}{2 + 138 \cdot 5} = 1,41 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_2 = \frac{E_u + H_p}{D_1}. \quad (2.60)$$

$$\sigma_2 = \frac{80 + 11}{140} = 6,29 \cdot \text{МПа.}$$

$$\sigma_3 = \rho \cdot V^2 \cdot 10^{-3}, \quad (2.61)$$

$$\sigma_3 = 1,2 \cdot 21,48^2 \cdot 10^{-3} = 0,55 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{\max} = 1,41 + 6,29 + 0,55 = 8,25 \text{ МПа.}$$

Приймаємо $v_1 = 1,5$ і $v_2 = 1$, тоді

$$L_h = \frac{10^7}{7200 \cdot 17,18} \cdot \left(\frac{9}{8,25} \right)^8 \cdot 1,5 \cdot 1 = 243 \text{ год.}$$

Визначаємо розміри шківів.

Для перерізу Б і при розрахунковому діаметрі $D_2 = d_p = 200 \text{ мм}$ вибираємо:

					025Б – 24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						42
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

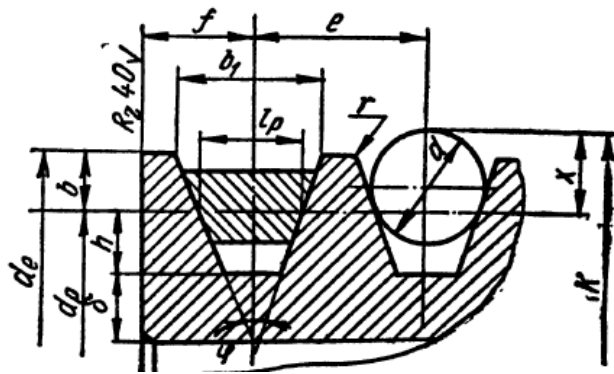


Рисунок 2.6 – Параметри поперечного перерізу шківa

$b = 4,2$ мм; $f = 12,5$ мм; $e = 19$ мм; $d = 14,7_{-0,035}$; $x = 9,6$ мм.

Розмір по роликах:

$$K = d_p + 2 \cdot x \quad (2.62)$$

$$K = 200 + 2 \cdot 9,6 = 219,2 \text{ мм.}$$

Зовнішній діаметр шківa:

$$d_e = d_p + 2 \cdot b \quad (2.63)$$

$$d_e = 200 + 2 \cdot 4,2208,4 \text{ мм.}$$

Ширина обода шківa:

$$M = z - 1 \cdot e + 2 \cdot f \quad (2.64)$$

$$M = 5 - 1 \cdot 19 + 2 \cdot 12,5 = 101 \text{ мм.}$$

2.7. Розрахунок підшипників

По певних діаметрах вихідних кінців валів робимо підбір підшипників, для установки валів в корпус коробки. Оскільки усі передачі на валах I - V є прямозубими, то осьовими силами в зачепленнях можна нехтувати, тому оптимальним варіантом є кулькові радіальні однорядні. Для останнього валу вибираємо роликові радіально-опорні підшипники.

Для першого валу на вихідних кінця приймаємо кульковий радіальний однорядний підшипник 106 особливо легкої серії з наступними основними розмірами і характеристиками:

$d = 30$ мм – номінальний діаметр отвору внутрішнього кільця;

$D = 55$ мм – номінальний діаметр зовнішньої циліндричної поверхні

					025Б – 24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

зовнішнього кільця;

$B = 13$ мм – номінальна ширина підшипника;

$C = 13300$ Н – динамічна вантажопідйомність;

$C_0 = 6800$ Н – статична вантажопідйомність.

Для другого, третього валів приймаємо кульковий радіальний однорядний підшипник особливо легкої серії 108 з наступними основними розмірами і характеристиками:

$d = 35$ мм – номінальний діаметр отвору внутрішнього кільця;

$D = 62$ мм – номінальний діаметр зовнішньої циліндричної поверхні

зовнішнього кільця;

$B = 14$ мм – номінальна ширина підшипника;

$C = 15900$ Н – динамічна вантажопідйомність;

$C_0 = 8500$ Н – статична вантажопідйомність.

Для четвертого валу на вихідних кінця приймаємо кульковий радіальний однорядний підшипник 110 особливо легкої серії з наступними основними розмірами і характеристиками:

$d = 50$ мм – номінальний діаметр отвору внутрішнього кільця;

$D = 80$ мм – номінальний діаметр зовнішньої циліндричної поверхні

зовнішнього кільця;

$B = 16$ мм – номінальна ширина підшипника;

$C = 21600$ Н – динамічна вантажопідйомність;

$C_0 = 13200$ Н – статична вантажопідйомність.

Для п'ятого валу приймаємо роликовий радіально-опорний підшипник легкої серії 7215 з наступними основними розмірами і характеристиками:

$d = 75$ мм – номінальний діаметр отвору внутрішнього кільця;

$D = 130$ мм – номінальний діаметр зовнішньої циліндричної поверхні

зовнішнього кільця;

$B = 27,25$ мм – номінальна ширина підшипника;

$C = 107000$ Н – динамічна вантажопідйомність;

$C_0 = 84000$ Н – статична вантажопідйомність.

					025Б – 24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

Зробимо розрахунок підшипника для найбільш навантаженої фіксуючої опори третього валу, якою є опора B , значення реакцій для цієї опори складуть:

Визначимо радіальні складові реакцій опор F_r , Н:

$$F_r = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2}, \quad (2.65)$$

де R_{BX} , R_{BY} – значення радіальної складової реакції опори відповідно в горизонтальній і вертикальній площинах, тоді:

$$F_r = \sqrt{2242,6^2 + 4590,6^2} = 5109,1 \text{ Н.}$$

Осьова складова: $F_a=0$.

Визначимо значення відношення F_a / C_0 , для визначення значення параметра e :

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{0}{12200} = 0, \text{ тоді } e=0,19.$$

Визначимо значення наступного співвідношення $F_a / V \cdot F_r$ і порівняємо його зі значення параметра $e=0,19$:

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{0}{1 \cdot 5109,1} = 0$$

де $V = 1$ – (при обертанні внутрішнього кільця по відношенню до навантаження) коефіцієнт обертання.

Оскільки $F_a / V \cdot F_r = 0 < e = 0,19$, то значення коефіцієнтів у формулі для еквівалентного динамічного навантаження складуть: $X = 1$, $Y = 0$.

Визначимо еквівалентне динамічне радіальне навантаження з вираження:

$$P_r = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_d \cdot K_t \quad (2.66)$$

де $X = 1$, $Y = 0$, $V = 1$, $F_r = 5109,1$ Н, $F_a = 0$ Н.

$K_d = 1$ – (спокійне навантаження) коефіцієнт, що враховує динамічність зовнішнього навантаження;

$K_t = 1$ – коефіцієнт, що враховує вплив температури підшипникового вузла, таким чином:

					025Б – 24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

$$P_r = (1 \cdot 1 \cdot 5109,1 + 0 \cdot 0) \cdot 1 \cdot 1 = 5109,1 \text{ Н.}$$

Для визначення придатності вибраного підшипника, визначимо розрахункову динамічну вантажопідйомність підшипника для цих умов навантаження і порівняємо із стандартною аналогічною вантажопідйомністю вибраного підшипника.

Розрахункова динамічна радіальна вантажопідйомність:

$$C_{розр.} = P_r \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot n \cdot L_h}{10^6}}, \quad (2.67)$$

де $P_r = 5109,1 \text{ Н}$ – еквівалентне динамічне радіальне навантаження;

$p = 3$ – для кулькових підшипників;

$L_h = 2500 \text{ год.}$ – тривалість роботи підшипника (довговічність);

$n = 400 \text{ хв}^{-1}$ – максимальна частота обертання валу, тоді

$$C_{розр.} = 5109,1 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 400 \cdot 2500}{10^6}} = 20002 \text{ Н.}$$

Тобто $C = 21600 \text{ Н} > C_{розр.} = 20002 \text{ Н}$, що говорить про придатність вибраного підшипника.

Для перевірки підшипника по статичній вантажопідйомності, визначимо еквівалентне статичне навантаження:

$$P_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_{at} \quad (2.68)$$

де $X_0 = 0,6$, $Y_0 = 0,5$ (для однорядних радіальних шарикопідшипників).

$$P_0 = 0,6 \cdot 5109,1 + 0,5 \cdot 0 = 3065,46 \text{ Н.}$$

$P_0 = 3065,46 \text{ Н} < C_0 = 13200 \text{ Н}$ – підшипник придатний.

2.8. Розрахунок шпонкового з'єднання

Передача крутильного моменту з першого валу на другий відбувається за допомогою зубчастого колеса, яке кріпиться на валу за допомогою призматичної шпонки.

					025Б – 24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						46
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

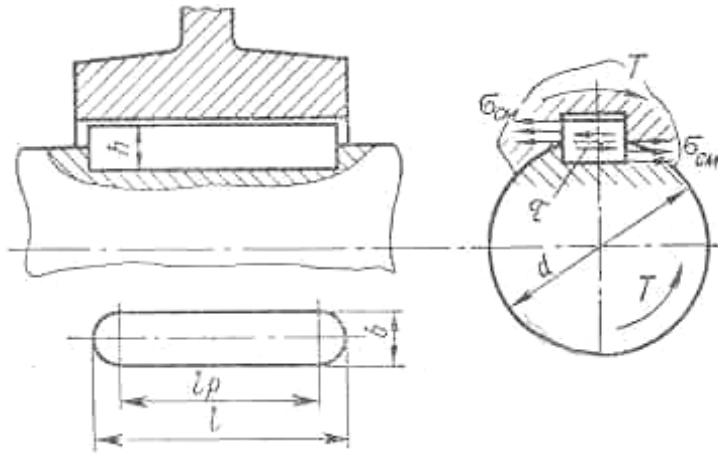


Рисунок 2.7 – Шпонкове з'єднання

Діаметр валу для посадки зубчастого колеса складає $d = 40$ мм, для якого вибираємо призматичну шпонку з розмірами:

$B = 12$ мм – товщина шпонки; $h = 8$ мм – висота шпонки.

Довжину шпонки прийемо з нормального ряду $l = 40$ мм.

Матеріал шпонки сталь 45, з допустимою напругою зминання $[\sigma_{зм}] = 80 \dots 150$ МПа.

Приймаючи вантаження шпонки по довжині рівномірним, зробимо розрахунок на зминання. Умова міцності при зминанні має вигляд:

$$\sigma_{зм.} = \frac{4 \cdot T}{h \cdot l_p \cdot d} \leq [\sigma_{зм}], \quad (2.69)$$

$[\sigma_{зм}]$ – допустиме напруження зминання;

l_p – робоча довжина шпонки;

$T = 101,46$ Н·м – крутильний момент на 3-му валу.

$$\sigma_{зм.} = \frac{4 \cdot 101,46 \cdot 1000}{8 \cdot 40 \cdot 40} = 31,71 \text{ МПа.} \quad \sigma_{зм.} = 31,71 \leq [\sigma_{зм}] = 80 \text{ МПа.}$$

Таким чином, умова міцності виконується.

					025Б – 24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.9. Розрахунок шліцевого з'єднання

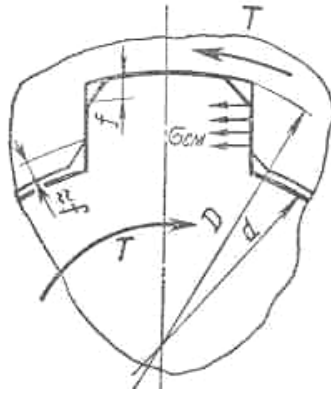


Рисунок 2.8 – Шліцеве з'єднання

Для передачі обертання між валами за допомогою зубчастих передач, необхідно забезпечити нерухомість зубчастих коліс відносно валів в окружному напрямі, тобто відсутність обертання зубчастих коліс незалежно від валу з цією метою використовуватимемо прямобічні шліцеві з'єднання.

Приймемо розміри прямобічних шліцевих з'єднань середньої серії.

Таблиця 2.6 – Розміри прямобічних шліцевих з'єднань.

№ валу	z	d	D	b	f	r
1	8	32	36	6	0,4	0,3
2	8	36	40	9	0,4	0,3
4	8	52	58	10	0,5	0,5
5	10	82	88	12	0,5	0,5

де z – число зубів шліцевого валу;

d – внутрішній діаметр шліців валу, мм;

D – зовнішній діаметр шліців валу, мм;

b – товщина шліців, мм;

f – розмір фаски, мм;

r – розмір закруглення, мм.

Для шліцевих з'єднань основним є розрахунок на зминання шліців. Зробимо розрахунок міцності шліцевого з'єднання V валу. Умова міцності має вигляд:

$$\sigma_{зм} = \frac{T_5}{S_f \cdot l} \leq [\sigma_{зм}] \quad (2.70)$$

де $\sigma_{зм}$, МПа – розрахункова напруга змінання;

$T_5 = 1169,88 \text{ Н}\cdot\text{м}$ – крутильний момент на 5-му валу;

S_F – питомий сумарний статичний момент площі робочих поверхонь.

$$S_F = \frac{z \cdot h \cdot d_m}{2}, \quad (2.71)$$

де z – число зубів шліцьового валу;

d_m – середній діаметр, мм;

$$d_m = 0,5 \cdot (D+d), \quad (2.72)$$

де d – внутрішній діаметр шліців, мм;

D – зовнішній діаметр шліців, мм.

$$d_m = 0,5 \cdot (88+82) = 85 \text{ мм.}$$

h – робоча висота прямобічних зубів, мм:

$$h = 0,5 \cdot (D-d) - 2 \cdot f, \quad (2.73)$$

де f – розмір фаски, мм.

$$h = 0,5 \cdot (88-82) - 2 \cdot 0,5 = 2 \text{ мм.}$$

Визначуваний питомий сумарний статичний момент площі робочих поверхонь S_F :

$$S_F = \frac{10 \cdot 2 \cdot 85}{2} = 850 \text{ мм}^3 / \text{мм.}$$

l – робоча довжина зубів, мм. $l = 134 \text{ мм.}$

$[\sigma_{зм}] = 5 \dots 15$ – допустима напруга змінання бічних поверхонь зубів, МПа.

$$\sigma_{зм} = \frac{1169,88 \cdot 1000}{850 \cdot 134} = 10,27 \text{ МПа.}$$

Таким чином, $\sigma_{зм} = 10,27 \text{ МПа} \leq \sigma_{зм} = 15 \text{ МПа}$, тобто міцність з'єднання забезпечується.

					025Б – 24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3

ОПИС РОБОТИ ОСНОВНИХ МЕХАНІЗМІВ

3.1. Опис механізму управління

Для перемикання швидкостей, необхідно здійснювати переміщення трьох подвійних і одного потрійного блоку зубчастих коліс. Оскільки кількість перемикачів зубчастих блоків не велика управління коробкою швидкостей здійснюється за допомогою рукояток управління.

Перемикання зубчастих блоків, здійснюється за допомогою двох двохрукоятних механізмів управління. Поворот рукоятки передається за допомогою штифта через муфту на вісь рукоятки перемикачів, з яким пов'язаний важіль, закріплений на осі конічним штифтом. Важіль пов'язаний з вилкою за допомогою штифта. Поворот другої рукоятки передається на іншу вісь через стакан рукава перемикачів за допомогою штифтів на інший важіль через штифт на вилку робить перемикачів іншого зубчастого блоку.

Фіксація положення усіх вилок здійснюється підпружиненими кульками, заскакуючими в невеликі отвори, заздалегідь отриманими на валу, на необхідних відстанях (положення кожного отвору відповідає входженню зубчастого блоку в зачеплення), уздовж якої переміщається вилка перемикачів. Регулювання пружини фіксатора робиться відповідним гвинтом.

3.2. Опис системи мащення

Система мащення коробки швидкостей передбачає підведення необхідної кількості мастильного матеріалу до контактуючих пар та розподіл його по усій робочій поверхні, очищення мастила.

Система мащення проектного вузла є частиною усієї системи мащення верстата. Мащення верстата забезпечується наступними системами: циркуляційною, нагнітанням.

Циркуляційною системою здійснюється мащення коробки швидкостей, подач, механізму подач, плунжерний насос, мастиловказувач. Плунжерний

					025Б – 24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

насос кріпиться до нижньої плити корпусу коробки швидкостей і приводиться в дію від ексцентрика, закріпленого на валу коробки швидкостей. Мастило, що подається насосом, поступає по патрубках, в яких зроблені прорізи, на зубчасті колеса, вали, підшипники коробок швидкостей і подач, свердлувальної головки, потім стікає назад в масляний резервуар.

Мастило підшипників шпинделя, підшипників приводу коробки швидкостей, підшипників електродвигуна і підшипників електронасоса здійснюється під тиском консистентним мастилом "ЦИАТИМ 201".

Для обслуговування системи мащення необхідно заповнити масляний резервуар до рівня нижнього мастиловказівника мастилом "Індустріальне 20А". Рівень мастила необхідно перевіряти по червоній мітці мастиловказівника до пуску верстата або після його відключення через 10 - 15 хвилин (після стоку мастила в резервуар). При нормальній роботі насоса мастило повинне безперервно поступати в контрольне вічко. Зміну мастила рекомендується робити перший раз після 10 днів роботи, другий раз після 20 днів, а потім через кожні три місяці. Перевірку системи мащення робити також через кожні три місяці.

Гідростанція верстата встановлюється з лівої сторони щодо шпиндельної бабки. Масляний бак має ємність близько 75 л гідравлічного мастила (HLP46; GB1 1119). Двигун масляного насоса (YBDZ-C20 (V3)-CY) знаходиться на верхній поверхні масляного бака. Тиск насоса на виході – $P_1 = 3,0$ МПа.

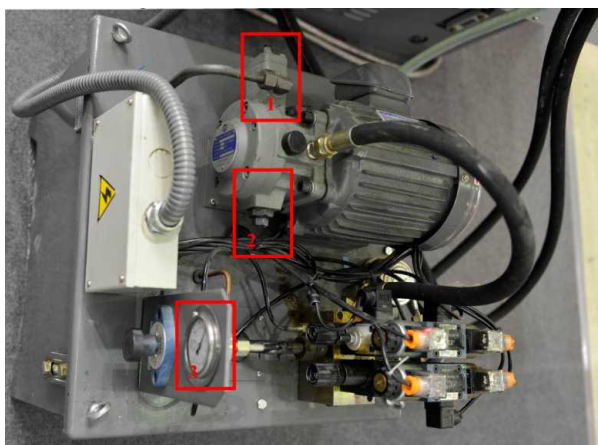


Рисунок 3.1 – Гідростанція взборі: поз 1 – регулятор тиску гідросистеми (загальний); поз 2 – регулятор потоку; поз 3 – манометр.

					025Б – 24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

3.3. Станина верстата

Станина верстата виготовлена з високоякісного чавуну НТ300. Поверхня напрямних станини – індукційно загартована струмами високої частоти, що гарантує їх високу стійкість до зношування. Головний двигун встановлений на підмоторній плиті в тумбі шпindelної бабки, МОР зберігатися в задній стійці, що значно зменшує обсяг простору, займаного верстатом.

3.4. Використання охолоджуючої рідини

Система охолодження встановлюється в правій тумбі (під задньою бабкою) на верстатах з РМЦ до 1500 мм включно, на верстатах з РМЦ 2000 мм в середній тумбі. Охолоджуюча емульсія через систему труб подається за допомогою насоса подачі охолодження до супорта, потім подається на інструмент.

Використана охолоджуюча емульсія тече назад по захисному піддону і повертається до задньої опори через отвір фільтра в піддоні. Для збільшення терміну експлуатації насоса охолодження і захисту шланга подачі МОР від засмічення, в задній опорі (на задньому цоколі) встановлюється магніт або сітка для збору залізної стружки. Магніт повинен очищатися регулярно разом з піддоном для охолоджуючої емульсії.

Верстат оснащений 3-фазним електричним насосом моделі АУВ-25. Відповідно до оброблюваних матеріалом замовник самостійно обирає марку емульсії з різних торгових марок.

Масильно-охолоджуюча рідина з піддону виливається в резервуар для МОР при постійному контролі рівня МОР в резервуарі.

Для заповнення бака потрібно 28-35 літрів, при заливці через піддон – дати час рідини стекти в бак. Рівень МОР можна контролювати за знятої задньої кришки, він не повинен перевищувати рівень плити кріплення насоса.

3.5. Захисні огорожі

Даний верстат оснащений численними захисними пристроями і

					025Б – 24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

системою захисту: це захисний кожух патрона, вимикач блокування, заднє захисне огороження.

Захисне огороження патрона можна відкрити, повернувши шпindel в напрямку годинникової стрілки (OPEN), при цьому керуючий ланцюг відключається за допомогою вимикача; так само відключається і електродвигун; і тільки після його відключення можна встановлювати і прибирати заготовку і патрон.

Захисне огороження патрона закривається шляхом обертання шпинделя в напрямку проти годинникової стрілки (CLOSE). Тільки після повного закриття огороження включається двигун. При видаленні захисної огорожі патрона відбувається відключення ланцюга управління і відключення електродвигуна. Після заміни кожуха патрона слід перевірити стан вимикача живлення і надійність огорожі.

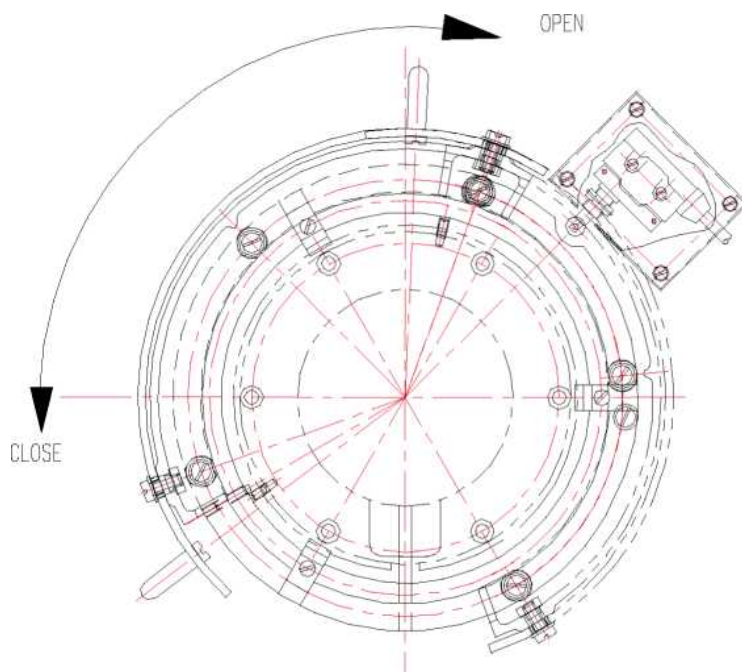


Рисунок 3.4 – Захисний кожух патрона

Стандартним патроном з ручним затиском, використовуваним для даної моделі верстатів, є 3-х кулачковий патрон. При затиску заготовки необхідно користуватися тільки ключем, що поставляється з верстатом або аналогічним йому за розмірами.

					025Б – 24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

Верстати даного типу можуть також бути оснащені 3-х кулачковими патронами, 4-х кулачковими патронами, планшайбою.

При використанні:

3-х кулачкового патрона Ø250 (сталеве лиття) – швидкість обертання шпинделя становить менше 3000 об/хв.

3-х кулачкового патрона Ø250 швидкість обертання шпинделя – менш 2200 об/хв.

3-х кулачкового патрона Ø315 (сталеве лиття) швидкість обертання шпинделя – менш 2200 об/хв.

4-х кулачкового патрона Ø315 швидкість обертання шпинделя – менше 1000 об/хв.

4-х кулачкового патрона Ø400, або планшайби швидкість обертання шпинделя – повинна бути менше 800 об/хв.

При компонуванні верстата гідравлічним патроном:

Макс, швидкість Ø250 гідравлічного патрона – 2500 об/хв.

Затиск і розтиск гідравлічного патрона здійснюється подвійний педалею-перемикачем. Зусилля затиску може змінюватися в межах певного діапазону (відповідно до розмірів заготовки) за допомогою редуційного гідроклапана.

3.6. Вимоги, що ставляться до інструменту

Розміри інструменту: розміри інструменту повинні відповідати параметрам різцетримача. Відстань між центральною віссю шпинделя і горизонтальною площиною паза інструментального диска становить 26мм, а перетин хвостовика – 25×25мм. Вершина токарного різця і центральна вісь шпинделя повинні перебувати на одному і тому ж рівні.

Ріжучий інструмент: інструмент призначений для машинної обробки. При нормальних умовах обробки для обробки заготовок з крихкого матеріалу (такого як ливарний чавун) застосовується інструмент, що виготовляється з вольфрамо-кобальтових сплавів. Інструмент з вольфрамо-кобальто-титанового

					025Б – 24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						54
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

сплаву використовується при обробці пластичних матеріалів (таких як сталь). Інструмент, виготовлений зі сталі, використовується для обробки заготовок неправильної форми; з цією метою використовується також чистовий різець і фасонний різець. Геометричні параметри інструментів повинен відповідати всім вимогам, що пред'являються.

3.7. Задня бабка

У задній бабці верстата використовується ексцентриковий механізм швидкого затиску, який простий в управлінні, має досить велику силу затиску, дозволяючи надійно зафіксувати задню бабку при навантаженні нижче середнього рівня. При важких навантаженнях (при важких режимах різання) задня бабка може бути надійно зафіксована за допомогою гайки 8.

Якщо важіль 7 недостатньо міцно затискає задню бабку, причиною подібної ситуації може бути ослаблення фіксують гайок 10 або 11. У цьому випадку слід відрегулювати гайку 10 і послабити гвинт 9.

Для обробки конусних деталей за допомогою задньої бабки одночасно звільніть важіль 7 і відрегулюйте два гвинта 12 і перемістіть задню бабку таким чином, щоб її центр відхилився від центру шпинделя на потрібну відстань, після цього треба затиснути важіль 7. Припустимим зміщенням є зміщення задньої бабки на ± 15 мм.

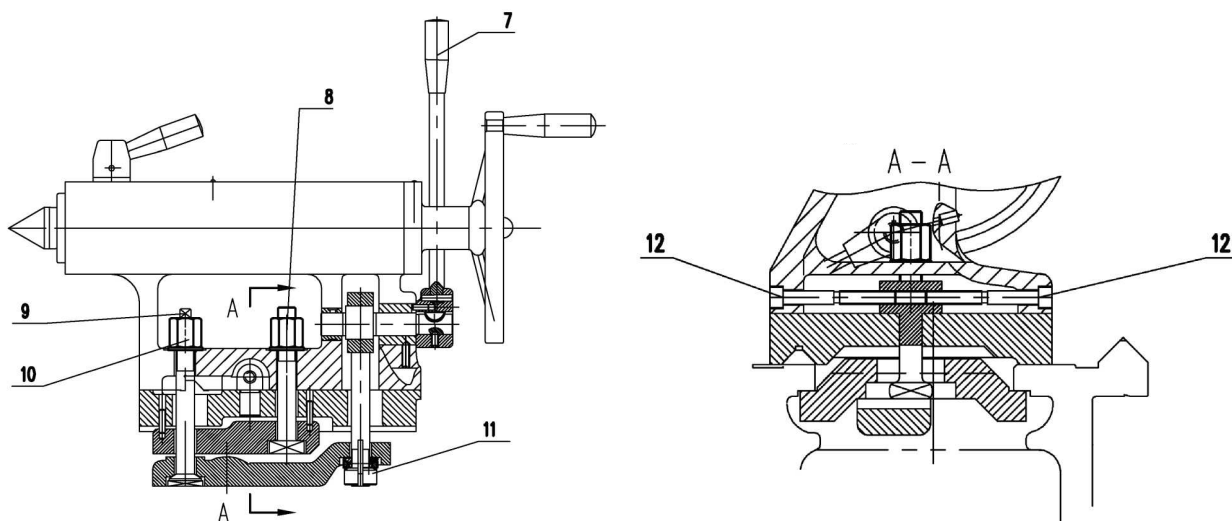


Рисунок 3.5 – Ручна задня бабка

					025Б – 24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

Гідравлічна задня бабка. Переміщення пінолі здійснюється через гідравлічний привід натисканням педалі-перемикача. Зусилля затиску задньої бабки регулюється за допомогою редукційного гідро/пневмоклапана.

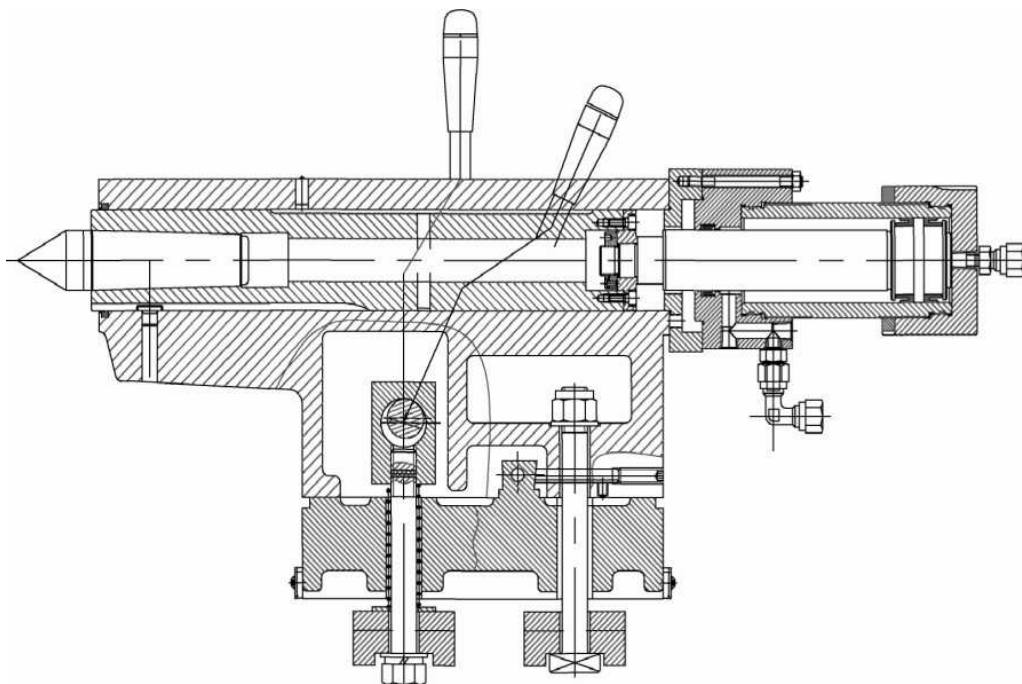


Рисунок 3.6 – Гідравлічна піноль задньої бабки

3.8. Використання нерухомого та рухомого люнетів

Перед початком монтажу нерухомого люнета слід відключити верстат від джерела живлення, заблокувавши його в положенні відключення – «OFF». Помістіть люнет на підставу станини, використовуючи для його кріплення у відповідному положенні гайки і притискні планки.

Перевірте надійність кріплення нерухомого люнета. Поверніть вручну кнопку (маховичок, рукоятку) люнета таким чином, щоб контактна поверхня стикалася з заготовкою. Змастіть контактну поверхню мастилом. При виконанні демонтажу нерухомого люнета, вимкніть головний рубильник, заблокувавши його в положенні відключення – «OFF». Відпустіть кріплення гайки і притискної планки і зніміть люнет з верстата.

Необхідно періодично робити змащування гвинтів і втулок.

					025Б – 24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

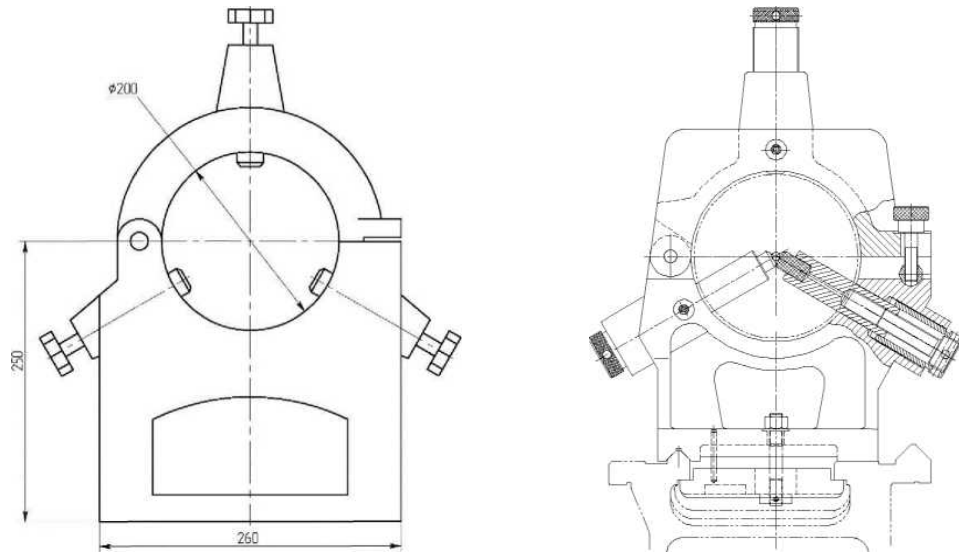


Рисунок 3.7 – Нерухомий люнет

Перед початком монтажу рухомого люнета слід відключити верстат від джерела живлення, заблокувавши його в положенні відключення – «OFF». Помістіть рухливий люнет на салазки і закріпіть його, використовуючи для його фіксації кріпильні гвинти. Перевірте надійність кріплення рухомого люнета. Поверніть вручну кнопку (маховичок, рукоятку) люнета таким чином, щоб контактна поверхня стикалася з заготовкою. Змастіть контактну поверхню мастилом. При виконанні демонтажу рухомого люнета, вимкніть головний рубильник, заблокувавши його в положенні відключення – «OFF». Відпустіть кріплення гайки і притискної планки і зніміть люнет з верстата. Необхідно періодично робити змащування гвинтів і втулок.

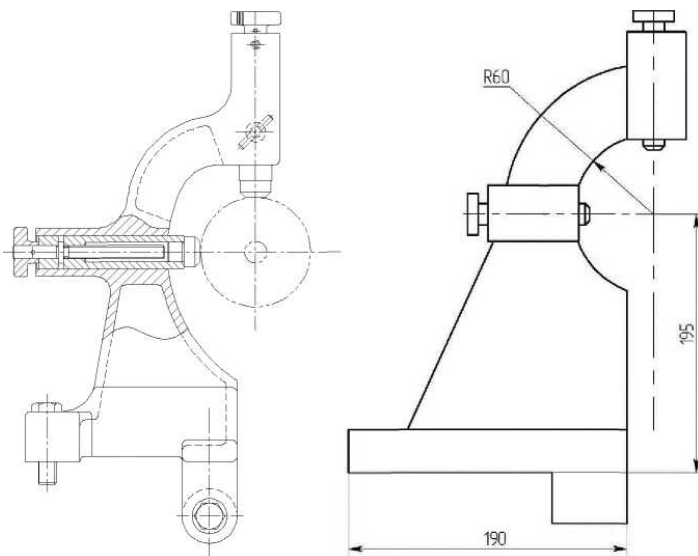


Рисунок 3.8 – Рухомий люнет

					025Б – 24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

РОЗДІЛ 4

ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1. Вимоги техніки безпеки

Експлуатація металообробного устаткування повинна відповідати вимогам, у відповідності, з якими при роботі на верстатах токарної групи передбачається виконання наступних вимог:

1. Перевірити, чи добре прибрано робоче місце, і за наявності неполадок в роботі верстата при попередній зміні ознайомитися з ними і з прийнятими заходами по їх усуненню.

2. Перевірити стан трапів під ногами, їх стійкість.

3. Перевірити стан ручного інструменту.

4. Привести в порядок робоче місце: прибрати усе зайве, підготувати і акуратно розкласти необхідні інструменти і пристосування так, щоб було зручно і безпечно ними користуватися.

5. Перевірити стан місцевих вантажопідйомних пристроїв.

6. Перевірити стан верстата: переконатися в справності електропроводки, заземлюючих дротів.

7. На холостому ходу перевірити справність кнопок "Пуск" і "Стоп".

8. Підготувати засоби індивідуального захисту і перевірити їх справність.

9. Маса і габаритні розміри заготовок повинні відповідати паспортним даним верстата.

10. При обробці заготовок масою більше 16кг встановлювати і знімати за допомогою вантажопідйомних пристроїв, причому не допускати перевищення навантаження, встановленого на них.

11. При необхідності користуватися засобами індивідуального захисту.

12. Перед кожним включенням верстата переконатися, що його пуск не для кого не небезпечний.

13. Якщо в процесі обробки утворюється відлітаюча стружка,

					025Б – 24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						58
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

встановити переносні екрани для захисту оточення і надіти захисні окуляри або запобіжний щиток.

14. Правильно укласти оброблені деталі, не захарашувати підходи до верстата.

15. Обов'язково вимикати верстат при відході навіть на короткий час, при регулюванні, прибиранні і змащуванні верстата.

16. Після закінчення роботи стружку змести в піддон на совок або транспортер щіткою.

17. Перевірити якість прибирання верстата, вимкнути місцеве освітлення і відключити верстат від електромережі.

18. Здійснити санітарно-гігієнічні заходи.

Окрім вказаного, кожен верстатник зобов'язаний: працювати тільки на тому верстаті, до експлуатації якого він допущений; без дозволу майстра не допускати до роботи на верстаті інших осіб; про всякий нещасний випадок негайно повідомляти майстра і звертатися в медичний пункт; уміти надавати першу допомогу потерпілому, застосовувати первинні засоби пожежогасіння і проводити роботи по усуненню наслідків аварійних ситуацій або пожежі.

4.2. Характеристика небезпечних і шкідливих виробничих факторів

Технологічний процес виготовлення продукції з використанням металообробного верстата, здійснюється в умовах цеху із залізобетонною підлогою. У механічному цеху є водяне опалювання, магістраль стислого повітря, освітлювальні та вентиляційні установки.

Під час своєї діяльності оператор здійснює процес обробки деталі з допомогою обладнання з ЧПУ. При цьому він проводить введення, відладку і коректування програми, управляє електро- і гідроагрегатами, включає і виключає верстат, здійснює контроль за ходом технологічної операції. Наладка і переналадка верстата здійснюється налагоджувальником.

В процесі експлуатації верстата на робітника діє ряд джерел небезпечних і шкідливих факторів. Небезпечні і шкідливі виробничі фактори

					025Б – 24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		59

підрозділяються за природою дії на групи:

1. Фізичні небезпечні і шкідливі виробничі фактори, такі як:
 - рухомі частини верстата, відлітаюча стружка та гострі кромки деталі;
 - підвищена загазованість та запиленість повітря робочої зони;
 - підвищена температура поверхні інструменту та заготовки ;
 - підвищений рівень шуму на робочому місці;
 - підвищений рівень вібрації;
 - небезпечний рівень напруги в електричному ланцюзі;
 - недостатнє освітлення робочої зони;
2. Хімічні небезпечні та шкідливі виробничі фактори.
3. Біологічні небезпечні та шкідливі виробничі фактори.
4. Психофізіологічні небезпечні та шкідливі фактори:
 - фізичні перевантаження;
 - нервово-психічні перевантаження.

Оцінка механічно небезпечних факторів.

До небезпечних механічних факторів відносяться рухомі елементи будови верстата, супорт із ріжучим інструментом, вилітаюча в процесі різання стружка та ін.

Основними небезпечними механічними факторами, що виникають в процесі токарної обробки деталі, є:

- стружка «сталевий в'юн», що має гострі краї і підвищену температуру;
- обертаючий шпindel з патроном і закріпленою заготовкою;
- гострі кромки заготовки, вістря різця;
- рухомі елементи конструкції верстата, що вимагають обгороджування;
- падаюча заготовка.

Для безпечної експлуатації верстата та захисту робітника передбачені захисні пристрої, призначені для обгороджування рухомих механізмів. Зона різання має захисний пристрій, що включає щиток із оглядовим вікном із міцного скла, який захищає робітника від вильоту стружки бризок МОР та мастил.

					025Б – 24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60

Вузли і механізми верстата, які несуть небезпеку для персоналу, пофарбовані в різні кольори.

Оцінка безпеки при виділеннях газів і пари.

Найбільшими джерелами виділення шкідливих домішок є технологічні операції.

Значення гранично допустимих концентрацій шкідливих домішок в повітрі робочої зони приводяться в «Повітря робочої зони. Загальні санітарно-гігієнічні вимоги» і «Опалювання, вентиляція і кондиціонування».

Процес охолодження зони різання за допомогою подачі МОР є джерелом виділення в повітря аерозолів і пари води. МОР є також джерелом мікроорганізмів, що представляють біологічну небезпеку.

По технологічних і гігієнічних міркуваннях як МОР приймається емульсія «Аквол-2», що є 3% водний розчин емульсола, що складається з мінерального мастила ПАВ, мила. Протизадирні і протизностійкі прокладки, що містять сірку і соду, фосфор і хлор, не використовуються, що ліквідує токсичність МОР.

Подача МОР в зону різання здійснюється за допомогою сопла гідродинамічним способом. Така подача зменшує виділення аерозолів МОР. За практичними і довідковими даними інтенсивність виділення аерозолів емульсола для даної групи і потужності верстатів не перевищує 100 мг/год. Таким чином, нормалізація повітря робочої зони може забезпечуватися загальнообмінною вентиляцією.

Процес обробки металу пов'язаний з виділенням пилу. Нетоксичний пил зазвичай робить дратівливу дію на слизисті оболонки людини, а при попаданні в легені – специфічні захворювання. Для усунення цього небезпечного фактору використовується витяжна вентиляція.

Оцінка віробезпеки.

Джерелом вібрацій є робота електродвигунів, зубчастих передач, а також сам процес різання.

Норми вібрації приведені «Вібраційна безпека. Загальні вимоги

					025Б – 24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						61
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

безпеки».

Підвищений рівень вібрації надає шкідлива дія на нервову ендокринну, м'язову, кістково-м'язову, серцево-судинну системи. При деяких частотах страждають внутрішні органи, виникають спазми судин, з'являється вібраційна хвороба.

Захист від вібрації здійснюється шляхом демпфування, тобто установкою верстата на спеціальні віброопори. Зниження вібрації досягається також за рахунок збільшення жорсткості системи ВПД.

Оцінка джерел шуму, ультразвуку і інфразвуку.

Шум несприятливо впливає на організм людини, викликає психічні і фізіологічні порушення, що знижують працездатність і створюючи передумови для загальних і професійних захворювань і виробничого травматизму.

Процес різання, робота електродвигунів, механізмів і систем верстата супроводжується виникненням акустичних коливань на ультразвукових і інфразвукових частотах. При обробці і контролі якості деталі, що виготовляється, ультразвукові установки не використовуються.

Всі джерела шуму можна згрупувати в конструкторських і технологічних. Конструкторські джерела шуму діють при роботі верстата на холостих режимах. До них відносяться електродвигуни, підшипники кочення, зубчасті передачі і неврівноважені частини, що обертаються. Технологічні джерела пов'язані з самим процесом різання. На рівень технологічного шуму роблять вплив режим різання, конструктивні особливості та ступінь зносу ріжучого інструменту.

Таблиця 4.1 – Допустимі рівні звукової потужності

Рівень звука	Середньгеометрична частота, кГц.								
	6	9	12	18	24	36	48	72	96
Фактич.	101	89	86	80	77	73	70	70	68
Допуст.	107	95	87	82	78	75	73	71	69

Октавні рівні звукового тиску і рівні на робочому місці оператора при роботі верстата під навантаженням не повинні перевищувати допустимих значень.

Забезпечення електробезпеки.

Виробниче приміщення, в якому експлуатується модернізований верстат і здійснюється вдосконалений технологічний процес, характеризується наявністю струмоведучих підлог і можливістю одночасного торкання металевих конструкцій, з'єднаних із ґрунтом, і елементів електрообладнання, що знаходяться під напругою. Відповідно до ПУЕ механічний цех з такими умовами відноситься до приміщень особливо небезпечним по ураженню електричним струмом. Отже, елементи обладнання, що нормально не знаходяться під напругою, повинні заземлятися або занулюються при номінальній напрузі від 220 В змінного струму і від 110 В постійного струму відповідно до «ССБТ. Електробезпека. Захисне заземлення, занулення».

Верстат має ряд електроприймачів різної напруги і струму. Привід головного руху здійснюється від асинхронного електродвигуна з короткозамкнутим ротором 1РН7 131. На приводах поздовжніх і поперечних подач використовуються високомоментні двигуни. Є електроприймачі низької напруги: світильники місцевого освітлення (апаратура управління і сигналізації, система ЧПУ). У електрообладнання верстата входить електрошафа.

Світильники загального освітлення живляться змінним струмом напругою 220 В.

Живлення електроприймачів здійснюється від трифазної чотирипровідної мережі з глухозаземленою нейтраллю напругою 380/220 В безпосередньо через понижуючі трансформатори і випрямлячі.

Захист верстатника від ураження електрострумом відповідає «Електробезпека. Загальні вимоги і номенклатура видів захисту».

У даному верстаті здійснюється недоступність струмоведучих частин їх надійною ізоляцією і розміщенням в недоступних місцях.

					025Б – 24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63

Електроустановки обгороджені. Забезпечується ізоляція робочого місця.

Допустимі рівні напруги дотику і струмів при аварійному режимі виробничих установок напругою до 1000 В приведені в табл.4.2.

Таблиця 4.2 – Допустимі рівні напруги дотику і струмів при аварійному режимі виробничих установок

Номін.в елич.	Перед. допустимі значення при t °С											
	<0,1	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	>1
U, В	550	340	160	135	120	105	95	85	75	70	60	20
I, А	650	400	190	166	140	125	105	90	75	70	50	6

Оцінка пожежо- і вибухобезпечності.

Горючими компонентами при холодній обробці металів різанням є промаслене дрантя, полімерна ізоляція силових і освітлювальних кабелів, мінеральні мастила в період їх заміни в станції змащування і гідростанції.

Джерелами запалювання може бути електрична іскра, електрична дуга при короткому замиканні в електроустановках, нагріта стружка. Електроустановки є не тільки джерелами запалювання, але і джерелами розповсюдження горіння і горючими компонентами.

Основними причинами пожеж при холодній обробці металів різанням є короткі замикання в електрообладнанні і проводці, самозаймання промасленого дрантя і одягу, порушення протипожежного режиму і правил поводження з горючими рідинами.

При виникненні пожежі на працюючих можуть впливати первинні і вторинні небезпечні фактори пожежі (НФП): полум'я і іскри, підвищена температура навколишнього середовища, токсичні продукти горіння і термічного розкладання, дим, знижена концентрація кисню, електричний струм, що виникає в результаті винесення високої напруги на струмоведучі частки конструкцій, вогнегасячі речовини.

Пожежна безпека забезпечується системою запобігання пожежі,

протипожежним захистом і організаційно-технічними заходами відповідно до «ССБТ. Пожежна безпека. Загальні вимоги» і Типовими правилами пожежної безпеки.

Засобами пожежного захисту є вогнегасники, встановлені у визначеному місці цеху.

Оцінка умов зорової роботи.

Для нормальної роботи персоналу необхідна правильна організація освітлення. Нормальне освітлення сприяє тому, що людина тривалий час зберігає здатність стійкої роботи без стомлення, оскільки від освітленості залежить швидкість, з якою око розрізняє предмети.

Робота на верстаті пов'язана з напругою зору під час контролю установки виробу і ріжучого інструменту, виміру деталі, а також при контролі роботи системи ЧПУ.

Умови роботи вимагають не тільки достатньої освітленості, але і раціонального направлення світла, відсутність різких тіней і відблисків, що спричиняють сліпучу дію і що знижують працездатність.

Для освітлення виробничого приміщення використовуються відкриті світильники типу ВД (відкриті, денні). Верстат має вбудований місцевий світильник, що має лампу розжарювання. Світильник забезпечує спрямованість світлового потоку для освітлення зони різання і контролю якості обробки поверхонь (60°) і необхідну освітленість. Зона різання освітлює зліва і зверху, що виключає напрям світла в очі.

Контроль освітленості на робочому місці проводиться відповідно до норм, чищення світильників місцевого освітлення – щодня, чищення світильників загального освітлення – 4 рази на рік.

Правильно спроектоване і виконане освітлення забезпечує можливість нормальної продуктивної діяльності, сприяє зростанню продуктивності праці і поліпшенню якості продукції, що випускається.

Нормування значення коефіцієнта природної освітленості на робочих поверхнях при природному і суміщеному освітленні в табл. 4.3.

					025Б – 24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65

Таблиця 4.3 – Нормування значення коефіцієнта природної освітленості

Характер зорової роботи	Розряд зорової роботи	штучне		природне		суміщене	
		освітл., лк		КЕО,%		КЕО,%	
		комб.	загальне	верхнє	бічне	верхнє	бічне
Високо-точн.	2	1000	300	5	2	2-3	0,7-1,2

Оцінка психофізіологічних і ергономічних факторів.

Психофізіологічні небезпечні і шкідливі виробничі фактори діляться: фізичні перевантаження (статичні, динамічні) і нервово-психічні перевантаження (розумове перенапруження, перенапруження зорових аналізаторів, монотонія, емоційні перевантаження).

Верстат з ЧПУ обслуговують оператор і налагоджувальник. Наладку і переналадку здійснює налагоджувальник, а підналадку, оперативну роботу і контроль за роботою – оператор.

Функції оператора при експлуатації верстата зводяться до установки, закріплення і вивіряння пристосування і інструменту на верстаті, установки програмоносія і заготовок, заміни інструменту, зняття деталей і спостереження за ходом роботи верстата.

Робота оператора пов'язана з робочою позою стоячи, непостійною ходьбою і супроводжується тимчасовим незначним фізичним напруженням і енерговитратами в межах 121-150 ккал/ч (140 – 150 Вт). Відповідно вона відноситься до легкої фізичної роботи. Основні вимоги до робочого місця при виконанні роботи стоячи приведені «Робоче місце при виконанні роботи стоячи. Загальні ергономічні вимоги».

При роботі оператора відсутні статичні навантаження, пов'язані з утриманням вантажів. У зв'язку з роботою в позі стоячи і недостатньою ходьбою на оператора діє гіподинамія і підвищене навантаження на ноги. Для профілактики передбачені виробнича гімнастика, зміна робочої пози в процесі роботи, спільні заходи по зниженню стомлюваності і монотонності праці.

По напруженості праці робота оператора характеризується підвищеною

відповідальністю за технологічний процес і підвищеним нервово-емоційним навантаженням при установці, закріпленню, вивірянню пристосувань і установці програмоносія. Режим праці верстатника фізіологічно обґрунтований. Робота здійснюється у дві зміни. Нічна зміна виключається. Тривалість робочого дня складає 8 годин. Окрім обідньої перерви тривалістю одну годину в першій і в другій половині дня передбачаються двадцятихвилинні перерви на відпочинок і фізіологічні потреби.

4.3. Екологічна безпека при експлуатації верстата

Забезпечення захисту навколишнього середовища від металевих відходів і МОР.

Технологічні операції, що виконуються на верстаті (токарні), пов'язані з джерелами забруднення водного басейну нафтопродуктами і відпрацьованою МОР, виникненням металевих відходів, промасленого дрантя, виробничого сміття і інших твердих відходів, що представляють небезпеку для територій. Інтенсивність виділення аерозолів МОР і інших шкідливих домішок в повітрі, що видаляється, незначна, тому концентрація шкідливих речовин у вентиляційних викидах не перевищує ГДК. У зв'язку з цим заходи щодо очищення вентиляційного повітря не потрібні. Шумова дія верстата на навколишнє середовище запобігає стінами цеху, що забезпечують достатню звукоізоляцію джерел шуму від зовнішнього середовища. При відробітку терміну служби верстата основні його елементи конструкції стають металобрухтом. Його утилізація пов'язана з наявністю ртутних випрямлячів. Всі матеріали конструкції можуть утилізуватися.

Основними виробничими відходами при технологічному процесі з використанням модернізованого верстата є металева стружка і відпрацьована МОР. Основним способом захисту навколишнього середовища від цих виробничих залишків є їх переробка і утилізація, внаслідок чого виробництво стає маловідхідним, при якому його дія на навколишнє середовище по окремих факторах не перевищує значень, встановлених НТД по охороні

					025Б – 24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						67
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

природи.

Стружка, що виникає при обробці заготовки на верстаті, надходить в спеціальний стружкоприймник, виконаний у вигляді знімного корита в основі верстата.

Для вибору способів переробки відходів безпосередньо на заводі або на спеціалізованих підприємствах необхідні дані по їх об'ємах.

Висновок: дотримання вищеописаних мір по охороні праці і захисту навколишнього середовища, і використання перерахованих засобів захисту дозволяє забезпечити безпеку і екологічність експлуатації проектного верстата, звести до мінімуму небезпеку травматизму робочих, понизити професійну захворюваність і викиди шкідливих речовин в навколишнє середовище.

					025Б – 24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		68

ВИСНОВКИ І ПРОПОЗИЦІЇ

В даній випускній роботі здійснюється модернізація приводу головного руху і механізму перемикачів. Забезпечується число ступенів $z=21$ і діапазон регулювання: $n=31,5\dots3150$ хв⁻¹. Використовується одношвидкісний електродвигун.

Для вирішення поставлених в завданні завдань пов'язаних з модернізацією приводу головного руху і механізму перемикачів були використані наступні технічні нововведення:

1) Для зменшення кількості коліс на валу була реалізована зубчата передача зі зв'язаним зубчастим колесом.

2) З метою збільшення ремонтпридатності всі суцільні зубчасті блоки замінені на збірні;

3) Вали не мають виступів, порожнин, глухих або наскрізних отворів, які є нетехнологічними елементами. Вали забезпечують надійне кріплення зубчастих коліс, мають необхідну міцність і жорсткість.

4) Конструкція підшипникових вузлів досить технологічна (підшипники посаджені в корпус або в стакан і фіксуються кришкою або штопорним кільцем), що спрощує збірку або розбирання коробки.

5) Для забезпечення захисту підшипників шпindelного вузла застосована комбінована система ущільнень.

Крім того, для підвищення довговічності верстата і збільшення точності замість зубчастої передачі використовується клинопасова передача, а також використовується конструкція шківів, яка розвантажує вал від напружень згину. Для кращого припрацювання зубчасті колеса і шестерні піддаються різній термообробці, тобто мають різну твердість.

					025Б – 24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		69

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. Деталі машин: Навчальний посібник / Г.М. Борозенець, В.М. Павлов., І. В. Семак. – К.: Видавничий дім «Кондор», 2021. – 220 с.

5. 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.

6. Гандзюк М.П., Желібо Е.Л., Халімовський М.О. Основи охорони роботи./ За ред. М.П. Гандзюка.- К.: Каравела, 2004.- 408с.

7. 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.

8. Рудь В.Д., Божко Т.Є., Гальчук Т.Н. Методологія підготовки випускної роботи за спеціальністю 131 – Прикладна механіка (освітній рівень – бакалавр; спеціалізація – технологія машинобудування) / Навчальний посібник / Під загальною редакцією професора В.Д. Рудя – Луцьк: Інформаційно-видавничий відділ Луцького НТУ. – 2017. – 500с.

9. Кузнєцов Ю.М., Луців І.В., Шевченко О.В., Волошин В.Н. Технологічне оснащення для високоефективної обробки деталей на токарних верстатах: Монографія Упорядник Кузнєцов Ю.М. – К.: Тернопіль: Тернограф, 2011. -692с.

					025Б – 24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		70

10. Муляр Ю.І. Автоматизація виробництва в машинобудуванні. Частина II: навчальний посібник. / Ю. І. Муляр, С. В. Репінський. – Вінниця: ВНТУ, 2020. – 123 с.

11. 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.

12. 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.

13. 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.

14. Методичні вказівки до виконання курсового проекту на тему: "Розрахунок шпindelьних вузлів. Методика" для студентів спеціальності 07.090202 "Технологія машинобудування" усіх форм навчання / О.Ф. Гордєєв - Луцьк: ЛДТУ, 2005.-32 с.

15. 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.

16. О.Ф. Гордєєв Методичні вказівки до виконання курсового проекту по металорізальних верстатах. Луцьк. 2011. – 50с.

17. О.Ф. Гордєєв, Р.М. Полінкевич. Конструювання верстатів та машин. Конспект лекцій. Луцьк. 2012. – 28с.

18. О.Ф. Гордєєв, Р.М. Полінкевич. Металообробне обладнання. Методичні вказівки до курсового проекту. Луцьк. 2010.- 47с.

19. М.Н. Педченко, Т.І. Верба. Методичні вказівки до виконання атестаційної роботи бакалавра. Київ, 2005. – 20с.

20. Губський А.І., Цивільна оборона. – К.: Міністерство освіти, 1995. – 216 с.

21. Металорізальні верстати. Кінематичний аналіз. Практикум до виконання практичних та лабораторних робіт [Електронний ресурс]: Навч.

					025Б – 24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		71

посібник для студ. спеціальностей 131 «Прикладна механіка» та 133 «Галузеве машинобудування», спеціалізації «Металорізальні верстати та системи» / О.В. Шевченко, А.Ю. Беляєва; КПІ ім. Ігоря Сікорського. – Електронні текстові дані (1 файл: 6,5 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. – 86 с.

22. Данильченко Ю.М., Шевченко О.В., Ковальов В.А., Волошин В.Н. Металообробне обладнання. Кінематичний аналіз металорізальних верстатів: Навч. посіб. – К.: НТУУ «КПІ», 2007. – 60 с.

					025Б – 24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		72

ДОДАТКИ

					025Б – 24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		73