

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

Факультет інженерії машин, споруд та технологій

(повна назва факультету)

Кафедра конструювання верстатів, інструментів та машин

(повна назва кафедри)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

бакалавр

(назва освітнього ступеня)

на тему: Розрахунок та конструювання шпindelної бабки
токарно-револьверного верстата

Виконав(ла): студент(ка) IV курсу, групи МВс-41
спеціальності _____

133 Галузеве машинобудування

(шифр і назва спеціальності)

Свігановський Н.М.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Керівник

(підпис)

Крупа В.В.

(прізвище та ініціали)

Нормоконтроль

(підпис)

Кобельник В.Р.

(прізвище та ініціали)

Завідувач кафедри

(підпис)

Кобельник В.Р.

(прізвище та ініціали)

Рецензент

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Тернопіль
2023

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

Факультет Інженерії машин, споруд та технологій
(повна назва факультету)
Кафедра Конструювання верстатів, інструментів та машин
(повна назва кафедри)

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

**ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ**

на здобуття освітнього ступеня бакалавра
(назва освітнього ступеня)
за спеціальністю 133 Галузеве машинобудування
(шифр і назва спеціальності)
студенту Світановському Назарію Михайловичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розрахунок та конструювання шпindelьної бабки токарно-револьверного верстата

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

Затверджені наказом ректора від « 27 » грудня 2023 року № 4/7-1057

2. Термін подання студентом завершеної роботи 20 червня 2023 року

3. Вихідні дані до роботи Паспорт базової моделі токарно-револьверного верстата

Типові технологічні процеси обробки на токарно-револьверних верстатах

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

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

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

1. Кінематична схема верстату – 1 ф А1; 2. Шпindelьна бабка: складальне креслення - 1 ф А1; 3. Креслення деталей коробки швидкостей – 0,5-1 – ф. А1; 4. 3-D модель шпindelьної Бабки – 1 плакат ; 5. Автоматизований розрахунок вала – 1-2 плакати

АНОТАЦІЯ

Світановський Назарій Михайлович. Кваліфікаційна робота на тему: «Розрахунок та конструювання шпindelьної бабки токарно-револьверного верстата», сторінок 69, формул 63, таблиць 6, рисунків 14, додатків 2, використано джерел літератури 29.

Об'єктом дослідження дипломної роботи є шпindelьна бабка токарно-револьверного верстата.

В дипломній роботі:

Проведено аналіз верстата-прототипа:

- розроблено структурно-кінематичну схему;
- проведено кінематичний та загальний силовий розрахунок шпindelьної бабки;
- проведено детальне конструювання шпindelьної бабки та її елементів;
- проведено автоматизований розрахунок шліцевого вала в системі SolidWorks Simulation;
- обґрунтовано розроблені технічні рішення відповідно до вимог охорони праці та безпеки життєдіяльності.

Ключові слова: розрахунок, токарно-револьверний верстат, шпindelьна бабка, зубчасте колесо, вал, кінематична схема.

ANNOTATION

Svitanovskyi Nazarii . Thesis topic on "Calculation and design of the spindle headstock of a lathe-turret machine ", pages 69, formulas 63, tables 6, figures 13, appendices 2, references 29.

The object of research of the thesis is the spindle headstock of a lathe-turret machine.

In the thesis:

The analysis of the prototype machine was carried out:

- developed a structural and kinematic scheme;
- kinematic and general power calculation of the spindle headstock was carried out;
- detailed design of the spindle headstock and its elements was carried out;
- automated calculation of the spline shaft in the SolidWorks Simulation system;
- technical solutions were developed in accordance with the requirements of labor protection and life safety.

Keywords: calculation, lathe, spline headstock, gear, shaft, kinematic diagram.

ЗМІСТ

ВСТУП	8
1. АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ	9
1.1. Призначення та типи деталей що обробляється на токарно-револьверних верстатах	9
1.2. Аналіз будови конструкції верстата	11
1.2.1. Опис конструкції верстата	12
1.2.2. Редуктор	13
1.2.3. Коробка подач	14
1.2.4. Різьбонарізне пристосування	15
1.2.5. Механізм подачі і затиску прутка	17
1.2.6. Фартух револьверного супорта	19
1.2.7. Командоапарат	20
1.3. Аналіз вихідних даних для конструювання	21
1.3.1. Призначення глибини подачі	21
1.3.2. Розрахунок швидкості різання та частоти обертання	22
1.3.3. Розрахунок силита потужності різання	24
1.4. Висновки по розділу	25
2. РОЗРАХУНКОВО-КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	26
2.1 Кінематичний розрахунок шпindelьної бабки	26
2.1.1. Визначення чисел зубів	27
2.2. Силевий розрахунок	28
2.2.1. Розрахунок циліндричної зубчастої передачі	28
2.2.2. Розрахунок параметрів зубчастої передачі для решти шестерень шпindelьної бабки	39
2.2.3. Розрахунок і конструювання валів	43
2.2.4. Розрахунок шпонкових з'єднань	47
2.2.5. Розрахунок шліцевого з'єднання	49

					КРБ 21-229.00.00.000 ПЗ					
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Зміст					
Розроб.		Світановський Н.М.						Літ.	Арк.	Аркушів
Перевір.		Крупа В.В.							6	69
Реценз.								<i>ТНТУ, ФМТ, МВс-41</i>		
Н. Контр.		Кобельник В.Р.								
Затверд.		Кобельник В.Р.								

2.3. Висновок по розділу	52
3. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	53
3.1. Автоматизований розрахунок вала	53
3.1.1. Вихідні дані	53
3.1.2. Результати автоматизованих розрахунків	55
3.2. Конструювання блоку зубчастих коліс	57
3.2. Принцип роботи шпindelьної бабки	58
3.3. Висновок по розділу	59
4. БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ ТА ОСНОВИ ОХОРОНИ ПРАЦІ	60
4.1. Основні причини виникнення пожеж на виробництві	60
4.2. Актуальність проблеми електробезпеки	61
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	64
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	65
ДОДАТКИ	69

					КРБ 21-229.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

ВСТУП

Металорізальні верстати та інші види технологічних машин які використовують різні способи обробки , забезпечують виготовлення будь-яких нових видів обладнання. Однією з найважливіших та найвідповідальніших вузлів токарного верстата є шпиндельна бабка.

Шпиндельна бабка здійснює передачу обертального рух оброблюваній заготовці, деталі або інструменту і дає можливість регулювати частоту обертання заготовки і його напрямок .

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

Метою кваліфікаційної роботи є конструювання шпиндельної бабки токарно-револьверного верстата .

Основні завдання:

1. Провести кінематичний розрахунок шпиндельної бабки .
2. Здійснити базовий силовий розрахунок шпиндельної бабки.
3. Розробити складальне креслення шпиндельної бабки та провести обґрунтування розміщення її основних елементів .
4. Розробити робочі креслення окремих елементів шпиндельної бабки.

					КРБ 21-229.00.00.000 ПЗ			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Світановський Н.М.			Вступ	Літ.	Арк.	Аркушів
Перевір.		Крупа В.В.					8	69
Реценз.						<i>ТНТУ, ФМТ, МВс-41</i>		
Н. Контр.		Кобельник В.Р.						
Затверд.		Кобельник В.Р.						

1. АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Призначення та типи деталей що обробляються на токарно-револьверних верстатах.

Токарно-револьверний верстат 1Г325 [2,11] є універсальним верстатом який призначений для легких робіт в умовах серійного та дрібносерійного виробництва при обробці деталей із прутка діаметром не більше 25 мм, або штучних заготовок, що закріплюються у трикулачковому патроні діаметром 160 мм.

Верстат призначений для токарної обробки деталей із каліброваного (холоднокатаного) прутка [12] та штучних заготовок в умовах серійного виробництва.

На верстаті 1Г325 можна проводити точіння, розточування, свердління, зенкерування, розвертування, нарізання різьби плашками, нарізання різьби мітчиками і по нарізання різі різцем по копіру, підрізування торців, прорізання канавок, відрізуку, накочування рифлень та інші операції. За допомогою спеціального оснащення можлива обробка штучних заготовок, що затискаються в цангу, а також обточування конусів та фасонних поверхонь по копіру.

Верстат особливий тим що у нього можливе автоматичне перемикання чисел обертів шпинделя і величин подач при повороті револьверної головки з однієї робочої позиції на іншу, за можливості дубльованого ручного перемикання без зупинки верстата. Це зручно у випадку підбору режимів при налагодженні та обробці дрібних партій деталей.

Деякі можливі схеми обробки на верстаті подані на рис. 1.1

					КРБ 21-229.00.00.000 ПЗ			
<i>Зм</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>	Аналітичний розділ	<i>Лім</i>	<i>Аркуш</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Розроб.</i>		Світановський Н.М						
<i>Переір.</i>		Крупа В.В					9	69
<i>Реценз.</i>								
<i>Н. контр.</i>		Кобельник В.Р						
<i>Зав. каф.</i>		Кобельник В.Р						
						<i>ТНТУ, ФМТ, МВс-41</i>		

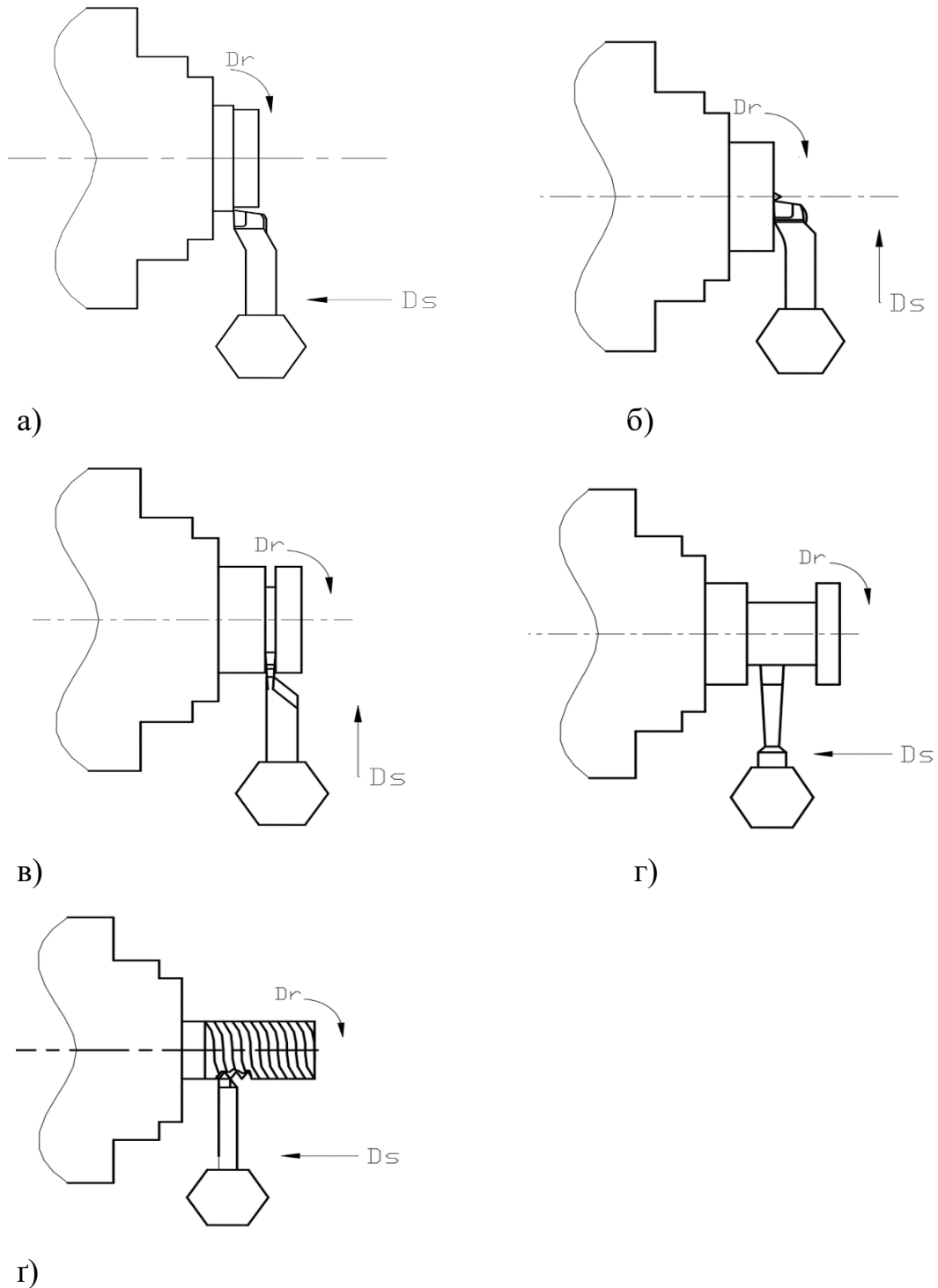


Рисунок 1.1. Схеми оброблення поверхонь деталей на токарно-револьверному верстаті [3]: а) поздовжнє точіння; б) підрізка торця; в) відрізання; г) прорізання паза; г) нарізання різі різцем .

Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата

КРБ 21-229.00.00.000 ПЗ

Арк

10

1.2. Аналіз будови верстата

Основні технічні характеристики верстата подані в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1. Технічні характеристики верстат 1Г325.

Найменування та характеристики	Одиниця виміру	Параметр
1	2	3
Клас точності відповідно до ГОСТ 8-71	-	H
Відстань від торця шпинделя до площини револьверної головки	мм	70...400
Найбільший діаметр круглого прутка, що обробляється в цанзі	мм	25
Найбільша сторона квадрата обробленого прутка	мм	17
Найбільший розмір шестигранного прутка (діаметр вписаного кола)	мм	22
Найбільший діаметр різьблень, що нарізаються плашками по сталі середньої твердості	мм	M14
Найбільший діаметр різьблень, що нарізаються мітчиками по сталі середньої твердості	мм	M10
Найбільша довжина нарізання різьблення по копіру	мм	50

<i>Зм</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>

КРБ 21-229.00.00.000 ПЗ

Арк

11

1	2	3
Кількість робочих швидкостей шпинделя	-	16
Межі чисел обертів шпинделя	Об/хв	80...3160
Межі чисел обертів шпинделя (зворотне обертання)	Об/хв	160...630
Найбільше переміщення револьверного супорта: поздовжнє (Z)	мм/град	325°...360°
Поздовжнє переміщення револьверного супорта за один оберт штурвала	мм	75
Число упорів	-	12
Кількість поздовжніх подач револьверного супорта	-	3
Кількість кругових подач револьверного супорта	-	3
Кількість інструментів у револьверній головці	-	12
Кількість електродвигунів на верстаті	кВт	3
Габаритні розміри верстата (довжина, ширина, висота)	мм	3980×1000×1555
Маса верстата	кг	1300

1.2.1.Опис конструкції верстата

Конструкція токарно-револьверного верстата 1Г325 [18 – 20] складається з таких частин: основа з станиною, стійки, системи охолодження, огороження, редуктора, шпиндельної бабки, механізму подачі і затиску прутка, різьбонарізного пристосування, фартуха револьверного супорта,

					КРБ 21-229.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		12

револьверного супорта, коробки подач, командоапарата повздовжнього упору, електрообладнання.

1.2.2. Редуктор

Привід редуктора здійснюється від двошвидкісного фланцевого електродвигуна. Редуктор є двоступінчастою коробкою швидкостей, що має на виході ланку налаштування (змінні шестірні). Увімкнення кожної з двох швидкостей, одержуваних безпосередньо в редукторі здійснюється за допомогою електромагнітних багатодискових фрикційних муфт. Поєднання двошвидкісного електродвигуна з двоступінчастим редуктором дозволяє отримувати на валу провідної змінної шестерні чотири швидкості, що перемикаються автоматично від командоапарата, або струменем перемикачем чисел обертів з пульта управління [18 – 20].

Наявність двох обертних пар змінних шестерень дозволяє отримувати чотири ряди чисел обертів із чотирма швидкостями у кожному ряду.

Доступ до редуктора передбачений через вікно, що прикрите з задньої сторони тумби. З внутрішнього боку в кишені тумби розміщується непрацююча пара змінних шестерень.

Змінні шестірні встановлюють за допомогою гвинтів зі швидкоз'ємними шайбами.

					КРБ 21-229.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		13

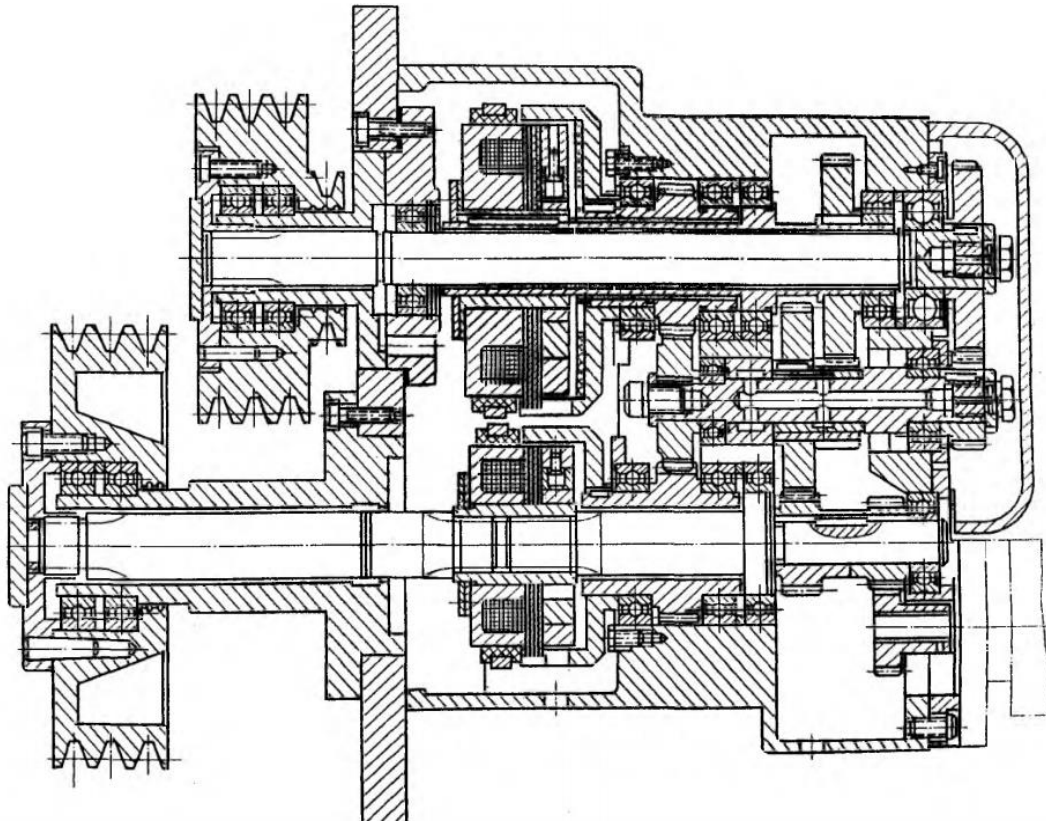


Рисунок 1.2. Редуктор приводу головного руху токарно-револьверного верстата.

1.2.3. Коробка подач

Принцип дії коробки подач показано на рис.1.3.

Включенням однієї з трьох електромагнітних фрикційних муфт здійснюється отримання однією із трьох подач.

Змащення вузла: диски електромагнітних муфт змащуються струменями олії, що підводяться з магістралі централізованої системи мастила, інші деталі - масляним туманом.

Відпрацьоване масло по зливному патрубку надходить у порожнину станини і звідти зливається в резервуар тумби. Надходження масла в коробку подач контролюється через вічко на кришці [9; 18 – 20].

					КРБ 21-229.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		14

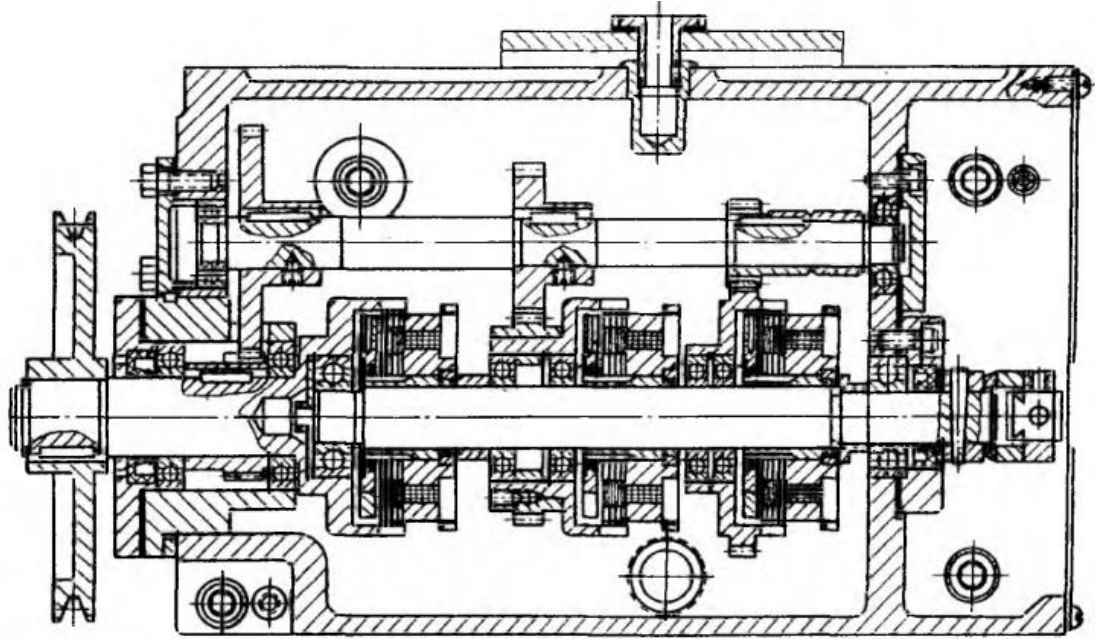


Рисунок 1.3. Коробка подач

1.2.4. Різьбонарізне пристосування

Різьбонарізний пристрій призначений для нарізування по копіру зовнішніх і внутрішніх різьб різьбовими різцями і гребінцями.

Валик різьбового копіра може отримувати від шпинделя обертання з передатним відношенням 1:1 або 1:2 за допомогою ковзного блоку шестерень, рукоятка привода якого виведена на кришку шпиндельної бабки. Ковзаючий блок шестерень 4 має фіксоване проміжне положення, коли він не зачіпляється з шестернями, що сидять на шпинделі і на валику різьбового копіру.

Таким чином, за допомогою одного різьбового копіра можна нарізати різьблення двох різних кроків:

а) при передатному відношенні від шпинделя до копіра 1:1 валик копіра робить один оберт за один оберт шпинделя, в цьому випадку крок різьби, що нарізається, дорівнює кроку різьблення копіра;

б) при передатному відношенні від шпинделя до копіра 1:2 валик копіра робить півоберту за 1 оберт шпинделя, і крок різьби, що нарізається, дорівнює половині кроку різьби копіра.

Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата

КРБ 21-229.00.00.000 ПЗ

Арк

15

Різьбонарізне приспособлення складається з таких частин як палець, планка, штовхач, пружина, важіль, супорт різьбового різця, упор, засув, копірувальна гайка, штанга, зворотна пружина, різьбовий копір.

При опусканні важеля слід натиснути на його рукоятку поки штовхач не переміститься, а палець не увійде у дотик із планкою яка укріплена на станині. Одночасно з цим витки різьблення копірної гайки увійдуть в дотик з витками різьбового копіра, і штанга почне переміщатися вліво разом з важелем і супортом різьбового різця.

Довжина різьби, що нарізається, регулюється упором. Коли важіль підходить до упору, останній переміщує клямку, що звільняє штовхач, який у свою чергу поштовхом упирається в планку.

При натисканні штовхача слід негайно зняти руку з рукоятки важеля. При цьому пружина різко піднімає важіль. Різець відводиться від деталі, що нарізається, а копірна гайка від копіра та штанга разом з важелем, супортом різьбового різця і кронштейном, що несуть копірну гайку під дією поворотної пружини яка повертається у вихідне положення.

Нарізання правої різьби проводиться праворуч на ліво при правому обертанні шпинделя з копіром і гайкою, що мають праву різьбу.

Нарізання лівого різьблення проводиться також праворуч на ліво, але при лівому (зворотному) обертанні шпинделя з копіром і гайкою, що мали ліве різьблення.

Упорний бік різьблення копіра має бути звернена вліво [18 – 20; 30].

					КРБ 21-229.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		16

1.2.5. Механізм подачі і затиску прутка

Механізм подачі та затиску прутка має привід від індивідуального електродвигуна, обертання від якого передається через черв'ячну пару на кулачковий вал 10, що несе два циліндричні кулачки-барабани.

Правий барабан (з закритим пазом) за допомогою важеля затиску II (що має на нижньому кінці ролик, що контактує з кривою барабана, а на верхньому - вилку з двома сухарями) керує переміщенням муфти 9 затискного механізму, який розташований на лівому кінці шпинделя.

Для затиску прутка муфта 9 переміщається вліво і своїм конічним розточуванням впливає на кульки 8. При цьому сепаратор 7, пружний компенсатор 6, кільце регулювальне 5 і гайка 3, звернена на трубу затиску 2, переміщаються вліво. На інший кінець труби затиску 2 накинута затискна цанга, яка втягується в конусну розточку шпинделя, здійснюючи затискач прутка.

При розтисканні муфта 9 відходить вправо, валики звільняються, зусилля в механізмі знімаються цанга, завдяки своїй пружності, розтискається, ковзає по конусу шпинделя, переміщаючись вправо, і захоплює за собою трубу затиску 2 і деталі 3, 5, 6, 7. Кульки при цьому виступають на периферію.

Довжина ходу повзуна, тобто величина подачі прутка регулюється шляхом переміщення каменю куліси 13 в пазу повзуна подачі гвинтом 12.

Завдяки застосуванню кулісного механізму, а також спеціального профілю кривої барабана на ділянці подачі подача прутка проводиться плавно, з поступовим розгоном та уповільненням, що повністю виключає відскок прутка при подачі до упору.

					КРБ 21-229.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		17

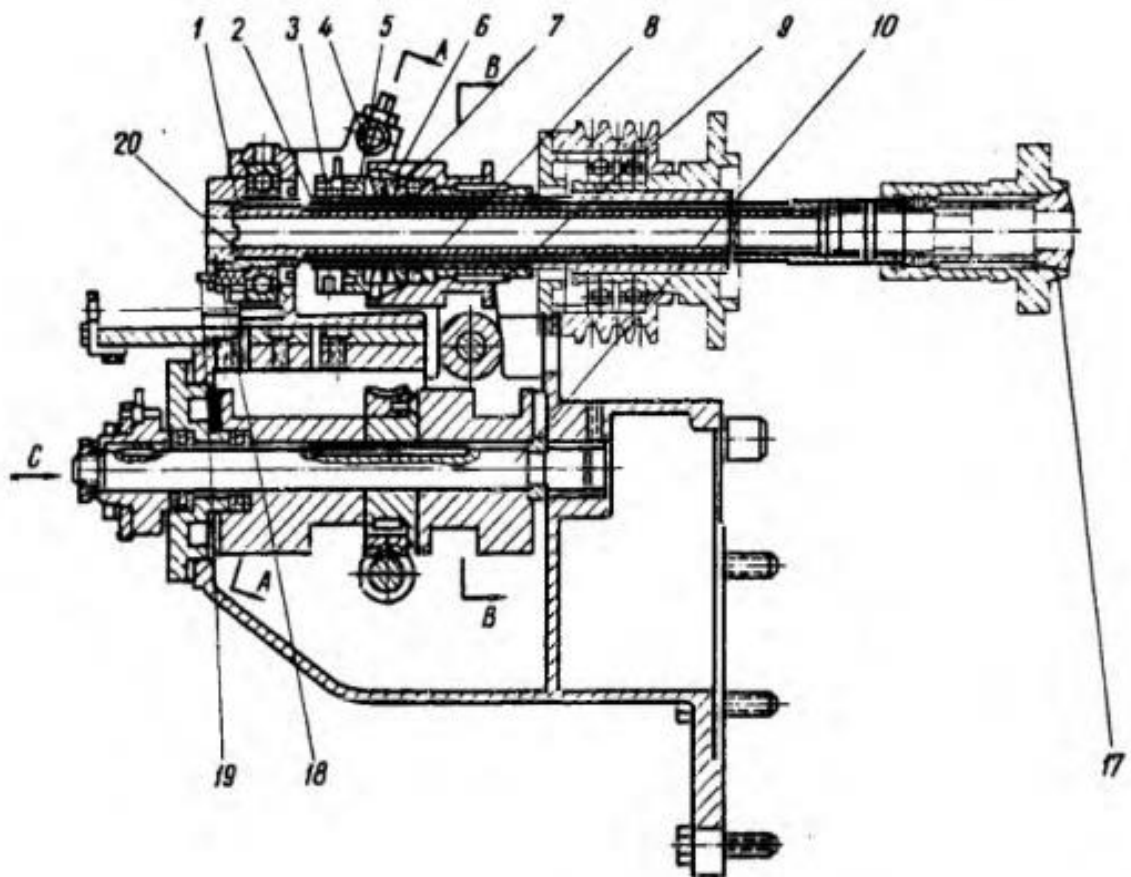


Рисунок 1.4 Механізм подачі і затиску прутка: 1- труба подачі; 2-труба затиску; 3-гайка; 4-штопорний гвинт; 5-регулююче кільце; 6-пружний компенсатор; 7-сепаратор; 8-кулька; 9-муфта; 10-кулачковий вал; 17-шпонка; 18-направляюча втулка 25Н.П27.031-034; 19-штифт; 20-повзунка подачі.

Після пуску приводного електродвигуна кнопкою "Подача та затиск прутка", розташованої на пульті управління (кнопку слід тримати натиснутою приблизно 0,5 сек), механізм працює по циклу, який здійснюється за один оберт кулачкового валу протягом 2,1 сек:

1) набір прутка; 2) розжим; 3) подача прутка; 4) затиск.

Потім приводний електродвигун відключається мікроперемикачем 16, на який в кінці циклу впливає кулачок 15, а ротор електродвигуна загальмовується постійним струмом.

Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата

КРБ 21-229.00.00.000 ПЗ

Арк

18

На час роботи механізму подачі та затиску прутка обертання шпинделя автоматично переривається.

Змащування механізму здійснюється розбризуванням [11,13; 18 – 20].

1.2.6. Фартух револьверного супорта

У фартух револьверного супорта (рис. 1.5) вмонтовані механізми приводу поздовжньої та кругової подачі та вимикання поздовжньої подачі. Фартух повернутий до револьверного супорта і переміщується разом з ним.

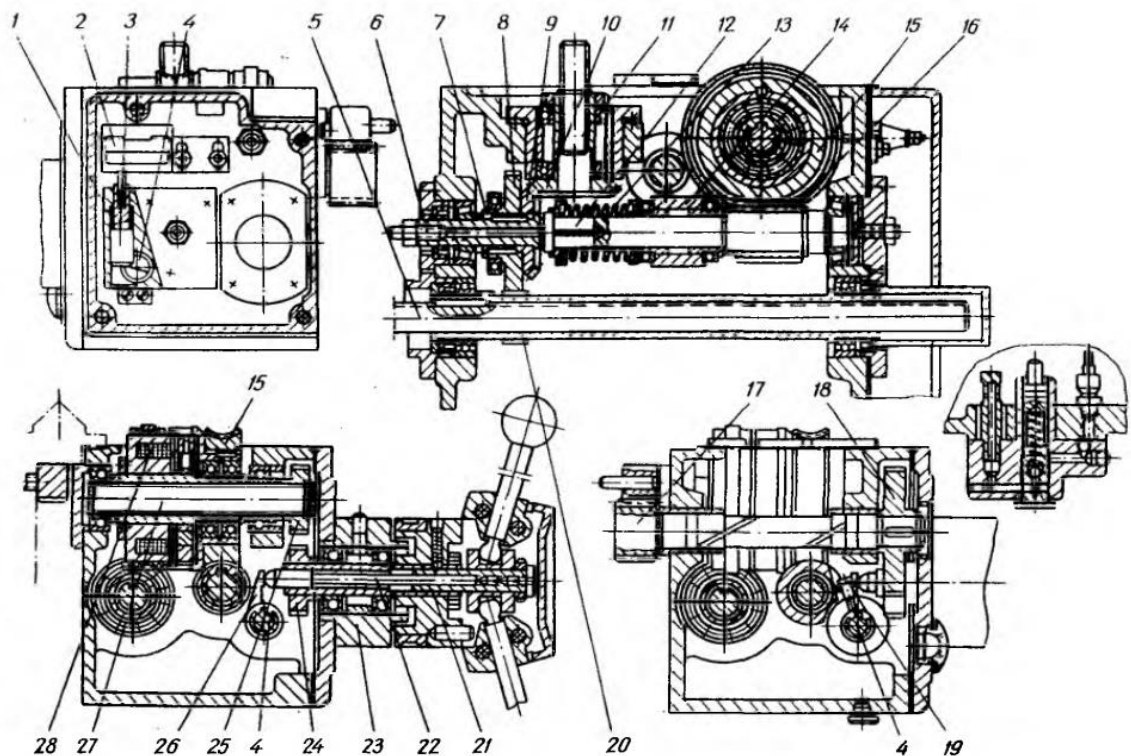


Рисунок 1.5 Фартух револьверного супорта:

1- пружина; 2- мікроперемикач; 3- штовхач; 4-валик, 5-ходовий вал; 6- гвинт; 7-ексцентрик; 8-шестерня; 9-конічна шестерня; 10-конічна шестерня; 11-вертикальний валик; 12-вал; 13-пружини; 14-кулачок; 15-черв'ячна шестерня; 16-черв'як; 17-рейкова шестерня; 18- шестерня; 19- ролик; 20- шестерня; 21- валик штурвалу; 22- шток; 23- втулка; 24- шестерня; 25- шестерня; 26-важіль; 27-вал; 28-електромагнітна муфта.

Вал 12 отримує обертання від ходового валу 5 через пару шестерень 8 і 20. Обертання від вала 12 передається по двох кінематичних ланцюгах:

					КРБ 21-229.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		19

а) через відрізок ланцюга кругової подачі револьверної головки;

б) через ланцюг поздовжньої подачі - від валу 12.

У передній кришці фартуха у втулці 23 поміщений валик штурвала 21, на кінці якого закріплена шестерня 24, що зачіпляється з шестернею 18, яка сидить на валу рейкової шестерні 17.

Увімкнення механічної поздовжньої подачі здійснюється висуванням шарнірних рукояток штурвала "на себе". При цьому шток 22, укладений всередині валика штурвала 21, впливає на важіль 26, валик 4 повертається і лискою на своєму кінці, що виходить на правий торець фартуха, впливає на штовхач 3, що натискає гудзик мікроперемикача 2. Мікроперемикач замикає ланцюг електромагнітної муфти 28.

Вимкнення механічної поздовжньої подачі може здійснюватися як вручну, так і автоматично - при зупинці супорта на жорсткому упорі.

Коли супорт на механічній подачі доходить до жорсткого упору, обертання рейкової шестерні, а з нею та черв'ячного колеса припиняється. Черв'як 16, продовжуючи обертатися, викручується з нерухомого черв'ячного колеса (як гвинт з гайки) і переміщається вліво по шліцах валу 12 стискаючи пружини 13. При цьому кулачок 14 також переміщається вліво і, натискаючи на ролик 19, повертає валик 4, вимикаючи цим електромагнітну муфту; важіль 26 втоплює шток 22, ставлячи рукоятки штурвала в положення "від себе» [18 – 20].

1.2.7. Командоапарат

На правому кінці валу револьверної головки насаджений барабан I командоапарата, який має дванадцять поздовжніх пазів (за кількістю позицій револьверної головки). У кожному пазу знаходиться по чотири рухомих кулачка 2, кожен і в яких має по два фіксованих положення.

Кулачки через штовхачі впливають на розміщені в корпусі командоапарата кінцеві вимикачі 3 керуючі електромагнітними муфтами

					КРБ 21-229.00.00.000 ПЗ	Арк
						20
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

редуктора та коробки подач, а також магнітними пускачами двошвидкісного двигуна головного приводу.

При налагодженні верстата кулачки 2 розташовуються відповідно до необхідних для кожної позиції револьверної головки числами обертів та подачами за таблицею, поміщеною на відкидній кришці командоапарата.

При необхідності можна працювати на механічній круговій подачі, коли головка повертається більш ніж на одну позицію, необхідний режим набирається, кулачками на всіх тих позиціях, які головка проходить при своєму повороті.

Завдяки спеціальній конфігурації кулачків переривання обертання шпинделя або подачі у цьому випадку не відбувається» [18 – 20].

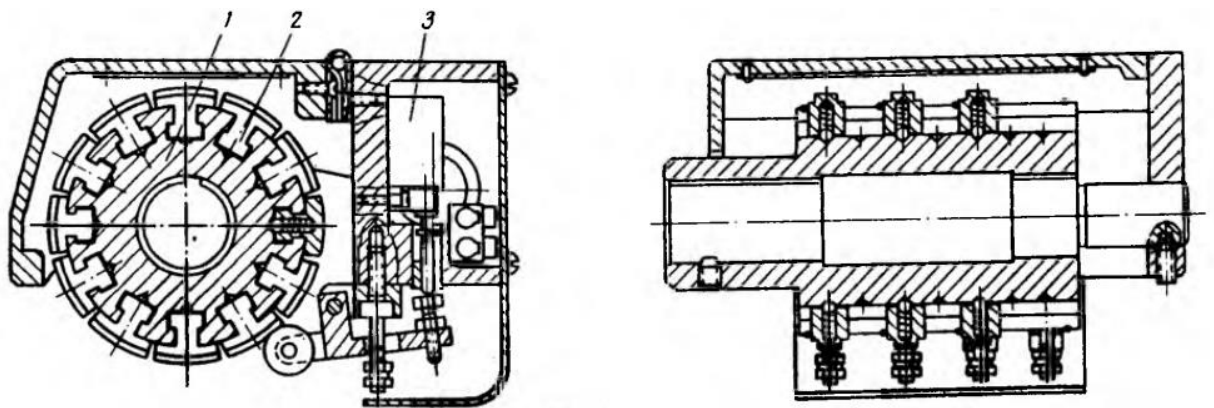


Рисунок. 1.6 Командоапарат:

1 - барабан; 2 - кулачок; 3 - кінцевий вимикач

1.3. Аналіз вихідних даних для конструювання

1.3.1. Призначення глибини та подачі

З урахуванням того, що шпиндельна бабка верстата забезпечує нарізання різі на гвинтах, вибираємо для аналізу в якості матеріалів заготовок два типи сталей: жаростійку леговану ХН78Т та нелеговану якісну Сталь 20 [10,24].

Враховуючи, що це процес різенарізання, то глибина різання буде відповідати глибині профілю різі, а подача буде рівна кроку різі.

					КРБ 21-229.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		21

Визначаємо необхідні подачі, як переміщення різця, що відповідає стандартним кроком різьб [3; 24]:

Таблиця 1.2 Стандартний крок різьби.

	M14	M12	M10	M8	M6
Крупний	2	2	1,5	1,25	1
Мілкий	1,5	1,5	1	1	0,75

Для забезпечення практично всіх необхідних кроків достатньо забезпечити подачі 2 мм/об і 1,5 мм/об. Крім того необхідно передбачити зменшення подачі в 2 рази.

Для цих умов проводимо розрахунки на швидкість різання, частоту обертання та потужність електродвигуна [11].

Матеріал оброблюваної пластини – Т15К6

1.3.2. Розрахунок швидкості різання та частоти обертання

Швидкість різання при різанарізанні визначаємо за формулою [4] с. 56. :

$$V = \frac{C_v \cdot i^x}{T^m \cdot S^y} \cdot K_v \quad (1.1)$$

Де: C_v, x, y, m – коефіцієнт і показники степенів для визначення швидкості різання для різьбових інструментів;

T – середнє значення періоду стійкості, хв;

S – подача, крок різьби;

i – кількість заходів різі, що нарізається.

1) Сталь ХН78Т

$$V = \frac{244 \cdot 1^{0.23}}{70^{0.20} \cdot 2^{0.3}} \cdot 1,06 = 89,81$$

Деякі розрахунки проведемо з використанням системи MathCAD [25;28]

Загальний поправочний коефіцієнт на швидкість різання визначається за формулою [4 с. 56.] :

$$K_v = K_{mi} \cdot K_{ii} \cdot K_{ci} \quad (1.2)$$

Де: K_{mi} - коефіцієнт який враховує якість оброблюваного матеріалу;

K_{ii} - коефіцієнт який враховує матеріал ріжучої частини матеріала;

K_{ci} - коефіцієнт який враховує спосіб нарізання різьби .

$$K_v = 0,75 \cdot 1,9 \cdot 0,75 = 1,06$$

2) Сталь 20

$$V = \frac{244 \cdot 1^{0.23}}{70^{0.20} \cdot 2^{0.3}} \cdot 1,17 = 99,13$$

Поправочний коефіцієнт який враховує якість оброблюваного матеріалу визначається за формулою [4 с. 9.] :

$$K_{mi} = \left(\frac{750}{\sigma_v} \right)^n \quad (1.3)$$

Де: σ_v – параметр характеризуючий оброблюваний матеріал ;

n – показник степені при обробці різцем.

$$K_{mi} = \left(\frac{750}{410} \right)^{0,75} = 1,57$$

Частота обертання обчислюється за формулою [27,4 с. 60.]:

$$n = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot D} \quad (1.4)$$

Де: V – швидкість різання;

D – оброблюваний діаметр.

$$n_1 = \frac{1000 \cdot 89,81}{3,14 \cdot 14} = 2042$$

Вибираємо частоту обертання по паспорту 2000

$$n_2 = \frac{1000 \cdot 99,13}{3,14 \cdot 14} = 2255$$

Вибираємо частоту обертання по паспорту 2000

					КРБ 21-229.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		23

1.3.3. Розрахунок сили та потужності різання

Потужність при нарізанні різьби різцями визначається за формулою [4 с. 60.] :

$$N = \frac{P_z \cdot v}{1020 \cdot 60} \quad (1.5)$$

Де: P_z - тангенціальна складова сили різання;

v - швидкість різання при різанарізанні.

$$N_1 = \frac{1590,7 \cdot 89,81}{1020 \cdot 60} = 2,3$$

Тангенціальна складова сили різання обчислюється за формулою [4 с. 58.]:

$$P_z = \frac{10C_p P^y}{i^n} K_p \quad (1.6)$$

Де: C_p, y – коефіцієнт і показник степені силових залежностей при нарізанні різьби;

P - крок різьби;

i^n - число робочих ходів;

K_p - коефіцієнт який враховує якість оброблюваного матеріалу.

$$P_{z1} = \frac{10 \cdot 48 \cdot 2^{1,7}}{1} \cdot 1,02 = 1590,7$$

Поправочний коефіцієнт який враховує якість оброблюваного матеріалу визначається за формулою [4 с. 9.] :

$$K_p = \left(\frac{\sigma_B}{750}\right)^n \quad (1.7)$$

Де: σ_B - параметр характеризуючий оброблюваний матеріал;

n – показник степеня при обробці різцем.

					КРБ 21-229.00.00.000 ПЗ	Арк
						24
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

$$K_p = \left(\frac{780}{750}\right)^{0,75} = 1,02$$

$$N_2 = \frac{2339 \cdot 99,13}{1020 \cdot 60} = 3,78$$

$$P_{z2} = \frac{10 \cdot 48 \cdot 2^{1,7}}{1} \cdot 1,57 = 2340$$

1.4 Висновки по розділу

1. Внаслідок аналізу базової моделі верстата встановлено режими його роботи, особливості конструкції окремих його вузлів, а також проведено вибір основного вузла розробки – шпindelної бабки, що забезпечує різенарізаня.
2. Внаслідок проведених розрахунків необхідна максимальна частота обертання шпindelя $n = 2000$, максимально необхідна потужність різання $N_1 = 2,3$, а $N_2 = 3,72$, а максимальна сила різання $P_{z1} = 1590,7$, а $P_{z2} = 2340$ (для кроків різі 2 і 1,5 мм)

					КРБ 21-229.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		25

2. РОЗРАХУНКОВО-КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1. Кінематичний розрахунок шпindelної бабки

Беручи до уваги те що шпindelна бабка забезпечує тільки процес різенарізання і початок обертання вона бере від шпindelя та навантаження є не високими нам необхідно забезпечити крок різьби або 1,5 мм або 2 мм на оберт [8,17]. Тому вибираємо двоступеневу коробку швидкостей з пересувним блоком зубчастих коліс. Шпindel знаходиться на двох опорах , задній яка представляє собою здвоєний радіальний-упорний підшипник, передній підшипник дворядний радіальний роликовий. Приймаємо також додатково 2 вали , де на валі II де розміщено пересувний блок зубчастих коліс який встановлений на шліцевому з'єднанні і який знаходиться на двох опорах які собою представляють радіальні підшипники кочення. На валі III розміщено 2 зубчастих колеса які будуть нерухомо закріпленні на валі і опорною якого є радіально-упорний підшипник [5; 14 – 16].

Відповідно розробляємо попередню кінематичну схему цього приводу. Отже зважаючи на особливості конструкції і необхідності забезпечення необхідної конструктивної міжосьової відстані та з урахуванням того що на кінематичній схемі на шпindelі розміщені шестерні з зубами $Z_8 = 42$ зуби то це приймаємо як вихідні дані для розрахунку [14].

					КРБ 21-229.00.00.000 ПЗ			
<i>Зм</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>				
<i>Розроб.</i>	Світановський Н.М				Розрахунково- конструкторський розділ	<i>Літ</i>	<i>Аркуш</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Переір.</i>	Крупа В.В						26	69
<i>Реценз.</i>								
<i>Н. контр.</i>	Кобельник В.Р							
<i>Зав. каф.</i>	Кобельник В.Р							
						<i>ТНТУ, ФМТ, МВс-41</i>		

2.1.1. Визначення чисел зубів

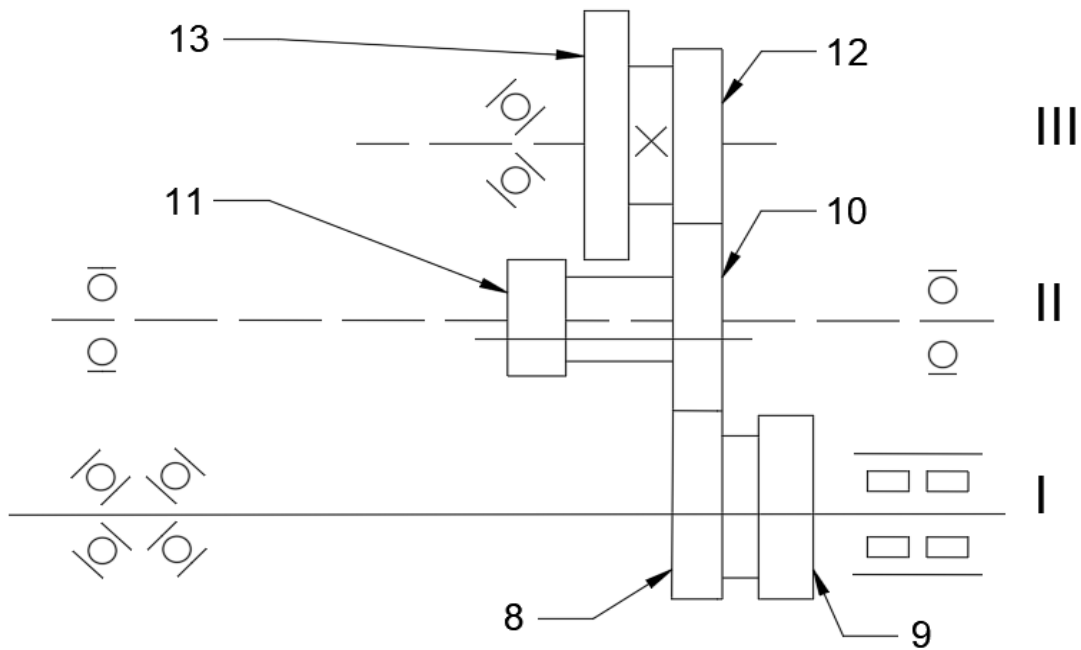


Рисунок 2.1 Кінематична схема приводу верстата .

Відповідно до кінематичної схеми , цю частину верстата ми беремо для розробки.

Визначаємо інші числа зубів

1. Зважаючи на те що зубчасте колесо 9 повинне заходити в зачеплення з колесом 10 то у колесі 10 теж має бути 42 зуби [21]

$$Z_{10} = Z_{12} = 42$$

2. Знаходимо суму зубів між валами 2 і 3

$$\Sigma Z_{2,3} = 42 + 42 = 84$$

$$\text{Отже } Z_{11} + Z_{13} = 84$$

$$Z_{11} = \frac{\Sigma Z \cdot U}{1 + U}$$

$$Z_{11} = \frac{84 \cdot \frac{1}{0,75}}{1 + \frac{1}{0,75}} = 48$$

Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата

$$Z_{1,3} = \Sigma Z - Z_{1,1} = 84 - 48 = 36$$

Приймаємо спосіб переключення швидкостей методом пересувних блоків шестерень, з урахуванням цього що 1Г325 є верстат автомат [20] і наладка на деталь проводиться один раз. В цьому випадку є можливість передачі значних крутних моментів при високому ККД тому що в зачепленні знаходяться тільки ті колеса, які задіяні в передачі потужності на шпиндель.

Також з плюсів можна виділити відносну простоту і низьку вартість, але такі коробки не дозволяють перемикати швидкість верстата на ходу та відрізняються відносно великими габаритами по довжині, також у таких коробках не є можливим використання косозубих коліс [1,15,16].

2.2. Силовий розрахунок

2.2.1. Розрахунок циліндричної зубчастієї передачі

1. *Параметри навантаження зубчастієї передачі.* Номінальний обертовий момент на ведучому валу визначається за формулою [22 с.309.]:

$$T_1 = P_z \cdot R = 2333 \cdot 0,007 \approx 16 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (2.1)$$

Де: P_z – сила різання;

R - радіус.

При короткочасному навантаженні 200% максимальний обертовий момент на ведучому валу обчислюється за формулою [22 с.309.]:

$$T_{1\text{max}} = 2T_1 = 2 \cdot 16 = 32 \quad (2.2)$$

Де: T_1 - номінальний обертовий момент на ведучому валу.

Кутова швидкість ведучого і веденого вала визначається за формулою [22 с.309.]:

$$\omega_1 = \frac{\pi n}{30} \quad (2.3)$$

Де: n – частота обертання по паспорту.

					КРБ 21-229.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		28

$$\omega_1 = \frac{3,14 \cdot 3150}{30} \approx 330 \text{ рад/сек}$$

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{u} = \frac{330}{1} = 330 \text{ рад/сек}$$

Сумарне число циклів навантаження зубців шестерні та колеса за строк служби передачі обчислюється за формулою [22 с.309.]:

$$N_{\Sigma 1} = \frac{1800 \omega_1 h}{\pi} \quad (2.4)$$

Де: ω_1 – кутова швидкість ведучого вала;

h – строк служби передачі.

$$N_{\Sigma 1} = \frac{1800 \cdot 330 \cdot 20000}{3,14} = 3,78 \cdot 10^9$$

$$N_{\Sigma 2} = \frac{1800 \cdot 330 \cdot 20000}{3,14} = 3,78 \cdot 10^9$$

Еквівалентні числа циклів навантаження зубців шестерні та колеса для розрахунку на контактну міцність N_{HE} і для розрахунків на витривалість при згині N_{FE} із коефіцієнтами інтенсивності $K_{HE} = 0,5$ і $K_{FE} = 0,3$ визначається за формулами [22 с.310.]:

$$N_{HE1} = K_{HE} \cdot N_{\Sigma 1} \quad (2.5)$$

$$N_{FE1} = K_{FE} \cdot N_{\Sigma 1} \quad (2.6)$$

$$N_{HE1} = 0,5 \cdot 3,78 \cdot 10^9 = 1,89 \cdot 10^9$$

$$N_{HE2} = 0,5 \cdot 3,78 \cdot 10^9 = 1,89 \cdot 10^9$$

$$N_{FE1} = 0,3 \cdot 3,78 \cdot 10^9 = 1,34 \cdot 10^9$$

$$N_{FE2} = 0,3 \cdot 3,78 \cdot 10^9 = 1,34 \cdot 10^9$$

					КРБ 21-229.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		29

2. *Матеріали зубчастих коліс.* Для виготовлення шестерень вибираємо відносно дешеву леговану сталь 40Х із термообробкою – поліпшення. Вибираємо [21;22]:

Для ведучої шестерні твердість поверхні зубців $H_1 = 269 \dots 302$ НВ (найбільш імовірна твердість $H_1 = 280$ НВ) $\sigma_{B1} = 890$ МПа, $\sigma_{T1} = 650$ МПа.

Для веденої шестерні твердість поверхні зубців $H_1 = 269 \dots 302$ НВ (найбільш імовірна твердість $H_2 = 280$ НВ) $\sigma_{B2} = 890$ МПа, $\sigma_{T2} = 650$ МПа .

3. *Допустимі напруження для розрахунку зубчастої передачі.* А) Допустимі контактні напруження. Границі контактної витривалості зубців веденої та ведучої шестерень будуть такими [21;22]:

$$\sigma_{H \lim b} = 2H + 70 \quad (2.7)$$

Де: H - твердість поверхні зубців.

$$\sigma_{H \lim b1} = 2H_1 + 70 = 2 \cdot 280 + 70 = 730 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{H \lim b2} = 2H_2 + 70 = 2 \cdot 280 + 70 = 730 \text{ МПа}$$

Базу випробувань для матеріалу шестерень визначаємо за формулою [22 с.310.]:

$$N_H = 30H^{2,4} \quad (2.8)$$

$$N_{H01} = 30H_1^{2,4} = 30 \cdot 280^{2,4} = 2,24 \cdot 10^7$$

$$N_{H02} = 30H_2^{2,4} = 30 \cdot 280^{2,4} = 2,24 \cdot 10^7$$

Якщо $N_{01} < N_{HE1}$ і $N_{02} < N_{HE2}$, то коефіцієнти довговічності для зубців шестерні та колеса $K_{HL} = 1$.

Допустимі контактні напруження для зубців шестерні та колесі при коефіцієнті $Z_R = 1$ (шорсткість $R_a = 1,25 \dots 0,63$) та коефіцієнту запасу $S_H = 1,1$ знаходимо за формулою[22 с.310.]:

$$[\sigma]_{H1} = \frac{\sigma_{H1 \lim b1} \cdot Z_r \cdot K_{HL}}{S_H} \quad (2.9)$$

Де: $\sigma_{H \lim b}$ – границі контактної витривалості зубців;

					КРБ 21-229.00.00.000 ПЗ	Арк
						30
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

K_{HL} – коефіцієнт довговічності для зубців шестерні та колеса.

$$[\sigma]_{H1} = \frac{730 \cdot 1 \cdot 1}{1,1} = 664 \text{ МПа}$$

$$[\sigma]_{H2} = \frac{730 \cdot 1 \cdot 1}{1,1} = 664 \text{ МПа}$$

Для зубців прямозубої передачі розрахункове допустиме контактне напруження визначаємо за формулою [22 с.310.]:

$$[\sigma]_H = 0,45([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}) \quad (2.10)$$

$$[\sigma]_H = 0,45(664 + 664) \approx 598 \text{ МПа}$$

Допустиме граничне контактне напруження обчислюється за формулою [22 с.310.]:

$$[\sigma]_{H \max} = 2,8 \cdot \sigma_{T2} \quad (2.11)$$

Де: σ_{T2} – механічна характеристика сталі

$$[\sigma]_{H \max} = 2,8 \cdot 650 = 1820 \text{ МПа}$$

Б) Допустимі напруження на згин. Границі витривалості зубців при згині для бази випробувань $N_{F0} = 4 \cdot 10^8$ знаходимо за формулою [22 с.310.]:

$$\sigma_{F \lim b1} = 1,8H \quad (2.12)$$

$$\sigma_{F \lim b1} = 1,8 \cdot 280 = 504 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{F \lim b2} = 1,8 \cdot 280 = 504 \text{ МПа}$$

Оскільки $N_{F0} < N_{FE1}$ і $N_{F0} < N_{FE2}$, коефіцієнт довговічності для зубців шестерні колеса $K_{FL} = 1$ [21].

Допустиме напруження на згин для зубців ведучої та веденої шестерень при коефіцієнті $K_{Fc} = 1$ (нереверсивна передача) і коефіцієнту запасу $s_F = 2,2$ визначаємо за формулою [22 с.310.]:

$$[\sigma]_{F1} = \frac{\sigma_{H1 \lim b1} \cdot K_{Fc} \cdot K_{FL}}{s_F} \quad (2.13)$$

					КРБ 21-229.00.00.000 ПЗ	Арк
						31
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

$$[\sigma]_{F1} = \frac{504 \cdot 1 \cdot 1}{2,2} = 229 \text{ МПа}$$

$$[\sigma]_{F2} = \frac{504 \cdot 1 \cdot 1}{2,2} = 229 \text{ МПа}$$

Для зубців шестерень граничне допустиме напруження на згин знаходимо за формулою [22 с.311.]:

$$[\sigma]_{F \max} = \frac{4,8 \cdot H}{S_F} \quad (2.14)$$

$$[\sigma]_{F1 \max} = \frac{4,8 \cdot 280}{2,2} = 610 \text{ МПа}$$

$$[\sigma]_{F2 \max} = \frac{4,8 \cdot 280}{2,2} = 610 \text{ МПа}$$

4. *Проектний розрахунок передачі.* Для проектного розрахунку попередньо беремо коефіцієнт ширини вінця $\psi_{ba} = 0,10$ і відповідно $\psi_{bd} = 0,5\psi_{ba}(u + 1) = 0,5 \cdot 0,1(1 + 1) = 0,12$.

$$K_{H\beta} = K_{F\beta} = 1$$

Допоміжний коефіцієнт $K_a = 495 \text{ МПа}^{1/3}$ для сталевих прямозубих коліс.

Мінімальна міжосьова відстань передачі обчислюється за формулою [22 с.311.]:

$$a_{w \min} = K_a (u + 1) \sqrt[3]{\frac{T_{1H} \cdot K_{H\beta}}{u \cdot \psi_{ba} \cdot [\sigma]_H^2}} \quad (2.15)$$

Де: T_{1H} – номінальний обертовий момент на ведучому валу;

$[\sigma]_H^2$ – допустиме контактне напруження.

$$a_{w \min} = 495(1 + 1) \sqrt[3]{\frac{16,373 \cdot 1}{1 \cdot 0,1 \cdot 598^2}} = 76,3$$

Вибираємо фактичну міжосьову відстань $a_w = 80 \text{ мм}$.

					КРБ 21-229.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		32

Число зубців веденої та ведучої шестерні $Z_1 = Z_2 = 42$, фактичне передаточне число $u=1$.

Модуль зубців визначаємо за формулою [22 с.311.]:

$$m_n = \frac{2 \cdot a_w}{Z_1 + Z_2} \quad (2.16)$$

$$m_n = \frac{2 \cdot 80}{42 + 42} = 1,9$$

Стандартний модуль зубців $m_n = 2$

5. *Попередні значення деяких параметрів передачі.* Ділильні діаметри шестерень обчислюється за формулою[22 с.311.]:

$$d = m_n \cdot z \quad (2.17)$$

$$d_1 = 2 \cdot 42 = 84$$

$$d_2 = 2 \cdot 42 = 84$$

Ширину зубчастих вінців знаходимо за формулою [22 с.311.]:

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w \quad (2.18)$$

$$b_2 = 0,10 \cdot 80 = 8 \text{ мм}$$

$$b_1 = b_2 + 2 \text{ мм}$$

$$b_1 = 8 + 2 = 10 \text{ мм}$$

Колову швидкість зубчастих коліс визначаємо за формулою [22 с.311.]:

$$v = 0,5 \cdot w_1 \cdot d_1 \quad (2.19)$$

Де: w_1 – кутова швидкість;

d_1 – ділильний діаметр шестерні.

$$v = 0,5 \cdot 330 \cdot 84 \cdot 10^{-3} = 1,386 \text{ м/с}$$

					КРБ 21-229.00.00.000 ПЗ	Арк
						33
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

Вибираємо 7 ступінь точності ($n_{ст} = 7$) для всіх показників зубчастих коліс та передачі.

Еквівалентні числа зубів ведучої та веденої шестерень :

$$z_{v1} = z_1 = 42$$

$$z_{v2} = z_2 = 42$$

Коефіцієнт торцевого перекриття зубців визначається за формулою[22 с.312.]:

$$\varepsilon_a = \left(1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right) \quad (2.20)$$

$$\varepsilon_a = \left(1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{42} + \frac{1}{42} \right) \right) = 1,72$$

Коефіцієнт осьового перекриття зубців :

$$\varepsilon_B = 0$$

Колову силу зачеплення зубчастих коліс знаходимо за формулою[22 с.312.]:

$$F_t = F_{Ht} = F_{Ft} = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} \quad (2.21)$$

Де: T_1 – номінальний обертовий момент на ведучому валу;

d_1 – ділительний діаметр шестерні.

$$F_t = \frac{2 \cdot 16,376 \cdot 10^3}{84} \approx 390 \text{ Н}$$

6. *Розрахунок активних поверхонь зубців на контактну витривалість.* Для розрахунку попередньо визначаємо такі коефіцієнти:

$Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}$ – коефіцієнт що враховує механічні властивості матеріалів зубчастих коліс;

					КРБ 21-229.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		34

$Z_H = 1,77$ – коефіцієнт форми спряжених поверхонь зубців;

$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_a}} = \sqrt{1/1,72} = 0,76$ – коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній;

$K_{Ha} = K_{Fa} = 1$ – коефіцієнт що враховує розподіл навантаження між зубцями;

$K_{H\beta} = 1$ – див. п. 4 розрахунку;

$K_{Hv} = 1,05$ – коефіцієнт динамічного навантаження;

Питому розрахункову колову силу визначається за формулою [22 с.312.]:

$$W_{Ht} = \left(\frac{F_{Ht}}{b_2}\right) \cdot K_{Ha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} \quad (2.22)$$

$$W_{Ht} = \left(\frac{390}{8}\right) \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,05 = 51,18 \text{ Н/мм}$$

Розрахункове контактне напруження визначається за формулою [22 с.312.]:

$$\sigma_H = Z_M \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \sqrt{\frac{\left(\frac{W_{Ht}}{d_1}\right) \cdot (u + 1)}{u}} \quad (2.23)$$

$$\sigma_H = 275 \cdot 1,77 \cdot 0,76 \cdot \sqrt{\frac{\left(\frac{51,18}{84}\right) \cdot (1 + 1)}{1}} = 408 \text{ МПа}$$

Стійкість зубців проти втомного викришування їхніх активних поверхонь забезпечується, бо $\sigma_H = 408 \text{ МПа} < [\sigma]_H = 598 \text{ МПа}$ і лежить у допустимих межах.

7. Розрахунок активних поверхонь зубців на контактну міцність. Час дії максимального напруження визначається за наступною формулою[22 с.312.]:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{T_{1 \max}/T_{1H}} \quad (2.24)$$

Де: $T_{1 \max}$ – максимальний обертовий момент;

T_{1H} – номінальний обертовий момент.

					КРБ 21-229.00.00.000 ПЗ	Арк
						35
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

$$\sigma_{H \max} = 408 \cdot \sqrt{\frac{32}{16}} \approx 707 \text{ МПа}$$

Контактна міцність зубів також забезпечується, оскільки:

$$\sigma_{H \max} = 707 \text{ МПа} < [\sigma]_{H \max} = 1820 \text{ МПа}$$

8. Розрахунок зубців на витривалість при згині. Розрахункові коефіцієнти будуть такими:

$Y_{F1} = 3,69$; $Y_{F2} = 3,69$ – коефіцієнти форми зубців;

$Y_{\varepsilon} = 1$ – коефіцієнт перекриття зубців;

$Y_{\beta} = 1$ – коефіцієнт нахилу зубів.

Коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубцями знаходимо за формулою [22 с.313.]:

$$K_{Fa} = (4 + (\varepsilon_a - 1) \cdot (n_{ст} - 5)) / (4 \cdot \varepsilon_a) \quad (2.25)$$

Де: ε_a – коефіцієнт торцевого перекриття зубців;

$n_{ст}$ – ступінь точності.

$$K_{Fa} = \frac{4 + (1,72 - 1) \cdot (7 - 5)}{4 \cdot 1,72} = 0,79$$

$K_{F\beta} = 1$ – коефіцієнт нерівномірності навантаження по ширині зубчастих вінців;

$K_{Fu} = 1,11$ – коефіцієнт динамічного навантаження.

Питома розрахункова колова сила визначається за наступною формулою [22 с.313.]:

$$W_{Ft} = \left(\frac{F_{Ft}}{b_2} \right) \cdot K_{Fa} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fu} \quad (2.26)$$

					КРБ 21-229.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		36

$$W_{Ft} = \left(\frac{390}{8}\right) \cdot 0,79 \cdot 1 \cdot 1,11 = 42,74 \text{ Н/мм}$$

Розрахункове напруження згину у зубцях шестерень визначаємо за формулою [22 с.313.]:

$$\sigma_{F1} = \frac{Y_{F1} \cdot Y_{\varepsilon} \cdot Y_{\beta} \cdot \omega_{Ft}}{m_n} \quad (2.27)$$

Де: Y_F – коефіцієнти форми зубців;

Y_{ε} – коефіцієнт перекриття зубців;

Y_{β} – коефіцієнт нахилу зубів;

m_n – модуль зубців.

$$\sigma_{F1} = \frac{3,69 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 42,74}{2} \approx 79 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{F2} = \frac{3,69 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 42,74}{2} \approx 79 \text{ МПа}$$

Стійкість зубців проти втомного руйнування при згині забезпечується, оскільки розрахункові напруження згину менші від відповідних допустимих напружень $[\sigma]_{F1} = 229 \text{ МПа}$ і $[\sigma]_{F2} = 229 \text{ МПа}$.

9. Розрахунок зубців на міцність при згині максимальним навантаженням визначаємо за формулою [22 с.313.]:

$$\sigma_{F1 \max} = \sigma_{F1} \cdot \left(\frac{T_{1 \max}}{T_{1F}}\right) \quad (2.28)$$

$$\sigma_{F1 \max} = 79 \cdot \left(\frac{32}{16}\right) = 158 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{F2 \max} = 79 \cdot \left(\frac{32}{16}\right) = 158 \text{ МПа}$$

					КРБ 21-229.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		37

10. Розрахунок параметрів зубчастої передачі. Розміри елементів зубців:

Висота головки зубця визначаємо за формулою [22 с.313.]:

$$h_a = m_n = 2 \text{ мм} \quad (2.29)$$

Висота ніжки знаходимо за формулою [22 с.313.]:

$$h_f = 1,25 \cdot m_n = 1,25 \cdot 2 = 2,5 \text{ мм} \quad (2.30)$$

Висота зубця обчислюємо за формулою [22 с.313.]:

$$h = 2,25 \cdot m_n = 2,25 \cdot 2 = 4,5 \text{ мм} \quad (2.31)$$

Радіальний зазор визначаємо за формулою [22 с.313.]:

$$c = 0,25 \cdot m_n = 0,25 \cdot 2 = 0,5 \text{ мм} \quad (2.32)$$

Кут профілю зубців:

$$a_n = 0^\circ$$

Розміри вінців зубчастих коліс:

Ділильні діаметри $d_1 = d_2 = 84 \text{ мм}$ (обчислені вище)

Діаметри вершин зубців обчислюємо за формулою [22 с.313.]:

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n \quad (2.33)$$

$$d_{a1} = 84 + 2 \cdot 2 = 88 \text{ мм}$$

$$d_{a2} = 84 + 2 \cdot 2 = 88 \text{ мм}$$

Діаметри впадин знаходимо за формулою [22 с.313.]:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m_n \quad (2.34)$$

$$d_{f1} = 84 - 2,5 \cdot 2 = 79 \text{ мм}$$

$$d_{f2} = 84 - 2,5 \cdot 2 = 79 \text{ мм}$$

Міжосьову відстань передачі визначаємо за формулою [22 с.314.]:

					КРБ 21-229.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		38

$$a_w = 0,5m_n(z_1 + z_2) \quad (2.35)$$

$$a_w = 0,5 \cdot 2 \cdot (42 + 42) = 84 \text{ мм}$$

11. Розрахунок сил у зачепленні зубців передачі. Колова сила $F_t = 390 \text{ Н}$ (обчислена вище).

Радіальну силу обчислюємо за формулою [22 с.314.]:

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (2.36)$$

$$F_r = 390 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \approx 142$$

Осьова сила:

$$F_a = 0^\circ$$

2.2.2. Розрахунок параметрів зубчастої передачі для решти шестерень шпіндельної бабки

Шестерня 9:

Розміри елементів зубців.

Висота головки зубця визначаємо із залежності 2.29.:

$$h_a = m_n = 2 \text{ мм}$$

Висота ніжки відповідно до 2.30.:

$$h_f = 1,25 \cdot m_n = 1,25 \cdot 2 = 2,5 \text{ мм}$$

Висота зубця обчислюємо відповідно до 2.31:

$$h = 2,25 \cdot m_n = 2,25 \cdot 2 = 4,5 \text{ мм}$$

Радіальний зазор визначаємо із залежності 2.32:

$$c = 0,25 \cdot m_n = 0,25 \cdot 2 = 0,5 \text{ мм}$$

Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата

Кут профілю зубців:

$$a_n = 0^\circ$$

Розміри вінців зубчастих коліс.

Ділильний діаметр :

$$d = m_n \cdot z = 2 \cdot 42 = 84 \text{ мм}$$

Діаметри вершин зубців відповідно до 2.33.:

$$d_a = d + 2m_n = 84 + 2 \cdot 2 = 88 \text{ мм}$$

Діаметри впадин обчислюємо відповідно до 2.34.:

$$d_f = d - 2,5m_n = 84 - 2,5 \cdot 2 = 79 \text{ мм}$$

Шестерня 11:

Розміри елементів зубців.

Висота головки зубця визначаємо із залежності 2.29.:

$$h_a = m_n = 2 \text{ мм}$$

Висота ніжки відповідно до 2.30.:

$$h_f = 1,25 \cdot m_n = 1,25 \cdot 2 = 2,5 \text{ мм}$$

Висота зубця обчислюємо відповідно до 2.31:

$$h = 2,25 \cdot m_n = 2,25 \cdot 2 = 4,5 \text{ мм}$$

Радіальний зазор визначаємо із залежності 2.32:

$$c = 0,25 \cdot m_n = 0,25 \cdot 2 = 0,5 \text{ мм}$$

Кут профілю зубців:

$$a_n = 0^\circ$$

					КРБ 21-229.00.00.000 ПЗ	Арк
						40
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

Розміри вінців зубчастих коліс.

Ділильний діаметр :

$$d = m_n \cdot z = 2 \cdot 28 = 56 \text{ мм}$$

Діаметри вершин зубців відповідно до 2.33.:

$$d_a = d + 2m_n = 56 + 2 \cdot 2 = 60 \text{ мм}$$

Діаметри впадин обчислюємо відповідно до 2.34.:

$$d_f = d - 2,5m_n = 56 - 2,5 \cdot 2 = 51 \text{ мм}$$

Шестерня 12:

Розміри елементів зубців.

Висота головки зубця визначаємо із залежності 2.29.:

$$h_a = m_n = 2 \text{ мм}$$

Висота ніжки відповідно до 2.30.:

$$h_f = 1,25 \cdot m_n = 1,25 \cdot 2 = 2,5 \text{ мм}$$

Висота зубця обчислюємо відповідно до 2.31:

$$h = 2,25 \cdot m_n = 2,25 \cdot 2 = 4,5 \text{ мм}$$

Радіальний зазор визначаємо із залежності 2.32:

$$c = 0,25 \cdot m_n = 0,25 \cdot 2 = 0,5 \text{ мм}$$

Кут профілю зубців:

$$\alpha_n = 0^\circ$$

Розміри вінців зубчастих коліс.

Ділильний діаметр :

					КРБ 21-229.00.00.000 ПЗ	Арк
						41
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

$$d = m_n \cdot z = 2 \cdot 42 = 84 \text{ мм}$$

Діаметри вершин зубців відповідно до 2.33.:

$$d_a = d + 2m_n = 84 + 2 \cdot 2 = 88 \text{ мм}$$

Діаметри впадин обчислюємо відповідно до 2.34.:

$$d_f = d - 2,5m_n = 84 - 2,5 \cdot 2 = 79 \text{ мм}$$

Шестерня 13:

Розміри елементів зубців.

Висота головки зубця визначаємо із залежності 2.29.:

$$h_a = m_n = 2 \text{ мм}$$

Висота ніжки відповідно до 2.30.:

$$h_f = 1,25 \cdot m_n = 1,25 \cdot 2 = 2,5 \text{ мм}$$

Висота зубця обчислюємо відповідно до 2.31:

$$h = 2,25 \cdot m_n = 2,25 \cdot 2 = 4,5 \text{ мм}$$

Радіальний зазор визначаємо із залежності 2.32:

$$c = 0,25 \cdot m_n = 0,25 \cdot 2 = 0,5 \text{ мм}$$

Кут профілю зубців:

$$a_n = 0^\circ$$

Розміри вінців зубчастих коліс.

Ділильний діаметр :

$$d = m_n \cdot z = 2 \cdot 56 = 112 \text{ мм}$$

					КРБ 21-229.00.00.000 ПЗ	Арк
						42
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

Діаметри вершин зубців відповідно до 2.33.:

$$d_a = d + 2m_n = 112 + 2 \cdot 2 = 116 \text{ мм}$$

Діаметри впадин обчислюємо відповідно до 2.34.:

$$d_f = d - 2,5m_n = 112 - 2,5 \cdot 2 = 107 \text{ мм}$$

2.2.3. Розрахунок і конструювання валів

Розрахунок 1 вала. Проводимо розрахунок зубчастого зачеплення між 8 і 9 колесом згідно рис. 2.1

Номінальний обертовий момент на ведучому валу обчислюємо за формулою [22 с.424.]:

$$T = \frac{P}{\omega} \quad (2.37)$$

Де: P – сила різання;

ω – кутова швидкість

$$T = \frac{2340}{16} = 150 \text{ Н}$$

Кутова швидкість визначаємо за формулою [22 с.424.]:

$$\omega = \frac{\pi n}{30} \quad (2.38)$$

Де: n – частота обертання

$$\omega = \frac{3,14 \cdot 160}{30} = 16$$

Для виготовлення вала назначаємо нормалізовану Сталь 40Х, для якості $\sigma_b = 980 \text{ МПа}$; $\sigma_T = 786 \text{ МПа}$

					КРБ 21-229.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		43

Діаметр вала з умови міцності на кручення попередньо визначимо для перерізів вала під зубчастими колесами. Оскільки в цих перерізах одночасно діють крутний і згинальні моменти, то діаметр цих перерізів знайдемо за заниженими допустимим напруженням $[\tau] = 20 \text{ МПа}$.

Діаметр вала знаходимо за формулою [22 с.424.]:

$$D = \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau]}} \quad (2.39)$$

Де: T - Номінальний обертовий момент на ведучому валу;

$[\tau]$ – допустиме напруження.

$$D = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 150 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 20} + 30^3} = 41 \text{ мм}$$

Заокруглюємо до 50

Перевірка статичної міцності вала. Визначимо сили, що діють у зачепленні зубчастих коліс і які передаються на вал.

Колову силу обчислюємо за формулою [22 с.424.]:

$$F_{t1} = \frac{2T}{d} \quad (2.40)$$

Де: d – діаметр зубчастого колеса.

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot 137 \cdot 10^3}{84} = 3261 \text{ Н}$$

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot 137 \cdot 10^3}{84} = 3261 \text{ Н}$$

Радіальна сила визначається за формулою [22 с.424.]:

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \text{tg } \alpha \quad (2.41)$$

					КРБ 21-229.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		44

Де: α – кут зачеплення; $\alpha = 20^\circ$

$$F_{r1} = 3261 \cdot \operatorname{tg}20^\circ = 1187 \text{ Н}$$

$$F_{r2} = 3261 \cdot \operatorname{tg}20^\circ = 1187 \text{ Н}$$

Розрахунок 2 вала. Проводимо розрахунок зубчастого зачеплення між 11 і 10 колесом згідно рис. 2.1.

Для виготовлення вала назначаємо нормалізовану Сталь 40Х, для якості $\sigma_B = 980 \text{ МПа}$; $\sigma_T = 786 \text{ МПа}$

Діаметр вала з умови міцності на кручення попередньо визначимо для перерізів вала під зубчастими колесами. Оскільки в цих перерізах одночасно діють крутний і згинальні моменти, то діаметр цих перерізів знайдемо за заниженими допустимим напруженням $[\tau] = 30 \text{ МПа}$. $T = 32 \text{ Н} \cdot \text{м}$

Діаметр вала знаходимо за формулою [22 с.424.]:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau]}} \quad (2.42)$$

Де: T - Номінальний обертовий момент на ведучому валу;

$[\tau]$ – допустиме напруження

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 32 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 30}} = 18 \text{ мм}$$

Заокруглюємо до 22

Перевірка статичної міцності вала

Колову силу обчислюємо за формулою [22 с.424.]:

$$F_t = \frac{2T}{d} \quad (2.43)$$

Де: d – діаметр зубчастого колеса.

					КРБ 21-229.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		45

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot 32 \cdot 10^3}{84} = 761 \text{ Н}$$

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot 32 \cdot 10^3}{56} = 1142 \text{ Н}$$

Радіальна сила визначається за формулою [22 с.424.]:

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (2.44)$$

Де: $\operatorname{tg} \alpha$ – кут зачеплення; $\alpha = 20^\circ$

$$F_{r1} = 761 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 277 \text{ Н}$$

$$F_{r2} = 1142 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 416 \text{ Н}$$

Розрахунок 3 вала. Проводимо розрахунок зубчастого зачеплення між 13 і 12 колесом згідно рис. 2.1.

Для виготовлення вала назначаємо нормалізовану Сталь 40Х, для якості $\sigma_B = 980$ МПа; $\sigma_T = 786$ МПа

Діаметр вала з умови міцності на кручення попередньо визначимо для перерізів вала під зубчастими колесами. Оскільки в цих перерізах одночасно діють крутний і згинальні моменти, то діаметр цих перерізів знайдемо за заниженими допустимим напруженням $[\tau] = 30$ МПа. $T = 64 \text{ Н} \cdot \text{м}$

Діаметр вала знаходимо за формулою [22 с.424.]:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau]}} \quad (2.45)$$

Де: T - Номінальний обертовий момент на ведучому валу;

$[\tau]$ – допустиме напруження

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 64 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 30}} = 22 \text{ мм}$$

					КРБ 21-229.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		46

Приймаємо діаметр шийки вала 30мм

Перевірка статичної міцності валу

Колову силу обчислюємо за формулою [22 с.424.]:

$$F_t = \frac{2T}{d} \quad (2.46)$$

Де: d – діаметр зубчастого колеса.

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot 64 \cdot 10^3}{112} = 1142 \text{ Н}$$

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot 64 \cdot 10^3}{84} = 1523 \text{ Н}$$

Радіальна сила визначається за формулою [22 с.424.]:

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (2.47)$$

Де: $\operatorname{tg} \alpha$ – кут зачеплення; $\alpha = 20^\circ$

$$F_{r1} = 1142 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 415 \text{ Н}$$

$$F_{r2} = 1523 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 554 \text{ Н}$$

2.2.4. Розрахунок шпонкових з'єднань

Сталеве зубчасте колесо з'єднується з валом за допомогою призматичної шпонки. Визначаємо розміри шпонкового з'єднання за такими даними:

Номінальний обертовий момент, що передає з'єднання $T = 150 \text{ Н} \cdot \text{м}$, діаметр вала, на якому встановлене зубчасте колесо $d = 50 \text{ мм}$.

За діаметром вала $d = 50 \text{ мм}$ згідно стандартом вибираємо такі розміри зєднання: $b = 16 \text{ мм}$; $h = 10 \text{ мм}$; $t_1 = 6 \text{ мм}$; $t_2 = 4,3 \text{ мм}$ (гранична довжина min - 45, max – 180).

					КРБ 21-229.00.00.000 ПЗ	Арк
						47
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

Для сталевго колеса та різко змінного навантаження беремо допустиме напруження зминання $[\sigma]_{зм} = 100$ МПа.

Робочу довжину шпонки визначається за формулою [22 с.140.]:

$$l_o = \frac{2T}{d(h - t_1)[\sigma]_{зм}} \quad (2.48)$$

$$l_o = \frac{2 \cdot 150 \cdot 10^3}{50 \cdot (10 - 6) \cdot 100} = 15 \text{ мм}$$

Повну довжину шпонки обчислюємо за формулою [22 с.140.]:

$$l = l_o + b \quad (2.49)$$

$$l = 15 + 16 = 31$$

За стандартом беремо 45

Отже задане з'єднання можна здійснити призматичною шпонкою 16×10×45 згідно ГОСТ 23360-78.

Сталеве зубчасте колесо 13 з'єднується з валом за допомогою призматичної шпонки. Визначаємо розміри шпонкового з'єднання за такими даними:

Номінальний обертовий момент, що передає з'єднання $T = 64 \text{ Н} \cdot \text{м}$, діаметр вала, на якому встановлене зубчасте колесо $d = 30 \text{ мм}$

За діаметром вала $d = 30 \text{ мм}$ згідно стандартом вибираємо такі розміри зєднання: $b = 10 \text{ мм}$; $h = 8 \text{ мм}$; $t_1 = 5 \text{ мм}$; $t_2 = 3,3 \text{ мм}$ (гранична довжина min - 22, max – 110)

Для сталевго колеса та різко змінного навантаження беремо допустиме напруження зминання $[\sigma]_{зм} = 100$ МПа.

Обчислюємо робочу довжину шпонки відповідно до 2.48:

					КРБ 21-229.00.00.000 ПЗ	Арк
						48
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

$$l_o = \frac{2T}{d(h - t_1)[\sigma]_{зм}}$$

$$l_o = \frac{2 \cdot 64 \cdot 10^3}{30 \cdot (8 - 5) \cdot 100} = 14,2 \text{ мм}$$

Повну довжину шпонки визначаємо із залежності 2.49:

$$l = l_o + b$$

$$l = 14,2 + 10 = 24,2$$

За стандартом беремо 25

Отже задане з'єднання можна здійснити призматичною шпонкою 10×8×25 ГОСТ 23360-78.

2.2.5. Розрахунок шліцевого з'єднання

Перевіряємо на міцність зубчастого з'єднання шліца шліцевого з'єднання.

Номінальний обертовий момент $T = 32 \text{ Н} \cdot \text{м}$ при 160 хв^{-1} ; радіальна сила $F=1164 \text{ Н}$; передбачається зубчасте з'єднання $r \times d \times D \times b = 6 \times 23 \times 26 \times 6$ – легка серія; довжина з'єднання $L=85$; матеріал вала - сталь 40Х; $\sigma_T = 786 \text{ МПа}$; термін служби $h=40\ 000$.

Рухоме зубчасте з'єднання навантажене обертовим моментом та радіальною силою. Тому розрахунок проводитимемо за умовним напруженнями на поверхнях зубців для запобігання заламуванню та зминанню.

Сумарний статичний момент робочих поверхонь з'єднання:

$$S_F = 66 \text{ мм}^2$$

Розрахункове умовне напруження визначаємо за формулою [22 с.149.]:

					КРБ 21-229.00.00.000 ПЗ	Арк
						49
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

$$\sigma = \frac{T}{S_F \cdot L} \quad (2.50)$$

Де: T - номінальний обертовий момент ;

S_F – сумарний статичний момент робочих поверхонь з'єднання;

L – довжина з'єднання.

$$\sigma = \frac{32 \cdot 10^3}{66 \cdot 85} = 5,7 \text{ МПа}$$

Параметри що характеризують навантаження зубчастого з'єднання обчислюємо за формулами [22 с.149.]:

$$\psi = \frac{F d_m}{2T} = \frac{1164 \cdot 24,5}{2 \cdot 32 \cdot 10^3} = 0,445 \quad (2.51)$$

$$\varepsilon = \frac{F e}{Fl} = \frac{4,24 \cdot 10^4}{1164 \cdot 85} = 0,428 \quad (2.52)$$

Де: F – радіальна сила;

e – осьове зміщення центру прикладання сили відносно середини шліцевого з'єднання;

L – довжина з'єднання;

d_m – середній діаметр з'єднання.

Тут $d_m = 24,5$, а перекидний момент розраховуємо за формулою [22 с.150.]:

$$M_{\Pi} = F e \quad (2.53)$$

$$M_{\Pi} = 1164 \cdot 36,5 = 4,24 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

За параметрами ψ та ε знаходимо допустиме напруження

$[\sigma]_{\text{сп}}' = 60 \text{ МПа}$. Число циклів навантаження зубців визначаємо за формулою [22 с.150.]:

$$N = 60 \cdot n \cdot h \quad (2.54)$$

					КРБ 21-229.00.00.000 ПЗ	Арк
						50
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

Де: n – частота обертання;

h – строк служби.

$$N = 60 \cdot 160 \cdot 40000 = 38 \cdot 10^7$$

Коефіцієнт числа циклів навантаження обчислюємо за формулою [22 с.150.]:

$$K_N = \sqrt{\frac{10^8}{N}} \quad (2.55)$$

$$K_N = \sqrt{\frac{10^8}{38 \cdot 10^7}} = 0,51$$

Коефіцієнт режиму навантаження $K_E = 0,77$, а коефіцієнти $K_{oc} = 3$ і $K_M = 0,7$. Для обмеження спрацьовування зубців умовне допустиме напруження розраховуємо за формулою [22 с.150.]:

$$[\sigma]_{сп} = \frac{[\sigma]'_{сп} \cdot K_N}{K_E \cdot K_{oc} \cdot K_M} \quad (2.56)$$

Де: K_N – коефіцієнт числа циклів навантаження;

$[\sigma]'_{сп}$ – допустиме напруження спрацювання зубів

$$[\sigma]_{сп} = \frac{60 \cdot 0,51}{0,77 \cdot 3 \cdot 0,7} = 18,92 \text{ МПа}$$

Допустиме напруження для запобігання зминання зубців

$$[\sigma]_{зм} = 10 \text{ МПа}$$

Отже, розрахункове умовне напруження $\sigma = 5,7$ МПа менше від двох здобутих значень допустимих напружень $[\sigma]_{сп}$ та $[\sigma]_{зм}$, що забезпечує роботоздатність шліцевого з'єднання.

					КРБ 21-229.00.00.000 ПЗ	Арк
						51
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

2.3. Висновки по розділу

1. На основі проведеного кінематичного розрахунку шпindelьної бабки визначено кількість зубів та розміщення всіх зубчастих коліс шпindelьної бабки, розроблено кінематичну схему.
2. На основі силового розрахунку проведено розрахунок модуля із умови забезпечення контактної витривалості, контактної міцності та міцності зубів на згин, отримано розрахункові діаметри валів, та проведено розрахунок шпонкових та шліцевих з'єднань зубчастих коліс.

					КРБ 21-229.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		52

3. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

3.1 Автоматизований розрахунок вала

3.1.1 Вихідні дані

Для автоматизованого розрахунку використаємо систему SolidWorks Simulation. Для початку розробимо твердотільну модель вала, який поданий на рисунку 3.1:

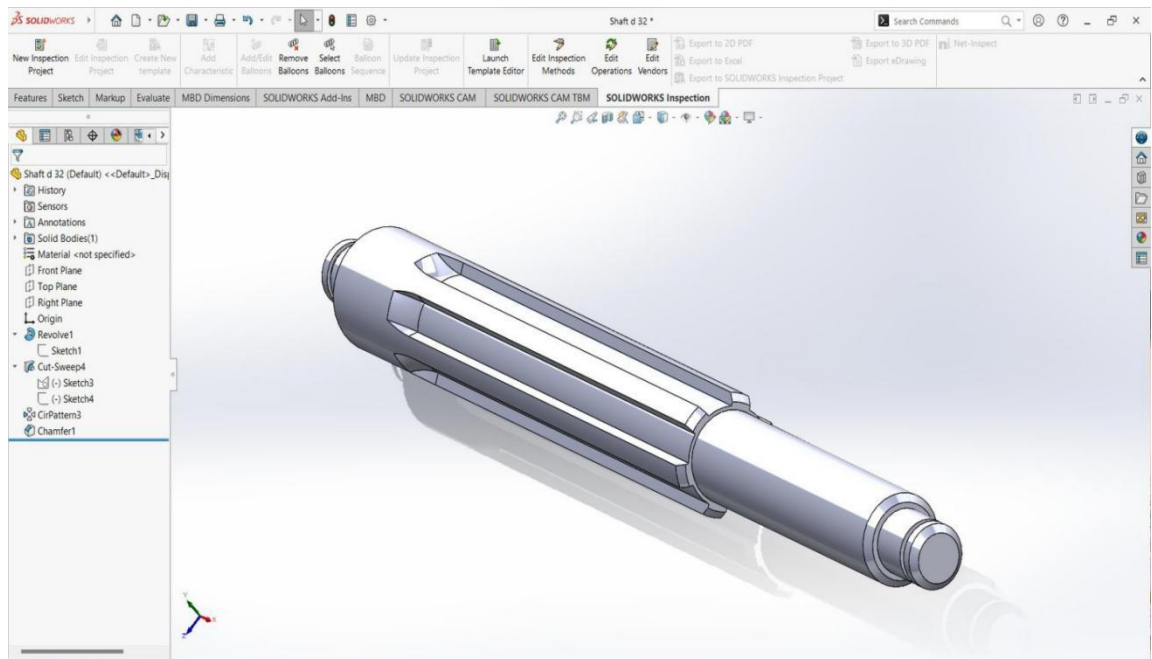


Рис. 3.1 Твердотільна модель другого вала шпиндельної бабки

Таблиця 3.1 Основні характеристики двохопороного шліцевого вала та його матеріалу:

Маса, кг	Об'єм м ³	Густина, кг/см ³	Границя текучості, МПа	Границя міцності, МПа	Коефіцієнт Пуансона	Коефіцієнт теплового розширення мм/К
1.51	0.00019	7.8	650	730	0.28	$11,8 \times 10^{-6}$

					КРБ 21-229.00.00.000 ПЗ			
<i>Зм</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>	Конструкторський розділ <i>ТНТУ, ФМТ, МВс-41</i>			
<i>Розроб.</i>	Світановський Н.М							
<i>Переір.</i>	Крупа В.В							
<i>Реценз.</i>								
<i>Н. контр.</i>	Кобельник В.Р							
<i>Зав. каф.</i>	Кобельник В.Р				<i>Лім</i>	<i>Аркуш</i>	<i>Аркушів</i>	
							53	69

До вала прикладено сили від зубчастих коліс, що на ньому розміщені.
Схема прикладання сил подана на рис. 3.2.

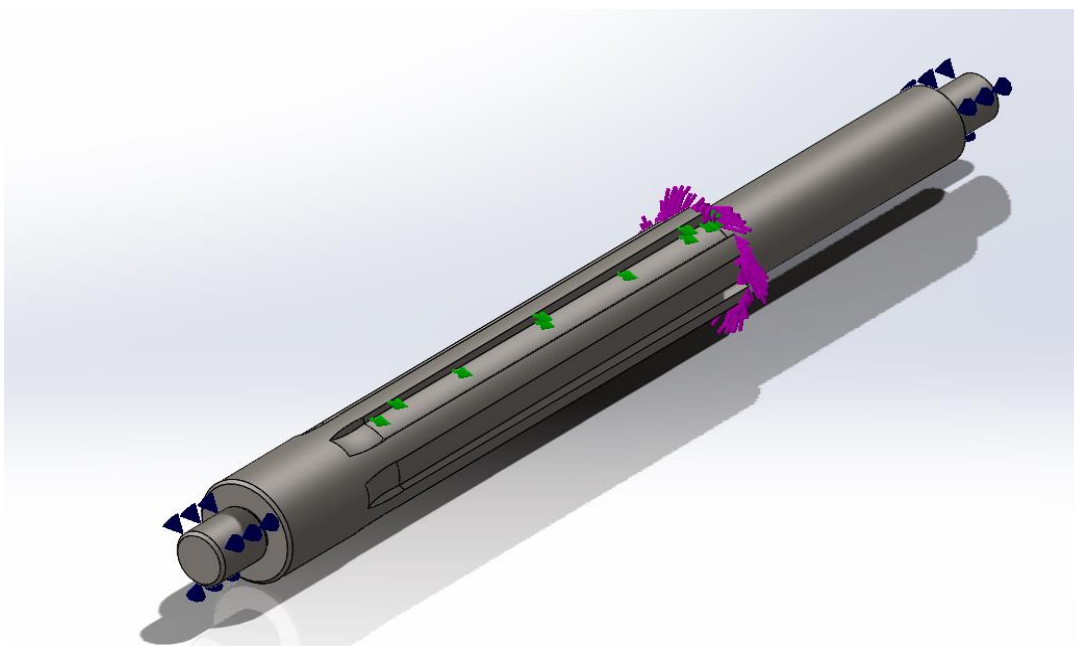


Рис. 3.2. Схема прикладання сил

Формування сітки здійснювалось за параметрами, що подані у таблиці 3.2.

Таблиця 3.2. Дані сітки:

Тип сітки	Розбиття	Точки Якобіана	Розмір Елемента	Допуск	Епюра якості сітки	Всього вузлів	Всього елементів	Максимум співвідношення сторін	% елементів із співвідношенням сторін <3	% елементів із співвідношенням сторін <10
Твердотіла	Стандартна сітка	4	9,5874	0,4785	Висока	13540	8354	12,956	78,9	0,587

Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата

КРБ 21-229.00.00.000 ПЗ

Арк

5

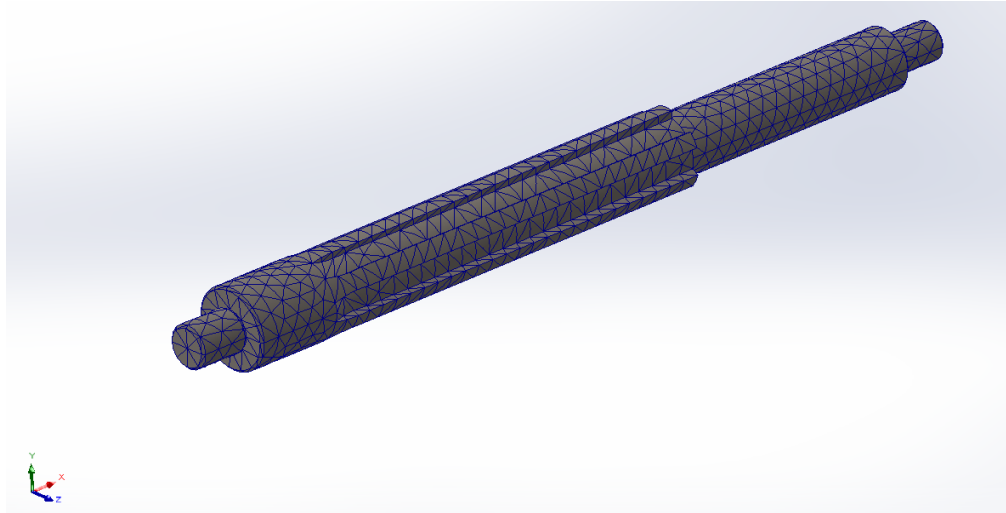


Рис. 3.3. Сітка вала

3.1.2. Результати автоматизованих розрахунків

Результати розрахунків, а саме: сил реакції, напружень, переміщень та деформацій подамо в таблицях 3.3-3.4. відповідно

Таблиця 3.3. Сила реакції :

Вибраний набір	Одиниці	Сума X	Сума Y	Сума Z	Результуюча
Всієї моделі	N	14762.3	-35879.1	-47846.3	61875

Таблиця 3.4. Результати автоматизованих розрахунків:

Вид розрахунків	Тип	Мінімальне	Максимальне
Напруження	VON: Напруження VON Mises	736.876 N/m ² Вузол: 10512	7.338e+07 N/m ² Вузол: 19765
Переміщення	URES Результуюче переміщення	1,012e-05 mm Вузол: 19786	1,537e-02 mm Вузол: 179
Деформація	ESTRN: Еквівалентна деформація	3,088e-09 Елемент: 10252	1,764e-04 Елемент: 5874

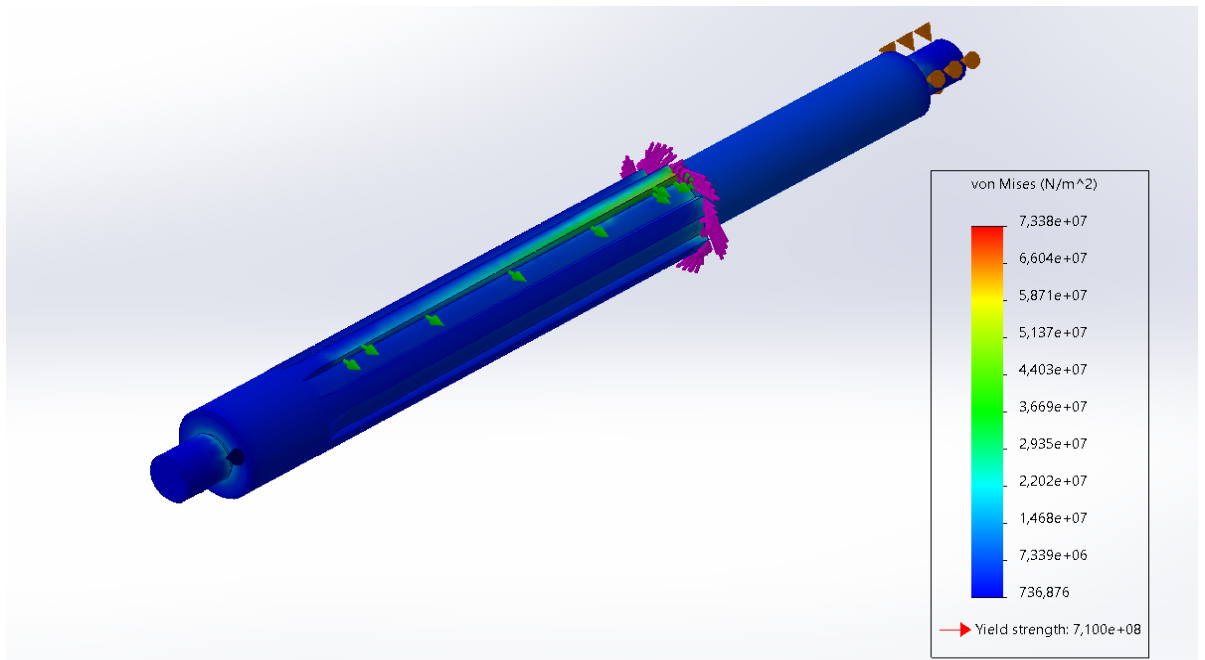


Рис. 3.4. Розрахунок напружень

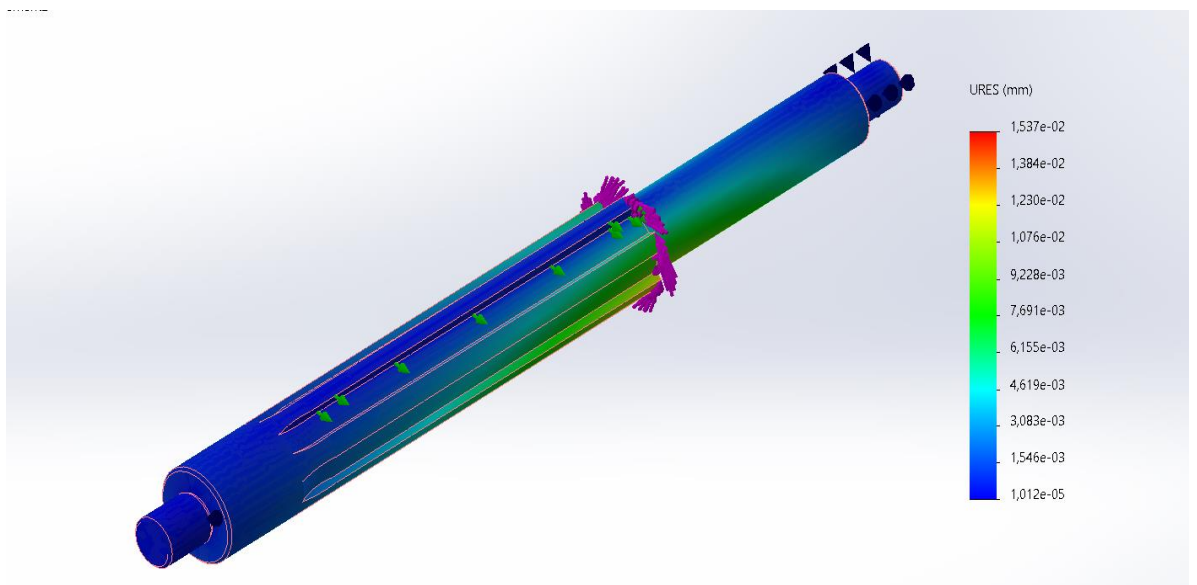


Рис. 3.5. Розрахунок переміщень

Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата

КРБ 21-229.00.00.000 ПЗ

Арк

5

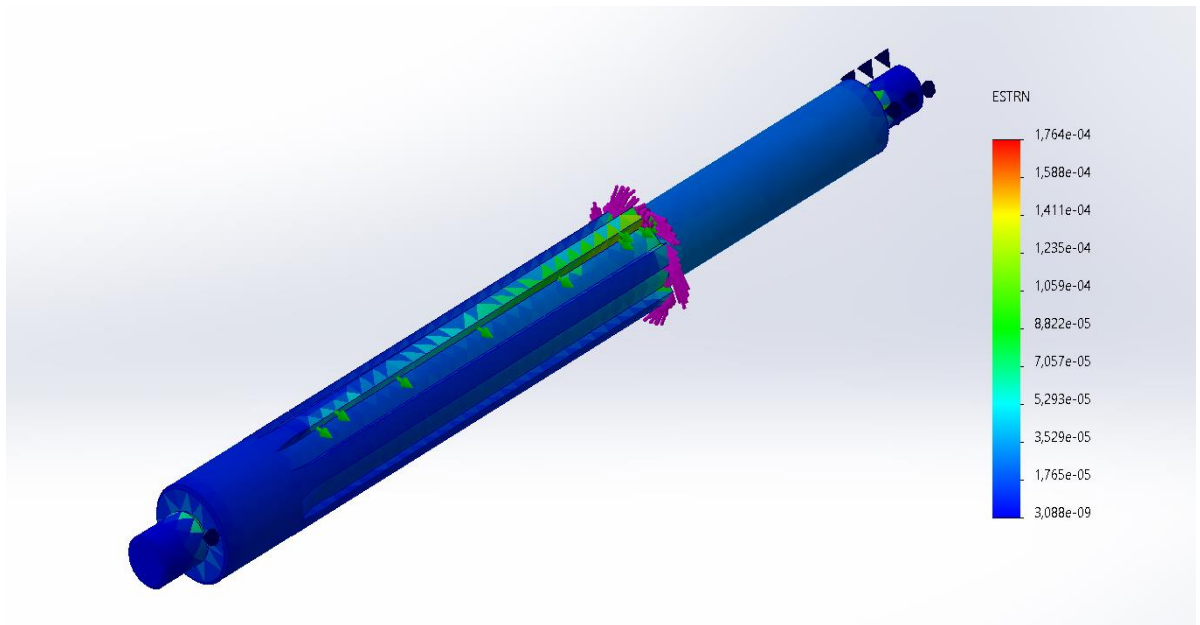


Рис.3.6. Розрахунок деформацій

За результатами автоматизованих розрахунків всі параметри вала знаходяться в допустимих межах.

3.2. Конструювання блоку зубчастих коліс

У випадку, коли через обмежену довжину маточини не можна забезпечити міцність шпонкових з'єднань деталі з валом, використовуються зубчасті з'єднання. Такі з'єднання утворюються за допомогою шліців.

Основним критерієм роботоздатності зубчастих з'єднань є опір робочих поверхонь зминанню та спрацьовуванню, яке виникає через відносні мікропереміщення навантажених поверхонь внаслідок деформацій вала та зазорів у деталях з'єднання [21,22].

В середині блоку зубчастих коліс знаходяться шліци, розмір шліців відповідно до розрахунків $s \times d \times D \times b = 6 \times 23 \times 26 \times 6$. Блок зубчастих коліс складається з двох зубчастих коліс, число зубів яких $Z_{10} = 42, Z_{11} = 28$, ширина зубчастих вінців як і першого колеса так і другого колеса $\psi_{bd} = 12$ мм. Діаметри вершин зубців та діаметрів впадин для колеса Z_{10} відповідно $d_a = 88$ мм, $d_f = 79$, для колеса Z_{11} відповідно $d_a = 60$ мм, $d_f = 51$ мм, які вибрано згідно з розрахунків розділу 2. Між зубчастими колесами

					КРБ 21-229.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		5

розташований паз діаметром $\varnothing 40$, дожиною $L=27,5$. Фаски приймаємо $1,5 \times 45^\circ$. Шорсткість профілю зубів приймаємо $Ra 2,5$, а впадин і виступів $Ra 6,3$.

3.3 Принцип роботи шпindelної бабки

У верстаті основним елементом який передає обертальний рух оброблюваній заготовці, деталі або інструменту є шпindelна бабка. В корпусі верстата 1Г325 змонтований шпindel з опорами та валики приводу різьбового копіра. Від стану шпindelної бабки дуже сильно залежить якість обробки деталей та продуктивність, тому має бути дотриманий ряд вимог, які задаються відповідними стандартами та визначається іншими чинниками, а саме: точність обертання, вібростійкість, жорсткість шпинделя, достатня несуча здатність, швидкохідність шпинделя, довговічність та допустимий нагрів підшипників [23].

Суть роботи шпindelної бабки верстата 1Г325 полягає в тому щоби забезпечити правильне переміщення різьбового копіра відносно кількості обертів шпинделя[9]. Рух від шпинделя через шестерню $z_8 = 42$, або $z_9 = 42$ передається на вал II на відповідно шестерню $z_{10} = 42$. Зміна передачі руху відбувається шляхом пересування блока із зубчастими колесами z_{10} і z_{11} . При лівому розміщенні блока рух передається з колеса z_8 на колесо z_{10} і на колесо $z_{12} = 42$, при правому розміщенні рух передається через колесо z_8 на колеса z_{10} і z_{11} , а з колеса z_{11} на колесо $z_{13} = 56$. Таким чином забезпечується дві частоти обертання третього вала шпindelної бабки. З вала шпindelної бабки рух передається через передачу гвинт-гайка передається на копір, таким чином забезпечується зміна швидкості руху копіра відносно частоти обертання шпинделя [17,27].

					КРБ 21-229.00.00.000 ПЗ	Арк
						5
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

3.4 Висновки по розділу

1. Виконано автоматизований розрахунок другого вала шпindelьної бабки в системі SolidWorks Simulation.
2. Сконструйовано блок зубчастих коліс
3. Описано принцип роботи шпindelьної бабки.

					КРБ 21-229.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		5

4. БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ ТА ОСНОВИ ОХОРОНИ ПРАЦІ

4.1 Основні причини виникнення пожеж на виробництві.

Для успішного проведення дієвих упереджувальних заходів важливо знати основні причини виникнення пожеж.

На рис.4.1 наведено причини які найчастіше призводить до пожежі , і найбільше це через необережне поводження з вогнем. На виробництві через це часто виникають пожежі при курінні в недозволених місцях та при виконанні різних вогневих робіт. Вогневими роботами вважають виробничі операції, пов'язані з використанням відкритого вогню, іскроутворенням та нагрівом деталей, устаткування, конструкцій до температур, що здатні викликати займання горючих речовин і матеріалів, парів легкозаймистих рідин. До вогневих робіт належать: газо- та електрозварювання, бензино- та газорізання, паяльні роботи, варки бітуму та смоли, механічне оброблення металу з утворенням іскор тощо.

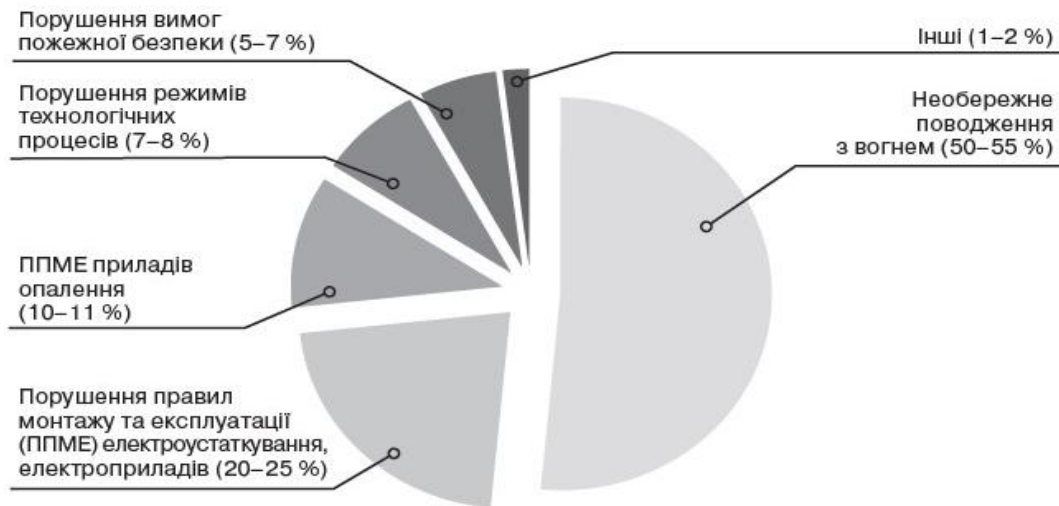


Рис. 4.1. Основні причини пожеж у виробничій сфері.

					КРБ 21-229.00.00.000 ПЗ					
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата	Безпека життєдіяльності та основи охорони праці					
Розроб.	Світановський Н.М.							Лім	Аркуш	Аркушів
Переір.	Крупа В.В.								60	69
Реценз.								ТНТУ, ФМТ, МВс-41		
Н. контр.	Кобельник В.Р.									
Зав. каф.	Кобельник В.Р.									

Також велику частину пожеж спричиняє незадовільний стан електричного устаткування та приладів, а також порушення правил їх монтажу та експлуатації. Пожежу може викликати багато чинників, серед яких: короткі замикання, несправності електроустаткування та приладів, струмові перевантаження, що виникають у силових та освітлювальних електромережах, великі значення перехідних опорів.

Внаслідок неправильного монтажу або експлуатації електроустановок, старіння або пошкодження ізоляції виникають короткі замикання. Струм короткого замикання залежить від потужності джерела струму, відстані від джерела струму до місця замикання та виду замикання. Великі струми замикання зумовлюють іскріння та нагрівання струмопровідних частин до високої температури, що може бути причиною займання ізоляції провідників та горючих будівельних конструкцій, які знаходяться поряд.

При ввімкненні до мережі додаткових споживачів струму або при зниженні напруги в мережі часто виникають струмові перевантаження. Тривале перевантаження призводить до нагрівання провідників, що може викликати займання ізоляції.

Також потенційну небезпеку виникнення пожежі або вибуху в умовах виробництва викликають і хімічні речовини, які контактують з повітрям чи водою, а також при взаємодії між собою виділяючи велику кількість теплової енергії [6].

4.2 Актуальність проблеми електробезпеки

Значний технічних прогрес не був би можливий без широкого впровадження електроустаткування, що очікувано в свою чергу викликає необхідність постійного вдосконалення вимог щодо його безпечного обслуговування та засобів захисту.

Електроенергія це рухлива сила всього сучасного життя, без нього не можуть обходитися більшість життєво необхідних систем. Але нажалі більшість людей помирають чи отримують пошкодження від електроенергії. Широке та повсякденне використання електроенергії у всіх галузях народного господарства збільшує кількість осіб котрі експлуатують електрообладнання. Тому проблема електробезпеки під час експлуатації електрообладнання

					КРБ 21-229.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		61

набуває особливого значення.

З метою запобігання подібним нещасним випадкам та підвищення рівня електробезпеки необхідно здійснювати організаційно-технічні заходи, спрямовані на поліпшення стану електробезпеки на підприємствах:

1. Для запобігання ураження електричним струмом у нормальному режимі можуть застосовуватись окремо або в поєднанні таких заходів захисту від прямого дотику(п. 1.7.55 Правил улаштування електроустановок, затверджених наказом Міністерства палива та енергетики України від 28.08.2006 р. № 305): як улаштування ізоляції струмопровідних частин; встановлення огорож;, оболонок, бар'єрів; розміщення продовжувачів поза зоною досяжності.
2. Зовнішні тимчасові електрокабелі необхідно улаштувати (підвішувати) на висоті від рівня землі (підлоги) на робочих місцях не менше ніж 2,5 м, в проходах – 3,5 м (п. 2.10 ГОСТ «Электробезопасность. Общие требования») . Не допускати прокладання електрокабелів по землі, підлозі або настилу на робочих місцях проходу до них. Забезпечувати захист кабелю живлення від випадкових пошкоджень, у тому числі перетину з гарячими, вологими та масляними поверхнями, тросами, кабелями та рукавами для газозварювання. Не допускати натягування, перекручування, перегинання кабелю, що живить електроінструмент.
3. Конструкція розподільного електрощита повинна унеможлилювати самовільний (несанкціонований) доступ неелектротехнічних працівників до його струмопровідних частин (за рахунок запірною пристрою та наявності відповідних зовнішніх приєднувальних пристроїв – розеток). Розподільний електрощит необхідно улаштувати в місцях відсутності навколишнього середовища (вологи), поза місцями проходу на робочі місця з вжиттям заходів щодо запобігання падінню електрощита.
4. Роботи з виконанням ручного електроінструменту в приміщеннях підвищеної небезпеки (наприклад, вологих приміщеннях) проводити за нарядом-допуском та з використанням безпечної напруги (до 42 В).
5. На об'єкті будівництва доцільно використовувати ручний електроінструмент II та III класів небезпеки. У разі використання електроінструменту класу I необхідно застосовувати трипроводову схему електроживлення (з використанням робочого (N) і нульового

					КРБ 21-229.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		62

(РЕ) провідника), що передбачено п. 5.2.6 Правил безпечної роботи з електроінструментом та пристроями (НПАОП 0.00-1.30-01). Не допускати експлуатацію технічно несправного або саморобного ручного електроінструменту.

6. У проектно-технологічній документації (проектні виконання робіт, технологічній карті) передбачати конкретні вимоги щодо безпечної організації робочих місць з використанням електроустановок під час виконання робіт підвищеної небезпеки. Об'єкт будівництва повинен забезпечуватись заземлюваним пристроєм та силовими електрокабелями, параметри яких мають відповідати нормативним встановленим вимогам.
7. Під час проведення навчання з питань охорони праці приділяти особливу увагу правилам безпечної експлуатації технологічних електротехнічних пристроїв та не допускати працівників до виконання робіт без перевірки знань правил безпечного поводження з ними.
8. Забезпечити постійний контроль за додержанням працівниками технологічних процесів, правил поводження з ручним електроінструментом, додержанням вимог інструкцій з охорони праці та проектно-технологічної документації. Порушників трудової і виробничої дисципліни відстороняти від роботи із засобами виробництва підвищеної небезпеки.

Також слід зазначити, що одним з ефективних заходів щодо захисту електротехнічних пристроїв від можливого витоку електроенергії внаслідок пошкодження ізоляції та ураження електричним струмом у випадку попадання людини під напругу, викликаного несправністю в електромережі, є використання пристрою захисного вимкнення [7].

					КРБ 21-229.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		63

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Проведено кінематичні розрахунок двоступеневої коробки швидкостей шпindelьної бабки, що забезпечує частоту обертання вихідного вала 1,5 або 2 оберти на оберт шпинделя .
2. Проведено силовий розрахунок коробки шпindelьної бабки, визначено модуль зубчастих коліс, частота обертання шпинделя яка повинна бути в діапазоні n_1 і $n_2 = 2000$ їх основні розміри, максимально необхідну потужність різання $N_1 = 2,3$ та $N_2 = 3,72$, максимальну силу різання $Pz_1 = 1590,7$, та $Pz_2 = 2340$, силові навантаження на вали, а також діаметри валів. Також на основі силового розрахунку визначено модуль зубчастих коліс, силові навантаження на вали, а також діаметри валів.
3. Розроблено складальне креслення шпindelьної бабки та здійснено конструювання її окремих елементів.
4. Розроблено робочі креслення окремих елементів шпindelьної бабки, а саме вала шліцевого та блоку зубчастих шестерень.

					КРБ 21-229.00.00.000 ПЗ			
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>				
<i>Розроб.</i>	Світановський Н.М				Загальні висновки	<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Перевір.</i>	Крупа В.В						64	69
<i>Реценз.</i>						<i>ТНТУ, ФМТ, МВс-41</i>		
<i>Н. Контр.</i>	Кобельник В.Р							
<i>Затверд.</i>	Кобельник В.Р							

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Балакшин Б.С. Теорія і практика технології машинобудування. Книга 1., М .: Машинобудування, 1992, 240 с.
2. Бочков В.М., Сілін Р.І., Гаврильченко О.В. Розрахунок та конструювання металорізальних верстатів: підручник; за ред. Сіліна Р.І. – Львів: Бескид Біт, 2008. – 448 с.
3. Боженко Л.І. Технологія машинобудування. Проектування та виробництво заготовок. Львів: Світ, 1996. – 368 с.
4. Буц Б.Д., Приходько В.Є., Ткачов Ю.В. Розрахунок режимів різання металів: Навч. посіб. – Д.: РВВ ДНУ, 2005. – 76 с
5. Гагалюк А. В. Генетичні алгоритми в генеративному дизайні / А. В. Гагалюк, Р. А. Скляр // Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції «Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій» до 60-річчя з дня заснування Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя та 175-річчя з дня народження Івана Пулюя, 14–15 травня 2020 року. — Т. : ТНТУ, 2020. — С.56-57. (Сучасні технології в машино - та приладобудуванні).
6. Жидецький В.У. Основи охорони праці: Підручник.- Львів: Афіша, 2005. – 318с.
7. Жидецький В.У., Джигерей В.С., Сторожук В.М. Практикум з охорони праці. Навчальний посібник/ за ред. В.У. Жидецького. – Львів: Афіша, 2000. – 352с.

					КРБ 21-229.00.00.000 ПЗ						
<i>Зм</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>	Перелік посилань			<i>Лім</i>	<i>Аркуш</i>	<i>Аркушів</i>	
<i>Розроб.</i>	Світановський Н.М									65	69
<i>Переір.</i>	Крупа В.В										
<i>Реценз.</i>											
<i>Н. контр.</i>	Кобельник В.Р									<i>ТНТУ, ФМТ, МВс-41</i>	
<i>Зав. каф.</i>	Кобельник В.Р										

8. Кобельник В.Р. Методика дослідження кінематичної точності механізму подач вертикально-свердлильних верстатів, на прикладі моделі 2Н118 / Кобельник В.Р. Кривий П.Д. // Процеси механічної обробки в машинобудуванні : зб. наукових праць. Житомир : ЖДТУ, 2010 . – Вип. 8.- С. 99-108.
9. Кобельник В. Р. Підвищення ефективності процесу свердління наскрізних отворів регулюванням подачі: дис..... канд. техн. наук, спец. 05.03.01 / Кобельник Володимир Романович – Тернопіль, 2013. – 168 с.7
10. Каталог TAEGUTEC: Металорізальний інструмент та інструментальне оснащення. TAEGUTEC, 2017. – 1627с.
11. Конструювання і розрахунок металорізальних верстатів і верстатних комплексів: Посібник до дипломного проектування для студентів спеціальності “Металорізальні верстати і системи” освітньо-кваліфікаційних рівнів “спеціаліст”, “магістр” / Укл. К.Я. Охріменко. – Черкаси: ЧДТУ, 2007. – 183с
12. Крупа В.В. Дослідження динамічних характеристик шпиндельного вузла із прутковою заготовкою / Крупа В.В., Торчило О.Р.// Актуальні задачі сучасних технологій : зб. тез доповідей міжнар. наук.-техн. конф. Молодих учених та студентів, (Тернопіль, 17–18 листоп. 2016.). Тернопіль : ТНТУ, 2016. –Т. 1. - С. 240.
13. Крупа В. В. Металорізальні інструменти з асиметричним розміщенням лез для оброблення глибоких отворів циліндрів : дис. канд. техн. наук, спец. 05.03.01 / Крупа Володимир Васильович - Тернопіль, 2015. - 185 с.
14. Крупа В.В. Теорія технічних систем: особливості побудови створення та розвитку: навчальний посібник / Володимир Крупа. – Тернопіль : Осадца Ю.В., 2023. – 308 с.
15. Кривий П.Д. Трудомісткість конструювання та виготовлення металорізальних і деревообробних верстатів: Навчальний посібник/ Кривий П.Д., Шарик М.В., Сотник І.П. – Тернопіль: ТДТУ, 2005. – 128 с.

					КРБ 21-229.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		66

16. Крижанівський В.А. Агрегатно-модульне технологічне обладнання. Ч 1. Принципи побудови агрегатно-модульного технологічного обладнання: навч. посібн. / Ю. М. Кузнєцов, А.М. Кириченко та ін.; за заг. ред. проф. Ю.М. Кузнєцова–Кіровоград, 2003 – 422с.
17. Кузнєцов Ю.М. Технологічне оснащення для високоефективної обробки деталей на токарних верстатах/ Ю.М. Кузнєцов, І.В. Луців, О.В. Шевченко, В.Н. Волошин [Текст] - К.- Тернопіль: Тернограф, 2011. -692с
18. Малярчук А.О. Конструювання та розрахунок металорізальних верстатів. Курсове проектування. Частина 1. Навчальний посібник. – Вінниця: ВНТУ, 2004. – 119 с.
19. Малярчук А.О. Конструювання та розрахунок металорізальних верстатів. Курсове проектування. Частина 2. Навчальний посібник. – Вінниця: ВНТУ, 2010. – 133 с.
20. Малярчук А.О. Приводи металорізальних верстатів та автоматизованого устаткування. Частина 1. Електропривод: Навч. посібник. – Вінниця: ВДТУ, 2001. – 114 с.
21. Мархель І.І. Деталі машин: Навч. посібник. – К.: Алерта, 2005. – 368 с
22. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: Підруч.- 2-е вид. перероб. – Львів: Афіша, 2003. – 560 с.
23. Світановський Н. Моделювання шпindelної бабки токарно-револьверного верстата / Світановський Н. // VI Міжнародна студентська науково-технічна конференція „Природничі та гуманітарні науки. Актуальні питання“, 27-28 квітня 2023. — Т. : ТНТУ, 2023. — С. 231. — (Механічна інженерія).
24. Сімора С.М. Дослідження методів обробки важкооброблюваних матеріалів / Сімора С. М., Олійник М. В. // Матеріали VI Міжнародної науково - технічної конференції молодих учених та студентів / В 3 т. – Тернопіль: Тернопільський національний технічний університет ім. І.Пулюя (м. Тернопіль, 16-17 листопада 2017 р.), 2017.- Т. 1. с. 143.

					КРБ 21-229.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		67

25. Склярів Р., Шанайда В. Використання багатофункціонального пакету MathCad при прогнозуванні параметрів металорізальних верстатів. Збірник тез доповідей XVI наукової конференції Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя, 2012, С. 69.
26. Стадник В. А. Вибір електродвигуна, кінематичний та силовий розрахунки механічного приводу. Розрахунок і конструювання передач гнучкою в'яззю / В. А. Стадник. – Київ, 2012. – 57 с.
27. Сторож Б.Д., Карпик Р.Т., Точність верстатних пристроїв машинобудівного виробництва: Навчальний посібник. – Івано – Франківськ; Хмельницький: ХНУ, 2004.
28. Шанайда В.В. Пакет MathCAD в інженерних розрахунках/ Шанайда В.В. – Тернопіль: Видавництво ТДТУ, 2001. – 163 с.
29. Шевченко, О. В. Підвищення точності обробки на токарних автоматизованих верстатах шляхом мікрорегулювання положення різця / О. В. Шевченко, Т. Г. Гримуд // Вісник НТУУ «КПІ». Машинобудування : збірник наукових праць. – 2010. – № 59. – С. 59–64.

					КРБ 21-229.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		68

ДОДАТКИ

					КРБ 21-229.00.00.000 ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум	Підпис	Дата		69