

Міністерство освіти і науки України

Луцький національний технічний університет

(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет робототехніки та штучного інтелекту

(повне найменування факультету)

Кафедра робототехніки

(повна найменування кафедри)

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
ЗА СТУПЕНЕМ ВИЩОЇ ОСВІТИ «БАКАЛАВР»**

**РОЗРОБКА ВЕРСТАТІВ З АВТОМАТИЗОВАНИМ ЦИКЛОМ
ОБРОБКИ КУЛАЧКІВ СВЕРДЛИЛЬНОГО ПАТРОНУ НА БАЗІ
ВЕРТИКАЛЬНО-ПРОТЯЖНОГО ВЕРСТАТА**

спеціальність 131 Прикладна механіка
(шифр і назва спеціальності)

освітня програма «Металообробне обладнання та роботизовані виробничі
системи»
(назва освітньої програми)

Виконав: здобувач вищої освіти
групи ІМ(МОРВС)-42
Ільчук Дмитро Миколайович

(підпис)

Керівник:
к.т.н., доцент
Редько Ростислав Григорович

(підпис)

Кваліфікаційну роботу
допущено до захисту
«__» _____ 20__ р.
Гарант освітньої програми:
к.т.н., доцент
Придальний Борис Іванович

(підпис)

Луцьк – 2026 року

ЛУЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
(повне найменування вищого навчального закладу)

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

_____ Р. Редько

“ _____ ” _____ 2026 р.

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧУ ВИЩОЇ ОСВІТИ

Ільчуку Дмитру Миколайовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема кваліфікаційної роботи: *Розробка верстатів з автоматизованим циклом обробки кулачків свердлильного патрону на базі вертикально-протяжного верстата*

Керівник роботи: *Редько Ростислав Григорович, к.т.н., доцент,*
затверджені наказом закладу вищої освіти від «31» грудня 2025 р., № 962/01-07

2. Строк подання здобувачем вищої освіти кваліфікаційної роботи «01» червня 2026 р.

3. Вихідні дані до роботи: Конструкторсько-технологічна документація, відгуки підприємств про роботу обладнання, паспорти верстатів, покращення технологічних параметрів вертикально-протяжних верстатів, підвищення ефективності та продуктивності процесу виготовлення кулачків свердлильних патронів

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

Анотації. Вступ. 1. Аналітичний огляд та обґрунтування напрямку розробки. 2. Технологічна частина. 3. Розрахунок елементів та вузлів верстата. 4. Охорона праці. Висновки і пропозиції. Список використаних джерел. Додатки

5. Перелік графічного (ілюстративного) матеріалу:

Загальний вигляд верстата – 2 листи (ф.А4), завантажувальний пристрій і механізм повороту столу – 2 листи (ф.А4), пристрій для базування та кріплення деталей – 2 листи (ф.А4), гідропривід механізму повороту столу – 1 лист (ф.А4)

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв

7. Дата видачі завдання 03.03.2026 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Термін виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1.	<i>Аналітичний огляд та обґрунтування напряму розробки</i>	14.03.26	
2.	<i>Технологічна частина</i>	02.04.26	
3.	<i>Розрахунок елементів та вузлів верстата</i>	25.04.26	
4.	<i>Охорона праці</i>	20.05.26	
5.	<i>Оформлення графічної частини та презентації</i>	28.05.26	
6.	<i>Інструментальна перевірка на академічний плагіат</i>	30.05.26	
7.	<i>Представлення роботи до захисту</i>	01.06.26	

Здобувач вищої освіти

(підпис) Ільчук Д.М.
(прізвище та ініціали)

Керівник кваліфікаційної роботи

(підпис) Редько Р.Г.
(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Ільчук Д.М. Розробка верстатів з автоматизованим циклом обробки кулачків свердлильного патрону на базі вертикально-протяжного верстата. Рукопис.

Кваліфікаційна робота бакалавра ОП «Металообробне обладнання та роботизовані виробничі системи» спеціальності 131 Прикладна механіка. Луцький національний технічний університет. Луцьк, 2026.

Кваліфікаційна робота бакалавра складається зі вступу, 4 розділів, висновків і пропозицій, списку використаних джерел, додатків (згідно структури кваліфікаційної роботи, затвердженої кафедрою).

В пояснювальній записці наводяться всі необхідні розрахунки, вона містить всі необхідні розділи і повністю відповідає встановленим вимогам. У першому розділі роботи наведено службове призначення та конструктивно-технологічні особливості кулачків свердлильного патрону, аналіз існуючих методів та технологічних процесів обробки кулачків, а також технічну характеристику та аналіз конструкції базового вертикально-протяжного верстата МА-297.007. В 2 розділі виконано аналіз технологічності конструкції деталі «Кулачок», розрахунок припусків на обробку та визначення режимів різання, розрахунок зусиль протягування та вибір геометрії різального інструменту, проектування операційного технологічного процесу в умовах автоматизованого циклу. В третьому розділі виконані розрахунки елементів та вузлів верстата, зокрема рейкової передачі механізму повороту стола, втрати на тертя у приводі механізму повернення столу, розрахунок технічних характеристик гідроприводів, кулачкової муфти включення механізму повернення стола тощо. Розроблені, також, заходи з охорони праці та техніки безпеки.

Ключові слова: металорізальний верстат, вертикально-протяжний верстат, кулачки свердлильних патронів, технологічний процес, деталь, режими різання, технологічна оснастка.

ABSTRACT

Ilchuk D.M. Development of machines with an automated cycle of processing the cams of a drill chuck based on a vertical-broaching machine. Manuscript.

Bachelor's qualification work OP "Metalworking equipment and robotic production systems" specialty 131 Applied mechanics. Lutsk National Technical University. Lutsk, 2026.

Bachelor's qualification work consists of an introduction, 4 sections, conclusions and proposals, a list of sources used, appendices (according to the structure of the qualification work approved by the department).

The explanatory note provides all the necessary calculations, it contains all the necessary sections and fully meets the established requirements. The first section of the work presents the service purpose and design and technological features of the cams of the drill chuck, an analysis of existing methods and technological processes for machining the cams, as well as technical characteristics and analysis of the design of the basic vertical-broaching machine MA-297.007. In the second section, an analysis of the manufacturability of the design of the part "Cam", calculation of machining allowances and determination of cutting modes, calculation of broaching efforts and selection of cutting tool geometry, design of the operational technological process under automated cycle conditions. In the third section, calculations of the elements and components of the machine are performed, in particular, the rack transmission of the table rotation mechanism, friction losses in the drive of the table return mechanism, calculation of technical characteristics of hydraulic drives, cam clutch for switching on the table return mechanism, etc. Occupational health and safety measures are also developed.

Keywords: metal-cutting machine tool, vertical boring machine, drill chuck jaws, technological process, part, cutting modes, technological equipment.

	ВСТУП.....	8
1.	АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД ТА ОБҐРУНТУВАННЯ НАПРЯМКУ РОЗРОБКИ	10
1.1.	Службове призначення та конструктивно-технологічні особливості кулачків свердлильного патрону	10
1.2.	Аналіз існуючих методів та технологічних процесів обробки кулачків	11
1.3.	Технічна характеристика та аналіз конструкції базового вертикально-протяжного верстата МА-297.007	12
1.4.	Обґрунтування необхідності автоматизації циклу обробки та постановка завдань проектування	13
2.	ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА	14
2.1.	Аналіз технологічності конструкції деталі «Кулачок»	14
2.2.	Розрахунок припусків на обробку та визначення режимів різання	15
2.3.	Розрахунок зусиль протягування та вибір геометрії різального інструменту	16
2.4.	Проектування операційного технологічного процесу в умовах автоматизованого циклу	17
3.	РОЗРАХУНОК ЕЛЕМЕНТІВ ТА ВУЗЛІВ ВЕРСТАТА	19
3.1.	Розрахунок рейкової передачі механізму повороту стола	19
3.2.	Геометричний розрахунок циліндричної передачі механізму повернення стола	23
3.3.	Перевірний розрахунок валів механізму повернення стола	27
3.4.	Перевірний розрахунок шпоночного з'єднання	28
3.5.	Розрахунок втрати на тертя у приводі механізму повернення стола	29

3.6.	Розрахунок технічних характеристик гідроприводів	28
3.7.	Розрахунок кулачкової муфти включення механізму повернення стола	35
3.8.	Розрахунок напрямних кочення супорта	38
3.9.	Розрахунок зубчатого вінця фіксації поворотного столу	41
3.10.	Розрахунок ланцюгової передачі приводу транспортера	44
4.	ОХОРОНА ПРАЦІ	47
	ВИСНОВКИ І ПРОПОЗИЦІЇ.....	52
	СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	53
	ДОДАТКИ.....	55

ВСТУП

Актуальність теми. Сучасний розвиток машинобудівного комплексу вимагає безперервного підвищення продуктивності праці, зниження собівартості продукції та забезпечення високої точності виготовлення деталей. Одним із найефективніших методів чистової та напівчистової обробки фасонних поверхонь є протягування, яке характеризується високою концентрацією технологічних операцій та значною продуктивністю.

Свердлильні патрони є невід'ємною частиною технологічного оснащення верстатів, а їхні кулачки – відповідальними деталями, що працюють в умовах знакозмінних навантажень і вимагають високої точності взаємного розташування поверхонь. Традиційні технології обробки кулачків часто передбачають використання універсального обладнання з великою часткою ручної праці, що обмежує продуктивність і збільшує вплив людського фактору на якість виробів.

Модернізація існуючого парку обладнання, зокрема вертикально-протяжного верстата моделі МА-297.007, шляхом розробки та впровадження автоматизованого циклу обробки є високоефективним рішенням. Це дозволяє інтегрувати верстат у сучасні гнучкі виробничі системи, скоротити допоміжний час на завантаження-вивантаження деталей, забезпечити стабільну точність та знизити собівартість серійного виробництва кулачків свердлильних патронів. Окреслений комплекс питань зумовлює актуальність і практичну цінність теми кваліфікаційної роботи.

Мета дослідження: підвищення ефективності та продуктивності процесу виготовлення кулачків свердлильних патронів шляхом розробки верстата з автоматизованим циклом обробки на базі модернізації вертикально-протяжного верстата моделі МА-297.007.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі *завдання*:

1. Проаналізувати конструктивно-технологічні особливості деталі «Кулачок» та вивчити технічні можливості базового верстата МА-297.007.
2. Спроекувати прогресивний технологічний процес протягування поверхонь кулачка в умовах автоматизованого виробництва.

					026Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3. Розрахувати режими різання, зусилля протягування та спроектувати оптимальну геометрію різального інструменту.

4. Розробити конструкцію автоматизованого затискного пристрою та механізму завантаження-вивантаження заготовок.

5. Скласти циклограму роботи обладнання та розробити принципову схему системи керування автоматизованим циклом верстата.

6. Виконати інженерні розрахунки елементів верстата на міцність та жорсткість.

7. Оцінити заходи з охорони праці та техніки безпеки.

Об'єкт дослідження: технологічний процес та обладнання для механічної обробки деталей типу «Кулачок» методом вертикального протягування.

Предмет дослідження: засоби автоматизації, конструктивні елементи модернізації та система керування вертикально-протяжним верстатом МА-297.007 для забезпечення автоматизованого циклу обробки.

Методи дослідження. При виконанні кваліфікаційної роботи використано основні положення технології машинобудування, теорії різання металів, методи проектування металорізальних верстатів та систем автоматизації, а також загальнотехнічні методи розрахунку елементів конструкцій на міцність із застосуванням сучасного прикладного програмного забезпечення (CAD/CAE систем).

					026Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД ТА ОБҐРУНТУВАННЯ НАПРЯМКУ РОЗРОБКИ

1.1. Службове призначення та конструктивно-технологічні особливості кулачків свердлильного патрону

Свердлильний патрон є одним із найпоширеніших видів технологічного оснащення, що використовується для закріплення різального інструменту з циліндричним хвостовиком (свердел, розверток, зенкерів) на металорізальних верстатах різного типу. Ключовим виконавчим елементом трикулачкового патрона є кулачок.

Службове призначення кулачка полягає у надійному базуванні, центруванні та затисканні інструменту з метою сприйняття та передачі крутного моменту та осового зусилля різання під час обробки.

Конструктивно кулачок свердлильного патрона є складною малогабаритною деталлю, яка має кілька функціональних поверхонь:

1. Робоча затискна поверхня (призма або площа) – безпосередньо контактує з хвостовиком інструменту. Вона повинна мати високу твердість, зносостійкість та точність геометричної форми для запобігання прокручуванню інструменту.

2. Напрямні (пази, виступи або циліндричні поверхні) – забезпечують точне переміщення кулачка в пазах корпусу патрона під кутом до його осі. Вимагають високої точності взаємного розташування та низької шорсткості для мінімізації тертя.

3. Різьбова або гвинтова ділянка (елемент зачеплення) – взаємодіє з регулювальною гайкою або обоймою патрона для забезпечення синхронного переміщення всіх трьох кулачків при затисканні.

З огляду на важкі умови роботи (значні питомі тиски, циклічні навантаження, тертя ковзання), кулачки виготовляють із високоякісних легованих або цементованих сталей, таких як сталь 40Х, 20Х, 18ХГТ або 9ХС. Технологічний маршрут виготовлення обов'язково включає термічну обробку (об'ємне гартування

					026Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

або цементацию з наступним гартуванням) для досягнення твердості робочих поверхонь HRC 52...58.

1.2. Аналіз існуючих методів та технологічних процесів обробки кулачків

Аналіз діючих машинобудівних виробництв показує, що виготовлення кулачків свердлильних патронів здійснюється кількома основними методами залежно від типу виробництва (серійне, масове):

1. Фрезерування на верстатах з ЧПК. Забезпечує високу гнучкість переналагодження. Проте метод має обмежену продуктивність через послідовний характер обробки кожної поверхні кінцевими чи дисковими фрезами, а також високу вартість інструменту та значні витрати часу на один виріб у масовому виробництві.

2. Шліфування (фасонне або профільне). Використовується переважно як фінішна операція після термічної обробки для досягнення параметрів шорсткості $Ra \leq 0,63$ мкм. Застосування шліфування як основного методу формоутворення на попередніх етапах є економічно недоцільним через низьку швидкість зняття великих припусків.

3. Протягування (вертикальне або горизонтальне зовнішнє протягування). Є найбільш прогресивним методом для обробки відкритих фасонних профілів кулачка у серійному виробництві.

Переваги методу протягування:

- найвища продуктивність серед усіх методів лезової обробки за рахунок великої сумарної довжини одночасно працюючих різальних кромки.
- висока точність обробки (до 6-7 квалітету) та низька шорсткість поверхні (Ra 1,25...0,63 мкм) за один робочий хід завдяки наявності калібруючих зубів на інструменті.
- висока стійкість інструменту (протяжки) та низька собівартість операції у перерахунку на одну деталь.

Головним стримуючим фактором широкого впровадження протягування на універсальних верстатах є тривалий допоміжний час, пов'язаний із ручним

					026Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						11
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

встановленням, базуванням та зняттям дрібних деталей (кулачків), що нівелює високу швидкість самого процесу різання.

1.3. Технічна характеристика та аналіз конструкції базового вертикально-протяжного верстата МА-297.007

Для модернізації обрано вертикально-протяжний верстат моделі МА-297.007, призначений для зовнішнього протягування. Верстат має вертикальну компоновку, що забезпечує жорсткість конструкції та економить виробничу площу.

Основні технічні характеристики базового верстата мод. МА-297.007:

- Номінальне зусилля протягування: 40 кН (4 тони).
- Максимальний хід робочої каретки: 800 мм.
- Швидкість робочого ходу (регульована): 1,5...12 м/хв.
- Швидкість зворотного (холостого) ходу: до 20 м/хв.
- Привід робочих органів: гідравлічний.

Конструктивні особливості та аналіз недоліків базової моделі: базовий верстат оснащений стаціонарним або переставним столом, на якому монтується ручне або просте механізоване пристосування для затиску однієї деталі. Рух робочої каретки з закріпленою на ній протяжкою здійснюється за допомогою головного гідроциліндра.

Недоліки, що заважають ефективній обробці кулачків патрона:

1. Ручне завантаження. Оператор змушений вручну позиціонувати малу заготовку (кулачок) у затискному пристрої, що небезпечно через близькість різального інструменту та призводить до значних втрат часу.

2. Відсутність автоматичного вивантаження. Після завершення робочого ходу деталь розкріплюється вручну, що збільшує штучний час обробки.

3. Релейно-контактна система керування. Базова електрична схема побудована на застарілих елементах (реле, магнітні пускачі), які мають низьку надійність, обмежені можливості діагностики помилок та не дозволяють гнучко синхронізувати роботу верстата із периферійними автоматичними пристроями подачі заготовок.

					026Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.4. Обґрунтування необхідності автоматизації циклу обробки та постановка завдань проектування

Проведений аналіз показує чітке технологічне протиріччя: основний час процесу протягування кулачка на верстаті МА-297.007 триває лише кілька секунд, тоді як допоміжний час (встановлення, затискання, контроль, розтискання, зняття деталі) перевищує його у 3–5 разів. Це суттєво обмежує коефіцієнт технічного використання обладнання.

Автоматизація робочого циклу верстата МА-297.007 дозволить:

- повністю усунути ручну працю на етапах завантаження-вивантаження заготовок;
- скоротити допоміжний час до мінімуму ($t_{\text{доп}} \leq 1,5 \dots 2$ сек), узгодивши його із часом зворотного ходу протяжки;
- виключити людський фактор, стабілізувавши зусилля затиску, що безпосередньо підвищить точність обробки кулачків;
- забезпечити безпеку праці оператора, вивівши його з зони різання.

Постановка завдань проектування для кваліфікаційної роботи. Для усунення зазначених недоліків та реалізації автоматизованого циклу обробки кулачків у межах даної кваліфікаційної роботи необхідно вирішити такі конструкторсько-технологічні завдання:

1. Розробити автоматизоване високовиробниче пристосування для базування та швидкого затискання кулачка з гідравлічним або пневматичним приводом.

2. Спроекувати завантажувальний пристрій (наприклад, шибєрний або лотковий живильник з магазином-накопичувачем) для автоматичного подавання заготовок на позицію обробки.

3. Розробити надійний механізм скидання (вивантаження) готових деталей у тару після закінчення робочого ходу.

4. Модернізувати гідросистему верстата для забезпечення чіткої послідовності дій: *«подача заготовки – затискач – робочий хід каретки – вивантаження деталі – холостий хід каретки у вихідне положення»*.

5. Виконати необхідні розрахунки елементів та вузлів верстата.

					026Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						13
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2

ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА

2.1. Аналіз технологічності конструкції деталі «Кулачок»

Деталь «Кулачок свердлильного патрона» є відповідальним елементом затискного механізму. Вона працює в умовах значних контактних навантажень, тертя та циклічних напружень. Конструктивні та матеріалознавчі особливості:

- матеріал деталі: сталь 40Х ДСТУ 4543-91 (або аналог 20Х з цементацією). Це хромиста конструкційна сталь, що забезпечує високу міцність серцевини та відмінну зносостійкість після термообробки;

- твердість: після гартування й низького відпуску твердість робочих поверхонь становить HRC 52...56, що вимагає точного розподілу припусків між чорною обробкою (до гартування) та чистовим калібруванням/шліфуванням (після гартування).

Операція протягування виконується на заготовці у стані постачання (відпал або нормалізація, твердість не більше HB 217), що забезпечує оптимальну оброблюваність різанням.

Оцінка технологічності для операції вертикального протягування: конструкція кулачка є технологічною для зовнішнього вертикального протягування з огляду на такі чинники:

1. Наявність наскрізного профілю: оброблювані фасонні поверхні (напрямні пази або затискна призма) є відкритими та розташовані вздовж однієї прямолінійної осі, що дозволяє інструменту (протяжці) вільно проходити наскрізь.

2. Жорсткість деталі: попри відносно малі габаритні розміри (35x18x12 мм), деталь має монолітну форму без тонких стінок, що мінімізує деформації під дією значних радіальних і осьових сил протягування (P_z , P_y).

3. Базування: наявність чітких плоских поверхонь дозволяє реалізувати класичну схему базування за правилом «шести точок» (три точки на широку основу, дві на бічну сторону, одна на торець-упор) для жорсткої фіксації в автоматизованому пристосуванні.

					026Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						14
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2. Розрахунок припусків на обробку та визначення режимів різання

При протягуванні загальний припуск знімається не за рахунок руху подачі верстата, а завдяки підйому (перевищенню) кожного наступного зуба протяжки над попереднім.

2.2.1. Визначення припуску та підйому на зуб.

Загальний припуск на сторону (Z_0): для габаритів кулачка і методу отримання заготовки (точне штампування або прокат) припуск на сторону становить $Z_0 = 2,0$ мм.

Подача на зуб (підйом зуба на сторону a_z): для чорнових (різальних) зубів протяжки: $a_{z,ч} = 0,04 \dots 0,06$ мм/зуб. Приймаємо $a_{z,ч} = 0,05$ мм/зуб. Для чистових зубів: $a_{z,чист} = 0,01 \dots 0,02$ мм/зуб. Приймаємо $a_{z,чист} = 0,015$ мм/зуб.

2.2.2. Розрахунок кількості зубів протяжки. Кількість чорнових зубів ($z_{ч}$) визначається за формулою:

$$z_{ч} = \frac{Z_0 - Z_{чист}}{a_{z,ч}}$$

де: $Z_{чист}$ – припуск на чистову обробку (приймаємо $Z_{чист} = 0,15$ мм).

$$z_{ч} = \frac{2,0 - 0,15}{0,05} = \frac{1,85}{0,05} = 37 \text{ зубів}$$

Кількість чистових зубів:

$$z_{чист} = \frac{Z_{чист}}{a_{z,чист}} = \frac{0,15}{0,015} = 10 \text{ зубів}$$

Для калібрування профілю та забезпечення точності розмірів додаємо $z_{кал}=5$ калібруючих зубів (їхній розмір однаковий і підйом $a_z = 0$).

Загальна кількість зубів секції протяжки:

$$z_{заг} = 37 + 10 + 5 = 52 \text{ послідовних зубів.}$$

2.2.3. Визначення швидкості різання. Швидкість різання (v) при протягуванні обмежується стійкістю інструменту, динамікою верстата та вимогами до шорсткості поверхні. Для інструментальної швидкорізальної сталі Р6М5 і обробки сталі 40Х нормативна швидкість становить $v = 4 \dots 8$ м/хв. Враховуючи можливості гідроприводу верстата МА-297.007 та автоматизований цикл, приймаємо $v = 6$ м/хв.

					026Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3. Розрахунок зусиль протягування та вибір геометрії різального інструменту

Правильний розрахунок сили різання необхідний для перевірки верстата за номінальним зусиллям ($Q_{\text{ном}} = 40 \text{ кН}$) та розрахунку елементів затискного механізму.

2.3.1. Геометричні параметри зубів протяжки. Для обробки конструкційної сталі 40Х приймаємо такі кути різання:

Передній кут для чорнових зубів: $\gamma = 15^\circ$.

Задній кут для чорнових зубів: $\alpha = 3^\circ$.

Задній кут для калібруючих зубів: $\alpha_{\text{кал}} = 1^\circ$.

Крок зубів протяжки (t) визначається за емпіричною формулою залежно від довжини протягування деталі ($L_{\text{деталі}} = 35 \text{ мм}$):

$$t = (1,25 \dots 1,5) \cdot \sqrt{L_{\text{деталі}}} = 1,35 \cdot \sqrt{35} \approx 8 \text{ мм}$$

2.3.2. Максимальна кількість одночасно працюючих зубів.

$$z_{\text{max}} = \frac{L_{\text{деталі}}}{t} + 1 = \frac{35}{8} + 1 = 4,375 \rightarrow \text{Приймаємо } z_{\text{max}} = 5 \text{ зубів.}$$

2.3.3. Розрахунок сили протягування (P_z). Головна складова сили різання (осьове зусилля) визначається за формулою:

$$P_z = C_p \cdot B \cdot a_{\text{з.ч}}^{x_p} \cdot z_{\text{max}} \cdot K_v$$

де: $C_p = 1900$, $x_p = 0,85$ – коефіцієнти для сталі 40Х;

$B = 18 \text{ мм}$ – сумарна ширина оброблюваної поверхні (ширина кулачка);

$K_v = 1,0$ – поправочний коефіцієнт на швидкість різання.

Підставляємо значення:

$$P_z = 1900 \cdot 18 \cdot 0,05^{0,85} \cdot 5 \cdot 1,0$$

Виконаємо розрахунок складової $0,05^{0,85} = 0,0783$:

$$P_z = 34200 \cdot 0,0783 \cdot 5 = 13389 \text{ Н} \approx 13,4 \text{ кН.}$$

Перевірка верстата за потужністю (зусиллям):

$$P_z \leq Q_{\text{ном}} \cdot \eta \rightarrow 13,4 \text{ кН} \leq 40 \text{ кН} \cdot 0,85 \rightarrow 13,4 \text{ кН} \leq 34 \text{ кН.}$$

					026Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						16
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Умова виконується, верстат МА-297.007 має достатній запас по тяговому зусиллю гідроциліндра.

2.4. Проектування операційного технологічного процесу в умовах автоматизованого циклу

Впровадження завантажувального пристрою та автоматичного гідрофікованого пристосування суттєво змінює структуру технологічної операції, перетворюючи її з ручної на автоматичну. Структура операції протягування кулачка:

1. Позиція А: Завантажувальна. Заготовки кулачків під дією власної ваги опускаються по похилому лотку магазину-накопичувача до відсікача.

2. Позиція Б: Робоча зона (Стіл верстата). Перехід 1: Шибер завантажувального механізму переміщує одну заготовку на дзеркало пристосування до упору (орієнтація за технологічними базами). Перехід 2: Гідропривід затискає кулачок. Сигнал від реле тиску дозволяє увімкнення головного ходу. Перехід 3: Робочий хід каретки вниз зі швидкістю $v=6$ м/хв. Відбувається послідовне чорнове, чистове протягування та калібрування профілю. Подача МОР (емульсія 5% сульфозфрезолу) виконується автоматично. Перехід 4: Каретка досягає нижньої точки. Гідропривід розтискає деталь. Пневматичний або механічний скидач видаляє готовий кулачок у тару. Перехід 5: Зворотний (холостий) хід каретки вгору на швидкості $v_x = 15$ м/хв. Очищення інструменту від стружки повітряним обдувом. Перехід 6: Повторення циклу для наступної деталі.

Розрахунок штучного часу ($t_{шт}$) операції в автоматизованому циклі: Штучний час складається з основного (технологічного) та допоміжного часу:

$$t_{шт} = t_o + t_{доп}.$$

1. Основний час (t_o):

$$t_o = \frac{L_{робочого\ ходу}}{1000 \cdot v} = \frac{L_{протяжки} + L_{деталі} + L_{врізання}}{1000 \cdot v}$$

Довжина протяжки: $L_{протяжки} = z_{заг} \times t = 52 \times 8 = 416$ мм. Приймаємо загальний хід каретки з урахуванням перебігів $L_{робочого\ ходу} = 500$ мм.

					026Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						17
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$t_o = \frac{500}{1000 \cdot (6/60)} = \frac{500}{100} = 5 \text{ секунд.}$$

2. Допоміжний час ($t_{\text{доп}}$): включає час на автоматичну подачу, затиск, розтиск, скидання деталі та швидкий зворотний хід каретки (t_x).

$$t_x = \frac{500}{1000 \cdot (15/60)} = 2 \text{ секунди.}$$

Час на спрацьовування автоматики затиску/подачі становить 1,5 секунди.

$$t_{\text{доп}} = 2 + 1,5 = 3,5 \text{ секунди.}$$

3. Повний штучний час обробки однієї деталі:

$$t_{\text{шт}} = 5 + 3,5 = 8,5 \text{ секунд.}$$

Завдяки автоматизації циклу штучний час зменшився у 3,5 рази порівняно з базовим верстатом, де ручне встановлення та розкріплення тривало близько 25–30 секунд.

					026Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						18
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3

РОЗРАХУНОК ЕЛЕМЕНТІВ ТА ВУЗЛІВ ВЕРСТАТА

3.1. Розрахунок рейкової передачі механізму повороту стола

Основна сила на рейці, вона є дотичною силою на шестерні $F_t = 9220 \text{ Н}$.

Швидкість руху рейки $V = 2,19 \text{ м/хв}$.

Матеріал рейки та зубчастого колеса – сталь 20Х ДСТУ 4543-91, твердість $HV = 197$.

Термообробка: цементация HRC 56...63.

Передатне число: $u = 1,28$.

Розраховуємо допустимі напруги для цієї пари:

- Контактна напруга: $[\sigma_u] = \frac{\sigma_u^0 \lim 2}{S_u}$,

де, $\sigma_u^0 \lim 2$ - межа тривалої витривалості; S_u - коефіцієнт безпеки, $S_u = 1,2$,

$$\sigma_u^0 \lim 2 = 23URC, \quad \sigma_u^0 \lim 2 = 23 \cdot \frac{56+63}{2} = 1369 \text{ Мпа.}$$

Тоді: $[\sigma_u] = \frac{1369}{1,2} = 1140,4 \text{ Мпа.}$

Коефіцієнт навантаження:

$$k_H = k_{u\alpha} \cdot k_{u\beta} \cdot k_{uv},$$

де: $k_{u\alpha}$ – коефіцієнт розподілу навантаження, $k_{u\alpha} = 1$;

$k_{u\beta}$ – коефіцієнт концентрації навантаження, $k_{u\beta} = 1,24$, табл. 4.7 стор. 93 [7];

k_{uv} – коефіцієнт динамічності, $k_{uv} = 1,07$, табл. 4.11 стор. 96 [7];

$$k_H = k_{u\alpha} \cdot k_{u\beta} \cdot k_{uv} = 1 \cdot 1,24 \cdot 1,07 = 1,33.$$

Напруження згину:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_F^0 \lim}{S_F},$$

де: $\sigma_F^0 \lim$ - межа тривалої вносливості;

S_F - коефіцієнт безпеки, $S_F = 1,55$, табл. 4.6 стор. 90 [7];

					026Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

$\sigma_F^0 \text{ lim} = 800 \text{ МПа, табл. 4.6 стор. 90 [7].}$

Тоді: $[\sigma_F] = \frac{800}{1,55} = 5,16 \text{ МПа.}$

Коефіцієнт навантаження: $k_F = k_{F\alpha} \cdot k_{F\beta} \cdot k_{Fv}$,

де: $k_{F\alpha}$ – коефіцієнт розподілу навантаження, $k_{F\alpha} = 1$;

$k_{F\beta}$ – коефіцієнт концентрації, $k_{F\beta} = 1,16$, табл. 4.8 стр. 94 [7];

k_{Fv} – коефіцієнт динамічності, $k_{Fv} = 4,12$, табл. 4.12 стр. 97 [7]

$k_F = 1 \cdot 1,16 \cdot 1,07 = 1,24$.

Виходячи із значень допустимих напружень розраховуємо попереднє значення ділильного діаметра шестерні:

$$d_1' = \frac{480}{[\sigma_F]} \sqrt{\frac{F_t \cdot k_u}{\psi_\alpha}},$$

де: ψ_α – коефіцієнт ширини, $\psi_\alpha = 0,66$, стор. 107 [7];

$$d_1' = 1140 \frac{480}{1140,4} \sqrt{\frac{9220 \cdot 1,33}{0,66}} = 57,3 \text{ мм.}$$

Попереднє значення модуля:

$$m' = \frac{4,5 \cdot F_t \cdot k_F}{\psi_d \cdot d_1' \cdot [\sigma_F]} = \frac{4,5 \cdot 9220 \cdot 1,24}{0,66 \cdot 57,3 \cdot 5,16} = 2,63$$

Приймаємо $m = 3$.

Число зубів шестерні:

$$z_1' = \frac{d_1'}{m} = \frac{57,3}{3} = 19,1$$

Округлюємо z_1' до цілого числа й уточнюємо значення ділильного діаметра

$$d_1 = m \cdot z = 3 \cdot 19 = 57 \text{ мм.}$$

З отриманих даних розраховуємо фактичні напруження у цій парі.

Фактичне напруження:

- контактне

$$\sigma_N = k \cdot \frac{u+1}{a \cdot u} \sqrt{\frac{u+1}{b} \cdot T_p},$$

					026Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де: k – коефіцієнт, $k=315$ для прямозубих передач, стор. 98 [7];

a – міжосьова відстань;

b – ширина зубчастого вінця;

T_p – розрахунковий крутний момент.

Міжосьову відстань визначаємо за формулою:

$$a = (u + 1) \sqrt[3]{\left(\frac{k}{[\sigma_N] \cdot u} \right)^2 \cdot \frac{T_p}{\psi_d}},$$

де: $k = 315$.

Розрахунковий крутний момент дорівнює:

$$T_p = T_{\max} \cdot k_{H\theta} \cdot k_H,$$

де: $T_{\max}$ – найбільший момент за нормального проходження технологічного процесу;

$k_{H\theta}$ – коефіцієнт довговічності;

k_H – коефіцієнт навантаження.

$$k_{H\theta} = k_{uE} \cdot \sqrt[3]{\frac{N}{N_{Hb}}},$$

де: k_{uE} – коефіцієнт еквівалентності;

N – сумарне число циклів роботи;

N_{Hb} – база контактних напружень.

Сумарну кількість циклів роботи визначаємо за формулою:

$$N = t_{\Sigma} \cdot 60 \cdot n \cdot c,$$

де: t_{Σ} – машинний час роботи (ресурс);

n – частота обертання зубчастого колеса;

c – число входжень у зачеплення зубів зубчастого колеса за 1 його оберт.

Машинний час роботи:

$$t_{\Sigma} = L_{\text{зод}} \cdot 365 \cdot R_{\text{зод}} \cdot 24 \cdot R_{\text{сут}} = 8 \cdot 365 \cdot 0.638 \cdot 24 \cdot 0.6 = 33263 \text{ год}$$

$$k_{\text{зод}} = \frac{255}{365} = 0.698$$

					026Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						21
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$k_{\text{сум}} = \frac{164}{24} = 0.68$$

$N = 33263 \cdot 60 \cdot 6 \cdot 1 = 12 \cdot 10^6$ циклів, але через те, що режим роботи приводу реверсивний, то приймаємо: $\frac{N}{2} = 6 \cdot 10^6$ циклів.

З машинного часу роботи, приймаємо клас навантаження Н 10, табл.4.1 стор. 77 [7]. Відповідно $k_{HE} = 1,0$, табл. 4.1 стр. 77 [7],

$$N_{Hb} = 200 \cdot 10^6 \text{ циклів, рис. 4.6, стор.82 [7].}$$

Підставляємо дані в формулу:

$$k_{Ho} = k_{uE} \cdot \sqrt[3]{\frac{N}{N_{Hb}}} = 1 \cdot \sqrt[3]{\frac{6 \cdot 10^6}{200 \cdot 10^6}} = 0.31.$$

Знаючи окружну силу на початку кола, знаходимо:

$$T_{\text{max}} = \frac{F_t \cdot d_1}{2} = \frac{9220 \cdot 57}{2} = 2628 \cdot 10^2 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Тоді розрахунковий крутний момент дорівнює:

$$T_p = T_{\text{max}} \cdot k_{Ho} \cdot k_H = 2628 \cdot 10^2 \cdot 0,31 \cdot 1,33 = 108352 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Відповідно:

$$a = (1,28 + 1) \sqrt[3]{\left(\frac{315}{1140,4 \cdot 1,28}\right)^2 \frac{108352}{0,66}} = 41,9 \text{ мм}$$

Фактичне контактне напруження:

$$\sigma_N = 31,5 \cdot \frac{1,28 + 1}{42 \cdot 1,28} \sqrt{\left(\frac{1,28 + 1}{30}\right) \cdot 108352} = 1100 \text{ МПа}$$

Фактичне напруження по згину.

$$k_{FD} = k_{FE} \sqrt[9]{\frac{N}{N_{FG}}},$$

де: k_{FE} - коефіцієнт еквівалентності по згину, $k_{FE} = 1,0$, табл. 4.1 стор. 77 [7],

N_{FG} – база згинальних напружень, $N_{FG} = 4 \cdot 10^6$, стор. 83 [7],

$$k_{FD} = 1 \cdot \sqrt[9]{\frac{6 \cdot 10^6}{4 \cdot 10^6}} = 1,05$$

					026Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

Ширина шестерні рівна:

$$b_1 = 1,12 \cdot b_2 = 1,12 \cdot 30 = 33,6 \text{ мм.}$$

Перевіримо фактичне напруження згину зубів за формулою:

$$\sigma_F = \frac{Y_F \cdot Y_\beta}{b_1 \cdot m} \cdot F_t \cdot k_{FD} \cdot k_F,$$

де: Y_F - коефіцієнт форми зуба $Y_F = 4,07$, табл. 4.13 стор. 101 [7],

Y_β - коефіцієнт нахилу зубів, $Y_\beta = 1$.

Відповідно:

$$\sigma_F = \frac{4,07 \cdot 1}{33,6 \cdot 3} \cdot 9220 \cdot 1,05 \cdot 1,24 = 485 \text{ МПа.}$$

В результаті бачимо, що в даному випадку забезпечена згинальна рівномірність шестерні при повному використанні несучої здатності матеріалу.

$$\sigma_H = 1100 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 1140,4 \text{ МПа},$$

$$\sigma_F = 485 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 516 \text{ МПа}.$$

3.2. Геометричний розрахунок циліндричної передачі механізму повернення столу

Мета геометричного розрахунку – визначення таких параметрів:

- ділільних діаметрів шестерні; d'
- діаметрів вершин зубів; d_a
- діаметрів западин зубів; d_f .

З умов роботи протяжного автомата маємо, що за один хід поршня гідроциліндра приводу механізму повороту столу, пристосування, встановлене на столі, повинно повернутися на тридцять градусів, тобто на 1/12 оберту.

Приймаючи один хід поршня за один оберт ведучого валу, отримуємо, що пристрій зробить один оберт за дванадцять ходів поршня. Отже, загальна передатна кількість механізму повороту столу:

$$u_{\text{общ}} = \frac{n_{\text{зн}}}{n_{\text{пр}}} = \frac{12}{1} = 12,$$

					026Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						23
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де: n_{zn} - число ходів гідропривода;

n_{np} - число обертів пристосування.

Виконуємо розбивку загального передавального числа за ступенями редукування. Використовуючи рекомендації [7,9] щодо розбивки передавального числа, отримуємо:

- передатне число другої ланки:

$$S_{z_3} = z_5 (i_3 + 1) = 48 \cdot (0.52 + 1) = 72.96$$

$$z_4 = S_{z_3} - z_5 = 73 - 48 = 25$$

- першої і третьої ланки разом:

$$u_1 \cdot u_3 = \frac{u_{\text{обц}}}{u_2} = \frac{12}{2.29} = 5.24$$

- першої ланки:

$$u_1 = 1.2 \cdot \sqrt{u_1 \cdot u_3} = 1.2 \cdot \sqrt{5.24} = 2.75$$

- третьої ланки:

$$u_3 = \frac{u_1 \cdot u_3}{u_1} = \frac{5.24}{2.75} = 1.907.$$

Виходячи з конструктивних міркувань для зручності компонування верстата, зручності роботи на верстаті змінюємо напрямок обертання столу, для чого в другу ланку механізму приводу вводимо паразитну шестерню. У зв'язку з цим передатне число другої шестерні розбиваємо відповідно на дві частини:

$$u_2' = 1.79 \text{ и } u_2'' = 1.28.$$

В результаті кінематична схема механізму повороту столу набуде вигляду:

					026Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						24
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

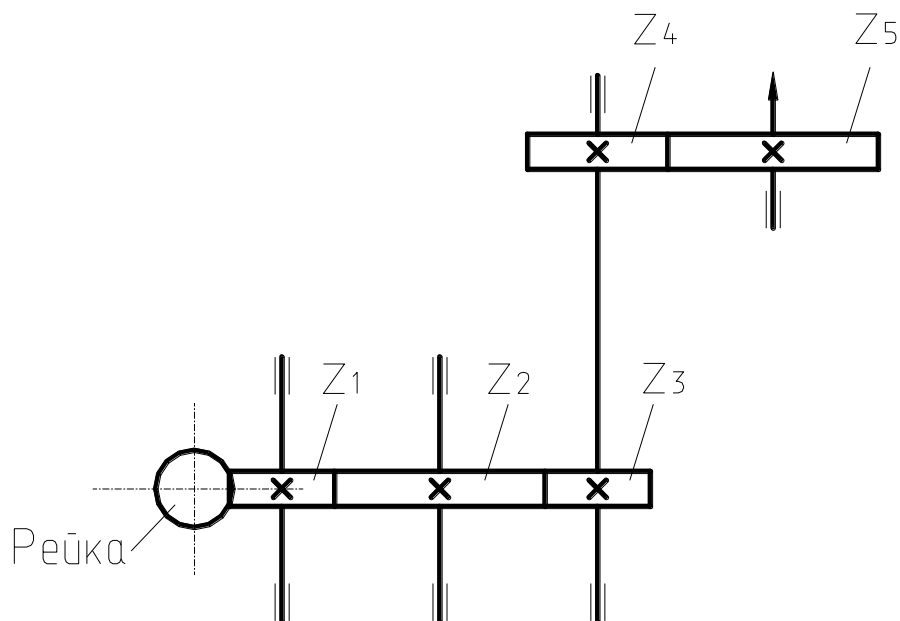


Рисунок 3.1 - Кінематична схема механізму повороту столу

Знаючи передавальні числа кожної пари шестерень, знаходимо:

Перша група шестерень

Виходячи з умови, що $z_1 = 19$ (за розрахунком) знаходимо сумарну кількість зубів пари:

$$S_{z_1} = z_1 (i_1 + 1) = 19 \cdot (1.79 + 1) = 53,$$

Відповідно:

$$z_2 = S_{z_1} - z_1 = 53 - 19 = 34.$$

Уточнюємо передатне число:

$$\frac{z_2}{z_1} = \frac{34}{19} = 1.79.$$

Друга група шестерень

Оскільки відомо, що $z_2 = 34$, знаходимо сумарну кількість зубів пари:

$$S_{z_2} = z_2 (i_2 + 1) = 34 \cdot (0.78 + 1) = 60.6$$

Уточнюємо передатне число:

$$\frac{z_2}{z_3} = \frac{34}{27} = 1.26.$$

					026Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Третя група шестерень

Виходячи з конструктивних міркувань: виготовлення, кріплення, монтаж - приймаємо зубчастий вінець з ділильним діаметром $d' = 144$ мм.

$$\text{Тоді: } z_5 = \frac{d'}{m} = \frac{144}{3} = 48.$$

Відповідно, сумарна кількість зубів пари:

$$S_{z_3} = z_5 (i_3 + 1) = 48 \cdot (0.52 + 1) = 72.96.$$

Округляємо:

$$S_{z_3} = 73.$$

Відповідно:

$$z_4 = S_{z_3} - z_5 = 73 - 48 = 25.$$

Уточнюємо передатне число:

$$\frac{z_5}{z_4} = \frac{48}{25} = 1.91.$$

Перевірка показує, що різниця між розрахунковим та фактичним передатним відношенням:

$$\frac{u_p - u_\phi}{u_p} \cdot 100\%$$

- перша група: $\frac{u_p - u_\phi}{u_p} \cdot 100\% = \frac{1.79 - 1.79}{1.79} \cdot 100\% = 0\%$
- друга група: $\frac{u_p - u_\phi}{u_p} \cdot 100\% = \frac{1.28 - 1.26}{1.28} \cdot 100\% = 1.56\%$
- третя група: $\frac{u_p - u_\phi}{u_p} \cdot 100\% = \frac{1.907 - 1.91}{1.907} \cdot 100\% = -0.2\%$

Результати можна вважати хорошими.

Діаметр вершин зубів:

$$d_a = d' + 2 \cdot m,$$

де: d' – ділильний діаметр шестерні;

m – модель зубчастого зачеплення.

					026Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Відповідно:

$$d_{a_1} = 57 + 2 \cdot 3 = 63 \text{ мм}$$

$$d_{a_2} = 102 + 2 \cdot 3 = 108 \text{ мм}$$

$$d_{a_3} = 81 + 2 \cdot 3 = 87 \text{ мм}$$

$$d_{a_4} = 75 + 2 \cdot 3 = 81 \text{ мм}$$

$$d_{a_5} = 144 + 2 \cdot 3 = 150 \text{ мм}$$

Діаметр впадин зубів:

$$d_f = d' - 2(c + m),$$

де: c – коефіцієнт радіального зазору, $c=0,5$

Тому:

$$d_{f_1} = 57 + 2 \cdot (0.5 + 3) = 50 \text{ мм}$$

$$d_{f_2} = 102 + 2 \cdot (0.5 + 3) = 95 \text{ мм}$$

$$d_{f_3} = 81 + 2 \cdot (0.5 + 3) = 74 \text{ мм}$$

$$d_{f_4} = 75 + 2 \cdot (0.5 + 3) = 68 \text{ мм}$$

$$d_{f_5} = 144 + 2 \cdot (0.5 + 3) = 137 \text{ мм}$$

3.3. Перевірний розрахунок валів механізму повернення столу

Для перевірного визначення діаметрів валів виконуємо орієнтовний розрахунок їх на чисте кручення за зниженою напругою, що допускається $[\tau]$, без урахування впливу вигину:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot [\tau]}}, [7],$$

де $[\tau] = 100 \div 200$ МПа.

Приймаємо сталь 10 ДСТУ 1050-94, $[\tau] = 60$ МПа.

Тоді:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 3940}{\pi \cdot 60}} = 14.9 \text{ мм}$$

Приймаємо $d_1 = 15$ мм.

					026Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 70527}{\pi \cdot 60}} = 18.05 \text{ мм}$$

Приймаємо $d_2 = 18 \text{ мм}$.

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 55099}{\pi \cdot 60}} = 16.7 \text{ мм}$$

Приймаємо $d_3 = 17 \text{ мм}$.

$$d_4 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 105240}{\pi \cdot 60}} = 32.9 \text{ мм}$$

Приймаємо $d_4 = 33 \text{ мм}$.

Але враховуючи, що вал є одночасно і штоком гідроциліндра підйому столу, уточнюємо розмір, виходячи з умови:

$$d_{um} = 0.4 \div 0.6 d_n$$

Приймаємо: $d_4 = 40 \text{ мм}$.

3.4. Перевірний розрахунок шпоночного з'єднання

Використовуючи рекомендації та виходячи з даних табл. 11.7, стор. 302 [7], приймаємо шпонку призматичну за ДСТУ 23360-98 з розмірами:

$$b \times h = 6 \times 6 \text{ мм} \quad l = 20 \text{ мм}$$

Вибрану шпонку перевіряємо на зминання:

$$\sigma_{cm} = \frac{2 \cdot T}{d \cdot (h - t) l_p} < [\sigma] \text{ см,}$$

де: T – передатний момент;

d – діаметр валу;

l_p – робоча довжина шпонки;

$$l_p = l - \frac{1}{2} b = 20 - \frac{1}{2} \cdot 6 = 17 \text{ мм.}$$

$$\sigma_{cm} = \frac{2 \cdot 55099}{0.022 \cdot (3 - 3.5) 17} = 118 \text{ МПа.}$$

Умова виконується.

					026Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\sigma_{cm} = 118 \text{ МПа} < [\sigma]_{cm} = 800 \div 1200 \text{ МПа}.$$

3.5. Розрахунок втрати на тертя у приводі механізму повернення столу

Для визначення необхідної потужності приводу механізму повороту столу розраховуємо втрати потужності приводу або, інакше кажучи, визначаємо потужність холостого ходу.

Потужність холостого ходу визначається за такою формулою: [9]

$$N_x = k(N_{OI} + N_{OII} + \dots + N_{Oii}),$$

де: N_x - потужність холостого ходу привода;

k – коефіцієнт, що враховує втрати на тертя в елементах управління,
 $k=1.1 \div 1.2$.

$N_{OI} + N_{OII} + \dots + N_{Oii}$ - постійні втрати потужності на валах, відповідно I, II, ... і, рівні сумі постійних втрат у підшипниках, зубчастих колесах і т.д., що відносяться до даного валу.

Тобто завдання зводиться до визначення всіх постійних втрат потужності по кожному валу окремо.

Складаємо рівняння кінематичного ланцюга механізму повороту столу:

$$6 \text{ об/мин} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_2}{z_3} \cdot \frac{z_4}{z_5} = 6 \cdot 035 \cdot \frac{19}{34} \cdot \frac{34}{27} \cdot \frac{28}{48} = 0.86 \text{ об/хв}$$

Визначаємо постійні втрати потужності на тертя, незалежно від навантаження за формулою:

$$N_{xn} = T_{on} \cdot \frac{V}{1020}, \text{ кВт},$$

де: T_{on} - коефіцієнт постійних втрат (сила тертя, Н на плечі, рівному $\frac{d}{2}$ валу при відсутності навантаження),

V – окружна швидкість на шийці вала, м/с.

$$T_{on} = 10 \cdot C_{on} \cdot d,$$

де: C_{on} - розрахунковий коефіцієнт;

					026Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

d - діаметр шийки валу, мм.

Відповідно для першого валу:

$$T_{on} = 10 \cdot 0.005 \cdot 12 = 0.6 H \cdot мм$$

$$N_{xp} = 0.6 \cdot \frac{0.222}{1020} = 1.3 \cdot 10^{-4} кВт$$

для другого валу:

$$T_{on} = 10 \cdot 0.005 \cdot 18 = 0.9 H \cdot мм$$

$$N_{xp} = 0.9 \cdot \frac{0.123}{1020} = 1.1 \cdot 10^{-4} кВт$$

для третього валу:

$$T_{on} = 10 \cdot 0.005 \cdot 25 = 1.25 H \cdot мм$$

$$N_{xp} = 0.9 \cdot \frac{0.155}{1020} = 1.9 \cdot 10^{-4} кВт$$

для четвертого валу:

$$T_{on} = 10 \cdot 0.005 \cdot 40 = 2 H \cdot мм$$

$$N_{xp} = 2 \cdot \frac{0.09}{1020} = 1.77 \cdot 10^{-4} кВт$$

Визначимо потужність тертя на валу зубчастого колеса:

$$N_k = \left(T_{ok} + \frac{2k}{d_k} \cdot f_k \cdot p \right) \cdot \frac{V_k}{1020},$$

де: f_k - умовний коефіцієнт тертя, $f_k = 0.1 \dots 0.12$

p – колове зусилля в зубчатій передачі;

k - коефіцієнт, $k = \frac{k_k \cdot m}{\cos^2 \beta}$;

m - модуль зубчастого зачеплення;

β - кут нахилу зубів: $\beta = 0$;

k_k - коефіцієнт, що визначається за таблицею 2, стор. 12 [9];

$$T_{ok} = C_{ok} \cdot b \sqrt{V_k \cdot \mu \cdot 10^3},$$

де: C_{ok} - коефіцієнт, що залежить від умов мащення, визначається з табл. 3 стор. 13 [9];

					026Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

b – ширина зубчастого колеса;

V_k - колова швидкість на ділільному колі зубчастого зачеплення;

μ - вязкість масла.

Відповідно отримати такі результати:

Для першого валу:

$$T_{ok} = 2 \cdot 10^3 \cdot 30 \sqrt{0.0063 \cdot 0.138 \cdot 10^3} = 0.056 \text{ Н}$$

$$N_k = \left(0.056 + \frac{2 \cdot 2.883}{57} \cdot 0.1 \cdot 9.220 \right) \cdot \frac{0.0063}{1020} = 5.76 \cdot 10^{-4} \text{ кВт}$$

Для другого валу:

$$T_{ok} = 2 \cdot 10^3 \cdot 30 \sqrt{0.0063 \cdot 0.138 \cdot 10^3} = 0.056 \text{ Н}$$

$$N_k = \left(0.056 + \frac{2 \cdot 3.045}{102} \cdot 0.1 \cdot 1.443 \right) \cdot \frac{0.0063}{1020} = 5.4 \cdot 10^{-5} \text{ кВт}$$

Для третього валу:

$$T_{ok} = 2 \cdot 10^3 \cdot 30 \sqrt{0.0063 \cdot 0.138 \cdot 10^3} = 0.056 \text{ Н}$$

$$N_k = \left(0.056 + \frac{2 \cdot 3.12}{81} \cdot 0.1 \cdot 1.818 \right) \cdot \frac{0.0063}{1020} = 8.7 \cdot 10^{-5} \text{ кВт}$$

Для четвертого валу:

$$T_{ok} = 2 \cdot 10^3 \cdot 30 \sqrt{0.0065 \cdot 0.138 \cdot 10^3} = 0.057 \text{ Н}$$

$$N_k = \left(0.057 + \frac{2 \cdot 3.18}{144} \cdot 0.1 \cdot 3.134.5 \right) \cdot \frac{0.0065}{1020} = 8.8 \cdot 10^{-5} \text{ кВт}$$

Крім того, для четвертого валу порахуємо втрати потужності на тертя в манжетних резинових ущільненнях.

$$N_{xM} = 10^{-6} \cdot \pi \cdot f \cdot \bar{p} \cdot d \cdot v \text{ кВт},$$

де: f - коефіцієнт тертя, $f = 0.2$;

$\bar{p}$ – результуюче питоме контактне зусилля, $\bar{p} = 4 \text{ Н / см}$;

d – діаметр валу, мм;

v – колова швидкість шийки валу, м/с;

$$N_{xM} = 10^{-6} \cdot 3.14 \cdot 0.2 \cdot 4 \cdot 70 \cdot 0.0032 = 5.6 \cdot 10^{-6} \text{ кВт}.$$

					026Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						31
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначимо постійні втрати на кожному валі.

$$N_{OI} = N_{xn} + N_{k_1} + N_{k_2} = 5.76 \cdot 10^{-4} + 5.76 \cdot 10^{-4} + 1.3 \cdot 10^{-4} = 1.28 \cdot 10^{-3} \text{ кВт}$$

$$N_{I-II} = N_{xn} + N_k = 1.1 \cdot 10^{-4} + 5.4 \cdot 10^{-5} = 1.64 \cdot 10^{-4} \text{ кВт}$$

$$N_{II-III} = N_{xn} + N_k = 1.9 \cdot 10^{-4} + 8.4 \cdot 10^{-5} = 2.77 \cdot 10^{-4} \text{ кВт}$$

$$N_{III-IV} = N_{xn} + N_k + N_{xM} = 1.77 \cdot 10^{-4} + 8.8 \cdot 10^{-5} + 5.6 \cdot 10^{-6} = 2.71 \cdot 10^{-4} \text{ кВт}$$

Використовуючи залежність:

$$N_x = k(N_{OI} + N_{I-II} + N_{II-III} + N_{III-IV})$$

Отримаємо:

$$N_x = 1.1 \cdot (1.28 \cdot 10^{-3} + 1.64 \cdot 10^{-4} + 2.77 \cdot 10^{-4} + 2.71 \cdot 10^{-4}) = 2.2 \cdot 10^{-3} \text{ кВт.}$$

3.6. Розрахунок технічних характеристик гідроприводів

Як гідроприводи у верстаті використовуються гідроциліндри з однобічним штоком.

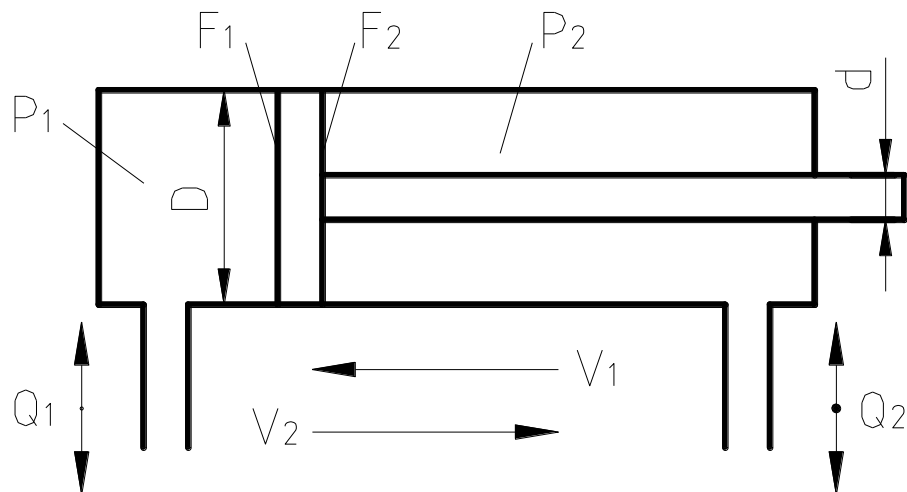


Рисунок 3.2 – Гідроциліндр з однобічним штоком

Виконаємо розрахунки.

$$F_1 = \frac{D^2}{127} \quad F_2 = \frac{D^2 - d^2}{127},$$

де: F_1 , F_2 – робоча площа циліндра відповідно в поршневій и штоковій частині;

					026Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

D, d – діаметри відповідно поршня і штока.

При русі поршня вправо, коли поршнева частина з'єднана з напорною лінією, а штокова зі зливною:

$$P_1 = 100 \cdot k_{mp} (P_1 F_1 - P_2 F_2),$$

де: k_{mp} - коефіцієнт, що враховує втрати на тертя;

P_1, P_2 – тиск відповідно в поршневій і штоковій частинах;

$$Q = \frac{V_1 \cdot D^2}{1270}, \quad \text{отсюда} \quad V_1 = 10 \frac{Q_1}{F_1},$$

де: V_1 – швидкість переміщення штока,

Q_1 – подача насоса.

При русі штока вліво:

$$P_2 = 100 \cdot k_{mp} (P_2 F_2 - P_1 F_1)$$

$$V_2 = 10 \frac{Q_2}{F_2}$$

Як насос приймаємо насос типу F12-33M.

Подача насоса $Q=35,7$ л/хв.

Тиск на подачі: $P = 63$ МПа.

У порожнині гідроциліндра, з'єднаної зі зливною магістраллю, приймаємо протитиск $P_2=0,4$ МПа.

Гідроциліндр приводу супорта:

$$F_1 = \frac{D^2}{127} = \frac{70^2}{127} = 38.58 \text{ см}^2$$

$$F_2 = \frac{D^2 - d^2}{127} = \frac{70^2 - 35^2}{127} = 28.94 \text{ см}^2$$

Рух зверху-вниз:

$$P = 100 \cdot k_{mp} (P_2 F_2 - P_1 F_1) = 100 \cdot 0,98 \cdot (6,3 \cdot 28,94 - 0,4 \cdot 38,58) = 16,36 \text{ кН.}$$

$$V_1 = 10 \frac{Q_2}{F_2} = 10 \frac{35,7}{28,94} = 12,34 \text{ м / мин}$$

$$t_{ог} = \frac{L}{V_1} = \frac{0.75}{12.34} = 0.061 \text{ мин} = 3,65 \text{ сек}$$

					026Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						33
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Рух знизу-вверх:

$$P = 100 \cdot k_m (P_1 F_1 - P_2 F_2) = 100 \cdot 0,98 \cdot (6,3 \cdot 38,58 - 0,4 \cdot 28,94) = 22,69 \text{ кН.}$$

$$V_2 = 10 \frac{2Q_1}{F_1} = 10 \frac{2 \cdot 35,7}{38,58} = 18,51 \text{ м / мин}$$

$$t_{\text{ог}} = \frac{L}{V} = \frac{0,75}{118,51} = 0,041 \text{ мин} = 2,43 \text{ сек}$$

Гідроциліндр повороту стола:

$$F = \frac{D^2}{127} = \frac{45^2}{127} = 15,95 \text{ см}^2$$

Робочий хід поршня:

$$P = 100 \cdot k_m (P_1 F_1 - P_2 F_2) = 100 \cdot 0,98 \cdot (6,3 \cdot 15,95 - 0,4 \cdot 15,95) = 9,22 \text{ кН.}$$

$$V = 10 \frac{Q}{F} = 10 \frac{3,5}{15,95} = 2,19 \text{ м / мин}$$

$$t_{\text{ог}} = \frac{L}{V} = \frac{0,062832}{2,19} = 0,0286 \text{ мин} = 1,7 \text{ сек}$$

Гідроциліндр включення муфти:

$$F = \frac{D^2 - d^2}{127} = \frac{36^2 - 16^2}{127} = 8,2 \text{ см}^2$$

Робочий хід поршня:

$$P = 100 \cdot k_m (P_1 F_1 - P_2 F_2) = 100 \cdot 0,98 \cdot (6,3 \cdot 8,2 - 0,4 \cdot 8,2) = 4,74 \text{ кН}$$

$$V = 10 \frac{Q}{F} = 10 \frac{30}{8,2} = 36,6 \text{ м / мин}$$

$$t_{\text{ог}} = \frac{L}{V} = \frac{0,03}{36,6} = 0,0008 \text{ мин} = 0,05 \text{ сек}$$

Гідроциліндр привода лабіринта завантажувального пристрою:

$$F = \frac{D^2}{127} = \frac{25^2}{127} = 4,92 \text{ см}^2$$

$$P = 100 \cdot k_m (P_1 F_1 - P_2 F_2) = 100 \cdot 0,98 \cdot (6,3 \cdot 4,92 - 0,4 \cdot 4,92) = 2,83 \text{ кН.}$$

					026Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						34
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$V = 10 \frac{Q}{F} = 10 \frac{30}{4,92} = 60,9 \text{ м / мин}$$

$$t_{\text{ос}} = \frac{L}{V} = \frac{0,022}{60,9} = 0,0004 \text{ мин} = 0,022 \text{ сек}$$

Гідроциліндр підйому стола:

$$F = \frac{D^2 - d^2}{127} = \frac{75^2 - 60^2}{127} = 15,94 \text{ см}^2.$$

Підйом стола:

$$P = 100 \cdot k_m (P_1 F_1 - P_2 F_2) = 100 \cdot 0,98 \cdot (6,3 \cdot 15,94 - 0,4 \cdot 15,94) = 9,22 \text{ кН.}$$

$$V = 10 \frac{Q}{F} = 10 \frac{35,7}{15,94} = 22,4 \text{ м / мин}$$

$$t_{\text{ос}} = \frac{L}{V} = \frac{0,010}{22,4} = 0,0005 \text{ мин} = 0,03 \text{ сек}$$

3.7. Розрахунок кулачкової муфти включення механізму повернення стола

З'єднувальні муфти служать для включення та вимикання валів під час їхнього руху або під час зупинки.

Одна з напівмуфт вільно провертається на валу, вона не є провідною; ведена напівмуфта переміщається на шпонці вручну та автоматично.

Приймаємо з'єднувальну муфту з V-подібним дрібним зубом.

Крутний момент, що передається муфтою (розрахований на контактні напруги для умови тривалої роботи без значних коливань за величиною навантаження).

$$M_{\text{кр}} = 0.8 \cdot M_{\text{крВ}} = 0.8 [\tau] W_0,$$

де: $M_{\text{крВ}}$ - крутний момент, що передається валом;

$[\tau]$ – допустиме напруження при крученні;

W_0 – момент опору вала;

$$[\tau] = 5 \text{ Н/мм}^2, \text{ табл. 15 стор. 211 [9]}$$

$$W_0 = 0.2 d^3,$$

де: d – діаметр шийки вала;

					026Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

$$W_0 = 0.2 \cdot 25^3 = 3125 \text{ мм}^2.$$

Тоді маємо:

$$M_{кр} = 0.8[\tau]W_0 = 0.5 \cdot 5 \cdot 3125 = 12500 \text{ кгс} \cdot \text{мм} = 125000 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Зусилля включення на кулачковому вінці необхідне для передачі крутного моменту.

$$F = \frac{4 \cdot M_{кр} \cdot m}{D + d_1} \cdot \left[\operatorname{tg}(\delta + \varphi_{mp}) + \frac{f_{mp} \cdot (D + d_1)}{2d} \right],$$

де: D и d₁ – відповідно зовнішній та внутрішній діаметри кулачків;

φ_{mp} - кут тертя на кулачках, $\varphi_{mp} = 7^\circ$;

δ - кут профіля кулачка, $\delta = 60^\circ$, табл. 14 стор. 212 [9];

f_{mp} - коефіцієнт тертя на шпонці, $f_{mp} = 0.05$;

d – діаметр валу.

Підставляючи дані в формулу, отримуємо:

$$F = \frac{4 \cdot 12500}{60 + 40} \cdot \left[\operatorname{tg}(60 + 8) + \frac{0.05 \cdot (60 + 40)}{2 \cdot 25} \right] = 1287.5 \text{ кгс} = 12875 \text{ Н}.$$

Степінь ймовірності включення муфти без холостого повороту:

$$P_{ст} = \frac{\alpha - \alpha_\beta \frac{2f}{D} \operatorname{tg} \delta}{\alpha},$$

де: α - центральний кут кулачка $\left(\frac{2\pi}{t} \right)$; $\alpha = 18^\circ$;

α_β - центральний кут, що відповідає ширині вершини кулачка по зовнішньому діаметру, $\alpha_\beta = 9^\circ$, табл. 16 стор. 212 [9];

f - мінімально допустима глибина заходу кулачка у впадину в момент включення, $f = 3.53 \text{ мм}$, табл. 17 стор. 212 [9];

δ - кут профіля кулачка; $\delta = 60^\circ$.

Тому маємо:

					026Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						36
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$P_{CT} = \frac{18 - 9 \cdot \frac{2 \cdot 3.53}{60} \operatorname{tg} 60^\circ}{18} = 0.9.$$

Перевіряємо муфту за умовою міцності на вигин та зминання.

Умова міцності на вигин робочих поверхонь зубів муфти:

$$\sigma_u = \frac{12 \cdot F \cdot h}{(b \cdot h_1^2)} = \frac{24 \cdot 10^3 \cdot T \cdot h}{(z \cdot D \cdot k_u \cdot b \cdot h_1^2)};$$

де: T – крутний момент;

h – висота зуба; $h=3,53$ мм, табл. 17 стор. 212 [9];

z – кількість зубів; $z=20$, табл. 16 стор. 212 [9];

D – дільний діаметр; $D=501$ мм;

k_u – коефіцієнт навантаження; $k_u=1,33$;

h_1, b – розміри перерізу основи зуба: $b=10$ мм, $h_1=6,3$ мм.

Підставляючи дані в формулу, отримуємо:

$$\sigma_u = \frac{24 \cdot 10^3 \cdot 12500 \cdot 3.53}{(20 \cdot 50 \cdot 1.33 \cdot 10 \cdot 6.3^2)} = 2006 \text{ Н/см}^2$$

Умова міцності на зминання робочих поверхонь зубів муфти:

$$\sigma_{cm} = \frac{F}{A_{cm}},$$

де: F - окружна сила;

A_{cm} - площа зминання.

$$F = \frac{2 \cdot T \cdot k}{D},$$

де: D - дільний діаметр муфти;

k – коефіцієнт умов роботи;

T - крутний момент.

$$k = k_n \cdot k_v \cdot k_z = 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1,$$

де: k_n - коефіцієнт, що враховує частоту включення муфти за годину;

k_v - коефіцієнт, що враховує швидкість ковзання;

k_z - коефіцієнт, що враховує число передатних зубів.

					026Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Відповідно:

$$F = \frac{2 \cdot 12500 \cdot 1}{50} = 500 \text{ Н.}$$

Так як переріз основи зуба має форму трапеції з розмірами:

$H=10 \text{ мм}$, $b_1=6,3 \text{ мм}$, $a=9,4 \text{ мм}$.

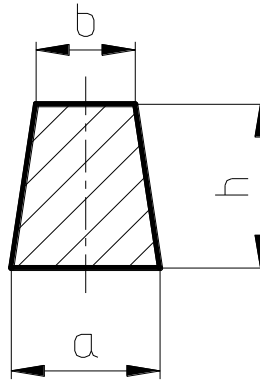


Рисунок 3.3 – Переріз основи зуба

$$A_{cm} = \frac{(a+b) \cdot h}{2} = \frac{(0.63+0.94) \cdot 1}{2} = 0.785 \text{ см}$$

Тому маємо:

$$\sigma_c = \frac{500}{0.785} = 637 \text{ Н/см}^2$$

Як матеріал для виготовлення муфти приймаємо сталь 20Х ДСТУ 4543-91.

Зроблена перевірка показує, що повністю виконуються умови міцності:

$$\sigma_u = 2006 \text{ кгс/см}^2 < [\sigma_u] = 2200 \text{ кгс/см}^2$$

$$\sigma_c = 637 \text{ кгс/см}^2 < [\sigma_c] = 2600 \text{ кгс/см}^2$$

3.8. Розрахунок напрямних кочення супорта

Як напрямні кочення приймаємо роликові, без повернення тіл кочення з попереднім натягом, регульованим у двох напрямках (замкнуті).

					026Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		38

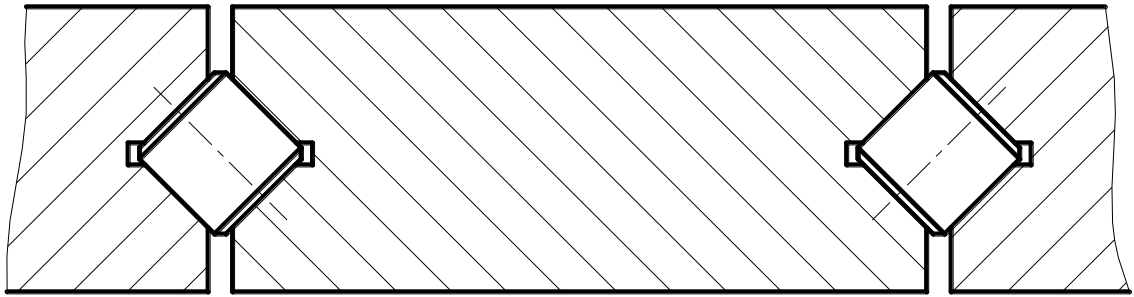


Рисунок 3.4 – Напрямні кочення супорта

Ці напрямні допускають перевірку взаємного прилягання (на перевірочній плиті при вийнятих роликах) та взаємне притирання.

У цих напрямних каретка висить на напрямних. Тому для компенсації ваги необхідно додати деяку початкову силу натягу. Величина початкової сили натягу дорівнює половині ваги каретки (при нахилі граней до горизонталі, що дорівнює 45°).

Для правильної роботи напрямних необхідно, щоб сила натягу була більшою за початкову. Тільки в цьому випадку буде вибрано зазор на всіх гранях напрямних.

Розрахунок напрямних кочення.

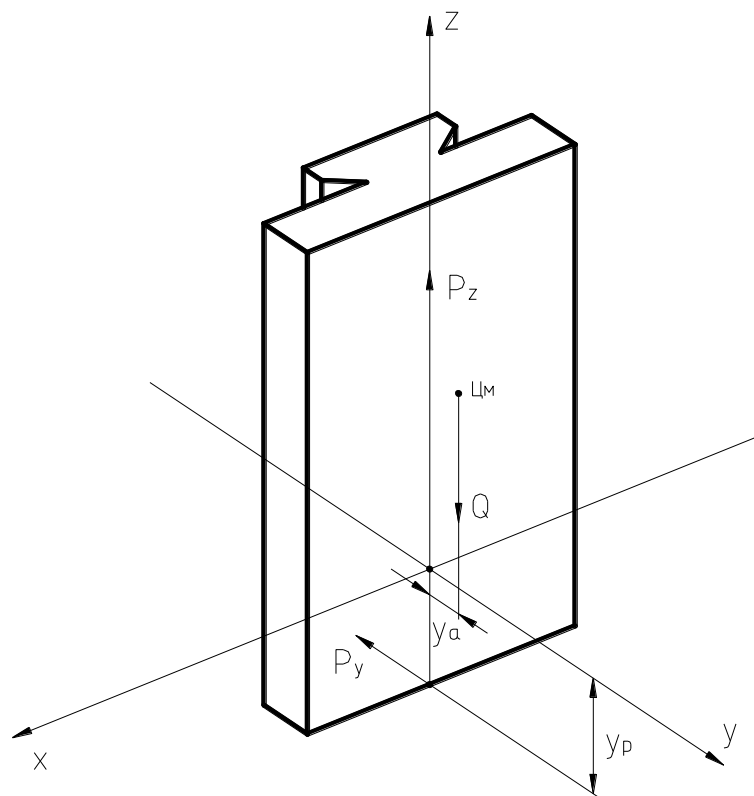


Рисунок 3.5 – Розрахункова схема дій сил на супорт

Q - вага супорта, кг;

P_y - складова сил різання, $P_y - 0,1 P_z$;

y_P - координата сил різання;

Π_m - центр маси супорта.

Виходячи з розрахункової схеми, визначаємо моменти зовнішніх сил щодо осей координат.

$$M_x = P_z \cdot y_{Pz} + P_y \cdot y_{Py} - Q \cdot y_a$$

$$M_y = 0$$

$$M_z = 0.$$

Відповідно отримуємо:

$$M_x = 743.4 \cdot 55 + 74.34 \cdot 285 - 46.7 \cdot 10 = 61606.9 \text{ Н/мм.}$$

Знаходимо навантаження на найбільш навантажені тіла кочення:

$$P_{MAX} = \frac{2C}{z} \cdot \frac{6 \cdot M_c \cdot t}{\varepsilon \cdot L^2} \quad [9],$$

де: C - реакція грані; кг;

z - число тіл кочення на одній грані;

M_c – момент, що сприймається гранню, Н/м;

t - крок тіл кочення;

ε - коефіцієнт; $\varepsilon = 1$;

L – розрахункова довжина контакту.

Розрахункову довжину контакту визначаємо за формулою:

$$L = L_1 + t = 555 + 15 = 570 \text{ мм.}$$

L_1 - міжосьова відстань між першим та останнім тілом кочення;

Приймаємо як тіло кочення по нормалі H20-7 короткий ролик.

Діаметр ролика.....12 мм

Довжина ролика.....12 мм

Крок тіл кочення.....15 мм

Отже, $z = 38$ мм.

Визначаємо реакцію грані напрямних:

					026Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$C = 0.707 \cdot \left(P_z + 0.5Q + 0.5P_y + \frac{M_y}{e} \right) =$$

$$= 0.707 \cdot \left(350 + 0.5 \cdot 467 + 0.5 \cdot 74.34 + \frac{61606.9}{155} \right) = 720 \text{ Н}$$

Підставляємо отримані дані у формулу навантаження:

$$P_{\sigma} = \frac{\sigma_0}{850} \cdot b \cdot d = \frac{23000}{850} \cdot 2 \cdot 1.2 = 65 \text{ кгс} = 650 \text{ Н}.$$

Розрахунок на статичну міцність

Розрахунок виконуємо на міцність поверхневих шарів (дотичних напруг).
Допустиме навантаження на одне тіло кочення визначаємо за формулою:

$$p' = k \cdot b \cdot d \cdot \xi,$$

де: k – умовні напруження, віднесені до площі перерізу тіл кочення; $k=180$
табл. 8 стор. 209 [9];

ξ - поправний коефіцієнт, що враховує твердість напрямних; $\xi = 1$, стор.
410 [7].

$$p' = k \cdot b \cdot d \cdot \xi = 180 \cdot 2 \cdot 1.2 \cdot 1 = 432 \text{ кгс} = 4320 \text{ Н}.$$

Розрахунок на довговічність за втомою поверхневих шарів

Навантаження P_{σ} згідно з формулами Герца, пов'язане з напруженням σ_0
залежністю:

$$P_{\sigma} = \left(\frac{\sigma_0}{850} \right) \cdot b \cdot d = \left(\frac{23000}{850} \right) \cdot 2 \cdot 1.2 = 65 \text{ кгс} = 650 \text{ Н}$$

Для роликів приймаємо: $\sigma_0 = 23000 \text{ Н/м}^2$.

3.9. Розрахунок зубчастого вінця фіксації поворотного столу

Для фіксації поворотного столу застосовується зубчастий торцевий фіксатор,
що складається із двох плоских напівмуфт із зубчастими вінцями, одна з яких
прикріплена до нерухомої частини, а інша до поворотної.

					026Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

При зчленуванні зубці одного вінця входять у западини другого, забезпечуючи надійне центрування, а також міцне, жорстке з'єднання елементів конструкції та високу здатність навантаження.

Зубчасті вінці є плоскими конічними колесами з прямими зубами високої твердості:

Кут профілю зубців $\alpha = 30^\circ$.

Розрахунок муфт із плоскими зубчастими вінцями зводиться до вибору конструктивних параметрів зубчастих вінців та визначення оптимальної сили затягування двох напівмуфт з умови жорсткості [8].

Для забезпечення стійкого положення поворотного столу зовнішній діаметр D_e вибираємо максимальним, виходячи з конструктивних міркувань $D_e = 250$ мм.

Число зубів z_1 вінців вибираємо кратним числу позицій, тобто 6, тоді $z = 84$.

Визначаємо основні параметри зубчастих вінців із прямими зубами.

Модуль зубчастого зачеплення:

$$m = \frac{D_e}{z} = \frac{250}{84} = 2.98.$$

Приймаємо $m = 3$.

Робоча сторона зуба:

$$h_p = 1.4 \cdot m = 1.4 \cdot 3 = 4.2 \text{ мм.}$$

Середній радіус вінця:

$$R_{cp} = R_R \cdot m = 38 \cdot 3 = 114 \text{ мм}$$

$$R_R = 35 \dots 45$$

Довжина зуба (ширина вінця):

$$b = R_\beta \cdot m = 7 \cdot 3 = 21 \text{ мм}$$

$$R_\beta = 6 \dots 8$$

Уточнюємо зовнішній діаметр:

$$D_e = 2R_{cp} + b = 2 \cdot 114 + 21 = 249 \text{ мм.}$$

Площа проекції стику:

$$F_Q = b \cdot h_p \cdot z \cdot \operatorname{tg} \alpha = 21 \cdot 4.2 \cdot 84 \cdot \operatorname{tg} 30^\circ = 4278 \text{ мм}^2$$

Осьовий момент інерції площі стику:

					026Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						42
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$I_Q = F_Q \frac{R_{cp}^2}{2} = 4278 \frac{114^2}{2} = 27798444 \text{ мм}^4 \approx 2780 \text{ см}^4.$$

Граничне зусилля затягування вінців:

$$P_3 \geq [\sigma_{\min}] \cdot F_Q + P_z + \frac{2 \cdot \sqrt{M_x^2 + M_y^2} + M_z \cdot \operatorname{tg} \alpha}{R_{cp}}.$$

$[\sigma_{\min}] = 1.0$ МПа - мінімально допустимий тиск в стику за умов збереження ним необхідної жорсткості.

Але оскільки сила різання P_z спрямована вертикально (вздовж осі Z) і протяжка знімає метал симетрично з обох боків заготовки, то $M_z=0$, $M_y=0$.

$$M_x = P_z \cdot y_{yz} + P_y \cdot x_{Pz} - Q_{ya} = 743.45.5 + 7004.34 \cdot 28.5 - 46.7 \cdot 10 = 61595.5 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Тоді:

$$P_3 = 1 \cdot 42.78 + 743.4 + \frac{2 \cdot \sqrt{61595.5^2}}{114} = 6102 \text{ Н} = 6.1 \text{ кН}$$

Перевіряємо зуби вінців на зрізання та зминання.

Напрямок на зріз зубів визначаємо за формулою:

$$\sigma_{cp} = \frac{1000 \cdot M_{kp}}{\pi \cdot b \cdot R_{cp}} = \frac{1000 \cdot 366}{3.14 \cdot 21 \cdot 114} = 48.7 \text{ МПа}$$

$$M_{kp} = 7 \cdot 10^{-5} \cdot D_0 \cdot b \cdot \sigma = 7 \cdot 10^{-5} \cdot 249 \cdot 21 \cdot 1000 = 366 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Напруження на зминання:

$$\begin{aligned} \sigma_{cm} &= \left(\frac{1}{z} \cdot b \cdot h_p \right) \left[\frac{P_3}{2} \cdot \operatorname{tg} \alpha + 1000 \frac{M_{kp}}{R_{cp}} \right] = \\ &= \left(\frac{1}{84} \cdot 21 \cdot 4.2 \right) \left[\frac{6102}{2} \cdot \operatorname{tg} 30^\circ + 1000 \frac{366}{114} \right] = 0.67 \text{ МПа} \end{aligned}$$

Перевірка показує, що виконуються обидві умови:

$$\sigma_{cp} = 48.7 \text{ МПа} < [\sigma_{cp}] = 100 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{cm} = 0.67 \text{ МПа} < [\sigma_{cm}] = 700 \text{ МПа}.$$

для конструкційної сталі 40Х з твердістю HRC 48...50.

					026Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						43
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.10. Розрахунок ланцюгової передачі приводу транспортера

Привід ланцюгової передачі здійснюється від мотор-редуктора типу МПЗ2-31,5-КУЗ. Потужність на вихідному валу редуктора $N=7,7$ кВт, частота обертання $n=22,4$ об/хв, передатне число передачі 0,84, робота у дві зміни, навантаження спокійна, змащення періодичне, передача розташована вертикально. Мотор-редуктор встановлений на салазках.

Рекомендації з розрахунку та всі необхідні дані для розрахунку приймаємо за [9].

Відповідно до умов експлуатації знаходимо коефіцієнт експлуатації:

$$k_9 = k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot k_4 \cdot k_5 \cdot k_6 ,$$

де: k_1 - коефіцієнт характеру навантаження;

$$k_1 = 1$$

k_2 - коефіцієнт способу регулювання міжосьової відстані;

$$k_2 = 1$$

k_3 - коефіцієнт міжосьової відстані;

$$k_3 = 1.25$$

k_4 - коефіцієнт положення передачі в просторі;

$$k_4 = 1.25$$

k_5 - коефіцієнт способу змазки;

$$k_5 = 0.8$$

k_6 - коефіцієнт тривалості роботи;

$$k_6 = 1.25$$

Відповідно отримуємо:

$$k_9 = 1 \cdot 1 \cdot 1.25 \cdot 1.25 \cdot 0.8 \cdot 1.25 = 1.56 .$$

Визначаємо мінімально допустиму кількість зубів ведучої зірочки:

$$z_1 = 14, \quad \text{табл. 2.25 [9].}$$

По нормалі DIN 819.5 приймаємо допустимий середній тиск в шарнірах:

					026Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						44
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$S = \frac{F_B}{F_t + F_y + F_f} = \frac{31800}{2494 + 3019} = 5.77.$$

Тоді крок в ланцюгу визначаємо за формулою:

$$t = 2.8 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot k_z}{z_1 \cdot [P]}} = 2.8 \cdot \sqrt[3]{\frac{106 \cdot 10^3 \cdot 1.56}{14 \cdot 40}} = 18.65 \text{ мм}.$$

Згідно стандарту ДСТУ 13568-95 приймаємо ланцюг ПР – 19.05-3180, у якому $t=19,05$ мм, $Q_{\text{розрив}} = 31800\text{Н}$, $S_{\text{оп}} = 105,8 \text{ мм}^2$, маса одного метра ланцюга $q = 1,9$ кг.

Визначаємо швидкість ланцюга:

$$v = \frac{z_1 \cdot t \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{14 \cdot 19.05 \cdot 22.4}{60 \cdot 1000} = 0.0996 \approx 0.1 \text{ м/с}$$

Перевіряємо розрахунковий тиск:

$$P = 2.8^3 \frac{T_1 \cdot k_z}{z_1 \cdot t^3} = 2.8^3 \frac{106 \cdot 10^3 \cdot 1.56}{14 \cdot 19.05^3} = 37.5 \text{ МПа}$$

Умова $P = 37.5 \text{ МПа} < [P] = 40 \text{ МПа}$ виконана.

Геометричний розрахунок передачі.

Число ланок знаходимо по формулі:

$$L_1 = 2Q + 0.5z_c + \frac{\Delta^2}{a} = 2 \cdot 162 + 0.5 \cdot (15.5) \cdot 2 + \frac{0.5^2}{162} = 339.5$$

$$z_c = z_1 + z_2 = 14 + 17 = 31$$

$$\Delta = \frac{z_2 - z_1}{2\pi} = \frac{17 - 14}{2 \cdot 3.14} = 0.5$$

Кількість ланок округляємо до парного числа, щоб уникнути застосування перехідної ланки $L_1 = 340$.

Розрахункова довжина ланцюга:

$$L = L_1 \cdot t = 340 \cdot 19.05 = 6477 \text{ мм}.$$

Перевіряємо по числу ударів за формулою:

$$W = \frac{4z_1 \cdot n_1}{60L_1} = \frac{4 \cdot 14 \cdot 22.4}{60 \cdot 340} = 0.06 \text{ с}^{-1}$$

					026Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						45
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Допустиме значення:

$$[W] = \frac{508}{t} = \frac{508}{19.5} = 26.7 c^{-1}.$$

Умова $W = 0.06 c^{-1} < [W] = 26.7 c^{-1}$ виконана.

Коефіцієнт запасу міцності ланцюга:

$$S = \frac{F_B}{F_t + F_y + F_f} = \frac{31800}{2494 + 3019} = 5.77.$$

					026Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						46
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4

ОХОРОНА ПРАЦІ

4.1. Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів при роботі на вертикально-протяжних верстатах

Експлуатація модернізованого вертикально-протяжного верстата МА-297.007 з автоматизованим циклом обробки кулачків пов'язана з наявністю низки небезпечних та шкідливих виробничих факторів (згідно з ДСТУ 12.0.003-94). Головною особливістю модернізованого верстата є мінімізація ручної праці, проте високі зусилля різання (13,4 кН) та наявність розвиненого гідроприводу створюють специфічні ризики.

4.1.1. Фізичні небезпечні та шкідливі фактори:

- Рухомі машини та механізми: головну безпеку становить вертикально-рухома інструментальна каретка із закріпленим блоком протяжок, а також елементи автоматичного завантажувального шибера.

- Стружка та відлітання частинок металу/інструменту: при протягуванні конструкційної сталі 40Х утворюється зливна або елементна стружка. Існує ризик травмування очей та відкритих ділянок тіла гарячою стружкою або уламками зубів протяжки у разі їх аварійного руйнування під дією високих навантажень.

- Підвищений рівень шуму та вібрації: основними джерелами є насосна станція гідроприводу (робота шестеренного або поршневого насоса) та процес переривчастого різання металу кількома зубами протяжки одночасно.

- Небезпечний рівень напруги в електричному ланцюзі: верстат та шафа керування з ПЛК підключені до трифазної мережі змінного струму напругою 380 В (частота 50 Гц).

- Підвищена температура поверхонь обладнання: нагрівання масла в гідросистемі під час тривалої роботи верстата.

4.1.2. Хімічні та біологічні шкідливі фактори.

До них належать аерозолі та випари мастильно-охолоджувальних рідин (МОР): подача 5%-ї емульсії сульфодфрезолу під тиском у зону різання призводить до утворення

					026Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

дрібнодисперсного туману та парів, які можуть викликати подразнення дихальних шляхів та дерматити при контакті зі шкірою оператора.

4.2. Інженерно-технічні заходи із забезпечення безпеки праці та зниження шуму/вібрацій

Для нейтралізації виявлених факторів на модернізованому верстаті МА-297.007 передбачено комплекс інженерних та організаційних рішень (відповідно до ДСТУ EN ISO 12100).

4.2.1. Захисні пристрої та блокування. До них відносять:

- Огородження зони різання: зона ходу каретки та зона базування заготовки закриваються прозорим захисним екраном з міцного полікарбонату. Екран оснащений кінцевим електромагнітним вимикачем (блокуванням): при відкритих дверцятах екрана ПЛК блокує запуск автоматичного циклу та зупиняє рух каретки вниз.

- Кнопки аварійної зупинки: на пульті керування верстатом та на станині у зоні досяжності оператора встановлені червоні кнопки грибоподібної форми «Emergency Stop» із фіксацією. Їх натискання миттєво знеструмлює гідроклапани, зупиняючи рух каретки у будь-якій точці ходу.

- Захист від перевантаження гідросистеми: для запобігання руйнуванню механічних вузлів верстата при випадковому заклинюванні протяжки, в гідросистемі інтегровано запобіжний клапан, налаштований на тиск, що відповідає максимальному зусиллю 40 кН. При перевищенні цього порогу масло скидається в бак.

4.2.2. Зниження рівня шуму та вібрації. Досягається шляхом ізоляції гідростанції: насосна станція встановлюється на віброгасильні опори (гумово-металеві амортизатори). З'єднання насоса з гідросистемою верстата виконано за допомогою гнучких рукавів високого тиску (РВТ), що перешкоджає передачі структурних вібрацій на станину.

					026Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						48
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Шум від гідроприводу не повинен перевищувати 80 дБА (згідно з ДСН 3.3.6.037-99). У разі перевищення норми насосний блок закривається шумоізоляційним кожухом.

4.2.3. Санітарно-гігієнічні заходи. Для уловлювання випарів МОР безпосередньо над зоною різання встановлюється місцевий витяжний зонд, інтегрований у загальноцехову припливно-витяжну вентиляцію. Оператор забезпечується засобами індивідуального захисту (ЗІЗ): спецодягом, захисними окулярами та маслостійкими рукавицями.

4.3. Заходи з пожежної безпеки та електробезпеки обладнання

4.3.1. Електробезпека (відповідно до ПУЕ та НПАОП 40.1-1.21-98). На електробезпеку впливають такі заходи:

- Заземлення: усі металеві неструмоведучі частини верстата (станина, корпус шафи керування, станина гідростанції), які можуть опинитися під напругою внаслідок пошкодження ізоляції, жорстко приєднуються до загальноцехового контуру заземлення. Опір заземлювального пристрою не повинен перевищувати 4 Ом.

- Захист від короткого замикання: в електричній шафі встановлені автоматичні вимикачі та пристрої захисного вимкнення (ПЗВ), які контролюють витік струму та захищають ПЛК і електродвигуни від навантажень.

- Низьковольтне живлення цепів керування: напруга на пульті керування та на датчиках (індуктивних кінцевиках) становить безпечні 24 В постійного струму (DC), що виключає ураження оператора електричним струмом під час налаштування.

4.3.2. Пожежна безпека (відповідно до НАПБ А.01.001-2014). За вибухопожежною небезпекою приміщення механічного цеху належить до категорії В (використання горючих мінеральних масел у гідросистемі та МОР на основі нафтопродуктів). Запобігання пожежам: контроль температури масла в гідробаку за допомогою термодатчика (автоматичне вимкнення верстата при температурі масла понад 60 °С). Забороняється накопичення промасленого ганчір'я біля

					026Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

верстата – його збирають у спеціальні металеві ящики з кришками. Засоби пожежогасіння: біля робочого місця встановлюється первинний пост пожежогасіння, комплектуваний вуглекислотним вогнегасником типу ВВ-3 або ВВ-5 (для гасіння електроустановок під напругою та рідких горючих речовин). Використання води для гасіння палаючого масла суворо заборонено.

4.4. Безпека у надзвичайних ситуаціях

Під надзвичайними ситуаціями (НС) на території підприємства розуміють техногенні аварії (руйнування систем під тиском, масштабні пожежі, тривале відключення енергопостачання) або воєнні загрози.

Дії при раптовому припиненні подачі електроенергії:

- Гідроклапани верстата автоматично переходять у закритий стан, що миттєво фіксує каретка із протяжкою у поточному положенні, запобігаючи її падінню під власною вагою на робочий стіл.
- Оператор зобов'язаний повернути головний вимикач верстата в положення «Вимкнено» («0») для унеможливлення самовільного запуску обладнання після відновлення живлення.

Дії при розгерметизації гідросистеми.

У разі пошкодження РВТ або витоку масла під тиском оператор повинен негайно натиснути кнопку аварійної зупинки, знеструмити верстат та перекрити вентилі подачі робочої рідини.

Дії при оголошенні сигналів цивільного захисту (наприклад, «Повітряна тривога»):

- Оператор зобов'язаний негайно зупинити роботу верстата кнопкою «Стоп» (або «Аварійний стоп»).
- Вимкнути головний автомат живлення на електрошафі верстата.
- Перекрити подачу стисненого повітря чи води (якщо підключені).

					026Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Дотримуючись інструкцій цивільного захисту, без паніки залишити робоче місце та перейти до найближчого захисного обладнання (укриття, бомбосховища).

					026Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						51
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ І ПРОПОЗИЦІЇ

Метою кваліфікаційної роботи є створення верстатів з автоматизованим циклом обробки кулачків свердлильного патрона з урахуванням вертикально-протяжного верстата мод. МА-297.007.

Для досягнення поставленої мети у дипломному проекті вирішено такі завдання:

1. Розроблено загальний вигляд автомата та циклограма його роботи.
2. Розроблено стійку та завантажувальний пристрій з механізмом повороту столу.
3. Розроблено пристрій для базування та кріплення деталей при обробці.
4. Розроблено заходи з охорони праці та безпеки виробництва.

Подані матеріали виконані відповідно до ДСТУ та ЕСКД.

					026Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Кваліфікаційна робота: методичні вказівки до оформлення кваліфікаційних робіт для здобувачів першого (бакалаврського) та другого (магістерського) рівнів вищої освіти всіх освітніх програм денної та заочної форм навчання / уклад. Н.В. Ковальчук, Ю.Г. Фесіна, І.Л.Заблоцька Луцьк : ЛНТУ, 2023. 46 с.
2. Технологія машинобудування : підручник для студ. вищ. навч. закл. / М. С. Суслов, В. О. Ковальов, О. М. Ткаченко [та ін.]. – Київ : Каравела, 2021. – 412 с.
3. Проектування металорізальних верстатів та верстатних комплексів : навч. посібник / Ю. М. Кузнєцов, В. М. Гігняк, С. В. Серeda. – Київ : ТОВ «НВП Інтерсервіс», 2019. – 380 с.
4. Розрахунок та проектування металорізальних інструментів. Протяжки : методичні вказівки до виконання курсових та дипломних проектів / уклад.: І. В. Короткий, О. П. Смирнов. – Харків : НТУ «ХП», 2022. – 64 с.
5. Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні : підручник / В. А. Федоренко, О. І. Борисенко. – Львів : Новий Світ-2000, 2020. – 296 с.
6. Гідропривід та гідропневмоавтоматика верстатів : навч. посібник / П. П. Прокопенко, В. Б. Струтинський. – Житомир : ЖДТУ, 2018. – 344 с.
7. Металорізальні верстати : Енциклопедичний довідник. Том 2. Верстати протяжної, зубообробної та фрезерної груп / за ред. проф. В. А. Данильченка. – Дніпро : Ліра, 2021. – 450 с.
8. Програмовані логічні контролери в системах автоматизації керування верстатним обладнанням : монографія / О. В. Кузнєцов, С. М. Попов. – Одеса : Астропринт, 2023. – 215 с.
9. Проектування технологічного оснащення в машинобудуванні : підручник / А. В. Скрипник, О. В. Захаров. – Тернопіль : ТНТУ ім. І. Пулюя, 2022. – 312 с.
10. Охорона праці в машинобудуванні : навч. посібник / К. Н. Ткачук, М. О. Лисак, Д. Ф. Іванчук. – Київ : Основа, 2019. – 288 с.

					026Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

11. ДСТУ ISO 12100:2016 (ISO 12100:2010, IDT). Безпечність машин. Загальні принципи проектування. Оцінювання ризиків та зменшення ризиків. – [Чинний від 2017-01-01]. – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2016. – 68 с.

12. ДСТУ EN 60204-1:2019 (EN 60204-1:2018, IDT; IEC 60204-1:2016, MOD). Безпечність машин. Електрообладнання машин. Частина 1. Загальні вимоги. – [Чинний від 2020-01-01]. – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2019. – 124 с.

13. Сталі авіаційні та машинобудівні. Марки, хімічний склад, термообробка : довідник / О. М. Шаповалова, В. В. Лук'яненко. – Запоріжжя : ЗНТУ, 2020. – 180 с.

14. Паспорт та керівництво з експлуатації вертикально-протяжного верстата для зовнішнього протягування моделі МА-297.007. – Мінськ : МЗОР, 1989. – 92 с. (Архівне виробничо-технічне джерело).

15. НАПБ А.01.001-2014. Правила пожежної безпеки в Україні : затверджено Наказом МВС України від 30.12.2014 № 1417. – Київ : Форт, 2015. – 160 с.

16. Економічне обґрунтування інженерних рішень у дипломних проектах : навчально-методичний посібник / за ред. проф. Т. О. Колесникової. – Суми : СумДУ, 2021. – 95 с.

					026Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						54
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ДОДАТКИ

					026Б-26.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
						55
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		