

ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет машинобудування та транспорту

Кафедра галузевого машинобудування

**МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**

на тему: **Привід конвєєра для видалення стружки з токарного верстата з числовим програмним керуванням**

Виконав: студент 2 курсу за ОПП

«Магістр», групи 1ГМ-20м

спеціальності 133

галузеве машинобудування

(шифр і назва напрямку підготовки)

\_\_\_\_\_ Кривенко Д.Ю.

(прізвище та ініціали)

Керівник \_\_\_\_\_ Поліщук Л.К.

(прізвище та ініціали)

Опонент \_\_\_\_\_ Кашканов В.А.

(прізвище та ініціали)

**Допущено до захисту**

Завідувач кафедри ГМ

д.т.н., проф. Поліщук Л. К.

(прізвище та ініціали)

« \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2021 р.

Вінниця – 2021

Вінницький національний технічний університет  
Факультет машинобудування та транспорту  
Кафедра галузевого машинобудування  
Рівень вищої освіти II-й (магістерський)  
Галузь знань – 13 Механічна інженерія  
Спеціальність – 133 Галузеве машинобудування  
Освітньо-професійна програма – Галузеве машинобудування

ЗАТВЕРДЖУЮ  
завідувач кафедри ГМ  
д.т.н., професор Поліщук Л.К.  
« 24 » вересня 2021 р.

## ЗАВДАННЯ НА МАГІСТЕРСЬКУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Кривенку Дмитру Юрійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема магістерської кваліфікаційної роботи Привід конвеєра для видалення стружки з токарного верстата з ЧПК

керівник магістерської кваліфікаційної роботи Поліщук Леонід Клавдійович

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

д.т.н., професор

затверджені наказом вищого навчального закладу від “24” вересня 2021 року № 277

2. Строк подання студентом магістерської кваліфікаційної роботи: 10.12.2021.

3. Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи: тип приводу – гідравлічний; кількість гідромоторів – 1; потужність приводу, кВт – 2; частота обертання, об/хв – 225; діаметр та довжина барабана – 180; 680; міжопорна відстань, мм – 760.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): постановка задачі та техніко-економічне обґрунтування теми роботи, аналіз відомих технічних рішень вмонтованих гідравлічних приводів і торцевих ущільнень, розрахунково-конструкторський розділ: проектні розрахунки елементів приводу, математичне моделювання динамічних процесів приводу, результати теоретичних досліджень, економічний розділ, охорона праці і безпека у надзвичайних ситуаціях

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

5.1 Токарні гнучкі виробничі модулі на базі верстата 1П756ДФ3 1л. – А1.

5.2 Аналіз відомих конструкцій вмонтованих гідравлічних приводів 1л. – А1.

5.3 Аналіз конструкцій торцевих ущільнень 1л. – А1.

5.4 Складальне креслення передавального механізму 1л. – А1.

5.5 Складальне креслення вмонтованого гідравлічного приводу 1л. – А1.

5.6 3-D модель вмонтованого гідравлічного приводу 1л. – А1.

5.7 Розрахункова та математичні моделі 1л. – А1.

5.8 Результати теоретичних досліджень 1л. – А1.

## 6. Консультанти розділів магістерської кваліфікаційної роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Спеціальна частина	Поліщук Леонід Клавдійович. д.т.н., професор	24.09.2021	03.12.2021
Економічна частина	Бальзан Марина Володимирівна к.е.н., доцент	24.09.2021	02.12.2021
Безпека у надзвичайних ситуаціях	Поліщук Олександр Васильович к.т.н., доцент	24.09.2021	02.12.2021
Охорона праці	Віштак Інна Вікторівна к.т.н., доцент	24.09.2021	02.12.2021

7. Дата видачі завдання 24.09.21

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів магістерської кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів МКР	Примітка
1.	Постановка задачі та техніко-економічне обґрунтування теми роботи	24.09.2021	
2.	Аналіз відомих технічних рішень.	21.09.2021	
3.	Розрахунково-конструкторський розділ	19.10.2021	
4.	Аналіз динамічних процесів в стрічковому конвеєрі	19.11.2021	
5.	Розрахункова та математичні моделі. Результати теоретичних досліджень	26.11.2021	
6.	Економічний розділ.	02.12.2021	
7.	Охорона праці і безпека у надзвичайних ситуаціях.	01.12.2021	
8.	Оформлення пояснювальної записки та ілюстративної частини роботи	03.12.2021	
9.	Попередній захист.	14.12.2021	

Студент Кривенко Д.Ю.  
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи Поліщук Л. К.  
(підпис) (прізвище та ініціали)

## АНОТАЦІЯ

УДК 62-82:621.9.067

Кривенко Д. Ю. Привід конвеєра для видалення стружки з токарного верстата з числовим програмним керуванням. Магістерська кваліфікаційна робота зі спеціальності 133 – галузеве машинобудування, освітня програма – галузеве машинобудування. Вінниця: ВНТУ, 2021. 124 с.

На укр. мові. Бібліогр.: 31 назв; рис.: 37; табл. 22.

В магістерській кваліфікаційній роботі виконано техніко-економічне обґрунтування теми роботи, на основі аналізу відомих технічних рішень розроблено конструктивну схему вмонтованого гідравлічного приводу скребкового конвеєра для видалення стружки. Розроблено конструкцію складових вузлів зазначеного приводу, подано математичну модель динамічних процесів для вибору оптимальних параметрів. Розроблена конструкція торцевого ущільнення, яка враховує специфіку роботи з'являючої осі приводного пристрою.

Виконано необхідні силові, кінематичні розрахунки елементів приводу та розрахунки на міцність.

Графічна частина складається з 8 плакатів із результатами досліджень та 2 складальних креслень.

Економічні показники, що наведені в розділі, свідчать про доцільність впровадження приводу у виробництво. Запропоновано заходи з охорони праці та безпеки життєдіяльності.

Ключові слова: верстат з ЧПК, видалення стружки, вмонтований гідравлічний привід, скребковий конвеєр, торцеве ущільнення.

## ANNOTATION

UDC 62-82: 621.9.067

Krivenko D. Yu. Drive of the conveyor for chip removal from a lathe with numerical program control. Master's qualification work in the specialty 133 - branch mechanical engineering, educational program - branch mechanical engineering. Vinnytsia: VNTU, 2021. 124 p.

In Ukrainian language. Bibliogr. : 31 titles; fig. : 37; table 22.

In the master's qualification work the feasibility study of the topic of work is performed, on the basis of the analysis of known technical solutions the constructive scheme of the built-in hydraulic drive of the scraper conveyor for chip removal is developed. The design of components of the specified drive is developed, the mathematical model of dynamic processes for a choice of optimum parameters is given. The design of the end seal is developed, which takes into account the specifics of the comparative axis of the drive device.

Necessary power, kinematic calculations of drive elements and strength calculations are performed.

The graphic part consists of 8 posters with research results and 2 assembly drawings.

The economic indicators presented in the section indicate the feasibility of introducing the drive into production. Measures for labor protection and life safety are proposed.

Key words: CNC machine, chip removal, built-in hydraulic drive, scraper conveyor, end seal..

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	8
<b>1. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ ТА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ТЕМИ РОБОТИ.....</b>	<b>11</b>
1.1 Суть технічної проблеми.....	11
1.2 Аналіз техніко-економічних показників конструкції.....	12
1.3 Порівняння технічних показників аналога та нової конструкції.....	13
1.4 Опис нової конструкції та її переваги.....	14
1.5 Технічні вимоги до нової конструкції.....	14
1.6 Прогноз величини попиту на нову розробку.....	14
1.7 Доцільність розробки .....	16
1.7.1 Собівартість одиниці нової розробки.....	16
1.7.2 Розрахунок величини капітальних вкладань .....	17
1.6.3 Розрахунок величини експлуатаційних витрат для одиниці нової розробки.....	17
<b>2. АНАЛІЗ ВІДОМИХ КОНСТРУКЦІЙ ВМОНТОВАНИХ ГІДРАВЛІЧНИХ ПРИВОДІВ.....</b>	<b>20</b>
<b>3. РОЗРОБКА КОНСТРУКТИВНОЇ СХЕМИ ВМОНТОВАНОГО ГІДРАВЛІЧНОГО ПРИВОДА З ТОРЦЕВИМ УЩІЛЬНЕННЯМ.....</b>	<b>31</b>
3.1 Особливості використання торцевих ущільнень в технологічних пристроях.....	31
3.1.1 Область застосування торцевих ущільнень.....	31
3.1.2 Класифікація торцевих ущільнень.....	33
3.1.3 Радіальні ущільнюючі елементи.....	36
3.1.4 Конфігурації та способи встановлення конткілець.....	36
3.1.5 Матеріали та зносостійкість ущільнюючих кілець.....	38
3.2 Аналіз існуючих конструкцій торцевих уцінень.....	40
3.3 Конструктивна схема вмонтованого гідравлічного привода із розробленим ущільненням.....	41

3.4 Висновки до розділу 3.....	49
<b>4. РОЗРАХУНКОВО-КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ.....</b>	<b>50</b>
4.1 Вибір типу передач вмонтованого гідравлічного приводу.....	50
4.2 Кінематичний розрахунок приводу.....	57
4.3 Розрахунок зубчастих передач приводу.....	60
4.4 Розрахунок цівкової передачі.....	64
4.5 Розрахунок елементів трубопровода.....	69
4.6 Розрахунок конструктивних параметрів торцевого ущільнення.....	70
4.7 Висновки до розділу 4.....	76
<b>5. ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВМОНТОВАНОГО ГІДРАВЛІЧНОГО ПРИВОДУ СКРЕБКОВОГО КОНВЕЄРА.....</b>	<b>77</b>
5.1 Розробка розрахункової схеми гідравлічного приводу.....	77
5.2 Математична модель гідравлічного вмонтованого приводу.....	79
5.3 Теоретичні дослідження динаміки вмонтованого гідравлічного привода скребкового конвеєра.....	85
5.4 Висновки до розділу 5.....	88
<b>6. ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗДІЛ.....</b>	<b>89</b>
6.1 Розрахунок кошторису витрат на розробку обладнання.....	89
6.2 Розрахунок експлуатаційних витрат для аналога.....	91
6.3 Розрахунок економічної ефективності науково-технічної розробки за її можливої комерціалізації потенційним інвестором.....	100
6.4 Висновки до економічного розділу.....	104
<b>7 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....</b>	<b>105</b>
7.1 Аналіз умов праці.....	105
7.2 Заходи по техніці безпеки.....	106
7.2.1 Електробезпека.....	106
7.3 Виробнича санітарія.....	107
7.3.1 Мікроклімат.....	107
7.3.2 Виробниче освітлення.....	109
7.3.3 Виробничий шум .....	111

7.3.4 Виробничі вібрації.....	112
7.4 Пожежна безпека.....	113
7.5 Безпека в надзвичайних ситуаціях.....	114
<b>ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....</b>	<b>119</b>
<b>СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....</b>	<b>121</b>
<b>ДОДАТКИ.....</b>	<b>125</b>
ДОДАТОК А. – Технічне завдання.....	
ДОДАТОК Б. – Ілюстративна частина.....	
ДОДАТОК В. – Специфікації.....	



## ВСТУП

**Актуальність.** В більшості металорізальних верстатів з ЧПК та гнучких виробничих модулях для обробки корпусних деталей застосовується транспортер з гнучким тяговим органом для видалення стружки. За умови оснащення зазначеного металорізального обладнання гідравлічним приводом, враховуючи його відомі переваги над іншими типами приводів, доцільно застосувати вмонтований гідравлічний привід (мотор-барабан). Конструктивною особливістю привідного барабана існуючих транспортерів верстатного обладнання є невеликий діаметр (125...160 мм) в порівнянні з його довжиною (700...800 мм). Це накладає певні обмеження на габаритні розміри гідромотора та передавального механізму за умови забезпечення ними необхідних робочих параметрів вмонтованого приводу.

**Метою** магістерської кваліфікаційної роботи є підвищення надійності, зменшення габаритів, металомісткості за рахунок використання розробленого вмонтованого гідравлічного приводу скребкового конвеєра для видалення стружки з робочої зони токарного верстата з ЧПК.

У зв'язку з поставленою метою в магістерській дипломній роботі необхідно розв'язати такі **задачі**:

1. Обґрунтувати техніко-економічну доцільність виконання МКР за означеною темою;
2. Виконати аналіз відомих технічних рішень, на підставі яких розробити конструктивну схему вмонтованого приводу скребкового конвеєра для видалення стружки та конструкцію торцевого ущільнення.
3. Виконати необхідні проектні та перевірочні розрахунки на міцність основних вузлів та деталей розробленого приводу з метою виконання його конструювання.
4. Вивчити особливості роботи торцевих ущільнень для врахування їх під час проектування з'їздної осі приводу.
5. Розробити розрахункову та математичну моделі вмонтованого гідравлічного приводу для вивчення динамічних процесів розробленої

конструкції, на основі якої встановити теоретичні залежності, які якісно характеризують перебіг перехідних процесів у приводі.

6. Виконати розрахунки щодо економічної ефективності запропонованої розробки.

7. Виконати необхідні розрахунки з охорони праці та безпеки життєдіяльності.

**Об'єкт дослідження** – технологічні процеси в гнучких виробничих модулях, оснащених верстатами з числовим програмним керуванням та транспортними системами для видалення стружки.

**Предмет дослідження** – привід транспортера для видалення стружки для верстата з ЧПК

**Методи дослідження** – теоретичні дослідження динамічних процесів механічної системи скребкового конієера для видалення стружки виконані методами фізичного та математичного моделювання із використанням комп'ютерного моделювання виконаного у MatLab 14

**Наукова новизна отриманих результатів та їх практичне значення**

- Удосконалено методи розрахунку вмонтованих гідравлічних приводів для транспортних систем верстатів з ЧПК.

- Розроблено конструкцію вмонтованого гідравлічного приводу транспортера для видалення стружки у токарних верстатах з ЧПК та торцеве ущільнення для з'єднаної осі приводу.

**Особистий внесок автора.** Основні результати, що викладені у магістерській кваліфікаційній роботі та виносяться на захист, отримані самостійно за консультативної допомоги наукового керівника.

Серед них:

- На основі аналізу особливостей використання торцевих ущільнень в технологічних пристроях та їх класифікацій, розглянуто основні конфігурації та способи встановлення конткілець, матеріали та зносостійкість ущільнюючих кілець, відомих конструкцій торцевих ущільнень, розгляду їх конструктивних схем, розроблено конструкції торцевого ущільнення для з'єднаної осі приводу

та вмонтованого гідравлічного приводу скребкового конвеєру для видалення стружки.;

- Отримано удосконалену математичну модель для проведення теоретичних досліджень динамічних процесів у механічній системі транспортера;

**Публікації.** Дослідження, що виконані в магістерській кваліфікаційній роботі, будуть опубліковані автором після узагальнень отриманих результатів.

## 1 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ТЕМИ МАГІСТЕРСЬКОЇ РОБОТИ

### 1.1 Суть технічної проблеми

Роботизований технологічний комплекс, складовою якого є конвеєр для видалення стружки, призначений для багатоопераційної обробки заготовок типу коротких тіл обертання в умовах серійного і багатосерійного виробництва РТК, сконструйований на базі токарного верстата з ЧПК моделі 1П756ДФЗ, автоматичного маніпулятора порталного типу моделі МА80Ц.25.09, накопичувача заготовок і деталей виконаного в виді тактового столу з спеціальною тарою, складу-стелажу для технологічної оснастки, пристрою ЧПК, гідростанції та інших допоміжних пристроїв.

Видалення стружки із зони різання та її доставка до загальної цехової транспортної системи, що, як правило, розташована під підлогою і оснащена бункерами приймальними пристроями, здійснюється скребковим конвеєром.

Приводний пристрій конвеєра містить електродвигун, з'єднувальну муфту, циліндрично-черв'ячний редуктор, приводний вал, на якому закріплено дві тягові зірочки. Приводний вал з'єднано з внутрішньою поверхнею порожнинного вала тихохідного ступеню, циліндрично-черв'ячного редуктора. Відсутність з'єднання валів без компенсаційної муфти вимагає високої точності обробки двох не взаємопов'язаних базових поверхонь і веде до здороження конструкції. Крім того, бокове розташування приводу відносно конвеєра збільшує загальні габарити, а відносно велика кількість вузлів зменшує його надійність та збільшує ваги приводу.

Зменшити металомісткість, кількість вузлів, габарити та підвищити надійність конвеєра можна за умови використання вмонтованого гідравлічного приводу, який розроблено на кафедрі ГМ Вінницького національного технічного університету.

## 1.2 Аналіз техніко-економічних показників конструкцій

Конструкція приводу конвеєра для видалення стружки моделі 1П756ДФ3 наведена на рис. 1.1. Конвеєр поміщений в порожнині станини 1 і розташований перпендикулярно осі шпинделя так, щоб стружка відводилась в напрямку задньої стінки верстата в тару. Поміщений в зварний корпус 2 з листового металу конвеєр виконаний у вигляді двох ланцюгів 3, до ланок яких прикріплені скребки, які кріпляться на осях. Ланцюг переміщується по напрямних; ведучі зірочки жорстко встановлені на приводному валу. Натяг ланцюга здійснюється гвинтами 4 і кріпильними болтами 5. Корпус 2 встановлений на опорі 6 з роликами 7, котрі дозволяють йому переміщуватись для обслуговування і ремонту. Конвеєр приводиться в дію електродвигуном 8, що через муфту 9 з'єднаний з циліндрично-черв'ячним редуктором 10, і утворює єдиний комплекс мотор-редуктора.

Поза тим, наявність електромеханічного приводу значно збільшує кількість його вузлів та ускладнює конструкцію. Значна кількість вузлів пристрою та масивна конструкція рами збільшують габарити і металомісткість приводного пристрою та знижують надійність його функціонування.

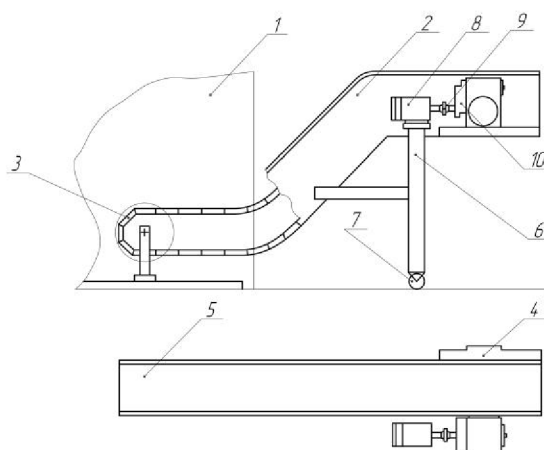


Рисунок 1.1 – Привод конвеєра для видалення стружки з верстата моделі 1П756ДФ3

Конструктивною особливістю розробленого вмонтованого приводу для конвеєра є наявність компактного триступеневого співвісного передавального механізму з тихохідним ступенем у вигляді планетарної передачі з позацентровим циклоїдальним зачепленням. Це дозволило підвищити надійність приводу, розширити його функціональні можливості та зменшити габарити.

Змінюючи тиск і витрати робочої рідини в гідросистемі можна змінювати крутний момент та частоту обертання барабана.

### 1.3 Порівняння технічних показників аналога та нової конструкції

Порівняння технічних показників аналога та нової розробки проводимо основними характеристиками приводу, наведеними в табл. 1.1.

Таблиця 1.1 – Порівняння технічних характеристик аналога і нової конструкції приводу головного екструдера

Показники (параметри)	Аналог, приводу конвеєра для видалення стружки верстата 1П756ДФЗ	Нова розробка, вмонтований гідравлічний привод конвеєра	Порівняння показників
Тип приводу	електромеханічний	гідравлічний	можливість регулювання частоти обертання
Число вузлів	4	2	2
Габаритні розміри, мм	1200×840×1420	300×840×252	4×1×5
Потужність, кВт	2 кВт	2 кВт	–

Режим транспортування	за технологічним процесом обробки	за технологічним процесом обробки	–
Схема розміщення вузлів	просторова	вбудовані в корпус барабана	зменшення металомісткості

#### 1.4 Опис нової конструкції та її переваги

Вмонтований гідравлічний привод скребкового конвеєра токарного верстата для видалення стружки містить гідромотор, передавальний механізм у вигляді триступеневої передачі, дві з яких є циліндричними, а одна – цівкова з позацентровим циклоїдальним зачепленням.

Така конструкція дозволяє підвищити надійність приводу, розширити його функціональні можливості та зменшити габарити.

Змінюючи тиск і витрати робочої рідини в гідросистемі можна змінювати крутний момент та частоту обертання барабана.

#### 1.5 Технічні вимога до нової конструкції

Необхідно забезпечити надійність роботи конструкції вмонтованого гідравлічного приводу конвеєра для видалення стружки протягом 10000 год. Узли повинні бути швидкоз'ємними та відповідати та відповідати вимогам до розділу «Безпека життєдіяльності»

#### 1.6 Прогноз величини попиту на нову розробку

Ринок збуту даної продукції є досить широкий, оскільки споживачами такої розробки можуть бути всі підприємства що пов'язані з металообробкою, оскільки за останнє десятиліття невпинно зростає і є досить прибутковою галуззю промисловості, а новітні технології та комплекси потребують широко

функціонального та надійного устаткування, то в даному випадку розглядаємо серійний випуск нової розробки.

Так як для сучасного ринку такий пристрій є новою розробкою, то будемо вважати, що при серійному виробництві даною продукцією зацікавиться близько 40% користувачів. По Україні нараховується близько 60 машинобудівних заводів, на кожному з яких в середньому є 8 верстатів типу, де може бути застосований наш пристрій, тоді кількість пристроїв, які придбають користувачі буде таким:

$$N = \frac{40 \cdot 60 \cdot 8}{100} = 192 \text{ шт.}$$

Оскільки пристрій є абсолютно новою розробкою, то будемо вважати, що на її впровадження піде 3-4 роки, тому щорічно потенційними покупцями нового пристрою можуть бути:

$$N = \frac{192}{3 \div 4} = 64 \div 48 \text{ шт.}$$

користувачів на рік. Цю величину можна прийняти як оптимістичний прогноз українського ринку для гідравлічного приводу скребкового конвеєра верстата.

Для визначення величини песимістичного прогнозу приймаємо, що 50% користувачів не будуть користуватись цією розробкою через економічні труднощі, також враховуємо, що 20% споживачів віддадуть перевагу іншим конструктивним розробкам. Тоді, песимістичний прогноз обсягу ринку буде:

$$PO = (64 \div 48) \cdot 0,5 \cdot 0,2 = 7 \div 5.$$

Реалістичний прогноз РП може бути визначений, як середній між оптимістичним та песимістичним прогнозами:



$$PP = \frac{(64 \div 48) + (8 \div 6)}{2} = 36 \div 27$$

Таким чином, ми можемо спланувати та дослідити ринок збуту своєї розробки.

## 1.7 Доцільність розробки

Порівнюючи наші показники приходимо до висновку про доцільність розробки вмонтованого гідравлічного приводу конвеєра для видалення стружки з верстатного обладнання. Вказані переваги свідчать про проведення проектувальних робіт та про актуальність теми дипломного проекту.

### 1.7.1 Собівартість одиниці нової розробки

В цьому випадку собівартість одиниці нової розробки  $S$  розраховується за формулою:

$$S = S_a^1 \cdot M_H \cdot K_H \text{ грн.}, \quad (1.1)$$

де  $S_a^1$  – питома собівартість одиниці маси аналога, грн./кг.;

$S_a$  – собівартість аналога, грн.;  $S_a = 15000$ ;

$M_a$  – маса аналога, кг;  $M_a = 220$ ;

$M_H$  – маса нової техніки, кг;  $M_H = 150$ ;

$K_H$  – коефіцієнт, який ураховує конструктивні та технологічні особливості нової розробки,  $K_H = 1 \dots 1,2$ ;

$$S_a^1 = S_a / M_a \quad (1.2)$$

$$S_a^1 = 15000 / 220 = 68,18 \text{ грн./кг};$$

$$S = 68,18 \cdot 150 \cdot 1 = 10227 \text{ грн.}$$

### 1.7.2 Розрахунок величини капітальних вкладень

Величина капітальних вкладень  $K$  розраховується за формулою:

$$K = B \cdot A \cdot S = B \cdot C \text{ грн.}, \quad (1.3)$$

де  $B$  – коефіцієнт, який урахує витрати на розробку, придбання, транспортування, монтаж, налагодження нової розробки тощо,  $B = 1,2 \dots 2,0$ ;  $A$  – коефіцієнт, який урахує прогнозований прибуток та податки, які повинен сплачувати виробник,  $A = 1,7 \dots 2,3$ ;  $S$  – собівартість нової розробки, розрахована спрощеним способом, грн.;  $C$  – ціна реалізації нової розробки.

Для аналога:

$$K_1 = 1,5 \cdot 2 \cdot 15000 = 45000 \text{ грн.}$$

Для нової розробки:

$$K_2 = 1,5 \cdot 2 \cdot 10227 = 30681 \text{ грн.}$$

1.7.3 Розрахунок величини експлуатаційних витрат для одиниці нової розробки

Експлуатаційні витрати є такі витрати, які забезпечують нормальне функціонування певного технічного рішення в період його експлуатації в розрахунку за рік. Величина експлуатаційних витрат  $E$  за рік розраховується за формулою:

$$E = k \cdot C \cdot \beta = k \cdot A \cdot S \cdot \beta \text{ грн./рік}, \quad (1.4)$$

де  $C$  – ціна реалізації нової розробки, якщо вона була відома або визначена раніше, грн./шт.;  $k$  – коефіцієнт, який враховує витрати на амортизацію, електроенергію, обслуговування, ремонт тощо,  $k = 0,2 \dots 0,4$ ; для обчислювальної техніки,  $k = 0,5 \dots 0,7$ ; для технічних рішень, в яких значну

питому вагу мають змінні елементи, наприклад, підшипники,  $k = 1...3$ ;  $A$  – коефіцієнт, який враховує прогнозований прибуток та податки, які повинен сплачувати виробник,  $A = 1,7...2,3$ ;  $S$  – собівартість нової розробки, розрахована спрощеним способом; грн.;  $\beta$  – доля часу, який витрачає працівник на обслуговування нової технічної або інтелектуальної розробки в загальній часі своєї роботи.

$$E = k \cdot A \cdot S \cdot \beta \text{ грн./рік}, \quad (1.5)$$

Для аналога:

$$E_1 = 0,3 \cdot 2 \cdot 15000 \cdot 0,1 = 900 \text{ грн./рік.}$$

Для нової розробки:

$$E_2 = 0,3 \cdot 2 \cdot 10227 \cdot 0,1 = 613,62 \text{ грн./рік.}$$

Таблиця 1.2 – Показники аналога та нової розробки

Показники	Одиниці виміру	Варіанти	
		Аналог «1»	Нова розробка «2»
1. Капітальні вкладення	грн.	45000	30681
2. Експлуатаційні витрати	грн./рік	900	613,62
3. Похибка	%	20	10

Так, питомі капітальні вкладання складуть:

Для аналога:

$$\frac{K_1}{Q_2} = \frac{45000}{10} = 4500 \text{ грн./рік}$$

Для нової розробки:

$$\frac{K_2}{Q_1} = \frac{30681}{20} = 1534,05 \text{ грн./рік}$$

Питомі експлуатаційні витрати складають:

Для аналога:

$$\frac{E_1}{Q_2} = \frac{900}{10} = 90 \text{ грн./рік}$$

Для нової розробки:

$$\frac{E_2}{Q_1} = \frac{613,62}{20} = 30,681 \text{ грн./рік}$$

Співвідношення між капітальними вкладеннями та експлуатаційними витратами:

$$\frac{K_1}{Q_2} > \frac{K_2}{Q_1}; \quad \frac{E_1}{Q_2} > \frac{E_2}{Q_1}$$

Визначимо економію на питомих капітальних вкладеннях та на питомих експлуатаційних витрат:

$$K_{ек} = \frac{K_1}{Q_2} - \frac{K_2}{Q_1} = 4500 - 1534,05 = 2965,95 \text{ грн./шт.},$$

$$E_{ек} = \frac{E_1}{Q_2} - \frac{E_2}{Q_1} = 90 - 30,681 = 59,319 \text{ грн./шт. на рік.}$$

Порівнюючи показники приходимо до висновку про доцільність розробки конструкції скребкового конвеєра для видалення стружки з верстатного обладнання. Нова розробка є високоефективною, оскільки забезпечує економію як на питомих капітальних вкладеннях у розмірі 2965,95 грн./шт, так і на питомих експлуатаційних витратах, що складають 59,319 грн./шт. на рік.

Порівняння технічних показників аналога і нової конструкції показує, що нова розробка має значно менші габарити, меншу кількість вузлів за незмінної потужності та режимом транспортування

## 2 АНАЛІЗ ВІДОМИХ КОНСТРУКЦІЙ ВМОНТОВАНИХ ГІДРАВЛІЧНИХ ПРИВОДІВ

Велика кількість різновидів конструкцій мотор-барабанів, що існують на практиці, пояснюється, з одного боку, прагненням розробників і дослідників створити найбільш оптимальну конструкцію, з іншого – різними умовами експлуатації тих транспортуючих машин, для яких вони призначені. Вибір оптимальної конструкції мотор-барабана залежить від конкретних умов експлуатації конвеєра, колом задач, що необхідно вирішити і обґрунтованістю використання джерела енергії.

Найбільшого поширення отримали гідравлічні та електричні мотор-барабани [3; 4, 5].

Незважаючи на широке розмаїття конструктивного виконання електричних мотор-барабанів, серед гідравлічних і електричних мотор-барабанів перевага надається гідравлічним, застосування яких дає змогу не лише зменшити число пасивних зв'язків між двигуном та барабаном, що робить такий привод компактним, але й дозволяє отримати більш якісні техніко-економічні показники [6].

Усунути або значною мірою зменшити ці недоліки можна за допомогою застосування в МБ гідравлічних двигунів [7].

Головними чинниками, що визначають переваги гідравлічних мотор-барабанів, є [8, 9, 10]:

- простота передачі сил і крутних моментів при малих габаритних розмірах (гідродвигун складає 12-13% об'єму електродвигуна) і масі (в 5-10 разів легше за електродвигун такої ж потужності) в поєднанні з можливістю плавного регулювання крутного моменту і частоти обертання в широкому діапазоні;

- можливість частих і швидких змін напрямку обертання, при малих силах і моментах інерції гідродвигуна (при тій же потужності механічна постійна часу електродвигуна в 10-100 разів менше ніж в гідродвигуна);
- простота і надійність захисту від перевантажень за допомогою запобіжних клапанів;
- простота регулювання і налагодження деяких інших параметрів на необхідні значення, особливо швидкості, потужності, крутного моменту;
- загальний ККД гідроприводу майже на всьому діапазоні регулювання значно вище ККД електроприводу з реостатним регулюванням;
- простота способу вмикання і вимикання при автоматичних циклах роботи виконавчих механізмів;
- невелике зношування основних робочих вузлів і як наслідок того велика довговічність і відносно невисокі експлуатаційні витрати.

Ці обставини відкривають широкі можливості використання гідроприводу в МБ.

На рис. 2.1 зображена конструктивна схема гідравлічного мотор-барабана з серійними двигунами. Всередині корпусу барабана 1 закріплені нерухомо диски 2 і 3. З дисками жорстко скріплюють корпуси гідродвигунів 4. Вали гідродвигунів сполучені з кронштейнами 5, встановленими між елементами 6 рами конвеєра. Всередині валів виконані канали для подачі та відведення робочої рідини, які з'єднуються з напірними зливними трубопроводами, завдяки направляючому потоки механізму 7. При подачі робочої рідини під тиском обертаються корпуси гідродвигунів 4 і, отже, корпус барабана 1.

Такий привід відрізняється простою конструкцією і відсутністю редуктора, що підвищує надійність його роботи. Проте вихідні вали гідродвигунів є опорними поверхнями для барабана і використання його в конвеєрах обмежується несівною здатністю підшипників, розташованих всередині корпусів гідродвигунів.

В мотор-барабані конструкції фірми "Rexroth" використовується

гідравлічний двигун спеціального виконання, розроблений для різних типорозмірів барабана і різної потужності приводу (рис. 2.2).

Приводний пристрій складається з корпусу барабана 1, до якого з одного боку прикріплена кришка 3, з'єднана з гальмівним пристроєм 4, сполученим із стійкою 5 станини 6. Вал 7 спеціального гідродвигуна 8 зафіксований нерухомо за допомогою шпонки 9 на втулці 10, яка за допомогою гвинтів сполучена із стійкою

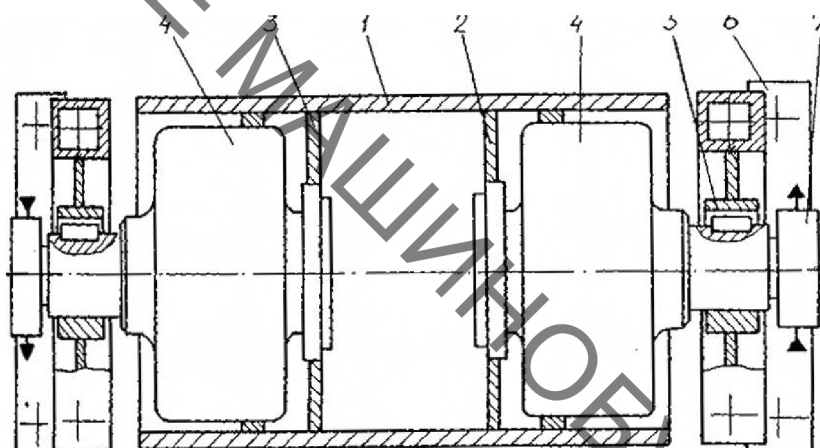


Рисунок 2.1 – Гідравлічний мотор-барабан з серійними гідромоторами

11 станини 6. Всередині валу 7 виконані канали для підведення і відведення робочої рідини до робочих порожнин гідродвигуна. За допомогою направляючого пристрою 12 робоча рідина під тиском через канал в середині вала 7 надходить до робочої порожнини 13 гідродвигуна і діє на поршні, що мають на опорній частині кульки, що взаємодіють з опорними поверхнями похилого диска гідродвигуна. В результаті цієї взаємодії кульки перекочуються по похилій площині, і здійснюється поворот рухомої частини гідродвигуна 8, яка жорстко сполучена з внутрішньою поверхнею барабана і передає йому обертання. Порожнина 14 з'єднується з відповідним каналом, виконаним усередині вісі 7, і через направляючий пристрій 12 поступає на злив.

Наявність гальмівного пристрою 4 дозволяє даний привід використовувати в похилих конвеєрах, в лебідках. У розглянутій конструкції

також відсутній редуктор. Разом з тим, представлений мотор-барaban відрізняється конструктивною і технологічною складністю виготовлення спеціального гідродвигуна і вартістю.

Конструкція гідравлічного мотор-барабана ГМБ-1, розроблена у Вінницькому національному технічному університеті [7]. На рис. 2.3 наведена його конструктивна схема. Приводний пристрій містить корпус барабана 1, який за допомогою виступів на кришках 2 та 3 гідродвигуна кінематично зв'язаний з реверсивним гідро двигуном, котрий складається з розташованого між вказаними

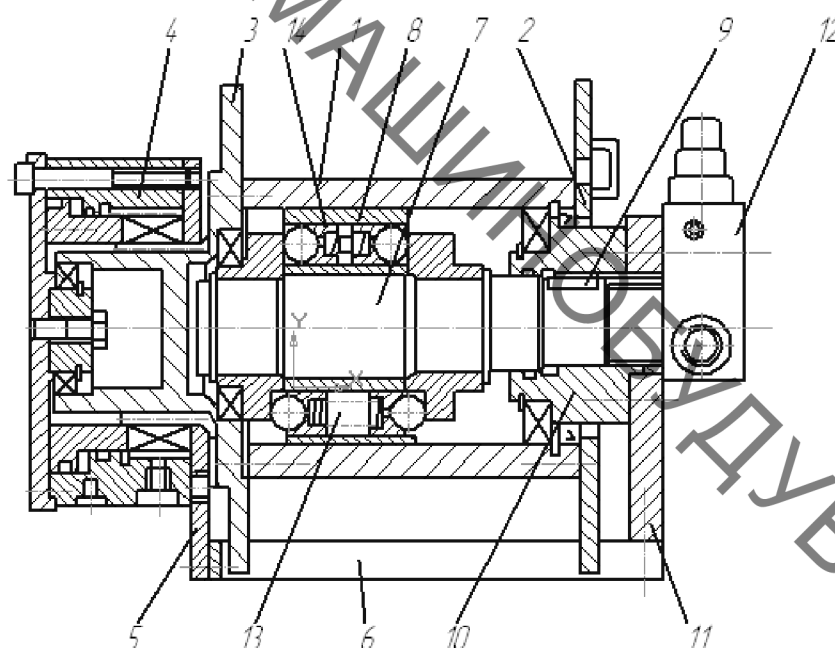


Рисунок 2.2 – Конструктивна схема мотор-барабана фірми "Rexroth"

кришками рухомого корпуса 4, всередині якого аксіально відносно його вісі встановлено шестерні-сателіти 5, які знаходяться в зачепленні з сонячним зубчастим колесом 6, що з допомогою шліців жорстко зв'язане з опорною віссю 7 барабана, нерухомо закріпленою на станині конвеєра. Опорні шийки шестерень-сателітів 5 встановлені на підшипниках 8, які знаходяться в нерухомому контакті з підшипниками 9 корпуса 4, який обертається та обертаються разом з ним відносно нерухомої опорної вісі 7. Напірний та зливний трубопроводи підводяться до внутрішніх порожнини гідродвигуна за



допомогою каналів підведення 10 і 11, виконаних всередині нерухомої опорної вісі 7. Причому канал 10, з'єднаний, наприклад, з напірним трубопроводом, з'єднаний з кільцевою розточкою 12 та каналами 13, 14 і 15, виконаними в кришці гідродвигуна 2, з'єднуються з робочими камерами 16, утвореними шестернями-сателітами 5, сонячним зубчастим колесом 6 та поверхнею рухомого корпусу 4. Аналогічно протилежна робоча камера 17 з'єднана поздовжніми каналами 18, виконаними в кришці гідродвигуна 3, з замкненою кільцевою порожниною 19 і за допомогою радіальних каналів 20 з'єднана з кільцевою розточкою 21, до якої підведений канал 11 приєднаний до зливного трубопроводу. Такі ж під'єднання робочих камер виконані для кожної шестерні-сателіта 5, котра знаходиться в зачепленні з сонячним зубчастим колесом 6. Для врівноважування тиску під торцями підшипників 8 і шестернями-сателітами 5 всередині останніх виконано осьовий канал 22.

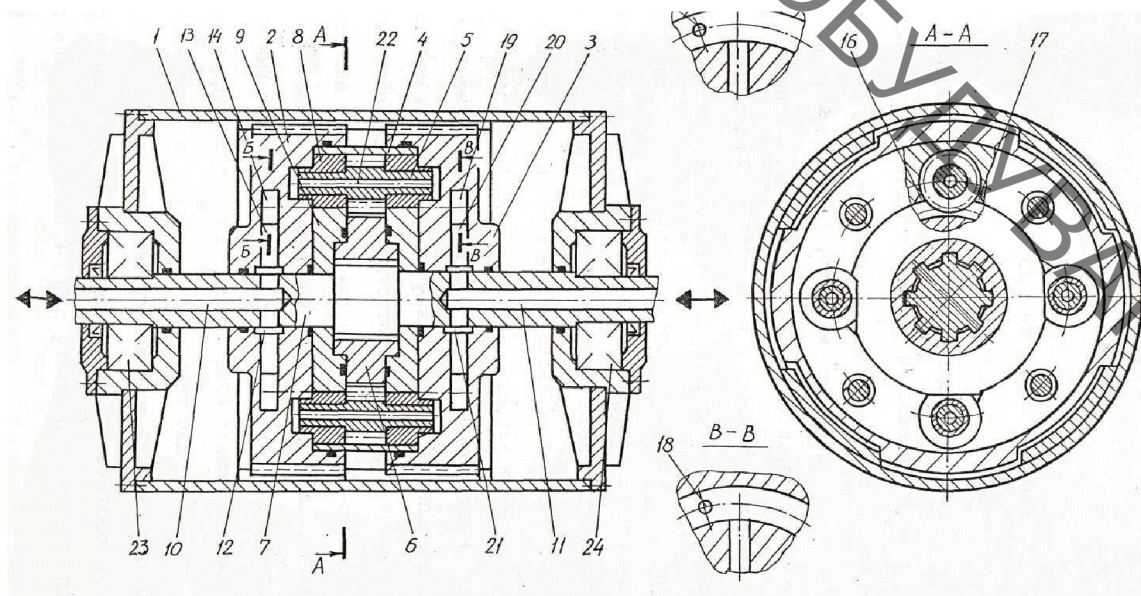


Рисунок 2.3 – Конструктивна схема гідравлічного мотор-барабана із спеціальним гідродвигуном ГМБ-1

Корпус барабана 1 і реверсивний електродвигун посаджені на нерухому опорну вісь окремо один від одного з великим радіальним зазором між виступами на

корпусі барабана 1 і кришках гідродвигуна 2 та 3. Радіальна складова навантаження в цьому випадку сприймається підшипниками 24 і 25. Для запобігання можливих втрат

передбачено систему ущільнень з врахуванням рухомості ущільнених поверхонь.

На рис. 2.4 наведена конструктивна схема мотор-барабана ГМБ-2 розроблена спільними зусиллями ВНТУ та ІГТМ АН України м. Дніпропетровська [12], призначена для приводу конвеєра рудної шахти.

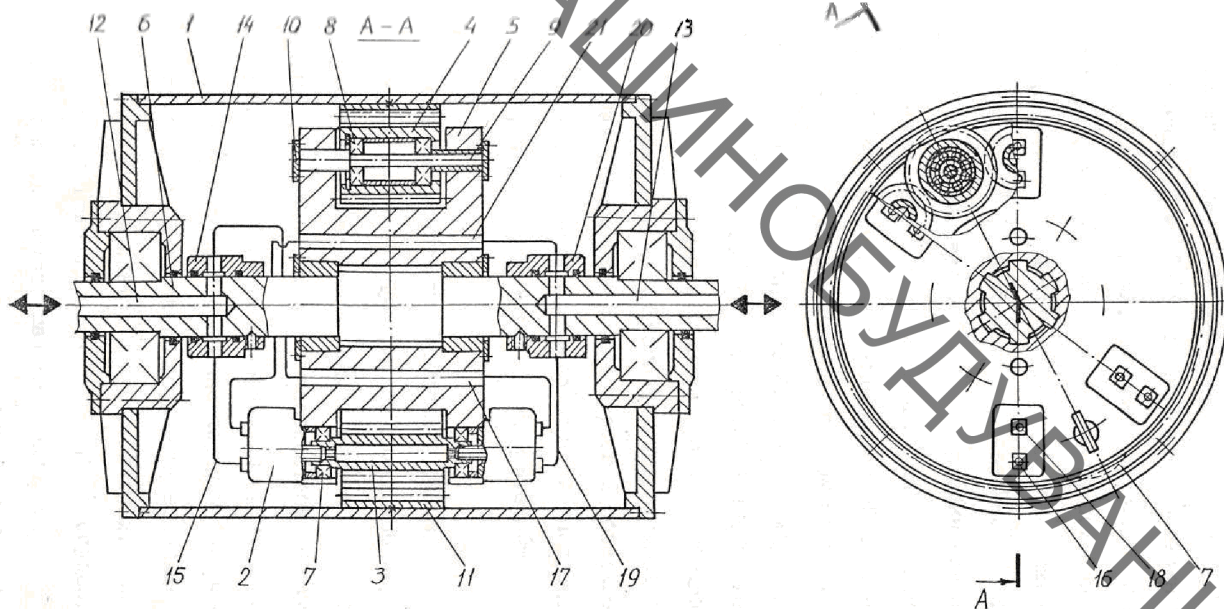


Рисунок 2.4 – Конструктивна схема гідравлічного мотор-барабана із серійним гідродвигуном ГМБ-2

Мотор-барабан містить корпус барабана 1 та вбудований в ньому привод, котрий складається з гідродвигунів 2 лівого та правого обертання та передавального механізму, ведучі шестерні 3 і проміжні шестерні 4 якого встановлені аксіально відносно осі корпусу барабана 1 в циліндричному опорному елементі 5, жорстко зв'язаного з нерухомою віссю 6. Опорні шийки ведучих шестерень 3 встановлені в підшипниках 7, а в проміжні шестерні 4

впресовані підшипники 8, які посаджені на проміжній вісі 9, закріпленій в циліндричному опорному елементі 5 за допомогою фіксуючих планок 10, встановлених в прорізи, виконані в торцевих поверхнях проміжної вісі 9. Напірна та зливна магістралі підводяться до гідродвигунів 2 через осьові канали 12 і 13. Розподільчий пристрій 14, розташований на нерухомій вісі 6, за допомогою напірних трубопроводів 15 з'єднано з вхідними отворами 16 гідродвигунів 2. Вихідні отвори 18 гідродвигунів 2 через зливний трубопровід 19, отвори виконані в розподільчому пристрої 20 та нерухомій вісі 6, з'єднані з каналом 13, з'єднаним зі зливною магістраллю. Незважаючи на відомі переваги гідроприводу, в сучасному машинобудуванні розробці конструкцій гідравлічних мотор-барабанів не приділялося достатньої уваги через відсутність серійних компактних, а також спеціальних гідродвигунів, призначених для даних машин.

Освоєння промисловістю нового покоління серійних та оригінальних гідродвигунів, серед яких широкого використання набули високомоментні та середньооборотні, створює умови для розробки конструкцій гідравлічних мотор-барабанів і технології їх виготовлення, які б врахували особливості їх використання і умови експлуатації, а також вивчення властивостей даних машин.

В табл. 2.1 наведено основні параметри та характеристики гідравлічних двигунів вітчизняного та зарубіжного виробництва, що використовуються в приводах різних технологічних машин [10].

Такий широкий діапазон параметрів гідравлічних двигунів дозволяє сконструювати мотор-барабани для конвеєрів з різними значеннями вантажездатності та швидкості транспортування.

Проте, незважаючи на велику кількість конструктивних розробок вмонтованих гідравлічних приводів, жоден з наведених за конструктивними параметрами та питомими показниками потужності, а також існуючими кінематичними схемами не може бути прийнятий для розробки приводом укладального конвеєра буртоукладальної машини.

Таблиця 2.1 – Основні параметри високомоментних гідравлічних двигунів

Країна, фірма	Тип гідромотора	Робочий об'єм, см <sup>3</sup>	Тиск максимальний, МПа	Частота обертання, хв <sup>-1</sup>	Максимальні витрати, л/хв.	Найбільша потужність кВт
Данія Danfos	OMT	161-410	210/260	780-305	125	33
-	OMV	314-802	210/160	200-510	200	53
Франц. Poclain	H	809-4914	301/145	80-150	90-220	57-135
- Valmet	Sisu	800-6800	30/40	75-340	240-500	55-90
Росія Омск – ВТТВ	GRM – F – M - 630 – 10	4775	20	48	920	54
Україна КТІСМ	ГПР-Ф	100-630	20	200-780	64	22

Крім того, недостатньо проведено теоретичних та експериментальних досліджень таких приводів, що дозволило б сформувавши відповідні рекомендації по їх промисловому застосуванню.

Тому, необхідно розробити конструктивну схему нового вмонтованого гідравлічного приводу, який би повністю задовольняв експлуатаційні та техніко-економічні показники.

На рис. 2.5 наведено конструкцію гідравлічного мотор-барабана з триступеневим редуктором для укладального конвеєра буртоукладальної

машини, розробленого на кафедрі ГМ Вінницького національного технічного університету. Гідравлічний мотор-барабан містить корпус барабана 1, в який вбудовано привод, що складається з гідродвигуна 2 і передавального механізму, виконаного у вигляді триступеневого редуктора.

Вал гідродвигуна 2, встановленого всередині напіввісі 3 і закріпленого на торцевій поверхні кришки 4 редуктора, через яку напіввісь з'єднана з корпусом 5 редуктора, жорстко з'єднаний з валом-шестернею 6 швидкохідного ступеня редуктора. Вал-шестерня кінематично зв'язана з зубчастим колесом 7, що встановлено на проміжному валу 8, на якому також розміщена шестерня 9, яка разом із зубчастим колесом 10 утворює проміжний ступінь редуктора. Зубчасте колесо 10 розміщене на іншому проміжному валу II, на кінці якого встановлено опорну втулку 12, яка ексцентрично зміщена відносно вала. На опорній втулці 12

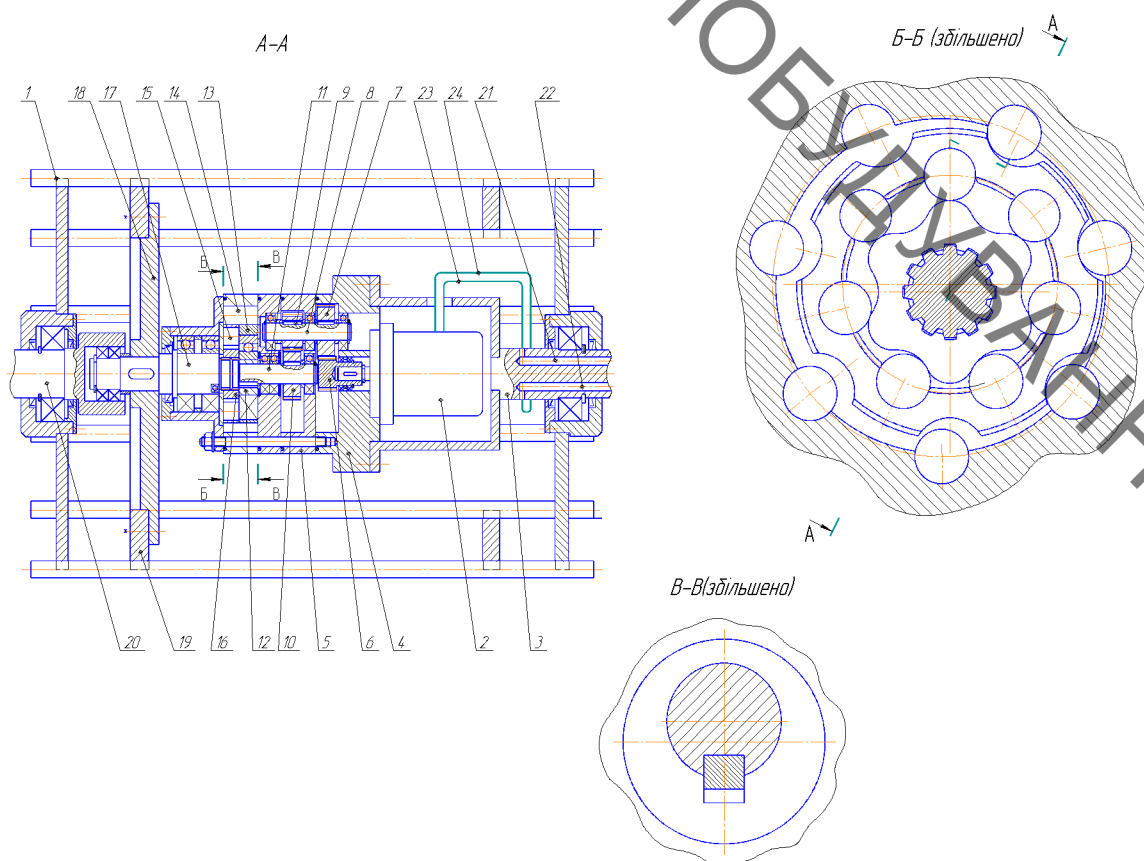


Рисунок 2.5 – Конструкція гідравлічного мотор-барабана з триступеневим редуктором укладального конвеєра

розміщено підшипник, на який посаджено перше зубчасте колесо 13 тихохідного ступеня редуктора, яке на зовнішній поверхні має зубці, западини котрих можуть контактувати з цівками 14, закріпленими в з'єднанні корпусу 5 редуктора. З внутрішньої поверхні першого зубчастого колеса 13 тихохідного ступеня редуктора зі сторони торцевої поверхні встановлено цівки 15, що мають можливість взаємодіяти з циклоїдальними зубцями другого зубчастого колеса 16 тихохідного ступеня редуктора, котре через шліцеве з'єднання посаджено на вихідний вал 17 редуктора, між опорами якого встановлено приводний диск 18, що нерухомо з'єднаний з кільцем 19, яке жорстко скріплене з корпусом 1 барабана.

Ліва опора вихідного вала редуктора через підшипники встановлена на внутрішній поверхні другої напіввісі барабана, яка разом із першою напіввіссю і з'єднаним корпусом редуктора 5 утворює з'єднану вісь барабана.

Для підведення і відведення робочої рідини до гідравлічного двигуна 2 в першій напіввісі виконано осьові канали 21 і 22, які за допомогою трубопроводів 23 і 24 з'єднані з робочими камерами гідродвигуна 2.

Незважаючи на велику кількість конструктивних розробок вмонтованих гідравлічних приводів, жоден з наведених за конструктивними параметрами та питомими показниками потужності не може бути прийнятий для розробки вмонтованого приводу конвеєра для видалення стружки.

Тому, необхідно розробити конструкцію нового вмонтованого гідравлічного приводу із наступними параметрами, що були встановлені на основі аналізу відомих технічних рішень. Ними є наявність компактних гідродвигуна та механічної передачі, що забезпечує необхідне передаточне число; з'єднаної опорної осі з отворами в кожній напіввісі для підведення і відведення робочої рідини; торцеве ущільнення обертальної втулки однієї напіввісі відносно нерухомого порожнинного вала іншої напіввісі.

Конструкція приводу (рис. 2.5) є найбільш близькою за конструктивним виконанням до розроблювальної, проте у ній напірна та зливна магістраль

знаходяться в одній напіввісі, що значно збільшує габарити конструкції. Габарити можна зменшити за рахунок розміщення напірної та зливної магістралі у різних напівосях, тобто розробити зіставну вісь приводного пристрою із торцевим ущільненням у місці з'єднання.

## **3 РОЗРОБКА КОНСТРУКТИВНОЇ СХЕМИ ВМОНТОВАНОГО ГІДРАВЛІЧНОГО ПРИВОДУ З ТОРЦЕВИМ УЩІЛЬНЕННЯМ**

### **3.1 Особливості використання торцевих ущільнень в технологічних пристроях**

#### **3.1.1 Область застосування торцевих ущільнень**

На початку цього століття в машинобудуванні з'явилися торцеві ущільнення, які не вирішували всієї складної проблеми герметизації, але функціонально і конструктивно були краще традиційних м'яких набивок і сальників. Принцип роботи найпростішої конструкції ущільнення полягає в тому, що буртик обертового вала контактує безпосередньо з поверхнею корпусу [11].

Однак через відсутність необхідних матеріалів і обробних верстатів, конструктивні переваги торцевих ущільнень не були реалізовані. Лише в 20-х роках вони були вперше застосовані в багатьох холодильних пристроях. Пізніше стали застосовувати гумове пружне ущільнення, так зване V-подібне кільце. Це ущільнення мало таку ж конструкцію, як і попереднє, однак ущільнювальний елемент із пружного матеріалу краще компенсував теплові та механічні осьові переміщення.

Найбільшого поширення в цей період торцеві ущільнення отримали в автомобілях. Їх використовували у водяному насосі двигунів внутрішнього згоряння. В даний час водяні насоси двигунів мають виключно торцеві ущільнення.

Критерії вибору ущільнень були незначними, так як тиск охолоджувальної рідини майже не перевищував  $1 \text{ кгс/см}^2$ , ступінь забруднення була невеликою, температура рідко перевищувала  $100^\circ \text{C}$ , а швидкість ковзання  $1 \text{ м/с}$ . Цим вимогам цілком відповідали використовувані матеріали. Вдосконаленням методів виготовлення і поліпшенням властивостей матеріалів можна не тільки підвищити надійність, довговічність ущільнень, але і знизити



вартість їх виготовлення. Після того як аксіальні торцеві ущільнення виправдали себе у великосерійному автомобільному виробництві, область їх застосування різко розширилася. Після 1945 р. їх стали широко використовувати в насособудуванні і в хімічній промисловості. За рахунок високої надійності і економічності торцеві ущільнення отримали велике застосування в нафтопереробній промисловості, в очисних установках, насосних станціях, а також па танкерах.

З 1945 р. для торцевих ущільнень критичними вважалися тиск  $15 \text{ кгс/см}^2$ , швидкість ковзання  $10 \text{ м/с}$ . Протягом останніх 25 років тиск і швидкість ковзання підвищилися більш ніж у 10 разів, і в даний час в технологічних установках з торцевими ущільненнями робочий тиск досягає  $500 \text{ кгс/см}^2$ .

Так як область застосування аксіальні торцевих ущільнень безперервно розширюється, то зупинимося лише на окремих прикладах їх використання в основних галузях промисловості. В області транспортних засобів торцеві ущільнення нараховуються мільйонами штук. Вони забезпечують герметичність роботи насосів для охолоджувальної рідини і нагнітальних в автомобілях, тепловозах, суднових двигунах, а також застосовуються як ущільнень колінчатих валів. В області побутової техніки торцеві ущільнення застосовують в пральних машинах, автоматах, мийно-сушильних агрегатах і центрифугах, посудомийних машинах і м'ясорубках, а також нагнітальних паливних та циркуляційних водяних насосах. Ущільнення запобігає витoku мастила з шарикопідшипників і проникнення до них води і бруду. У таких галузях як енергетика та насособудування торцеві ущільнення застосовують у конденсатних і живильних насосах котельних агрегатів, у водяних турбінах і в системі охолодження генераторів, вентиляторів, і особливо в ядерних енергетичних установках. Крім того, торцеві ущільнення встановлюють у шестерних насосах, відцентрових вентиляторах, насосах для перекачування зріджених газів, в компресорах, холодильних установках та вакуумних насосах. У літаках і ракетах за допомогою торцевих ущільнень герметизують вали

газових турбін, турбокомпресорів, гідроагрегатів і нагнітальних насосах зріджених газів.

### 3.1.2 Класифікація торцевих ущільнень

Торцеві ущільнення по конструкції можна розділити на дві основні групи: аксіальні і радіальні. У аксіально-торцевому ущільненні під дією осьових сил потік прагне пройти в радіальному напрямку через зазор з ущільнювачами. У радіальному торцевому ущільненні негерметичний зазор між валом, втулкою і кільцем ущільнювача, тобто витік відбувається в осьовому напрямку. Аксіальне торцеве ущільнення, що забезпечує кращу герметичність і має підвищену надійність, довговічність, все більше застосовують замість раніше пануючого ущільнюючого елемента обертових валів – сальникової набивки. Торцеві ущільнення забезпечують пружно-герметичне з'єднання між нерухомою і обертовою торцевими кільцевими поверхнями і виконує функції ущільнення, підшипника і теплообмінника.

У табл. 3.1 приведена класифікація по групам аксіальних торцевих ущільнень в залежності від робочих параметрів таких як: тиску, швидкості ковзання та навантаження [11].

Таблиця 3.1 Класифікація аксіальних торцевих ущільнень

Група	Тиск, кгс/см <sup>2</sup>	Швидкість, м/с	Навантаження кгс·м/(см <sup>2</sup> ·с)
Низька I	$p_l \leq 1$	$v_g \leq 10$	$p_l v_g \leq 10$
Середня II	$p_l \leq 10$	$v_g \leq 10$	$p_l v_g \leq 50$
Висока III	$p_l \leq 50$	$v_g \leq 20$	$p_l v_g \leq 500$
Найвища IV	$p_l > 50$	$v_g > 20$	$p_l v_g > 500$

Залежно від схеми компоновки і навантаження торцеві ущільнення розділяють на різні групи.

Схема компоновки. Рухома в осьовому напрямку частина торцевого ущільнення, що перебуває всередині ущільнюючої порожнини, може обертатися (рис. 3.1, а) або бути нерухомою (рис. 3.1, б). При внутрішньому

розташуванні нерухомого в осьовому напрямку контркілля, яке в свою чергу може обертатися або бути нерухомим, ущільнююча порожнина замикається в напрямку падіння тиску ( $p_1 > p_2$ ) [12].

При зовнішньому розташуванні контркілля ущільнююча порожнина замикається нерухомою (рис. 3.1, *в*) або обертаючою (рис. 3.1, *г*) рухомою в осьовому напрямку частиною торцевого ущільнення. Ущільнення з необертовою рухомою в осьовому напрямку частиною використовуються насамперед при високій частоті обертання або великій в'язкості рідини. В ущільненні з обертовою частиною умови відведення теплоти більш сприятливі.

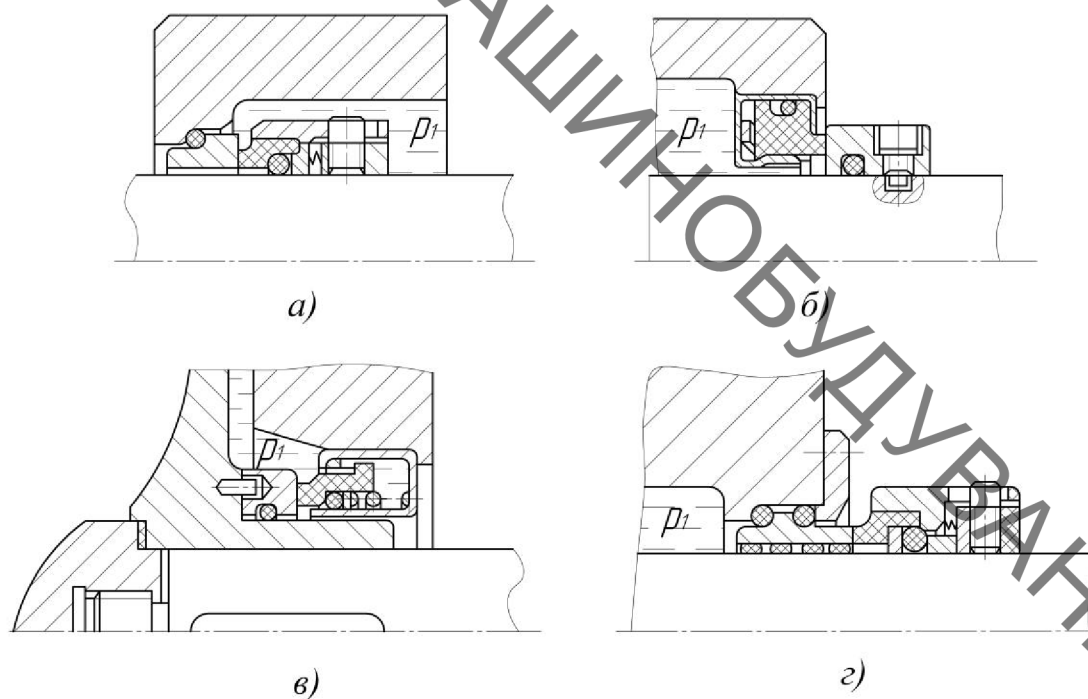


Рисунок 1.1 – Можливі схеми компоновки торцевих ущільнень

Крім того, вибір схеми конструювання ущільнення залежить від перепаду температур у радіальному напрямку від діаметра  $D$  до  $d$ , або навпаки, від напрямку дії відцентрової сили, що створює тиск, міцності матеріалів пари тертя, конструктивних параметрів, хімічної активності рідини, а також можливості швидкої заміни та простоти контролю. Всі представлені на рис. 2

варіанти схем компоновання ущільнень широко використовуються у різних механічних пристроях.

Навантаження. Торцеві ущільнення класифікують також за видом навантаження. Крім того, їх класифікують по відношенню контактного тиску  $p_g$  до внутрішнього  $p_l$ , а також за коефіцієнтом навантаження [12]:

$$k = F_H/F \quad (3.1)$$

Зазвичай на практиці нехтують зусиллям пружини і проводять класифікацію за коефіцієнтом навантаження  $k$ . Підбором розмірів можна спроектувати торцеві ущільнення, для яких значення коефіцієнта  $k$  може бути різним (рис. 3.2). Якщо  $k < 1$  (рис. 3.2, а), то мається на увазі розвантажене торцеве ущільнення, а якщо  $k = 1$  (рис. 3.2, б) або  $k > 1$  (рис. 3.2, в) – навантажене торцеве ущільнення.

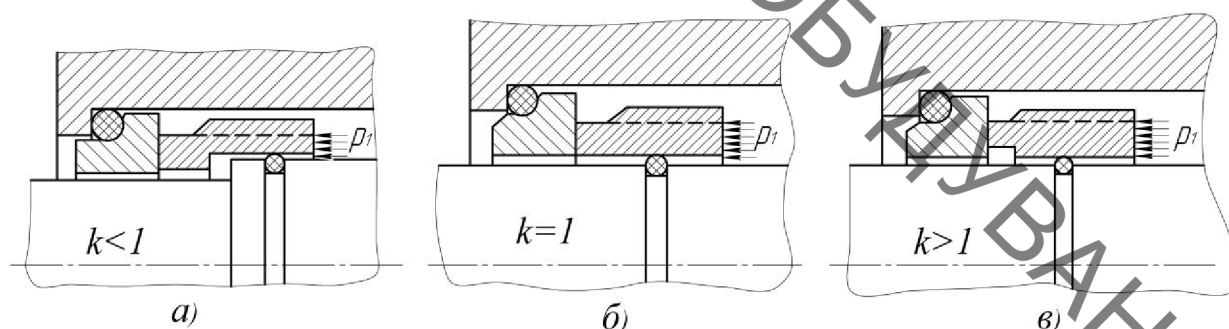


Рисунок 3.2 – Торцеві ущільнення з різними коефіцієнтами навантаження

Крім вже названих типів ущільнень слід зупинитися на торцевому ущільненні подвійної дії, яке складається з двох торцевих ущільнень. Його застосовують головним чином при роботі обладнання з газами, сильно забрудненими твердими частинками рідин, хімічно небезпечними або високо-нагрітими середовищами. У цій конструкції передбачена додаткова циркуляція змащувальної, охолоджуючої рідини. У результаті підтримується необхідний тиск  $p_3$ , необхідний для змащування ущільнюючих поверхонь і відводу теплоти, що виділяється при терті.

### 3.1.3 Радіальні ущільнюючі елементи

Ущільнювальний зазор є одним із шляхів витоку рідини. Витоки можуть відбуватися як і в зазорах між валом і корпусом ущільнення так і між контркільцем і корпусом машини. Щоб забезпечити, герметичність в цих місцях, використовують кільця різного поперечного перерізу і виготовлені з різних матеріалів [11].

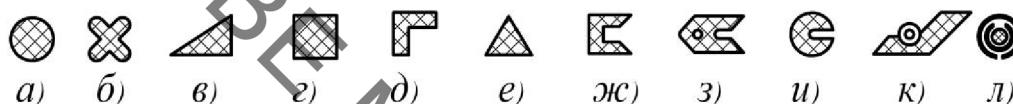


Рисунок 3.3 – Гумові пружні ущільнювальні кільця різних перетинів:

На рис. 3.3 зображені кільця наступних перерізів: *а)* – круглого; *б)* – Х-подібного; *в)* – клиноподібного; *г)* – квадратного; *д)* – L-подібного; *е)* – трикутного; *ж)* – N-подібна манжета; *з)* – шеврона манжета; *и)* – круглого з прорізом; *к)* – ущільнююча кромка, навантажена пружиною; *л)* – круглого з подвійною оболонкою.

На рис. 3.3 наведені поперечні перерізи кілець з найбільш вживаних матеріалів. Як в торцевому ущільненні, так і в контркільці ці ущільнювальні кільця часто призначені для передачі крутного моменту. У торцевому ущільненні кільця круглого перетину, що мають твердість по Шору (група А) 60-90°, використовують зазвичай з діаметральним натягом в 5-12%. Проте необхідно уникати гострих кромки, оскільки при складанні або в процесі експлуатації з кілець круглого перерізу зрізується тонкий шар матеріалу.

### 3.1.4 Конфігурації та способи встановлення контркілець

Готове до експлуатації ущільнення складається з герметизуючого елемента і нерухомого в осьовому напрямку контркілець. Часто в якості контркілець використовують загартовані торцеві поверхні корпусів шарикопідшипників або оброблені поверхні крильчаток водяних насосів системи охолодження автомобілів. Оскільки чистота і площинність таких поверхонь, а також зносостійкі й фрикційні властивості матеріалів цих деталей є недостатніми і їх

важко замінити, передбачають легко замінні контркілецьця. Пресові і гарячі посадки при установці контркілецьця роблять в особливих випадках, наприклад, при високому і дуже високому тисках, відповідному III і IV груп (див. табл. 3.1). В зв'язку з тим, що розробка контркілецьця є складною і при цьому можлива втрата функціональних властивостей ущільнювальних поверхонь внаслідок великих деформацій. На практиці в основному ці кільця встановлюють так, що їх легко можна було замінити, (рис. 3.4) [12]. При конструюванні контркілецьця слід звернути увагу на механічні і термічні властивості застосовуваних матеріалів, такі як коефіцієнт теплового лінійного розширення, чутливість до концентраторів напружень, а також погану оброблюваність оксидів металів і карбідів. Найчастіше застосовують конструкції, показані на рис. 3.4, а, б, ж, причому конструкція, показана на рис. 3.4, а, краща з погляду простоти виготовлення і збирання і найменшої собівартості. При високому тиску застосовують конструкції, показані на рис. 3.4, в, г, д, з і и. Конструкції, наведені на рис. 3.4, е, з і ж, мають ту перевагу, що в установці бере участь тільки одне кільце, в той час як інше виконує функцію ущільнення. Цим досягається більш висока експлуатаційна надійність. Контркілецьця, конфігурація якого показана рис. 3.4, к, придатне головним чином для високонавантажених торцевих ущільнень при помірних тисках, так як кільце круглого перетину не забезпечує правильності встановлення, а лише навантажується внутрішнім тиском рідини.

Дослідивши особливості використання торцевих ущільнень в технологічних пристроях, параметри їх роботи, схеми компоновки та встановлення, можна зробити висновок, що ущільнення даного типу цілком відповідає умовам роботи вузла з'єднаної напіввісі вмонтованого приводу конвеєра для видалення стружки.

Ущільнення даного типу, у розробленій конструкції буде виконувати функції ущільнення, підшипника та теплообмінника та забезпечить високу надійність експлуатації та економічність виготовлення.

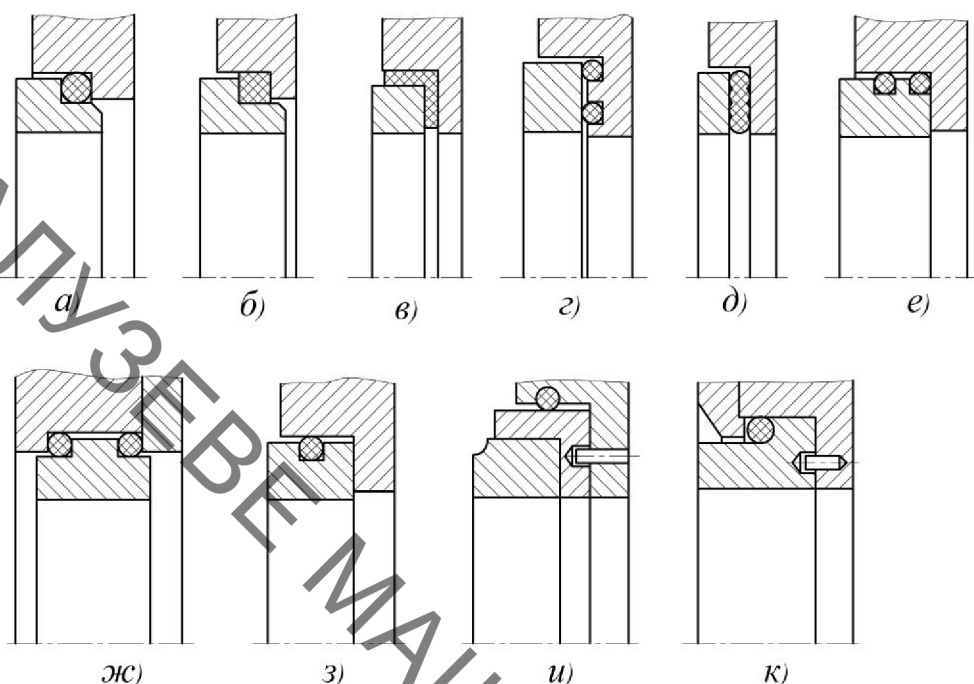


Рисунок 3.4 – Конструкції та способи встановлення контркілець за допомогою кілець різних перерізів

На сьогоднішній день, з урахуванням існуючих методів обробки та матеріалів, можна сконструювати торцеве ущільнення, що відповідає робочим параметрам кожної із груп класифікації аксіальних торцевих ущільнень (див. табл. 3.1).

### 3.1.5 Матеріали та зносостійкість ущільнюючих кілець

На відміну від упорних підшипників, виготовлених з одного і того ж матеріалу, торцеві ущільнення з чисто металевими парами ковзання застосовують тільки у виняткових випадках [13]. Так як розділяючі гідродинамічна плівка мастильного матеріалу може утворюватися в зазорі рідко, то завжди доводиться рахуватися з можливістю сухого тертя. Пари ковзання метал-метал не виправдали себе внаслідок поганого припрацювання, високого коефіцієнта тертя, небезпеки схоплювання і утворення тріщин при нагріві. Однак в особливих випадках, наприклад, для ущільнення рідин, що містять велику кількість твердих частинок, в парах ковзання використовуються тверді карбіди або використовують металеві покриття, а при роботі в масляній середовищі – загартовану сталь за литим або

спеченим матеріалом. Однак при цьому матеріали повинні мати достатньо хорошу пропрацьованість і невелике зношування виключно при низьких навантаженнях (див. групи I-II, табл. 3.1). В основному ж у торцевих ущільненнях встановлюють пластмасові і вугільно-керамічні кільця, що працюють в парі з різними металами, оксидами металів і карбідами.

Підбирати матеріали для ущільнювальних кілець слід з урахуванням їх умов експлуатації, а також технологічності та економічності виготовлення. Особливого значення в умовах експлуатації має зносостійкість пари ковзання (на жаль її значення можна отримати тільки експериментальним шляхом), для розрахунку ущільнень з урахуванням механічних та термічних вимог – хімічна стійкість, а також фізичні і механічні параметри. Так, наприклад, в США тільки одну єдину програму випробувань виконували кілька років. Мета її полягала в підборі відповідних матеріалів для ущільнень газових турбін, що працюють при високих швидкостях і температурах. У результаті було досліджено 136 матеріалів, серед яких було 20 штучних вугілля і графітів і з яких були отримані 482 комбінації пар ковзання.

Причини, які можуть призвести до руйнування матеріалів ущільнювальних кілець торцевих ущільнень, досить різноманітні. До них відносяться, наприклад: корозія, перевищення напруг понад допустимі за умовою міцності, термічні перевантаження і зношення, який може бути катастрофічним перш за все в результаті невдалого підбору пар ковзання. Випадки з практики доводять, що торцеві ущільнення з вдало підбраною парою ковзання, часто працюють ефективніше ущільнення кращої конструкції, але з невдало підбраній парою ковзання. Пористість деяких матеріалів (наприклад, оксидів металів, графітових сталей і литих) позитивно позначається на роботі ущільнень, якщо пори не з'єднуються між собою. Пори мають ту перевагу, що вони вбирають мастильні матеріали і тим самим забезпечують хороші ходові характеристики. Аналогічний ефект спостерігається у неоднорідних матеріалів, які містять в матриці частинки різної твердості, або



при різних коефіцієнтах теплопровідності та теплового розширення в результаті зменшення розмірів при терті і зношення.

Надійно визначити відносну зносостійкість і термін служби пари ковзання для ущільнювальних кілець у рухливих з'єднаннях можна тільки на основі перевірки її роботи в експлуатаційних умовах. Будь-яка зміна основних факторів, таких як стан тертя, контактний тиск, швидкість ковзання, температура, змащувальні здатності середовища, зміст сторонніх часток у ущільнювальній рідині, вібрації і т. д., впливає на зношення. Зношення ущільнювальних кілець у рухливих з'єднаннях можна підрозділити на п'ять груп:

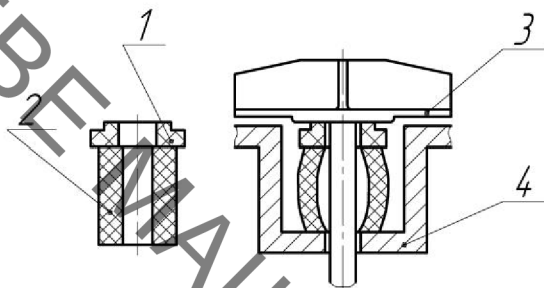
- адгезійне в результаті впливу сил, що притягають поверхні тертя;
- абразивне, що виникає в результаті зачеплення нерівностей двох грубо оброблених поверхонь або при попаданні в зазор чужорідних тіл; абразивне зношення в кілька десятків разів вище, ніж адгезійне;
- корозійне, якому сприяють хімічні впливи, зокрема високі температури в ущільнюють зазорі;
- поверхневе, що викликається виникненням у контактуючих поверхнях тріщин, що виникають під дією термічних напруг і втоми;
- струменеве, яке може виникати в результаті ерозійного впливу рідин і газів при високих швидкостях потоку.

### **3.2 Аналіз існуючих конструкцій торцевих ущільнень**

У загальному випадку торцеві ущільнення складається з нерухомого радіального та обертового аксіального ущільнювального елементів. Нерухома і рухома ущільнювальні поверхні звичайного сальника в цьому випадку практично вигідно замінені: геометричні параметри ущільнювальної поверхні можна виконати більш точно і з меншими витратами, не зношується поверхня вала або його вкладиша.

Для компенсації порушення паралельності поверхонь кілець ущільнювачів, викликаного термічним видовженням деталей вузла й ущільнення, а також зносом цих поверхонь, необхідно мати щонайменше одну пружну деталь, таку, як мембрана, сільфон, еластична гумова фасонна деталь або пружина [11].

На рис. 3.5 подана проста конструкція торцевого ущільнення.



*a* – встановлюваний комплект; *б* – у зборі; 1 – кільце з синтетичної смоли; 2 – гумовий сільфон; 3 – крильчатка; 4 – корпус насоса

Рисунок 3.5 – Просте торцеве ущільнення

Тут гумовий сільфон 2 виконує не тільки функцію радіального ущільнюючого елемента, але і пружини. Крутний момент передає гумовий сільфон 2. Однак ця конструкція ненадійна через недостатню фіксацію від прокручування і створює небезпеку руйнування сільфона. В особливих випадках можна використовувати зусилля магнітного тяжіння (рис. 3.7), що зменшує ущільнюючий зазор при недостатньому внутрішньому тиску  $p_1$ .

На рис. 3.6 зображене навантажене торцеве ущільнення простої конструкції. У даній конструкції ущільнюючі елементи підтримуються за допомогою підтримуючого кільця 4, що розташоване на обертаючому валу, та нерухомо закріплене за допомогою штифта 7. Ущільнююча дія забезпечується за допомогою двох кілець 2 та 6, причому кільце 2 забезпечує ущільнення у осьовому напрямку та передає крутний момент, а кільце 6 в радіальному та виконує опорну функцію. Корпусне ущільнююче кільце 1 притискується до контркіля 5 за допомогою прижимної пружини 3. Дана конструкція працює

при високих тисках та потребує додаткового пристосування для фіксації у вигляді штифта.

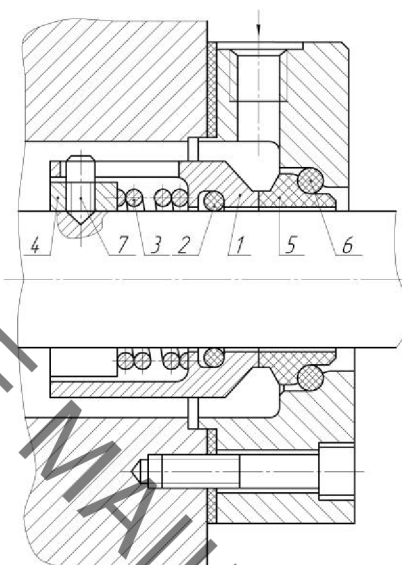


Рисунок 1.6 – Навантажене торцеве ущільнення простої конфігурації

Якщо конструкція торцевого ущільнення ненадійна через недостатню фіксації від прокручування і небезпеку руйнування сильфону та можна використовувати зусилля магнітного тяжіння (рис. 3.7), що зменшує ущільнювальний зазор при недостатньому внутрішньому тиску  $p_1$ . Ця

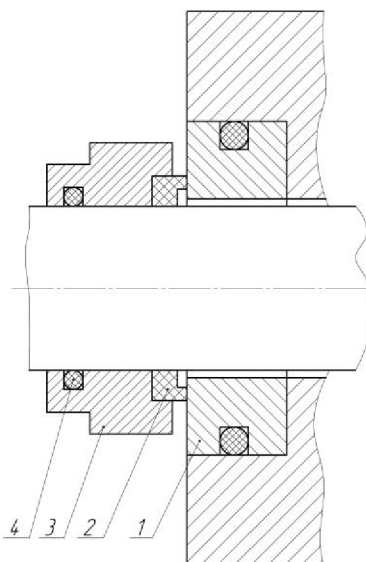


Рисунок 3.7 – Магнітне торцеве ущільнення

конструкція забезпечує надійну герметизацію, за рахунок прижимної сили магніту, проте її експлуатація потребує частого технічного обслуговування та з

часом магнітне поле втрачає притяжну силу. Дана конструкція складається з нерухомого контркілця 1, що посаджене на обертовий вал. Між опорним магнітним кільцем 3 та нерухомим контркілцем 1 встановлено вугле-керамічне ущільнююче кільце 2. Крутний момент передається за допомогою кільця круглого перерізу. У даній конструкції магнітний потік направлений проти годинникової стрілки та зменшує ущільнюючий зазор між ущільнюючим кільцем 2 та нерухомим контркілцем 1.

Щоб використовувати торцеві ущільнення при високому навантаженні, а також герметизувати газ або середовище з недостатньою змащувальною здатністю, через отвори або канавки на ущільнювальну поверхню подають змащувальну, охолоджуючу рідину, що нагнітається спеціальним насосом з певним тиском, більшим, ніж внутрішній тиск у середині торцевого ущільнення. Цей же спосіб застосовують для зміни коефіцієнта навантаження. Такі торцеві ущільнення називаються гідростатичними (рис. 3.8). Регулюючи

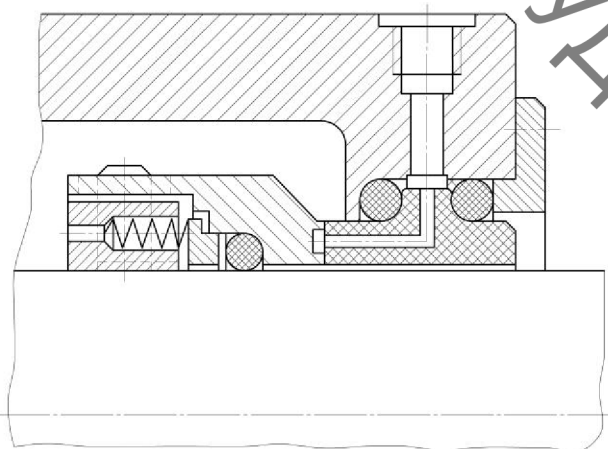


Рисунок 3.8 – Гідростатичне торцеве ущільнення

внутрішній тиск, можна впливати на інші параметри ущільнення, такі як витік, зношення, втрати на тертя і довговічність. Якщо на контактній поверхні кілець ущільнювачів передбачені канавки, які при обертанні сприяють створенню гідродинамічних полів тиску і змащення, то це вже гідродинамічний торцеві ущільнення. Канавки на ущільнювальній поверхні, які перекривають тільки частину контакту ущільнювальних кілець, можуть мати клиноподібну форму.

Вибором розмірів і підбором матеріалів можна домогтися того, що під дією контрольованих теплових деформацій відбудеться звуження зазору, що створює гідродинамічний підпір.

При розгляді наведених конструкцій було встановлено, що ефективність роботи ущільнення залежить від його геометричних розмірів і схеми компонування. Крім того, на витік, втрати на тертя, надійність, довговічність, впливають наступні чинники:

- 1) коефіцієнт навантаження  $k = F_H/F$  або (з урахуванням зусилля пружини) відношення  $p_g/p_l$ ;
- 2) швидкість ковзання;
- 3) шорсткість і паралельність контактних поверхонь;
- 4) температура ущільнених рідин та контактних поверхонь, а також її зміна з часом;
- 5) форма зазору, що залежить від механічної і температурної деформації в процесі роботи;
- 6) поєднання матеріалів пари тертя;
- 7) ущільнююче середовище, його змащувальні властивості, теплопровідність, ступінь забруднення і хімічний склад.

Проведений аналіз показав, що існуючі технічні рішення можна використати для ущільнення рухомого вала за нерухомої втулки. У вузлі зіставної напівосі приводного пристрою потрібно ущільнити рухому втулку однієї напівосі відносно нерухомому порожнинного вала іншої, що вимагає певних конструктивних змін в порівнянні з відомими торцевими ущільненнями.

Запропоновано конструкцію гідравлічного вмонтованого приводу транспортера для видалення стружки з металорізального обладнання, який відрізняється компактністю, відсутністю висунутих назовні вузлів, з регульованими параметрами руху.

### 3.3 Конструктивна схема вмонтованого гідравлічного приводу із розробленим ущільненням

На рис. 3.9 зображена конструкція вмонтованого приводу, для якого потрібно розробити торцеве ущільнення з метою забезпечення герметичного

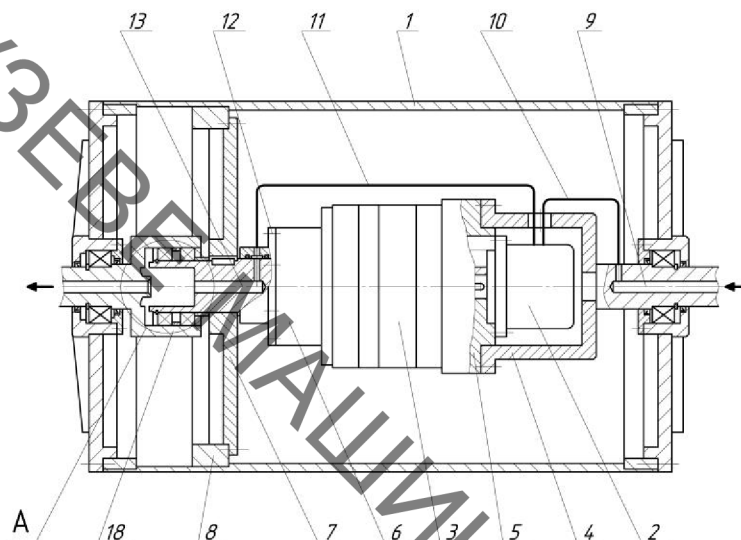


Рисунок 3.9 – Осьовий переріз гідравлічного мотор-барабана.

A – місце для розробки торцевого ущільнення.

з'єднання рухомої і нерухомої торцевих поверхонь напіввісей. Такий вмонтований привод за конструктивними ознаками відноситься до мотор-барабанів, і буде використовуватись у скрепковому конвеєрі для видалення стружки.

Гідравлічний мотор-барaban містить корпус 1, в який вбудовано привід, що складається з гідродвигуна 2 і передавального механізму 3, виконаного у вигляді триступеневого редуктора. Гідро двигун 2, що розміщений всередині першої піввісі 4, закріплений на торцевій поверхні передньої кришки 5 передавального механізму 3, на вихідному валу 6 якого між опорами встановлено приводний диск 7, котрий нерухомо з'єднаний з кільцем 8, яке жорстко скріплене внутрішньою поверхнею з корпусом 1 барабана. Всередині першої піввісі 4 виконано центральний осьовий канал, який через трубопровід 10 з'єднує робочу камеру гідродвигуна 2 з напірною магістраллю. Виливний

трубопровід 11 гідродвигуна 4 через радіальні канали, виконані в задній кришці 12 передавального механізму 3 і у вихідному валу 6, під'єднано до осьового центрального каналу 13 останнього. На виході каналу 13 всередині вихідного валу 6 виконано циліндричну розточку, в якій буде розміщено ущільнюючий вузол. Ліва опора вихідного вала 13 передавального механізму встановлена на внутрішній поверхні другої піввісі 18, яка разом із першою піввіссю 4 і зіставним корпусом передавального механізму 3 утворює зіставну вісь барабана. У другій піввісі 18 виконано центральний осьовий канал через який робоча рідина відводиться у виливну магістраль.

Мотор-барабан працює таким чином.

Робоча рідина під тиском через центральний осьовий канал 9, трубопровід 10, надходить в робочу камеру гідродвигуна 2. В результаті взаємодії робочої рідини з роторними елементами гідродвигуна 2 відбувається обертання його вихідного вала, який приводить в рух триступеневий передавальний механізм 3. Вихідний вал 6 передавального механізму 3 через приводний диск 7 та кільце 8 надає обертання корпусу барабана 1. Робоча рідина, що втратила енергію під меншим тиском, що визначається налагодженням регулятора потоку, встановленого послідовно на вході у виливній магістралі, через трубопровід 11, радіальні канали кришки 12 та вихідного вала 6 передавального механізму поступає в його центральний осьовий канал і такий же канал піввісі 18 надходить у виливну магістраль.

На рис. 3.10 зображена конструкція розробленого торцевого ущільнення для вузла зіставної напіввісі вмонтованого приводу конвеєра для видалення стружки.

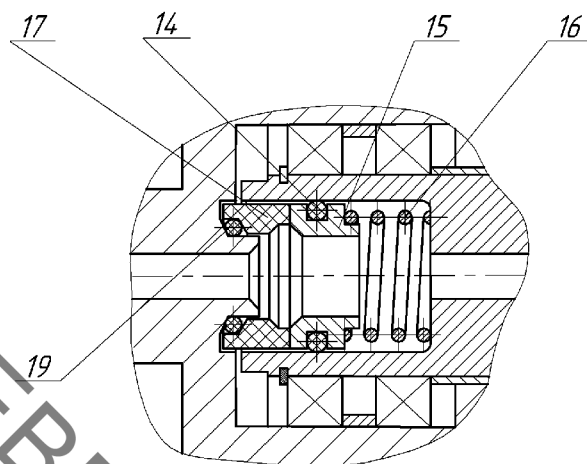


Рисунок 3.10 – Конструкція розробленого торцевого ущільнення

Розроблене торцеве ущільнення містить радіальне ущільнююче кільце 14, посаджене в кільцевій проточці оберտального ущільнюючого кільця 15, встановленого із зазором у внутрішній поверхні розточки, яке за допомогою натискної пружини 16 притискається до торцевої поверхні нерухомого контркіля 17, виготовленого із пластичного матеріалу, що також встановлене із зазором у внутрішній поверхні розточки і на зовнішній поверхні циліндричного виступу, виконаного на торці внутрішньої розточки другої піввісі 18. Контр кільце 17 своєю внутрішньою конусною поверхнею притискає до зовнішньої конусної поверхні циліндричного виступу опорне кільце 19.

При цьому у торцевому ущільнюючому вузлі осьова сила, що створена натискною пружиною 16 і тиском у виливній магістралі робочої рідини, що діє на торцеву поверхню оберտального ущільнюючого кільця 15, притискає його до нерухомого контркіля 17. Шляхи витoku рідини в осьовому напрямку між зовнішньою поверхнею оберտального ущільнюючого кільця 15 і внутрішнього вихідного вала 6, а також між внутрішньою поверхнею контркіля 17 і зовнішнього циліндричного виступу піввісі 18 надійно перекриваються радіальними 14 і опорними 15 ущільнюючими кільцями.

На рис. 3.11 зображена конструкція вмонтованого приводу із розробленим торцевим ущільненням у вузлі з'їзвної піввісі.



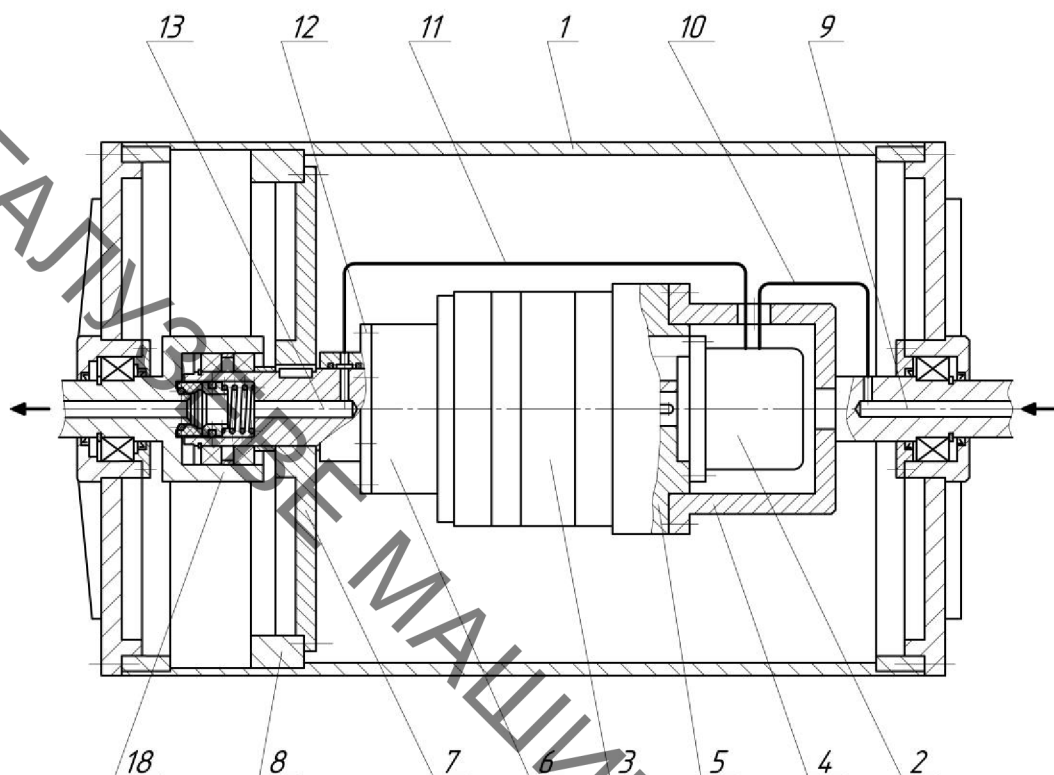


Рисунок 3.11 – Конструкція вмонтованого гідравлічного приводу із розробленим торцевим ущільненням

У цьому приводі за рахунок виконання центральних осьових каналів у двох піввісях для підведення і відведення робочої рідини з гідромотора та у вихідному валу передавального механізму, а також радіальних каналів в останньому і кришці цього ж механізму та застосування торцевого ущільнюючого вузла між вихідним валом передавального механізму і піввіссю, з якої відводиться робоча рідина, досягається зменшення габаритів, металомісткості, підвищення надійності. Ці показники забезпечуються шляхом зменшення габаритів півосей із збереженням рівномірності в порівнянні з піввіссю прототипу [14] з двома отворами, підшипникових вузлів, їх металомісткості, герметизацією поверхонь піввісі і вихідного вала передавального механізму, а також можливістю вмонтовування такого приводу у корпус барабана з невеликим діаметром, що приводить до зменшення габаритів, металомісткості, підвищення надійності.

### 3.4 Висновки до розділу 3

1. Виконано аналіз особливостей використання торцевих ущільнень в технологічних пристроях та їх класифікацію.
2. Розглянуто основні конфігурації та способи встановлення конткілець, матеріали та зносостійкість ущільнюючих кілець.
3. Проведено аналіз відомих конструкцій торцевих ущільнень, розглянуто їх конструктивні схеми. Встановлено, що всі розглянуті конструкції не відповідають умові, коли потрібно ущільнити втулку, тому розроблено нову конструкцію торцевого ущільнення на яку отримано патент України на корисну модель.
4. Розроблено конструктивну схему вмонтованого гідравлічного приводу, з позначенням основних вузлів та описом його роботи

## 4 РОЗРАХУНКОВО-КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

### 4.1 Вибір типу передач вмонтованого гідравлічного приводу

Для забезпечення компактної передачі потрібно виконати аналіз, щоб забезпечити необхідне передаточне число. Одним з основних показників, який визначає економічність приводу, є ККД механічної передачі, що в ньому використовується.

На рис. 4.1 представлена залежність ККД від передавального числа для планетарної, рядової, черв'ячних архімедової і глобоїдної, хвильової і циліндричної передач.

Найбільш високі значення ККД мають планетарна і рядова передачі, причому, як видно з графіка, для значень  $u \leq 20$  їх величина приблизно однакова.

Для визначення області застосування рядової, планетарної, хвильової, черв'ячної, двохступінчастої співвісної та цівкової передач з погляду оптимальної компоновки приводу, виходячи з умови однакової несівної здатності найбільш навантажених зачеплень, проведений порівняльний аналіз їх геометричних розмірів.

Для визначення області застосування цих передач було проаналізовано діапазони передавальних відношень, котрі ними можуть бути забезпечені:

- для планетарної передачі типу I  $u = 3 \dots 10$ ;
- для хвильової передачі  $u = 50 \dots 300$ ;
- для цівкової передачі  $u = 7 \dots 65$ ;
- для черв'ячної передачі  $u = 7 \dots 100$ ;
- для циліндричної одноступінчастої передачі  $u = 3 \dots 10$ ;
- для двохступінчастої співвісної  $u = 8 \dots 50$ .

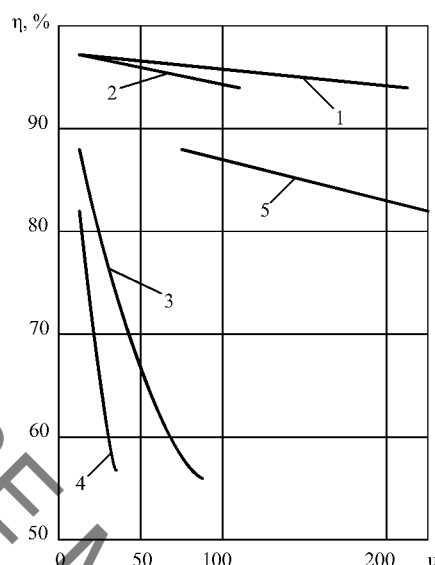


Рисунок 4.1 – Залежність ККД основних типів передач від передавальних чисел: 1 – планетарних; 2 – рядових; 3 – черв'ячної архімедової і глобоїдної; 4 – черв'ячних циліндричних; 5 – хвильових.

Тому, співставний аналіз геометричних розмірів цих передач проводився в наступних межах забезпечення передавального відношення:  $u = 3 \dots 10$  – для планетарної типу I та циліндричної одноступінчастої передач;  $u = 8 \dots 10$  – для планетарної типу I, циліндричної одноступінчастої, черв'ячної та цівкової передач;  $u = 10 \dots 50$  – для цівкової, черв'ячної та двохступінчастої співвісної передач;  $u = 50 \dots 65$  – для хвильової, цівкової та черв'ячної передач;  $u = 50 \dots 100$  – для хвильової та черв'ячної передач.

Порівняння передач проводилось виходячи з умови однакової несівної здатності найбільш навантажених зачеплень. Проте, такі розрахунки є оціночними, оскільки не враховують конкретні вимоги, що висуваються до параметрів приводів, експлуатаційних вимог та специфіки конструкції приводу.

В результаті отримано аналітичні залежності, що визначають співвідношення геометричних розмірів відповідних передач при однакових параметрах :

– для планетарної типу I та циліндричної одноступінчастої передач

$$b = h / d_k = \frac{u+1}{u-1} \sqrt[3]{\frac{(u+1)(u-2)n_c}{2K_H(u-1)\sqrt{u^2 n_c(u-1)}}}, \quad (4.1)$$

– для циліндричної одноступінчастої та черв'ячної передач

$$b_1 = \frac{d_o}{d_o} = \frac{1,61}{(0,176u+1)u} \sqrt{\frac{(u+1)[\sigma]_H^2}{[\sigma]_P^2}}, \quad (4.2)$$

– для цівкової та планетарної типу I передач

$$b_2 = \frac{d_A}{d_o} = 4,13 \sqrt[3]{\frac{[\sigma]_H^2}{u \cdot [\sigma]_P^2}}, \quad (4.3)$$

– для черв'ячної та двохступінчастої співвісної

$$b_1 = \frac{h}{d} = \frac{d_{\times} + d_{\times\hat{e}}}{d_1 + d_2} = \frac{0,176u+1}{0,67 \sqrt[3]{(u+1)[\sigma]_H^2} / (u^2 [\sigma]_{H+}^2)} \quad (4.4)$$

– для двохступінчастої співвісної та цівкової передач

$$\beta_2 = \frac{d}{d_1} = \frac{d_1 + d_2}{d_o} = 4,8 \sqrt[3]{\frac{[\sigma]_H^2}{u}} \quad (4.5)$$

– для черв'ячної та хвильової передач

$$\beta_1 = \frac{h}{d} = \frac{d_{\times} + d_{\times\hat{e}}}{d_{\mathcal{E}}} = 43,9(0,176u+1) \sqrt[3]{\frac{u[\sigma]_H^2}{[\sigma]_{\mathcal{E}}^2}}, \quad (4.6)$$

– для черв'ячної та цівкової передач

$$b_2 = \frac{h}{d_1} = \frac{d_{\times} + d_{\times\hat{e}}}{d_o} = 7,3(0,176u+1) \sqrt[3]{\frac{u[\sigma]_H^2}{(u+1)[\sigma]_{H+}^2}}. \quad (4.7)$$

де  $d_{\mathcal{K}}$ ,  $d_{\mathcal{C}}$ ,  $d_{\mathcal{CK}}$ ,  $d_{\mathcal{C}}$  – відповідно діаметри жорсткого колеса хвильової передачі, черв'яка, черв'ячного колеса, цівкового колеса цівкової передачі;  $d_{\mathcal{H}}$ ,  $d_{\mathcal{A}}$ ,  $d_{\mathcal{K}}$  – відповідно діаметри шестерні, сонячної шестерні та коронного колеса;  $u$  – передавальне відношення однакове для кожної з передач;  $[\sigma]_{\text{зм}}$  – допустимі напруження змінання, МПа;  $[\sigma]_{\mathcal{H}}$  – допустиме напруження, МПа.

На рис. 4.2...4.7 представлені графіки залежності співвідношення геометричних розмірів відповідних передач від передавального числа, які побудовані у відповідності до формул (4.1) – (4.7).

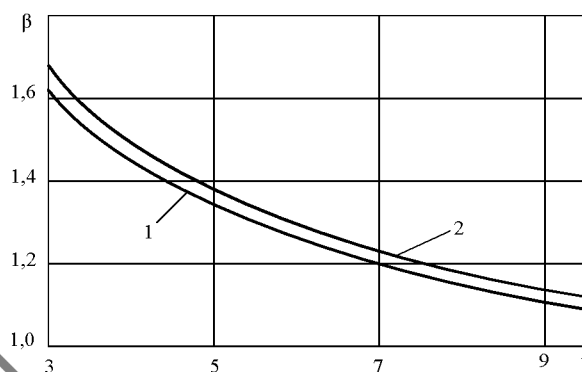


Рисунок 4.2 – Відношення габаритних розмірів одноступінчатої рядової і планетарної типу I передач однакової несівної здатності в залежності від передавального числа: 1 – при коефіцієнті нерівномірності навантаження  $K_{HII}=1,5$ ; 2 – при  $K_{HII}=1,35$ .

З графіка видно, що геометричні розміри циліндричної одноступінчатої і планетарної типу I передач при однаковій несівній здатності в області невеликих значень передавального відношення відрізняються незначно.

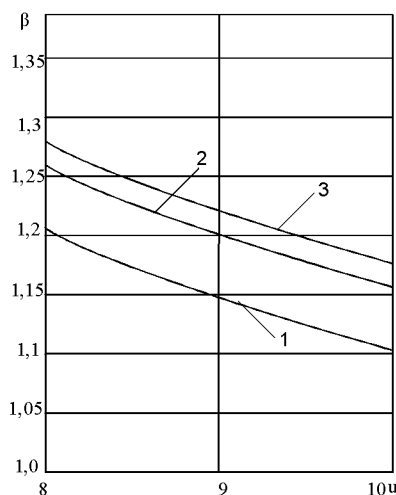


Рисунок 4.3 – Відношення габаритних розмірів циліндричної одноступінчатої та черв'ячної передач ( 1 – при матеріалі черв'яка – чавун; 2 – олов'яниста бронза; 3 – безолов'яниста бронза) однакової несівної здатності в залежності від передавального відношення.

З графіка видно, що геометричні розміри циліндричної одноступінчатої передачі при передавальному відношенні близькому 8 майже на 27% більші габаритних розмірів черв'ячної передачі та при значеннях передавального

відношення близьких 10 на 16% більші, тому серед даних передач при необхідності отримання більших значень передавального відношення перевагу надаємо черв'ячній передачі.

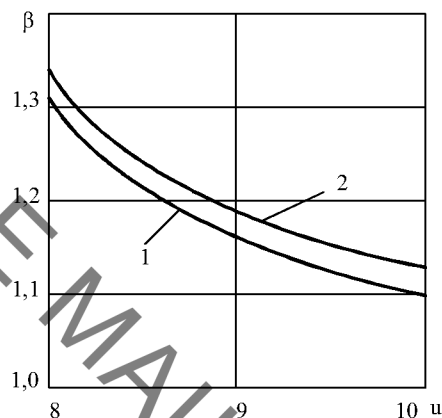


Рисунок 4.4 – Відношення габаритних розмірів цівкової і планетарної типу I передач однакової несівної здатності в залежності від передавального числа: 1 – при коефіцієнті нерівномірності навантаження  $K_{H1}=1,5$ ; 2 – при  $K_{H1}=1,35$ .

З графіка видно, що геометричні розміри цівкової і планетарної типу I передач при однаковій несівній здатності в області невеликих значень передавального відношення відрізняються незначно.

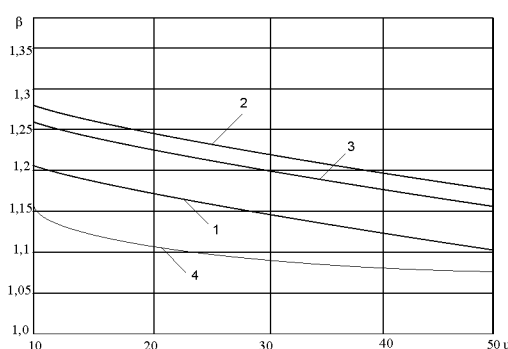


Рисунок 4.5 – Відношення габаритних розмірів двохступінчастої співвісної та черв'ячної передач (1 – при матеріалі черв'яка – чавун; 2 – олов'яниста бронза; 3 – безолов'яниста бронза) та двохступінчастої співвісної і цівкової передач (крива – 4) однакової несівної здатності в залежності від передавального відношення.

На практиці, враховуючи той факт, що число циклів навантаження сонячного колеса планетарної передачі перевищує число циклів навантаження шестерень рядової передачі, матеріал його вибирають з підвищеними характеристиками міцності і коефіцієнт  $\beta$  буде мати дещо більше значення. Проте, застосування матеріалів з вказаними властивостями підвищує вартість передачі.

З графіка видно, що геометричні розміри двохступінчастої співвісної передачі при передаточному відношенні близькому 10 майже на 25% менші габаритних розмірів черв'ячної передачі та на 15% більші цівкової при однаковій несівній здатності, та при значеннях передаточного відношення близьких 50 – менші габаритних розмірів черв'ячної передачі майже на 10% та на 2,5% більші цівкової, тому серед даних передач при необхідності отримання великих значень передаточного відношення перевагу надаємо двохступінчастої співвісної або цівкової передачі.

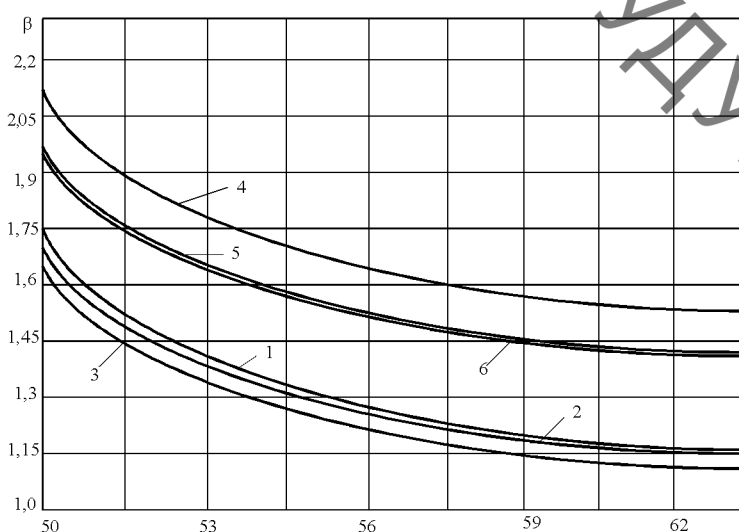


Рисунок 4.6 – Відношення габаритних розмірів хвильової і черв'ячної передач: 1 – при матеріалі черв'яка – чавун; 2 – олов'яниста бронза; 3 – безолов'яниста бронза, та цівкової і черв'ячної передач: 4 – при матеріалі черв'яка – чавун; 5 – олов'яниста бронза; 6 – безолов'яниста бронза, за умов однакової несівної здатності в залежності від передавального відношення



З графіка видно, що геометричні розміри черв'ячної передачі при передаточному відношенні близькому 50 майже на 60% перевищують габаритні розміри хвильової передачі при однаковій несівній здатності, та майже у два рази перевищують габаритні розміри цівкової передачі, тому серед даних передач при необхідності отримання великих значень передаточного відношення перевагу надаємо хвильовій або цівковій передачі.

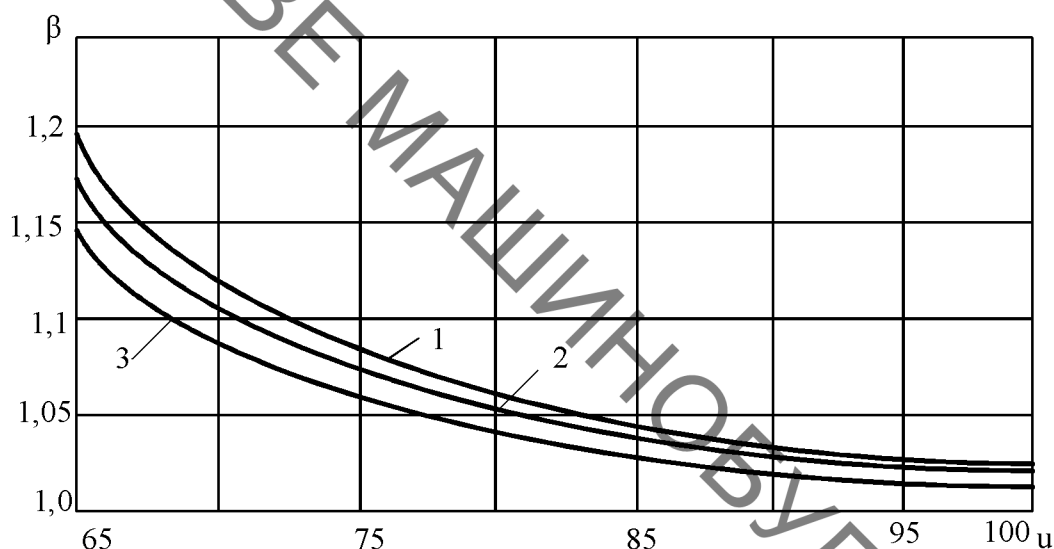


Рисунок 4.7 – Відношення габаритних розмірів хвильової і черв'ячної передач: 1 – при матеріалі черв'яка – чавун; 2 – олов'яниста бронза; 3 – безолов'яниста бронза за умов однакової несівної здатності в залежності від передавального відношення.

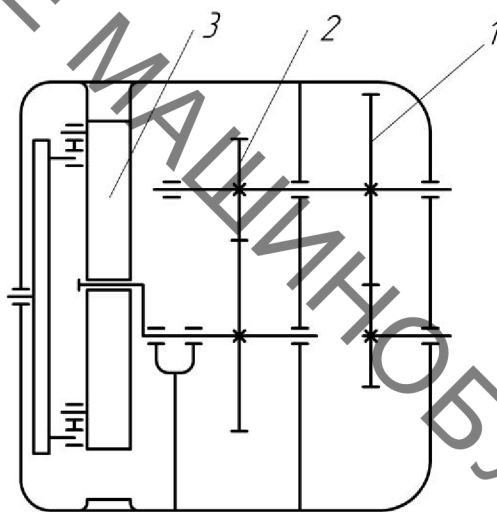
З графіка видно, що геометричні розміри черв'ячної передачі при передаточному відношенні близькому 65 майже на 20% перевищують габаритні розміри хвильової передачі, а при передаточних відношеннях близьких 100 габаритні розміри черв'ячної та хвильової передач при однаковій несівній здатності майже однакові, тому серед даних передач при необхідності отримання великих значень передаточного відношення перевагу надаємо хвильовій передачі. Таким чином, аналізуючи приведені графіки, можна зробити висновок про доцільність застосування тієї чи іншої передачі.

Аналіз показав, що використання лише однієї з наведених типів передач не вирішить проблему і тільки поєднання декількох з них дасть позитивний

результат. Тому, враховуючи обмежені розміри робочої монтажної зони під привід, в конструкції застосовано триступеневу схему передавального механізму приводу з двома циліндричними і однією цівковою передачами.

#### 4.2 Кінематичний розрахунок приводу

Для забезпечення необхідного передаточного відношення редуктора пропонується використати таку принципову кінематичну схему.



1 – циліндрична передача, 2 – циліндрична передача, 3 – цівкова передача.

Рисунок 4.8 – Кінематичного схема редуктора

Необхідне передаточне відношення забезпечується набором із трьох передач, двох циліндричних прямозубих та цівковою передачами. Розміщені ці передачі наступним чином:

- на вхідному валу та першому валу редуктора який знаходиться корпусі 1 розміщена перша циліндрична передача.
- на першому валу також розміщена шестерня другої передачі яка знаходиться в корпусі 2 і передає момент на колесо зубчасте, яке розміщено на валу 2.
- з валу 2 момент за рахунок плоско паралельного руху передається на цівкову передачу ротор якої розміщений на вихідному валу.

Визначення навантажень, діючих на ланки кінематичних ланцюгів  
об'єкту

Вихідні дані:

$\omega_1$ – частота обертання валу двигуна, об/хв:	157;
К.К.Д. пари підшипників $\eta_{ш.}$ :	0,99;
К.К.Д. закритої циліндричної передачі $\eta_{ц.п.}$ :	0,98;
К.К.Д. передачі $\eta_{ц.н.}$ :	0,99;
Потужність кВт:	16.

Визначаємо вихідну потужність  $P_3$ :

$$P_3 = P_1 \cdot \eta_{ц.п.1} \cdot \eta_{ц.п.2} \cdot \eta_{ц.н.} \cdot \eta_{ш.}^3, \quad (4.8)$$

$$P_3 = 16 \cdot 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,99 \cdot 0,99^3 = 14,8 \text{ кВт.}$$

Розрахунок загального передаточного числа та розподіл його по передачах приводу.

Необхідно забезпечити передаточне відношення редуктора в межах 10 за такою формулою:

$$i_{заг} = i_{ц.п.1} \cdot i_{ц.п.2} \cdot i_{ц.н.} \quad (4.9)$$

Для цього задаємось передаточним числом всіх передач:

$i_{ц.п.1} = 1,5$  – передаточне відношення першої циліндричної передачі;

$i_{ц.п.2} = 1,5$  – передаточне відношення другої циліндричної передачі;

$i_{ц.н.} = 4,45$  – передаточне відношення цівкової передачі.

Визначаємо загальне передаточне число приводу:

$$i_{заг} = 1,5 \cdot 1,5 \cdot 4,45 = 10,01.$$

Визначаємо числа обертів валів за формулою:

$$n_{i+1} = \frac{n_i}{i_i} \text{ хв}^{-1}, \quad (4.10)$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{ц.п.1}} = \frac{1500}{1,5} = 1000 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_3 = \frac{n_2}{i_{ц.п.2}} = \frac{1000}{1,5} = 666,67 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_4 = \frac{n_3}{i_{ц.н.}} = \frac{666,67}{4,45} = 150 \text{ хв}^{-1}.$$

$n_1$  – число обертів вала двигуна,  $n_2$  – число обертів вала 1,  $n_3$  – число обертів вала 2,  $n_4$  – число обертів вихідного валу.

Визначаємо кутові швидкості всіх валів:

$$\omega_i = \frac{\pi \cdot n_i}{30} \text{ с}^{-1}, \quad (4.11)$$

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot 1500}{30} = 157 \text{ с}^{-1},$$

$$\omega_2 = \frac{\pi \cdot 1000}{30} = 104,7 \text{ с}^{-1},$$

$$\omega_3 = \frac{\pi \cdot 666,67}{30} = 69,81 \text{ с}^{-1},$$

$$\omega_4 = \frac{\pi \cdot 150}{30} = 15,7 \text{ с}^{-1}.$$

$\omega_1$  – кутова швидкість вала двигуна,

$\omega_2$  – кутова швидкість вала 1,

$\omega_3$  – кутова швидкість вала 2,

$\omega_4$  – кутова швидкість вихідного валу.

Розрахунок потужностей та обертальних моментів на всіх валах:

$$P_i = P_{i-1} \cdot \eta_i \cdot \eta_i \text{ кВт}, \quad (4.12)$$

$$P_1 = 16 \text{ кВт},$$

$$P_2 = 16 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 15,52 \text{ кВт},$$

$$P_3 = 15,52 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 15,06 \text{ кВт},$$

$$P_4 = 15,06 \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 14,76 \text{ кВт}.$$

$P_1$  – потужність на валу двигуна,

$P_2$  – потужність на валу 1,

$P_3$  – потужність на валу 2,

$P_4$  – потужність на вихідного валу.

$$T_i = \frac{P_i}{\omega_i} \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (4.13)$$

$$T_1 = \frac{16 \cdot 10^3}{157} = 101,9 \text{ Нм},$$

$$T_2 = \frac{15,52 \cdot 10^3}{104,7} = 148,23 \text{ Нм},$$

$$T_3 = \frac{15,06 \cdot 10^3}{69,81} = 215,73 \text{ Нм},$$

$$T_4 = \frac{14,76 \cdot 10^3}{15,7} = 940 \text{ Нм}$$

$T_1$  – крутний момент на валу двигуна,

$T_2$  – крутний момент на валу 1,

$T_3$  – крутний момент на валу 2,

$T_4$  – крутний момент на вихідного валу.

### 4.3 Розрахунок зубчастих передач приводу

Задаємось строком служби редуктора 8000 год. Розрахунок циліндричної передачі проводимо для більш навантаженої передачі і з конструктивним міркувань менш навантаженої передачу виконуємо аналогічною до більш навантаженої.

Вибиремо матеріали зубчастих коліс.

Шестерня – Сталь 35ХМ; термічна обробка – покращення разом із загартування в ТВЧ (48...53 HRC). Колесо – Сталь 40Х; термічна обробка – покращення разом із загартування в ТВЧ (45 – 50 HRC).

Попередньо визначаємо середню твердість зубчастих коліс та визначаємо допустимі напруження:

$$HRC_{\text{сеп}} = 0,5(HRC_{\text{min}} + HRC_{\text{max}}), \quad (4.14)$$

$$HRC_{\text{сеп1}} = 0,5(48 + 53) = 50,5 HRC = 490 HB,$$

$$HRC_{\text{сеп2}} = 0,5(45 + 50) = 47,5 HRC = 450 HB.$$

Базове число циклів навантажень при розрахунку на контактну міцність.

$$N_{\text{НО}} = (HB_{\text{сеп}})^3, \quad (4.15)$$

$$N_{\text{НО1}} = (490)^3 = 1,18 \cdot 10^8,$$

$$N_{\text{НО2}} = (450)^3 = 9,1 \cdot 10^7.$$

При розрахунку на згин  $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ ,

Дійсне число циклів зміни напружень:

$$N_2 = 60 \cdot n_2 \cdot L_n = 60 \cdot 305,8 \cdot 10000 = 1,83 \cdot 10^8,$$

$$N_1 = N_2 \cdot U = 1,83 \cdot 10^8 \cdot 1,75 = 3,2 \cdot 10^8.$$

Коефіцієнт довговічності при розрахунку на згин

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N}} \leq K_{HLmax}. \quad (4.16)$$

При термічній обробці – покращення  $K_{HLmax} = 2,6$ . Оскільки,  $N > N_{HO}$ , то приймаємо  $K_{HL} = 1$ .

Коефіцієнт довговічності при розрахунку на згин.

$$K_{FL} = \sqrt[m]{\frac{4 \cdot 10^6}{N}} \leq K_{FLmax}. \quad (4.17)$$

$m$  – показник степені в рівнянні кривої втомленості, при термічній обробці – покращення  $m = 6$ , загартування –  $m = 9$ , а  $K_{FLmax} = 2,08$ . Оскільки,  $N_{1,2} > 4 \cdot 10^6$ , то  $K_{FL} = 1$ .

$$[\sigma]_{HO} = 14HRC_{cep} + 170, \quad (4.18)$$

$$[\sigma]_{HO1} = 14 \cdot 50,5 + 170 = 877 \text{ H/MM}^2,$$

$$[\sigma]_{HO2} = 14 \cdot 47,5 + 170 = 835 \text{ H/MM}^2,$$

$$[\sigma]_{FO} = 1,03HB_{cep}, [\sigma]_{FO1} = 310 \text{ H/MM}^2, [\sigma]_{FO2} = 310 \text{ H/MM}^2.$$

Допустиме контактне напруження визначається за формулою:

$$[\sigma]_H = K_{HL} \cdot [\sigma]_{HO}, \quad (4.19)$$

$$[\sigma]_{H1} = 1 \cdot 877 = 877 \text{ H/MM}^2, [\sigma]_{H2} = 1 \cdot 835 = 835 \text{ H/MM}^2.$$

Допустимі напруження при згині:

$$[\sigma]_F = K_{FL} [\sigma]_{FO}, \quad (4.20)$$

$$[\sigma]_{F1} = 1 \cdot 310 = 310 \text{ H/MM}^2, [\sigma]_{F2} = 1 \cdot 310 = 310 \text{ H/MM}^2,$$

$$[\sigma]_H = K_{HL} [\sigma]_{HO}, [\sigma]_H = 1 \cdot 835 = 835 \text{ H/MM}^2.$$

При цьому повинна виконуватися умова –  $[\sigma]_H \leq 1,23[\sigma]_{H2}$

$$[\sigma]_H = 835 \leq 1,23[\sigma]_{H2} = 1,23 \cdot 835 = 1027,05.$$

Визначаємо міжосьову відстань.

Попередньо визначаємо коефіцієнт міжосьової відстані  $K_a = 49,5$ .

Коефіцієнт ширини  $\psi_a = 0,4$ , оскільки колеса розміщені симетрично відносно опор.

Коефіцієнт ширини зубчастого колеса визначається за формулою:

$$\psi_d = 0,5\psi_a(u+1), \quad \psi_d = 0,5 \cdot 0,4 \cdot (1,5+1) = 0,5. \quad (4.22)$$

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

$$a_w \geq K_a(u+1) \sqrt[3]{\frac{K_{H\beta} T_2}{\psi_a U^2 [\sigma]_H^2}}, \quad (4.23)$$

$$a_w \geq 49,5(1,5+1) \sqrt[3]{\frac{1 \cdot 215,73 \cdot 10^3}{0,4 \cdot 1,5^2 \cdot 835^2}} \approx 86,7 \text{ мм.}$$

Приймаємо  $a_w = 90$  мм.

Попередні основні розміри колеса.

Дільний діаметр:

$$d_2 = \frac{2a_w u}{u+1} = \frac{2 \cdot 90 \cdot 1,5}{1,5+1} = 108 \text{ мм.} \quad (4.24)$$

Ширина:

$$b_2 = \psi_a \cdot a_w = 0,4 \cdot 90 = 36 \text{ мм.}$$

Модуль передачі:

$K_m = 5,8$  – модульний коефіцієнт

$$m \geq \frac{2 \cdot K_m \cdot T_3}{d_2 \cdot b_2 \cdot [\sigma]_F} = \frac{2 \cdot 6,8 \cdot 215,73 \cdot 10^3}{108 \cdot 36 \cdot 310} = 2,4. \quad (4.25)$$

З стандартного ряду модулів вибираємо модуль –  $m = 3$ .

Сумарна кількість зубців:

$$z_\Sigma = \frac{2a_w}{m} = \frac{2 \cdot 90}{3} \approx 60. \quad (4.26)$$

Визначаємо число зубців шестерні і колеса:

$$z_1 = \frac{z_\Sigma}{u+1} = \frac{60}{1,5+1} = 24,$$

$$z_2 = z_\Sigma - z_1 = 60 - 24 = 36.$$

Фактичне передаточне число:

$$U_{\phi} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{36}{24} = 1,5 \quad (4.27)$$

Визначимо відхилення від заданого передаточного відношення

$$\Delta u = \frac{|u_{\phi} - u|}{u} \cdot 100\% = \frac{|1,5 - 1,5|}{1,5} \cdot 100\% = 0\% < 4\% \quad (4.28)$$

Умова виконується, відхилення не перевищує 4%.

Розміри коліс:

$$\begin{aligned} d_1 &= z_1 \cdot m = 24 \cdot 3 = 72 \text{ мм}, \\ d_2 &= 2a_w - d_1 = 2 \cdot 90 - 72 = 108 \text{ мм}, \\ d_{a1} &= d_1 + 2m = 72 + 2 \cdot 3 = 78 \text{ мм}, \\ d_{f1} &= d_1 - 2,5m = 72 - 2,5 \cdot 3 = 64,5 \text{ мм}, \\ d_{a2} &= d_2 + 2m = 108 + 2 \cdot 3 = 114 \text{ мм}, \\ d_{f2} &= d_2 - 2,5m = 108 - 2,5 \cdot 3 = 100,5 \text{ мм}, \\ b_1 &= 1,05 \cdot b_2 = 1,05 \cdot 36 = 37,8 \approx 38 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Перевірка зубів колеса за напруженням згину:

Попередньо визначаємо ступінь точності і значення коефіцієнтів

$$V = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60000} = \frac{3,14 \cdot 108 \cdot 666,67}{60000} = 3,77 \text{ м/с}. \quad (4.29)$$

За таблицею визначаємо ступінь точності – 8.

$$K_{F\alpha} = 0,91, \quad K_{F\beta} = 1, \quad K_{FV} = 1,2, \quad Y_{F1} = 3,92, \quad Y_{F2} = 3,75.$$

Коефіцієнт ширини

$$\psi_d = \frac{b_2}{d_1} = \frac{36}{72} = 0,5, \quad (4.30)$$

$$F_t = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 215,73 \cdot 10^3}{108} = 3995 \text{ Н}, \quad (4.31)$$

$$\sigma_{F2} = \frac{K_{F\alpha} \cdot Y_{\beta} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot Y_{F2} \cdot F_t}{b_2 \cdot m} = \frac{0,91 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot 3,75 \cdot 3995}{36 \cdot 3} = 151,5 < 1,1[\sigma]_F = 1,1 \cdot 310 = 341.$$

Перевірка зубців на контактні напруження

$$K_{H\alpha} = 1 \quad K_{HV} = 1,1$$



$$K_{H\beta} = 1 + \frac{2\psi_d}{S} = 1 + \frac{2 \cdot 0,5}{8} = 1,125. \quad (4.32)$$

$$\sigma_H = 376 \sqrt{K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \frac{(u+1) \cdot F_t}{d_2 b_2}}. \quad (4.33)$$

$$\sigma_H = 436 \sqrt{1 \cdot 1,125 \cdot 1,1 \frac{(1,5+1) \cdot 3995}{108 \cdot 36}} = 777,36. \quad (4.34)$$

Дане значення знаходиться в межах (0,9..1,05)  $[\sigma]_H$ , тобто в межах від 751,5 до 876,75.

#### 4.4 Розрахунок цівкової передачі

Вихідні дані:

$h = 8$  мм – значення ексцентриситету,  $R_{\psi} = 10$  мм – радіус цівки.

Визначимо число зубців сателіта:

$$z_1 = U_{ред} = 5. \quad (4.35)$$

Визначимо число зубців цівкового колеса:

$$z_2 = z_1 + 1 = 5 + 1 = 6. \quad (4.36)$$

Визначимо радіус цинтроїди:

$$b = h \cdot z_1 = 8 \cdot 5 = 40 \text{ мм}. \quad (4.37)$$

Радіус ділительного кола цівкового колеса визначається за формулою:

$$R_2 = n \cdot b = 1,6 \cdot 40 = 64 \text{ мм}. \quad (4.38)$$

де,  $n = 1,6..2$  (обирається із міркувань збільшення зносостійкості).

Параметр цинтроїди  $a$  визначається за формулою:

$$a = b + h = 40 + 8 = 48 \text{ мм}. \quad (4.39)$$

Визначення сил які діють в редукторі.

Момент на водилі при заданій потужності та частоті обертання визначається за формулою:

$$M_H = \frac{716,2 \cdot N}{n_H}, \quad (4.40)$$

де  $n$  – частота обертання,  $\text{хв.}^{-1}$ ,

$N$  – потужність, кВт.

$$M_H = \frac{716,2 \cdot 15,06}{667} = 16,2 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент на нерухомому колесі 2:

$$M_2 = -M_H - M_1, \quad (4.41)$$

де  $M_1$  – момент на вихідному колесі,

$$M_1 = -M_H \cdot u_{H1} \cdot \eta_{H1}, \quad (4.42)$$

де  $u_{H1}$  – передаточне відношення,

$\eta_{H1}$  – коефіцієнт корисної дії.

$$M_1 = -16,2 \cdot 4,45 \cdot 0,99 = -71,28 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_2 = -(-71,28) - 16,2 = 87,48 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Сили які діють на сателіт. Колове зусилля на водилі визначаються за формулою:

$$P_H = \frac{M_H}{h}, \quad (4.43)$$

де  $h$  – ексцентриситет,

$$P_H = \frac{16,2}{0,015} = 1080 \text{ Н}.$$

Відцентрова сила, що діє сателіт визначаються за формулою:

$$F_y = \frac{Q \cdot h \cdot \omega}{g}, \quad (4.44)$$

де  $Q$  – вага сателіта,

$g$  – прискорення вільного падіння.

$$F_y = \frac{0,1 \cdot 0,015 \cdot 69,81^2}{9,8} = 0,75.$$

Нормальний тиск в точках дотикання зубців сателіта до цівки.

Розрахунок робиться при припущенні, що колові сили рівномірно розподілені по точкам дотику. Теоретичне число пар зубців, що приймають участь в зачепленні становить  $n = \varepsilon = z_2/2 = 6/2 = 3$ . Але експериментальні дослідження показують, що фактичне число зубців, які приймають участь в зачепленні  $n \approx z_2/3$ . При цьому максимальний нормальний тиск на зуб:

$$N_{max} = \frac{P \sin \alpha_{max}}{\sum_{i=1}^n \sin^2 \alpha_i}, \quad (4.45)$$

де,

$$\sin \alpha = \frac{hz_1 \sin \left[ \arctg \left( \frac{\eta}{\xi} \right) \right]}{\sqrt{(\xi - b)^2 + \eta^2}}, \quad (4.46)$$

$$\xi = x - \frac{R_0 y'}{\sqrt{(x')^2 + (y')^2}} \quad \eta = y + \frac{R_0 x'}{\sqrt{(x')^2 + (y')^2}}, \quad (4.47)$$

$$x = -(a - b) \cos \tau + R_2 \cos \frac{a - b}{a} \tau, \quad (4.48)$$

$$y = -(a - b) \sin \tau + R_2 \sin \frac{a - b}{a} \tau, \quad (4.49)$$

Відповідно до рівнянь отримаємо:

$$x_1 = -(48 - 40) \cos 0 + 40 \cos \frac{48 - 40}{48} \cdot 0 = 56,$$

$$x_2 = -(48 - 40) \cos 2\pi + 40 \cos \frac{48 - 40}{48} \cdot 2\pi = -58,6849,$$

$$x_3 = -(48 - 40) \cos 4\pi + 40 \cos \frac{48 - 40}{48} \cdot 4\pi = 58,81989,$$

$$y_1 = -(48 - 40) \sin 0 + 40 \sin \frac{48 - 40}{40} \cdot 0 = 0,$$

$$y_2 = -(48 - 40) \sin 2\pi + 40 \sin \frac{48 - 40}{40} \cdot 2\pi = -27,1792,$$

$$y_3 = -(48 - 40) \sin 4\pi + 40 \sin \frac{48 - 40}{40} \cdot 4\pi = 41,51169.$$

$$x' = (a - b) \sin \tau + R_2 \cdot \frac{a - b}{a} \sin \frac{a - b}{a} \tau,$$

$$y' = -(a - b) \cos \tau + R_2 \cdot \frac{a - b}{a} \cos \frac{a - b}{a} \tau,$$

$$x'_1 = (48 - 40) \sin 0 + 64 \cdot \frac{48 - 40}{48} \sin \frac{48 - 40}{48} \cdot 0 = 0,$$

$$x'_2 = (48 - 40) \sin 2\pi + 64 \cdot \frac{48 - 40}{48} \sin \frac{48 - 40}{48} \cdot 2\pi = 10,92264,$$

$$x'_3 = (48 - 40) \sin 4\pi + 64 \cdot \frac{48 - 40}{48} \sin \frac{48 - 40}{48} \cdot 4\pi = -10,5458,$$

$$y'_1 = -(48 - 40) \cos 0 + 64 \cdot \frac{48 - 40}{48} \cos \frac{48 - 40}{48} \cdot 0 = 2,666667,$$

$$y'_2 = -(48 - 40) \cos 2\pi + 64 \cdot \frac{48 - 40}{48} \cos \frac{48 - 40}{48} \cdot 2\pi = -7,88954,$$

$$y'_3 = -(48 - 40) \cos 4\pi + 64 \cdot \frac{48 - 40}{48} \cos \frac{48 - 40}{48} \cdot 4\pi = 15,39691,$$

$$\xi_1 = 56 - \frac{10 \cdot 2,666667}{\sqrt{(0)^2 + (2,666667)^2}} = 46,$$

$$\xi_2 = -58,6849 - \frac{10 \cdot (-7,88954)}{\sqrt{(10,92264)^2 + (-7,88954)^2}} = -52,8295,$$

$$\xi_3 = 58,81989 - \frac{10 \cdot 15,39691}{\sqrt{(10,92264)^2 + (15,39691)^2}} = 50,56958,$$

$$\eta_1 = 0 + \frac{10 \cdot 0}{\sqrt{(0)^2 + (2,666667)^2}} = 0,$$

$$\eta_2 = -27,1792 + \frac{10 \cdot 10,92264}{\sqrt{(10,91164)^2 + (-7,88954)^2}} = -19,0728,$$

$$\eta_3 = 41,51169 + \frac{10 \cdot (-10,5458)}{\sqrt{(-10,5458)^2 + (15,39691)^2}} = 35,86082,$$

$$\sin_1 \alpha = \frac{8 \cdot 5 \cdot \sin \left[ \arctg \left( \frac{0}{46} \right) \right]}{\sqrt{(46 - 40)^2 + 0^2}} = 0,$$

$$\sin_2 \alpha = \frac{8 \cdot 5 \cdot \sin \left[ \arctg \left( \frac{-19,0729}{-52,8295} \right) \right]}{\sqrt{(-52,8295 - 40)^2 + (-19,0729)^2}} = 0,000756,$$

$$\sin_3 \alpha = \frac{8 \cdot 5 \cdot \sin \left[ \arctg \left( \frac{35,86082}{50,56958} \right) \right]}{\sqrt{(50,56958 - 40)^2 + (35,86082)^2}} = 0,008277 = \sin \alpha_{\max},$$

$$N_{\max} = \frac{1080 \cdot 0,008277}{0 + 0,000756 + 0,008277} = 107,02 \text{ Н.}$$

Значення  $\tau$  приймають  $0, 2\pi, 4\pi \dots 2\pi n$ .

Основною причиною виходу з ладу зубчастих коліс з позacentровим епіциклоїдним цівковим зачепленням є зношування. Розрахунок зубців на згин можна не проводити, оскільки, їх висота досить мала у порівнянні з кроком.

Найбільший питомий тиск в точках контакту визначається за формулою Герца:

$$\sigma = 0,418 \sqrt{\frac{NE}{b} \left( \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \right)}, \quad (4.50)$$

де,  $b$  – ширина колеса,  $N$  – нормальний тиск,  $\rho_1$  і  $\rho_2$  – радіуси кривизни коліс,  $E$  – модуль пружності.

$$\rho_1 = \frac{\left[ (x')^2 + (y')^2 \right]^{3/2}}{(x'y'' - y'x'')}. \quad (4.51)$$

$$\rho_2 = R_\delta = 10 \text{ і}$$

Для остаточного вибору основних параметрів передачі необхідно визначити питомий тиск питому роботу тертя в різних точках профілю, змінюючи параметри передачі.

Питоме ковзання при цьому визначається за формулами:

$$\lambda_1 = (\Delta S_1 + \Delta S_2) / \Delta S_1, \quad (4.52)$$

$$\lambda_2 = (\Delta S_2 - \Delta S_1) / \Delta S_2. \quad (4.53)$$

де,  $\lambda_1$  і  $\lambda_2$  – відповідно питоме ковзання на першому і другому колесі,  $\Delta S_1$  і  $\Delta S_2$  – відповідно переміщення точки контакту по профілям першого і другого колеса.

Питома робота тертя на профілі зуба визначається за формулою:

$$\Delta A_1 = N \frac{f}{b} \lambda_1 \quad (4.54)$$

де,  $b$  – ширина колеса,  $f$  – коефіцієнт тертя.

Позacentрове епіциклоїдальне цівкове зачеплення може бути отримано при  $t = 0$ . Тоді рівняння кривої профілю внутрішнього колеса матиме вигляд:

$$x = -(a - b) \cos \tau + R_2 \cos \frac{a - b}{a} \tau. \quad (4.55)$$

$$y = -(a-b)\sin\tau + R_2 \sin\frac{a-b}{a}\tau. \quad (4.56)$$

де  $a$  та  $b$  – радіуси внутрішньої та зовнішньої центроїд,

$R_2$  – ділительний діаметр внутрішнього колеса,

$\tau$  – змінний параметр.

Таблиця 4.1 – координати профілю.

$\tau$	x	y	$\tau$	x	y
0	56	0	20	-66,0918	-19,4999
1	58,79075	3,885585	21	-55,5514	-29,1434
2	63,80642	13,66608	22	-47,3787	-32,0109
3	64,08522	29,55427	23	-45,0261	-34,0545
4	55,52593	45,63009	24	-45,2266	-41,1907
5	40,76509	55,04271	25	-41,1479	-53,6454
6	26,89799	56,08947	26	-28,8581	-65,5574
7	19,13478	53,58859	27	-11,1538	-70,2129
8	16,2192	54,28916	28	4,775638	-66,1004
9	11,81622	60,54273	29	13,70604	-58,2234
10	0,586265	68,05828	30	16,92037	-53,4669
11	-16,6454	69,80694	31	20,76612	-54,2767
12	-33,3842	62,48762	32	30,56164	-56,4645
13	-43,1783	49,60893	33	45,46108	-53,1539
14	-45,3024	38,35264	34	59,00593	-41,2373
15	-45,1957	33,09991	35	64,86227	-24,4038
16	-49,2556	31,56867	36	62,47461	-9,94836
17	-58,7819	27,10881	37	57,44273	-2,29203
18	-68,6421	15,03958	38	56,27895	0,83718
19	-71,8895	-2,80359	39	60,36846	6,057316

#### 4.5 Розрахунок елементів трубопроводу

У розробленому приводі для забезпечення необхідних параметрів роботи обрано гідромотор ЕРММ\*\*\*8\*\*\*, з наступними характеристиками:

- робочий об'єм – 8 см<sup>3</sup>,
- частота обертання – 1600 хв<sup>-1</sup>,
- номінальна величина витрат – 12,8 л/хв.,
- перепад тиску – 10 МПа,
- крутний момент – 11 Н·м,
- номінальна потужність – 2 кВт.

Розрахунок внутрішнього діаметру трубопроводу для напірної магістралі [15] при тиску  $p = 10$  МПа, швидкості потоку  $v = 5$  м/с

$$d_1 = 1,33 \sqrt{\frac{Q}{v}} \quad (4.57)$$

де  $Q$  – величина витрат, л/хв.

$v$  – швидкість потоку м/с.

$$d_1 = 1,33 \sqrt{\frac{12,8}{5}} = 2,12 \text{ мм}$$

Розрахунок внутрішнього діаметру трубопроводу для зливної магістралі при тиску  $p = 2,5$  МПа, швидкості потоку  $v = 3$  м/с

$$d_1 = 1,33 \sqrt{\frac{Q}{v}} = 1,33 \sqrt{\frac{12,8}{3}} = 2,74 \text{ мм.}$$

#### 4.6 Розрахунок конструктивних параметрів торцевого ущільнення

За методикою [11] виконуємо розрахунок розробленого ущільнюючого вузла.

Початкові дані. Геометричні параметри:

$$r_c = 39 \cdot 10^{-3} \text{ м}, r_{a1} = r_{b1} \approx r_c \approx r_1, r_{a2} = r_{b2} = r_2 = 55 \cdot 10^{-3} \text{ м}, e_c = l_a = 40 \cdot 10^{-3} \text{ м}, l_b = 30 \cdot 10^{-3} \text{ м}, h_0 = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}, k = 0,7.$$

Експлуатаційні параметри:  $\Delta p = p_1 = 0,5 \text{ МПа}$ ,  $p_2 = 0$ ,  $\omega = 25,6 \text{ с}^{-1}$ .

Фізичні характеристики: матеріал кілець – обпалений графіт 2П-1000-Ф, просочений фенолформальдегідною смолою;  $\lambda_a = \lambda_e = 82 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°С)}$ ; ущільнювальна рідина – мастило індустріальне,  $t = 40^\circ\text{C}$  - стала в камері ущільнення температура,  $\nu = 6,59 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с}$ ,  $\mu_1 = 6,66 \cdot 10^{-4} \text{ Н} \cdot \text{с/м}^2$ ;  $\rho_1 = 10^3 \text{ кг/м}^3$ ;  $\lambda_1 = 0,632 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°С)}$ ,  $\beta_1 = 1,5 \cdot 10^{-4} \text{ 1/°C}$ ; навколишнє середовище – повітря;  $t_2 = 20^\circ\text{C}$ ,  $\nu_2 = 1,57 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ ;  $\mu_2 = 2 \cdot 10^{-5} \text{ Н} \cdot \text{с/м}^2$ ;  $\rho_2 = 1,29 \text{ кг/м}^3$ ,  $\lambda_2 = 0,0278 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°С)}$ ,  $\beta_2 = 3,41 \cdot 10^{-3} \text{ 1/°C}$ ,  $c_{p2} = 1,02 \cdot 10^3 \text{ м}^2/(\text{с}^2 \cdot \text{°C})$ .

Відповідно до розрахункової схеми розробленого торцевого ущільнення, зображеної на рис. 4.10 проводимо розрахунок контактної пари, відповідно описаної методики.

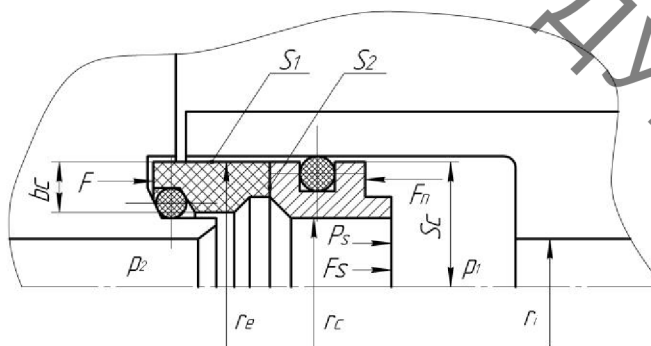


Рисунок 4.10 – Схема сил, діючих на торцеве ущільнення

Контактний тиск у контактній парі визначаємо за формулою:

$$p_c = \Delta p k_y + (F_n - F_m) / S_c. \quad (4.58)$$

де  $\Delta p = 0,5 \text{ МПа}$ ,  $k = 1,4$  [11] при ущільнюючому зазорі  $h = 0,4 \text{ мм}$ ,  $F_n$  –



$F_m \approx 0$  – відповідно до конструкції ущільнення, та за умови, що  $p_2 = 0$  МПа,  $S_c = 7,35 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$  – відповідно до геометричних розмірів ущільнюючого кільця.

Отже:

$$p_c = \Delta p \cdot k = 0,5 \cdot 0,8 = 0,4 \text{ МПа}.$$

Оскільки,  $p_c > 0,65$  МПа, можна припустити, що коефіцієнт тертя між контактними парами становить  $f = 0,08$ .

Визначимо втрати потужності на тертя за формулою:

$$N_c = 2\pi f p_c \omega r_c^2 b_c = S_c f r_c \omega p_c = 7,35 \cdot 10^{-4} \cdot 3,14 \cdot 25,6 \cdot 40 \cdot 10^{-3} = 0,73 \text{ кВт} \quad (4.59)$$

Обчислення безрозмірних критеріїв.

Для рідини:

$$\text{Re}_1 = \omega r_2^2 / \nu_1 = 25,6 \cdot 55 \cdot 10^{-3} / 6,59 \cdot 10^{-7} = 1,38 \cdot 10^6, \quad (4.60)$$

Орієнтовно приймаємо середню температуру кільця  $\bar{t} = 100$  °С, тоді відповідно [11] приймаємо  $\bar{\theta}_a = 60$  °С. Якщо одержана у результаті розрахунку середня температура кільця виявиться істотно відмінною від прийнятої, то розрахунок потрібно буде повторити з уточненими значеннями  $\bar{t}$ . При  $\bar{\theta}_a = 60$  °С  $Gr = 2,76 \cdot 10^8$ ,  $Nu_1 = 85,8$ .

Для повітря:

$$\text{Re}_2 = \omega r_1 \cdot 2h_0 / \nu_2 = 25,6 \cdot 39 \cdot 10^{-3} \cdot 2 \cdot 2 \cdot 10^{-3} = 2,98 \cdot 10^3,$$

Отже отримаємо:

$$\text{Pr} = \mu_2 c_{p2} / \lambda_2 = 2 \cdot 10^{-5} \cdot 1,02 \cdot 10^3 / 0,0278 = 0,734,$$

Відповідно до отриманого значення приймаємо:

$$c_2 = 5,35 \cdot 10^{-3}, \quad Nu_2 = 10,2.$$

Обчислення параметрів  $m$ :

$$m_1 = \left( 2\pi \frac{\lambda_1 Nu_1}{\lambda_a S_a} \right)^{0,5} = \left( 2 \cdot 3,14 \cdot \frac{0,632 \cdot 85,8}{82 \cdot 4,72 \cdot 10^{-3}} \right)^{0,5} = 1,43 \text{ м}^{-1}$$

$$m_2 = \left( 2\pi \frac{\lambda_2 Nu_2}{\lambda_b S_b} \right)^{0,5} = \left( 2 \cdot 3,14 \pi \frac{0,0278 \cdot 10,2}{82 \cdot 4,72 \cdot 10^{-3}} \right)^{0,5} = 0,0817 \text{ м}^{-1}$$

де  $S_a = S_b = 4,72 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ,  $l_1 = 4,8 \cdot 10^{-2} \text{ м}$ ,  $l_2 = 3,8 \cdot 10^{-2} \text{ м}$  – відповідно до початкових даних.

Обчислення параметра  $B$ :

$$\left. \begin{aligned} B_1 &= (2\pi S_a Nu_1 \lambda_1 \lambda_a)^{0,5} \text{th}(m_1 l_1) = (2 \cdot 3,14 \cdot 4,72 \cdot 85,8 \cdot 0,632 \cdot 82)^{0,5} \text{th}(1,43 \cdot 4,8 \cdot 10^{-2}) = 10,2 \\ B_2 &= (2\pi S_b Nu_2 \lambda_2 \lambda_b)^{0,5} \text{th}(m_2 l_2) = (2 \cdot 3,14 \cdot 4,72 \cdot 82 \cdot 0,632 \cdot 82)^{0,5} \text{th}(0,081 \cdot 3,8 \cdot 10^{-2}) = 0,0677 \end{aligned} \right\}$$

Визначимо відношення:

$$B_2 / B_1 = 0,0677 / 10,2 = 0,0066 \ll 1. \quad (4.61)$$

Так як відношення набагато менше за одиницю то нехтувати даним відношенням не можна.

Обчислюємо температури в парі тертя за формулою:

$$t_0 = t_1 + N/B_1 = 94,4 + 40 = 134 \text{ }^\circ\text{C}. \quad (4.62)$$

Зміну температури уздовж кілець визначається відповідно за формул :

$$\theta_a(x) = \frac{\theta_0}{\operatorname{ch}(m_1 l_1)} \operatorname{ch}[m_1(l_1 - x)],$$

$$\theta_b(x) = \frac{\theta_0}{\operatorname{ch}(m_2 l_2)} \operatorname{ch}[m_2(l_2 - x)];$$

$$\theta_0 = t_0 - t_1 = 94,4^\circ\text{C}, \quad \operatorname{ch}(m_1 l_1) = 2,21,$$

$$\operatorname{ch}(m_2 l_2) \approx 1,0;$$

$$\theta_a(x) = 42,7 \operatorname{ch}[1,43(l_1 - x)],$$

$$\theta_b(x) \approx \theta_0 = \text{const.}$$

Визначимо температуру ущільнюючого кільця у декількох точках:

$$\theta_a(0) = 94,4^\circ\text{C}; \quad \theta_a(0,25l_1) = 69,7^\circ\text{C}; \quad \theta_a(0,5l_1) = 54,1^\circ\text{C}; \quad \theta_a(0,75l_1) = 45,5^\circ\text{C}; \quad \theta_a(l_1) = 42,7^\circ\text{C}.$$

Середню по довжині температуру кільця можна визначити як

$$\bar{\theta}_a = \frac{1}{l_1} \int_0^{l_1} \theta_a(x) dx = \frac{\theta_0}{m_1 l_1} \operatorname{th}(m_1 l_1). \quad (4.63)$$

Для нашого випадку  $\bar{\theta}_a = 58,9^\circ\text{C}$ , що достатньо близьке до прийнятого при обчисленні критерію Грасгофа, значення  $\bar{\theta}_a = 60^\circ\text{C}$ .

Допустима температура для графіту 2П-1000-Ф [11] становить  $140 \dots 200^\circ\text{C}$ , а при ущільнювальному тиску 2 МПа температура насиченого пару  $t_s = 210^\circ\text{C}$ , тому знайдена в парі тертя температура  $t_0$ , можна вважати допустимою.

Оцінимо деформацію аксіально-рухомого кільця з перерізом прямокутної форми у розглянутому вище прикладі. Додаткові дані для розрахунку:

$$E = 1,4 \cdot 10^4 \text{ МПа}, \quad \beta = 2,5 \cdot 10^{-6} \text{ } 1^\circ\text{C}, \quad \theta = \theta(0) - \theta(l) = 51,7^\circ\text{C}; \quad y_c = 4,7 \cdot 10^{-2} \text{ м}, \\ r_i = 3,75 \cdot 10^{-2} \text{ м}, \quad r_e = 4,05 \cdot 10^{-2} \text{ м}, \quad r_c = 3,9 \cdot 10^{-2} \text{ м}, \quad r_p = 3,95 \cdot 10^{-2} \text{ м}, \quad l_1 = 2,5 \cdot 10^{-2} \text{ м}, \quad l_2 \approx 0.$$

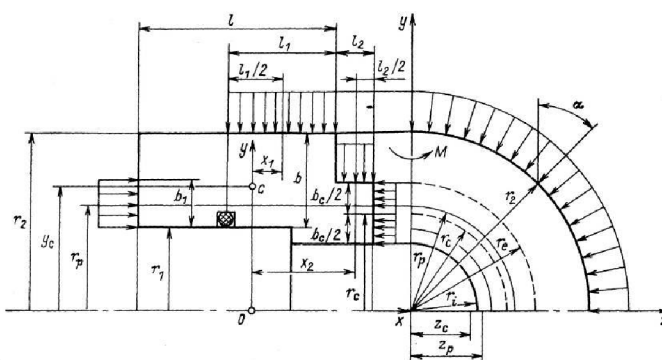


Рисунок 4.11 – Розрахунок деформації ущільнюючого кільця

За формулою знаходимо:

$$\varphi_t = \frac{12\beta\theta_0(r_1 + r_2)}{m^2 l^3} \frac{sh^2(ml/2)}{ch(ml)} = \frac{12 \cdot 2,5 \cdot 10^{-6} (39 \cdot 10^{-3} + 55 \cdot 10^{-3})}{1,34^2 \cdot (2,5 \cdot 10^{-2})^2} \cdot \frac{sh^2(1,34 \cdot (2,5 \cdot 10^{-2})/2)}{ch(1,34 \cdot (2,5 \cdot 10^{-2}))} = 9,05 \cdot 10^{-4}$$

За формулами знаходимо сумарний момент по двох циліндрових поверхнях дорівнює:

$$M_r = \int_0^{\pi/2} dM_r = -p_1(l_1 r_2 x_1 + l_2 r_e x_2) = -0,5 \cdot (2,5 \cdot 10^{-2} \cdot 55 \cdot 10^{-3} \cdot 4,05 \cdot 10^{-3} + 0) = -20,61 \cdot i$$

$$M_a = p_1 b_1 r_p^2 (1 - r_c / r_p) = 0,5 \cdot 4 \cdot 10^{-3} \cdot (3,95 \cdot 10^{-6})^2 \cdot (1 - 3,9 \cdot 10^{-2} / 3,95 \cdot 10^{-2}) = 0,079 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

За формулою знаходимо кут повороту від моменту сил тиску:

$$M_p = M_r + M_a = -20,6 + 0,079 = -20,5 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (4.64)$$

$$\varphi = \frac{M_t + M_p}{EI_y} y_c = \frac{-20,6 + (-20,5)}{1,4 \cdot 10^{-4} \cdot 3,4 \cdot 10^{-4}} = -7,82 \cdot 10^{-4}$$

Сумарний кут повороту  $\varphi = 1,23 \cdot 10^{-4}$ , а зсув  $\delta = 0,369 \cdot 10^{-6}$  м. Відносний зсув  $\delta/r_e = 9,1 \cdot 10^{-4}$ , що значно менше допустимого значення ( $\delta/r_e < 1,2 \cdot 10^{-4}$ ).

#### 4.7 Висновки до розділу 4

1. Проведено аналіз передач, який показав, що використання лише однієї з наведених типів передач не вирішить проблему і тільки поєднання декількох з них дасть позитивний результат. Тому, враховуючи обмежені розміри робочої монтажної зони під привод, в конструкції застосовано триступеневу схему передавального механізму приводу з двома циліндричними і однією цівочкою передачами.

2. Проведено кінематичний розрахунок приводу та розрахунок зубчастих та цівкової передач. Розраховано елементи трубопроводу.

3. Проведений розрахунок розробленого торцевого ущільнення по методиці [11]. Після проведення розрахунків конструктивних параметрів по наведеній методиці, можна зробити висновок, що геометричні параметри та матеріали торцевого ущільнення підібрані досить вдало. Про це свідчать отримані значення які лежать в межах допустимих. Це такі значення як: відносне видовження кілець, кут повороту, теплове розширення, тиск у контактній парі, втрати на тертя.

## 5 ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВМОНТОВАНОГО ГІДРАВЛІЧНОГО ПРИВОДУ СКРЕБКОВОГО КОНВЕЄРА

### 5.1 Розробка розрахункової схеми гідравлічного приводу

Для проведення теоретичних досліджень необхідно скласти розрахункову схему гідравлічного вмонтованого приводу.

На рис. 5.1 наведена розрахункова схема його механічної частини, де  $I_{д}$ ,  $I_1$ ,  $I_2$ ,  $I_3$ ,  $I_4$  – відповідно моменти інерції роторів двигунів, приводної шестерні, зубчастого колеса, проміжної шестерні, зубчастого вінця коронної шестерні;  $\omega_{д}$ ,  $\omega_1$ ,  $\omega_2$ ,  $\omega_3$  – кутові швидкості вказаних ланок;  $c_1$ ,  $c_2$ ,  $c_3$ ,  $c_4$  – пружні зв'язки між ланками.

Експериментальні дослідження свідчать про те, що нескладні кінематичні схеми механізмів можна зводити до найбільш простих моделей, які забезпечують точність розрахунків в доступних межах [15]. Тому семи масову систему з сімома пружними ланками зведено до трьох масової.

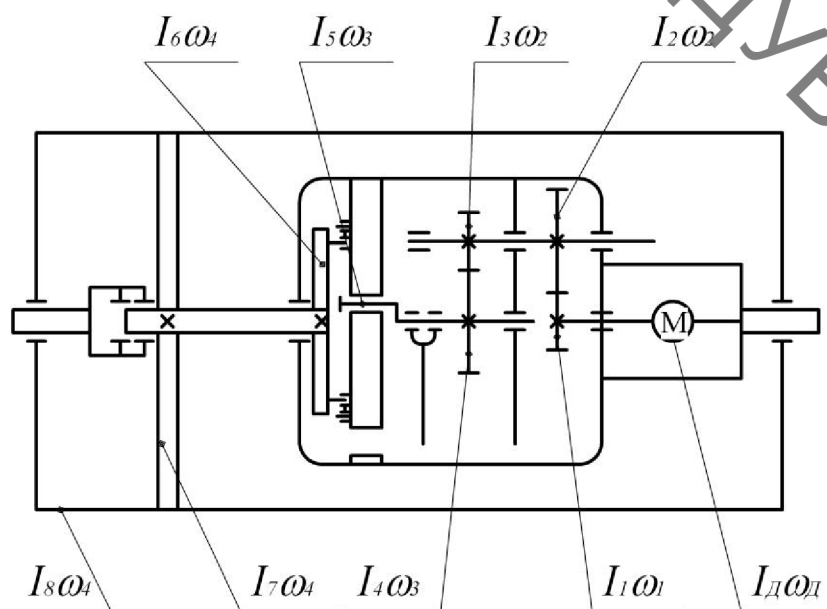


Рисунок 5.1 – Розрахункова схема механічної частини гідравлічного вмонтованого приводу

Ланкою зведення вибираємо корпус барабана. Тоді зведення інерційних моментів передавального механізму виконаємо за допомогою рівняння, що пов'язує їхні кінематичні енергії і ланки зведення, яке має вигляд:

$$\frac{I_1\omega_1^2}{2} + \frac{I_2\omega_2^2}{2} + \frac{I_3\omega_2^2}{2} + \frac{I_4\omega_3^2}{2} + \frac{I_5\omega_3^2}{2} + \frac{I_6\omega_4^2}{2} + \frac{I_7\omega_4^2}{2} = \frac{I_{3B}\omega_4^2}{2} \quad (5.1)$$

де  $I_{3B}\omega_4^2 = I_8\omega_4^2$

Виразимо кутові швидкості ланок через кутову швидкість ланки зведення за допомогою передаточних чисел:

$$\omega_1 = i\omega_4; \quad \omega_2 = i_{24}\omega_4; \quad \omega_3 = i_{34}\omega_4; \quad (5.2)$$

де  $i$  – передаточне число передавального механізму,  $i_{24}$  – передаточне число від проміжної шестерні до зубчастого колеса,  $i_{34}$  – від зубчастого колеса до цівкової передачі.

Підставимо (5.2) в (5.1) і після перетворень отримаємо вираз для зведеного моменту інерції:

$$I_{3B} = I_1i^2 + I_2i^2(I_2 + I_3)i_{24}^2 + (I_4 + I_5) + I_6 + I_7 \quad (5.3)$$

Зведена крутильна жорсткість визначається з умови рівності потенціальних енергій системи:

$$\frac{c_1\varphi_1^2}{2} + \frac{c_2\varphi_2^2}{2} + \frac{c_3\varphi_2^2}{2} + \frac{c_4\varphi_3^2}{2} + \frac{c_5\varphi_3^2}{2} + \frac{c_6\varphi_4^2}{2} + \frac{c_7\varphi_4^2}{2} = \frac{c_{3B}\varphi_4^2}{2} \quad (5.4)$$

Враховуючи те, що

$$\varphi_1 = i\varphi_4; \quad \varphi_2 = i_{24}\varphi_4; \quad \varphi_3 = i_{34}\varphi_4 \quad (5.5)$$

та нехтуючи жорсткістю  $c_1$ , так як вал двигуна жорстко з'єднаний з валом приводної шестерні, вираз (5.4) набуде вигляду:

$$c_{3B} = c_1 i^2 + c_{24} i^2 (c_2 + c_3) i_{34}^2 + (c_4 + c_5) + c_6 + c_7; \quad (5.6)$$

де  $c_2, c_3, c_4$  – крутильні жорсткості.

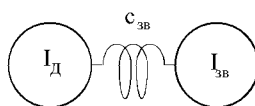


Рисунок 5.2 – Розрахункова схема механічної частини вмонтованого приводу

Моменти інерції і крутильні жорсткості ланок приводу розраховуються за формулами, наведені в роботі [18].

Таким чином, вихідну семи масову модель зводимо до двомасової (рис. 5.2) з моментами інерції  $I_d, I_{3B}$  і з одним пружним зв'язком  $c_{3B}$ . Наведена розрахункова схема механічної частини вмонтованого гідравлічного приводу буде виконуватись в подальших теоретичних дослідженнях механічної системи скребкового конвеєра і в залежності від задач, що вирішуються, може бути доповнена характерними елементами, або залишатись незмінною.

## 5.2 Математична модель гідравлічного вмонтованого приводу

Для вивчення впливу параметрів гідроприводу і динамічних характеристик рухомого елемента конвеєра на перехідні процеси в механічній системі скребкового конвеєра розрахункову схему вмонтованого приводу, слід доповнити відповідними елементами, що є частинами гідромеханічної системи конвеєра.

На рис. 5.3, а наведена розроблена розрахункова схема приводу, в якій реальна континуальна фізична модель конвеєра приведена до дискретної. Такий підхід не суперечить результатам проведеного аналізу розрахункових моделей



скребкових конвеєрів, оскільки об'єктом дослідження в даному випадку є транспортуючий пристрій невеликої довжини. Тому на розрахунковій схемі рухомі частини конвеєра представлені двома дискретними масами 4 та 6. До першої зведені маси обертових частин приводного пристрою, до другої – рухомі ланки транспортуючої частини конвеєра. Тяговий орган конвеєра можна представити реологічною моделлю Фойхта [19] (рис. 5.3, б). В приводному пристрої встановлено гідромотор 3 до якого підведені напірний та зливний трубопроводи. Максимальний тиск, що створюється насосом 1, визначається налагодженням запобіжного клапана 2. Механічні втрати в гідромоторі моделюються обертальними кінематичними парами. Момент опору тягового органу на ланку 6.

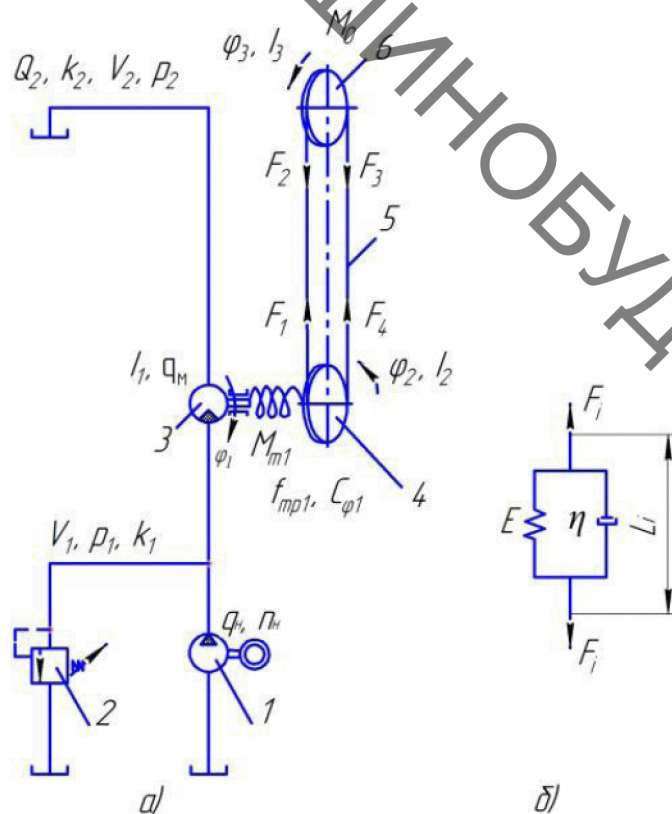


Рисунок 5.3 – Розрахункова схема вмонтованого гідравлічного приводу скребкового конвеєра

В основу математичного опису руху вихідної ланки приводу покладені рівняння руху механічної частини і рівняння балансу витрат рідини.

При складанні рівняння (5.7 – 5.23) прийняті припущення:

- продуктивність насоса постійна ( $Q_H = \text{const}$ );
- напірні з'єднувальні трубопроводи короткі, тому гідравлічним опором і хвильовими процесами в них можна знехтувати ( $\Delta p_{\text{TP}} = 0$ );
- температура і в'язкість потоку робочої рідини приймалися постійними ( $t^\circ = \text{const}$ ;  $\beta = \text{const}$ );
- податливості порожнин, а також стисливість робочої рідини враховувалися як усереднені величини для даного діапазону зміни тиску;
- тиск рідини у всіх точках об'єму напірної та клапанної магістерської змінюється синфазно;
- тиск рідини в зливних магістралях постійно постійний;
- сили сухого тертя невеликі, тому ними можна знехтувати;
- вважаємо тяговий орган абсолютно гнучкою пружною ниткою.

За номінального навантаження рівняння, що описують роботу приводу, з одним гідромотором мають такий вигляд:

Рівняння витрат робочої рідини в напірній магістралі

$$q_n n_n - \sigma_1 p_1 - Q_d - k_1 V_1 \left( \frac{dp_1}{dt} \right) = 0; \quad (5.7)$$

Зливній

$$Q_d - k_2 V_2 \left( \frac{dp_2}{dt} \right) - \sigma_2 p_2 = Q_2 \quad (5.8)$$

Рівняння руху ділянок 3-4

$$I_1 \left( \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} \right) + \beta_1 \left( \frac{d\varphi_1}{dt} \right) + c_{\varphi_1} (\varphi_1 - i\varphi_2) + c_{\varphi_1} f_{\text{TP}} (\varphi_1 - i\varphi_2) \text{sgn} \left[ \frac{d(\varphi_1 - i\varphi_2)}{dt} \right] + M_{\text{Т1}} - q_d (p_1 - p_2) = 0; \quad (5.9)$$

$$i c_{\varphi_1} (\varphi_1 - i\varphi_2) - I_2 \left( \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} \right) - r_1 (F_1 - F_4) = 0. \quad (5.10)$$

Рівняння руху ланки 6

$$r_2(F_2 - F_3) - I_3\left(\frac{d^2\varphi_3}{dt^2}\right) - M_0 = 0. \quad (5.11)$$

Зв'язок сили натягу і деформації тягового органа, що описується моделлю Фойхта, встановлюється співвідношенням:

$$F_1 = A \left( E_c \varepsilon_1 + \eta E_d \frac{d\varepsilon_1}{dt} \right) \quad (5.12)$$

де

$$\varepsilon_1 = u_1/l. \quad (5.13)$$

Деформація тягового органа через кутові переміщення ланок 4 і 6 запишеться співвідношенням

$$u_1 = (\varphi_2 - \varphi_3)r_1. \quad (5.14)$$

Умова постійності довжини замкнутого контуру пружної нитки матиме вигляд:

$$F_1 = F_2 = -F_3 = -F_4. \quad (5.15)$$

В рівняннях (5.7 – 5.10) використані наступні позначення:  $p_1, p_2$  – тиск в напірній і зливній магістралях;  $q_n, q_m$  – робочі об'єми насоса і гідромотора;  $n_n$  – число обертів вихідного вала насоса;  $Q_d$  – витрати через гідромотори;  $\sigma_1, \sigma_2$  – коефіцієнт витічок з порожнини гідроприводу, що знаходиться під тиском  $p_1$  та  $p_2$ ;  $k_1, k_2$  – коефіцієнти податливості напірної та зливної магістралей з урахуванням стисливості рідини, об'єм якої рівний  $V_1$  і  $V_2$ , відповідно;  $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$  – кутові переміщення роторів гідромоторів, приводного і хвостового барабанів, відповідно;  $c_{\varphi 1}$  – зведена крутильна жорсткість приводних

гідромагістралей;  $f_{\text{тp1}}$  – коефіцієнт сухого тертя в передавальному механізмі;  $\beta_1$  – коефіцієнт в'язкого тертя в гідромоторах;  $I_1, I_2, I_3$ , – моменти інерції роторів гідромоторів і зведені моменти інерції приводного механізму та рухомих ланок транспортуючої частини конвеєра, відповідно;  $M_{\text{T1}}$  – механічні втрати в гідромоторах;  $M_0$  – момент опору руху стрічки;  $r$  – радіус барабанів;  $A$  – площа перетину стрічки;  $E_c, E_d$  – статичний і динамічний модулі пружності стрічки;  $\eta$  – відносний коефіцієнт демпфування;  $u$  – деформація стрічки.

Розглянемо компоненти рівнянь (5.7 – 5.10).

Підпір в зливній магістралі створюється мінімальним і приймається  $p_2=0$ . Тоді витрати через гідродвигун визначаються виразом:

$$Q_d = q_d \left( \frac{d\varphi}{dt} \right). \quad (5.16)$$

Враховуючи, що момент інерції ротора гідродвигуна типу ЕРММ\*\*\*8\*\*\* значно менше ( $I_d=3,06 \cdot 10^{-5}$  кг·м<sup>2</sup>) зведеного моменту інерції рухомих частин приводного механізму конвеєра  $I_3$ , ним можна знехтувати.

За даними досліджень [21] в динамічних розрахунках систем з пружним зв'язком, як основну характеристику необхідно приймати динамічний модуль пружності  $E_d$ , значення якого за дії навантаження тривалістю менше однієї секунди можна вважати постійними. Це пов'язано з тим, що і через швидке навантаження матеріалу стрічки відбувається миттєва пружна деформація, яка характеризується динамічним модулем пружності  $E_d$ , потім розвивається високоеластична, що характеризується статичним модулем пружності  $E_c$ .

Момент  $M_0$  визначиться через силу опору руху стрічки  $F_t$ :

$$M_0 = r_2 F_t. \quad (5.17)$$

Сила  $F_t$  залежить від коефіцієнта довжини конвеєра  $\xi$ , погонної густини гілок конвеєра  $\rho$ , загального коефіцієнта опору руху стрічки роликкооперами  $w$ , тобто:

$$F_t = \xi \rho g \omega l. \quad (5.18)$$

Загальний коефіцієнт опору руху  $w$  визначиться через його складові:

$$w = w_{дв} + w_{дс} + w_{ор} + w_{вр}. \quad (5.19)$$

Де  $w_{дв}$ ,  $w_{дс}$ ,  $w_{ор}$ ,  $w_{вр}$  – коефіцієнти опору від деформацій вантажу, стрічки, обертання роликів, втискання роликів в стрічку, відповідно. Значення цих коефіцієнтів визначаємо на підставі теоретичних і експериментальних залежностей, наведених в роботі [22].

З врахуванням згаданих допущень і співвідношень (5.16-5.19) математична модель гідравлічного мотор-барабана стрічкового конвеєра набуде вигляду:

$$q_n n_n - \sigma_1 p_1 - Q_{д1} - k_1 V_1 \left( \frac{dp_1}{dt} \right) = 0; \quad (5.20)$$

$$\beta \left( \frac{d\varphi_1}{dt} \right) + c_\varphi (\varphi_1 - i\varphi_2) + c_\varphi f_{тр} (\varphi_1 - i\varphi_2) \operatorname{sgn} \left[ \frac{d(\varphi_1 - i\varphi_2)}{dt} \right] + M_\tau - q_{д1} p_1 = 0; \quad (5.21)$$

$$i c_\varphi (\varphi - i\varphi_2) - I_2 \left( \frac{d^2\varphi_2}{dt^2} \right) - r_1 (F_1 - F_4) = 0; \quad (5.22)$$

$$r_2 (F_2 - F_3) - I_3 \left( \frac{d^2\varphi_3}{dt^2} \right) - M_0 = 0; \quad (5.23)$$

$$F_1 = \frac{A}{l} \left( E_c u_1 + \eta E_d \frac{du_1}{dt} \right), \quad (5.24)$$

$$u_1 = (\varphi_2 - \varphi_3) r_1, \quad F_1 = F_2 = -F_3 = -F_4, \quad n_d = \frac{d\varphi}{dt}.$$

Розв'язання диференційних рівнянь, що ввійшли до математичного опису роботи вмонтованого гідравлічного приводу дозволять встановити вплив параметрів гідроприводу на перехідні процеси у вмонтованому гідравлічному приводі.

### 5.3 Теоретичні дослідження динаміки вмонтованого гідравлічного приводу скребкового конвеєра

Дослідження динаміки гідроприводу [23] здійснювалось на основі інтегрування диференційних рівнянь (5.14-5.23) за допомогою комп'ютерної програми, створеної на основі пакету Matlab R2010a.

Для теоретичних досліджень були вибрані такі вихідні значення параметрів системи:

$q_n = 1,59 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{рад}$ ;  $q_m = 12,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{рад}$ ;  $n_n = 147,6 \text{ рад/с}$ ;  $\sigma_1 = 3,21 \cdot 10^{-11} \text{ м}^5/\text{Нс}$ ;  
 $k_1 = 0,714 \text{ 1/МПа}$ ;  $V_1 = 0,46 \cdot 10^4 \text{ м}^3$ ;  $c_\varphi = 0,8 \cdot 10^6 \text{ Нм/рад}$ ;  $\beta = 0,05 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с/рад}$ ;  
 $I_2 = 0,22 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ ;  $I_3 = 0,32 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ ;  $M_I = 10 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ;  $M_O = 87 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ;  $M_{O\text{MAX}} = 280 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ;  
 $r = 0,09 \text{ м}$ ;  $A = 151,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ;  $E_c = 510 \text{ МПа}$ ;  $E_d = 0$ ;  $\eta = 24 \text{ Н}\cdot\text{с/м}$ .

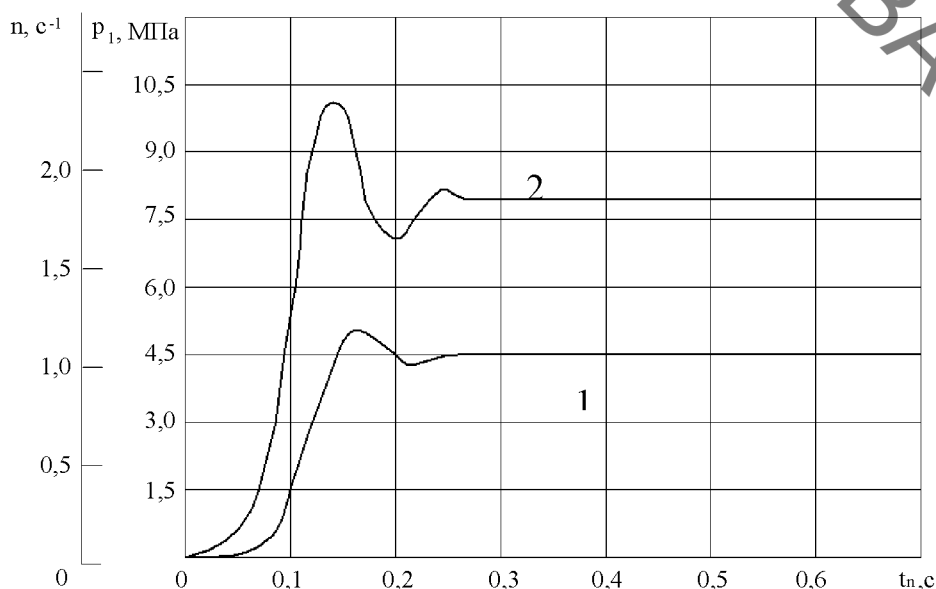


Рисунок 5.4 – Теоретичні залежності  $n(t)$ ,  $p_1(t)$  (відповідно криві 1, 2 за крутильної жорсткості  $c'_{\varphi 0} = 1,11 \cdot 10^{-3} \text{ Н}\cdot\text{м/рад}$ )

На рис. 5.4...5.9 подано графіки теоретичної залежності тривалості перехідного періоду  $t_{п}$  від інерційного навантаження, крутного моменту, зміни об'єму напірної порожнини.

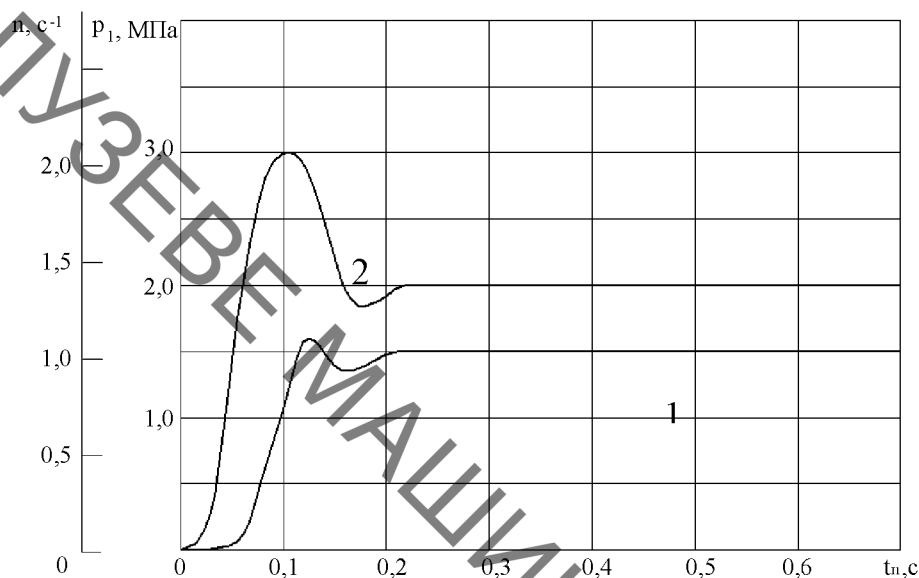


Рисунок 5.5 – Теоретичні залежності  $n(t)$ ,  $p_1(t)$  відповідно криві 1, 2)

за крутильної жорсткості  $3c'_{\varphi 0} = 0,37 \cdot 10^{-3} \text{ Н} \cdot \text{м/рад}$

і максимальному інерційному навантаженні приводу  $I_3 = 1,01 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$

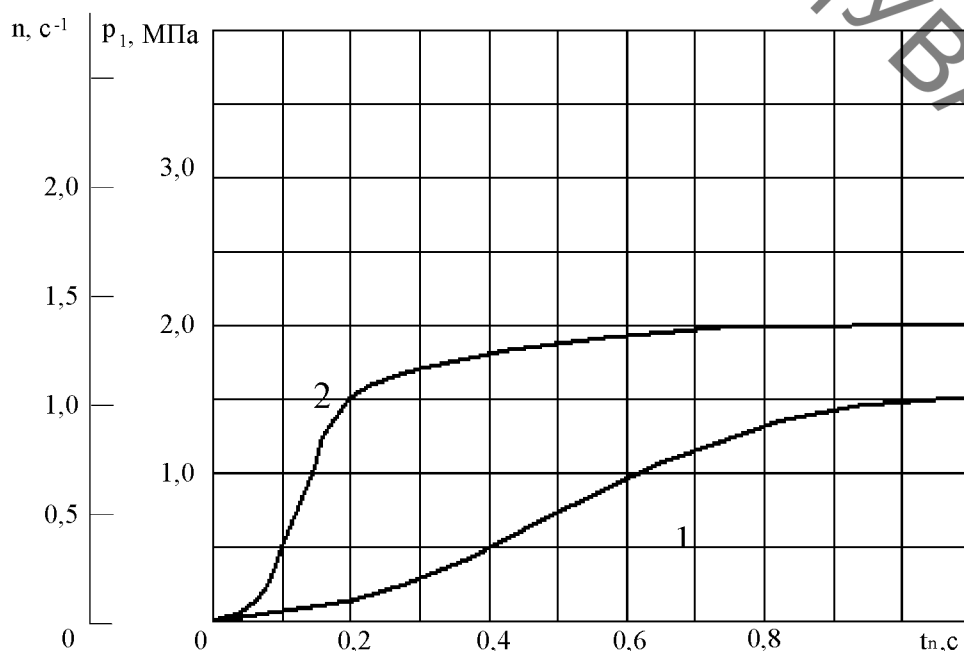


Рисунок 5.6. Теоретичні залежності  $n(t)$ ,  $p_1(t)$

(відповідно криві 1, 2), за об'єму порожнин напірної магістралі  $V_1 = 5 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3$  і

інерційному навантаженні приводу  $I_3 = 1,01 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$

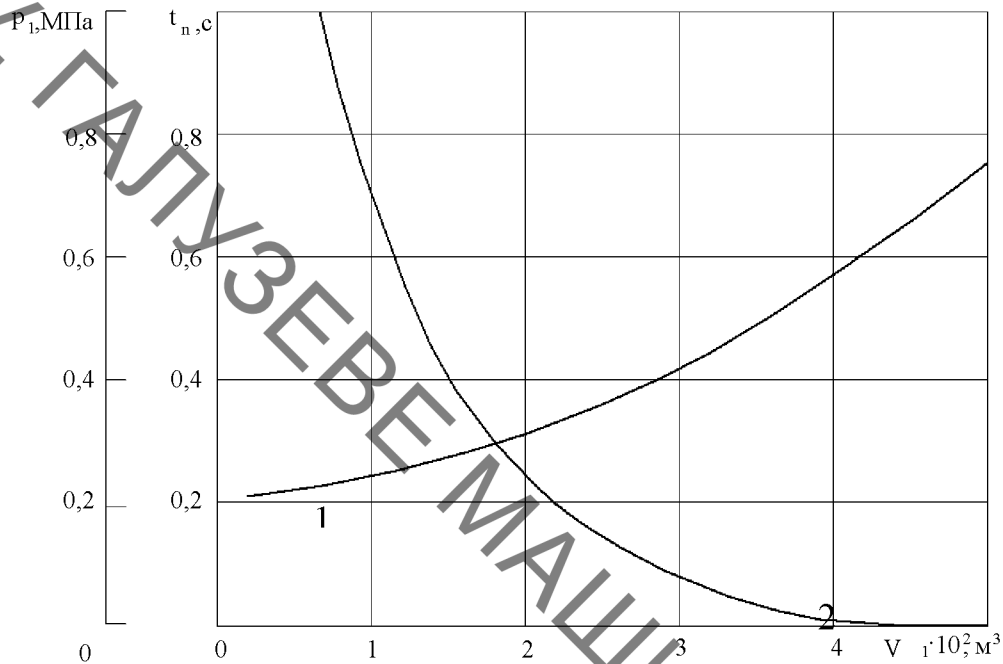


Рисунок 5.7 – Графіки залежностей  $p_1(V_1)$ ,  $t_n(V_1)$   
(відповідно криві 1, 2) за відсутності моменту опору

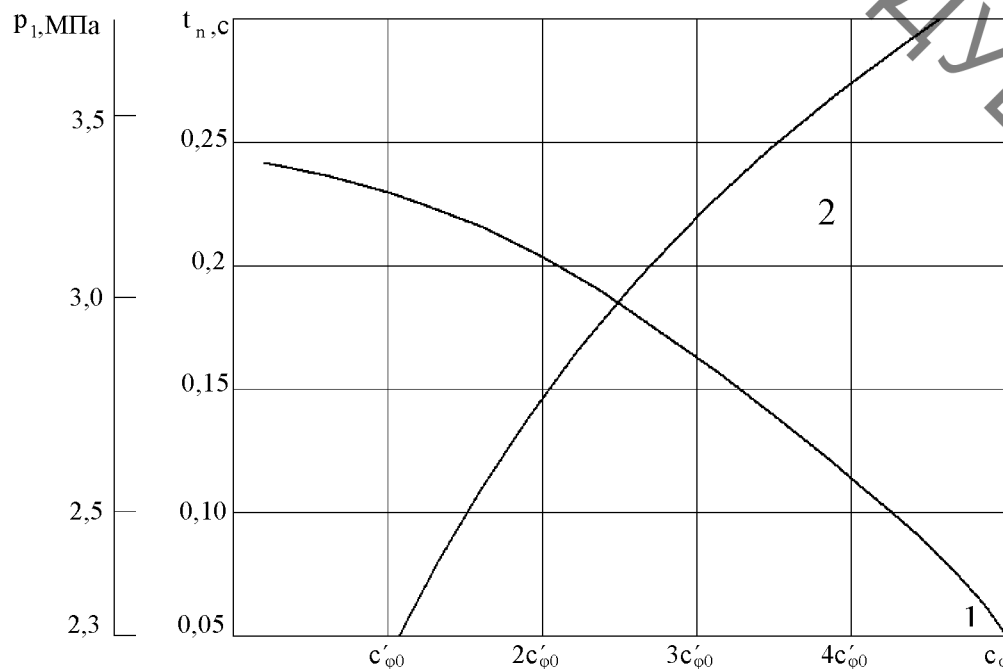


Рисунок 5.8 – Графіки залежностей  $t_n(c_\phi)$ ,  $\Delta p_1(c_\phi)$   
(відповідно криві 1, 2)



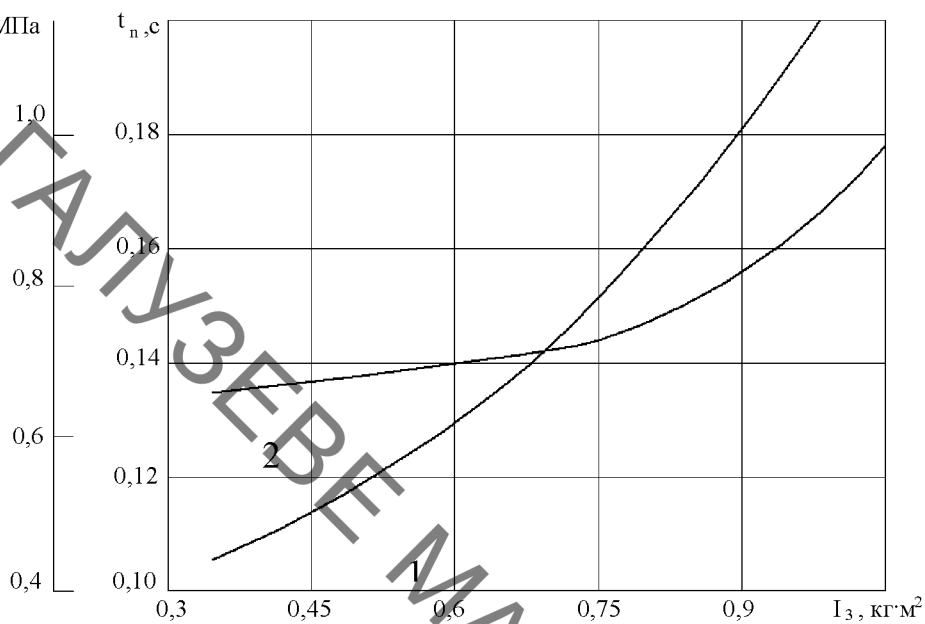


Рисунок 5.9 – Графіки залежностей  $t_n(I_3)$ ,  $\Delta p_1(I_3)$   
(відповідно криві 1, 2)

#### 5.4 Висновки до розділу 5

1. Розроблено розрахункову та математичну моделі гідравлічного приводу, з урахуванням припущень, що наведені в розділі 5.
2. Проведено теоретичні дослідження приводу для аналізу його динамічних характеристик.

## 6 ЕКОНОМІЧНА РОЗДІЛ

Економічна частина є завершальним розділом магістерської кваліфікаційної роботи, в якому розробляються остаточні висновки щодо економічної ефективності запропонованої розробки. В даному розділі розглянемо основні питання конкурентоспроможності продукту та комерційного потенціалу розробки.

### 6.1 Проведення комерційного та технологічного аудиту науково-технічної розробки

Метою проведення комерційного і технологічного аудиту є оцінювання науково-технічного рівня та рівня комерційного потенціалу розробки, створеної в результаті науково-технічної діяльності, тобто під час виконання магістерської кваліфікаційної роботи.

Для проведення комерційного і технологічного аудиту залучимо 3-х незалежних експертів. У нашому випадку такими експертами будуть провідні викладачі випускової та споріднених кафедр.

Оцінювання науково-технічного рівня розробки та її комерційного потенціалу будемо здійснювати за 12-а критеріями згідно рекомендацій.

Результати оцінювання комерційного потенціалу розробки заносимо до таблиці 6.1.

Таблиця 6.1 – Результати оцінювання науково-технічного рівня і комерційного потенціалу розробки

Критерії	Експерти		
	Експерт 1	Експерт 2	Експерт 3
	Бали, виставлені експертами		
Технічна здійсненність концепції	4	4	4
Ринкові переваги (наявність аналогів)	4	3	3

Ринкові переваги (ціна продукту)	4	4	3
Ринкові переваги (технічні властивості)	3	3	4
Ринкові переваги (експлуатаційні витрати)	3	4	4
Ринкові перспективи (розмір ринку)	4	4	4
Ринкові перспективи (конкуренція)	3	4	3
Практична здійсненність (наявність фахівців)	4	3	3
Практична здійсненність (наявність фінансів)	3	4	4
Практична здійсненність (необхідність нових матеріалів)	3	3	4
Практична здійсненність (термін реалізації)	3	3	3
Практична здійсненність (розробка документів)	4	4	4
Сума балів	42	42	42
Середньоарифметична сума балів $\overline{CB}$	42		

За даними табл. 6.1 робимо висновок щодо рівня комерційного потенціалу розробки. При цьому користуємося рекомендаціями, наведеними в таблиці 4.2.

Таблиця 6.2 – Науково-технічні рівні та комерційні потенціали розробки

Середньоарифметична сума балів, розрахована на основі висновків	Рівень комерційного потенціалу розробки
0 – 10	Низький
11 – 20	Нижче середнього
21 – 30	Середній
31 – 40	Вище середнього
41 – 50	Високий

Оскільки середньоарифметична сума балів складає 42, то рівень комерційного потенціалу розробки високий, тому дана розробка є реальною для подальшої її реалізації та впровадження.

Можливі декілька шляхів реалізації розробки.

Роботизований технологічний комплекс, складовою якого є конвеєр для видалення стружки, виконаний на базі токарного верстата з ЧПК моделі ІП756ДФЗ, автоматичного маніпулятора порталного типу моделі МА80Ц.25.09 та інших допоміжних пристроїв.

Видалення стружки із зони різання та її доставка до загальної цехової транспортної системи, що, як правило, розташована під підлогою і оснащена бункерами, здійснюється скребковим конвеєром.

Приводний пристрій конвеєра містить електродвигун, з'єднувальну муфту, циліндрично-черв'ячний редуктор, приводний вал, на якому закріплено дві тягові зірочки. Приводний вал з'єднано з внутрішньою поверхнею порожнинного вала тихохідного ступеню, циліндрично-черв'ячного редуктора. Відсутність з'єднання валів без компенсаційної муфти вимагає високої точності обробки двох не взаємопов'язаних базових поверхонь і веде до здороження конструкції. Крім того, бокове розташування приводу відносно конвеєра збільшує загальні габарити, а відносно велика кількість вузлів зменшує його надійність та збільшує вагу приводу.

Зменшити металомісткість, кількість вузлів, габарити та підвищити надійність конвеєра можна за умови використання вмонтованого гідравлічного приводу, розробці якого присвячена ця робота.

## 6.2 Розрахунок витрат на здійснення науково-дослідної роботи

### 6.2.1 Витрати на оплату праці

Основна заробітна плата дослідників

Витрати на основну заробітну плату дослідників розраховують відповідно до посадових окладів працівників, за формулою:

$$Z_o = \sum_{i=1}^k \frac{M_{ni} \cdot t_i}{T_p}, \quad (6.1)$$

де  $M_{ni}$  – місячний посадовий оклад конкретного розробника (інженера, дослідника, науковця тощо), грн.;

$T_p$  – середня кількість робочих днів в місяці,  $T_p \approx 21 \dots 23$  дні;

$t_i$  – кількість днів роботи конкретного дослідника.

Дану розробку буде проводити інженер, величина окладу буде становити 11000 грн. на місяць. Кількість робочих днів у місяці складає 22, а кількість робочих днів дослідника складає 50.

Зведемо сумарні розрахунки до табл. 6.3.

Таблиця 6.3 – Витрати на заробітну плату дослідників

Найменування посади	Місячний посадовий оклад, грн	Оплата за робочий день, грн	Кількість днів роботи	Витрати на заробітну плату, грн
Керівник проекту	13000	590,90	6	3545,45
Інженер	11000	500	50	25000
Всього				28545,45

Розрахуємо заробітну плату працівників, які беруть участь у виконанні НДР і виконують роботи за робочими професіями.

Основна заробітна плата робітників  $Z_p$ , якщо вони беруть участь у виконанні даного етапу роботи і виконують роботи за робочими професіями у випадку, коли вони працюють в наукових установах бюджетної сфери, розраховується за формулою:

$$Z_p = \sum_{i=1}^n C_i \cdot t_i, \quad (6.2)$$

де  $C_i$  – погодинна тарифна ставка робітника відповідного розряду, за виконану відповідну роботу, грн/год.;

$t_i$  – час роботи робітника на виконання певної роботи, год.

Погодинна тарифна ставка робітника відповідного розряду визначається за формулою :

$$C_i = \frac{M_M \cdot K_i \cdot K_C}{T_p \cdot t_{зм}}, \quad (6.3)$$

де  $M_M$  – розмір прожиткового мінімуму працездатної особи або мінімальної місячної заробітної плати (залежно від діючого законодавства), грн. (розмір мінімальної зарплати в 2021 році складає 6000 грн. в місяць);

$K_i$  – коефіцієнт міжкваліфікаційного співвідношення для встановлення тарифної ставки робітнику відповідного розряду (таблиця 4.4);

$K_C$  – мінімальний коефіцієнт співвідношень місячних тарифних ставок робітників першого розряду з нормальними умовами праці виробничих об'єднань і підприємств до законодавчо встановленого розміру мінімальної заробітної плати;

$T_p$  – середня кількість робочих днів в місяці, приблизно  $T_p \approx 21 \dots 23$  дні;

$t_{зм}$  – тривалість зміни, год.

Таблиця 6.4 – Міжкваліфікаційні співвідношення для встановлення тарифних ставок робітникам

Розряд	1	2	3	4	5	6	7	8
$K_i$	1,00	1,1	1,35	1,5	1,7	2,0	2,2	2,4

Зроблені розрахунки занесемо у табл. 6.5.

Таблиця 6.5 – Величина витрат на основну заробітну плату робітників

Найменування робіт	Трудомісткість, н-год.	Розряд роботи	Погодинна тарифна	Величина оплати,
Заготівельні	2	2	38,85	77,7
Механічні	3	3	47,68	143,04
Складальні	1	4	52,98	52,98
Налагоджувальні	2	4	60,04	120,08
Всього				393,8

Розрахунок додаткової заробітної плати робітників

Додаткова заробітна плата  $Z_d$  розраховується як 10-12% від суми основної заробітної плати дослідників та робітників за формулою

$$Z_{\text{дод}} = (Z_o + Z_p) \cdot \frac{N_{\text{дод}}}{100\%}, \quad (6.4)$$

де  $N_{\text{дод}}$  – норма нарахування додаткової заробітної плати.

На даному підприємстві додаткова заробітна плата начисляється в розмірі 10% від основної заробітної плати.

$$Z_d = 0,10 \cdot (28545,45 + 393,8) = 2893,92 \text{ (грн.)}$$

### 6.2.2 Відрахування на соціальні заходи

Нарахування на заробітну плату  $N_{\text{зп}}$  дослідників та робітників, які брали участь у виконанні даного етапу роботи, розраховуються за формулою (6.5):

$$Z_{\text{дод}} = (Z_o + Z_p + Z_{\text{дод}}) \cdot \frac{N_{\text{зп}}}{100\%}, \quad (6.5)$$

де  $N_{\text{зп}}$  – норма нарахування на заробітну плату.

Дана діяльність відноситься до бюджетної сфери, тому ставка єдиного внеску на загальнообов'язкове державне соціальне страхування буде складати 22%, тоді:

$$N_{\text{зп}} = (28545,45 + 393,8 + 2893,92) \cdot \frac{22}{100} = 7003,29 \text{ (грн.)}$$

Отже, нарахування на заробітну плату складають 7003,29 грн.

### 6.2.3 Сировина та матеріали

Витрати на матеріали у вартісному вираженні розраховуються окремо для кожного виду матеріалів за формулою:

$$M = \sum_{j=1}^n H_j \cdot C_j \cdot K_j - \sum_{j=1}^n B_j \cdot C_{вj}, \quad (6.6)$$

де  $H_j$  – норма витрат матеріалу  $j$ -го найменування, кг;

$n$  – кількість видів матеріалів.

$C_j$  – вартість матеріалу  $j$ -го найменування, грн/кг;

$K_j$  – коефіцієнт транспортних витрат, (1,1...1,15);

$B_j$  – маса відходів  $j$ -го найменування, кг;

$C_{вj}$  – вартість відходів  $j$ -го найменування, грн/кг.

Розрахунки зведемо до табл. 6.6.

Таблиця 4.6 – Витрати на матеріали.

Найменування матеріалу	Ціна за 1 кг, грн	Норма витрат, кг	Величина відходів, кг	Ціна відходів, грн/кг	Вартість витраченого матеріалу, грн.
Флюс БС-2	18,50	0,03	-	-	0,55
Припій ПОС-61	500	0,04	-	-	20
Склотекстоліт	98	0,1	-	-	9,8
Каніфоль	11,0	0,25	-	-	2,75
Всього					36,41

### 6.2.4 Розрахунок витрат на комплектуючі

Витрати на комплектуючі, які використовують при дослідженні нового технічного рішення, розраховуються, згідно з їхньою номенклатурою за формулою:



$$K_{\text{в}} = \sum_{j=1}^n H_j \cdot \text{Ц}_j \cdot K_j, \quad (4.7)$$

де  $H_j$  – кількість комплектуючих  $j$ -го виду, шт.;

$\text{Ц}_j$  – покупна ціна комплектуючих  $j$ -го виду, грн;

$K_j$  – коефіцієнт транспортних витрат, (1,1...1,15);

Проведені розрахунки зводимо до таблиці 6.7.

Таблиця 6.7 – Витрати на комплектуючі

Найменування комплектуючих	Кількість, шт.	Ціна за штуку, грн.	Разом
Гідромотор ЕРММ 8	1	22925	22925
Всього			26363,29

#### 6.2.5 Амортизація обладнання, програмних засобів та приміщення

У спрощеному вигляді амортизаційні відрахування по кожному виду обладнання, приміщень та програмному забезпеченню тощо можуть бути розраховані з використанням прямолінійного методу амортизації за формулою:

$$A_{\text{обл}} = \frac{\text{Ц}_б}{T_{\text{в}}} \cdot \frac{t_{\text{вик}}}{12}, \quad (6.8)$$

де  $\text{Ц}_б$  – балансова вартість обладнання, програмних засобів, приміщень тощо, які використовувались для проведення досліджень, грн.;

$t_{\text{вик}}$  – термін корисного використання обладнання, програмних засобів, приміщень під час досліджень, місяців.

$T_{\text{в}}$  – строк корисного використання обладнання, програмних засобів, приміщень тощо, років.

Проведені розрахунки зводимо до табл. 6.8.

Таблиця 6.8 – Амортизаційні відрахування по кожному виду обладнання

Найменування обладнання	Балансова вартість, грн.	Строк корисного використання, років	Термін використання обладнання, місяців	Амортизаційні відрахування, грн.
Офісне приміщення	95000	15	2	1055,55
Виробниче приміщення	275000	15	2	3055,55
Комп'ютер	15000	5	4	1000
Всього				5111,1

#### 6.2.6 Паливо та енергія для науково-виробничих цілей

Витрати на силову електроенергію розраховують за формулою:

$$B_e = \sum_{i=1}^n \frac{W_{yi} \cdot t_i \cdot C_e \cdot K_{впi}}{\eta_i}, \quad (6.9)$$

де  $W_{yi}$  – встановлена потужність обладнання на певному етапі розробки, кВт;

$t_i$  – тривалість роботи обладнання на етапі дослідження, год;

$C_e$  – вартість 1 кВт-години електроенергії, грн;

$K_{впi}$  – коефіцієнт, що враховує використання потужності;

$\eta_i$  – коефіцієнт корисної дії обладнання.

Проведені розрахунки зведемо до табл. 6.9.

Таблиця 6.9 – Витрати на електроенергію

Найменування обладнання	Встановлена потужність, кВт	Тривалість роботи, год	Сума, грн
Комп'ютер	0,5	70	126
Освітлення приміщення	0,6	50	108

Паяльна станція	0,2	35	25,55
Всього			259,55

### 6.2.7 Службові відрядження

Витрати на службові відрядження розраховуються як 20...25% від суми основної заробітної плати дослідників та робітників за формулою:

$$V_{\text{св}} = (Z_o + Z_p) \cdot \frac{H_{\text{св}}}{100\%}, \quad (6.10)$$

де  $H_{\text{св}}$  – норма нарахування за статтею «Службові відрядження».

$$V_{\text{св}} = 0,25 \cdot (28545,45 + 393,8) = 7234,81(\text{грн.})$$

### 6.2.8 Інші витрати

Витрати за статтею «Інші витрати» розраховуються як 50...100% від суми основної заробітної плати дослідників та робітників за формулою:

$$V_{\text{ін}} = (Z_o + Z_p) \cdot \frac{H_{\text{ін}}}{100\%}, \quad (6.11)$$

де  $H_{\text{ін}}$  – норма нарахування за статтею «Інші витрати».

$$V_{\text{ін}} = 0,5 \cdot (28545,45 + 393,8) = 14469,62(\text{грн.})$$

### 6.2.9 Накладні (загальновиробничі) витрати

Витрати за статтею «Накладні (загальновиробничі) витрати» розраховуються як 100...150% від суми основної заробітної плати дослідників

та робітників за формулою:

$$V_{\text{НЗВ}} = (z_o + z_p) \cdot \frac{H_{\text{НЗВ}}}{100\%}, \quad (6.12)$$

де  $H_{\text{НЗВ}}$  — норма нарахування за статтею «Накладні (загальновиробничі) витрати».

$$V_{\text{НЗВ}} = 1 \cdot (28545,45 + 393,8) = 28939,25 \text{ (грн.)}$$

Витрати на проведення науково-дослідної роботи розраховуються як сума всіх попередніх статей витрат за формулою:

$$V = z_o + z_p + z_d + z_n + M + K + A_{\text{обл}} + V_e + V_{\text{св}} + I_b + V_{\text{НЗВ}}, \quad (6.13)$$

$$V = 28545,45 + 393,8 + 2893,92 + 7003,29 + 36,41 + 26363,29 + 5111,1 + 259,55 + 7234,81 + 14469,62 + 28939,25 = 121250,49 \quad \text{(грн)}$$

Загальні витрати на завершення науково-дослідної роботи та оформлення її результатів розраховуються за формулою:

$$ЗВ = \frac{V_{\text{заг}}}{\eta}, \quad (6.14)$$

Загальні витрати складають

$$ЗВ = \frac{121250,49}{0,9} = 134722,76 \text{ (грн.)}$$

### 6.3 Розрахунок економічної ефективності науково-технічної розробки за її можливої комерціалізації потенційним інвестором

Розрахуємо можливе збільшення чистого прибутку у потенційного інвестора для кожного із років, протягом яких очікується отримання позитивних результатів від можливого впровадження та комерціалізації науково-технічної розробки за формулою:

$$\Delta\Pi_i = (\pm\Delta\Pi_0 \cdot N + \Pi_0 \cdot \Delta N)_i \cdot \lambda \cdot \rho \cdot \left(1 - \frac{\vartheta}{100}\right), \quad (6.15)$$

де  $\pm\Delta\Pi_0$  – зміна основного якісного показника від впровадження результатів науково-технічної розробки в аналізованому році;

$N$  – основний кількісний показник, який визначає величину попиту на аналогічні чи подібні розробки у році до впровадження результатів нової науково-технічної діяльності;

$\Pi_0$  – основний якісний показник, який визначає ціну реалізації нової науково-технічної розробки в аналізованому році;

$\Delta N$  – зміна основного кількісного показника від впровадження результатів науково-технічної розробки в аналізованому році;

$\lambda$  – коефіцієнт, який враховує сплату потенційним інвестором податку на додану вартість;

$\rho$  – коефіцієнт, який враховує рентабельність інноваційного продукту (послуги), рекомендується приймати 0,2...0,5;

$\vartheta$  – ставка податку на прибуток.

В середньому в рік продається 100 розробок. Середня вартість такої розробки становить 11200 грн.

Впровадження зразка розробки дозволяє збільшити ціну кожного зразка на 300 грн, враховуючи ціни конкурентів. Також прогнозується, що попит на даний продукт зросте, оскільки даний продукт відрізняється якістю від конкурентних.

Попит збільшиться за перший рік на 50 примірників, за наступний на 40 та протягом третього року – ще на 25 примірників.

Ставка податку на додану вартість в 2021 році залишилась на рівні 20% , а коефіцієнт  $\lambda=0,8333$ . Ставка податку на прибуток складає 18%.

Коефіцієнт, який враховує рентабельність продукту, дорівнює 0,3.

Отже, розрахуємо збільшення чистого прибутку підприємства на 2022 - 2024 рр.:

$$\begin{aligned}\Delta\P_{2022} &= (100 \cdot 11200 + (11200 + 300) \cdot 50) \cdot 0,8333 \cdot 0,3 \cdot \left(1 - \frac{18}{100}\right) \\ &= 347461,10 \text{ (грн.)}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Delta\P_{2023} &= (100 \cdot 11200 + (11200 + 300) \cdot (50 + 40)) \cdot 0,8333 \cdot 0,3 \cdot \left(1 - \frac{18}{100}\right) \\ &= 441757,33 \text{ (грн.)}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Delta\P_{2024} &= (100 \cdot 11200 + (11200 + 300) \cdot (50 + 40 + 25)) \cdot 0,8333 \cdot 0,3 \\ &\cdot \left(1 - \frac{18}{100}\right) = 500692,47 \text{ (грн.)}\end{aligned}$$

Далі розрахуємо приведену вартість збільшення всіх чистих прибутків  $\Pi\Pi$ , що їх може отримати потенційний інвестор від можливого впровадження та комерціалізації науково-технічної розробки:

$$\Pi\Pi = \sum_{i=1}^T \frac{\Delta\P_i}{(1+\tau)^i} \quad (6.16)$$

де  $\Delta\P_i$  – збільшення чистого прибутку у кожному з років, протягом яких виявляються результати впровадження науково-технічної розробки, грн;

$T$  – період часу, протягом якого очікується отримання позитивних результатів від впровадження та комерціалізації науково-технічної розробки, роки;

$\tau$  – ставка дисконтування, за яку можна взяти щорічний прогнозований рівень інфляції в країні;

$t$  – період часу (в роках) від моменту початку впровадження науково-технічної розробки до моменту отримання потенційним інвестором додаткових чистих прибутків у цьому році.

$$ПП = \frac{347461,1}{(1 + 0,1)^2} + \frac{441757,33}{(1 + 0,1)^3} + \frac{500692,47}{(1 + 0,1)^4} = 961036,44 \text{ (грн.)}$$

Далі розрахуємо величину початкових інвестицій, які потенційний інвестор має вкласти для впровадження і комерціалізації науково-технічної розробки. Для цього можна використати формулу:

$$PV = k_{\text{інв}} \cdot ЗВ, \quad (6.17)$$

де  $k_{\text{інв}}$  – коефіцієнт, що враховує витрати інвестора на впровадження науково-технічної розробки та її комерціалізацію.

$ЗВ$  – загальні витрати на проведення науково-технічної розробки та оформлення її результатів, грн.

$$PV = 2 \cdot 134722,76 = 269445,52 \text{ (грн)}$$

Тоді абсолютний економічний ефект або чистий приведений дохід для потенційного інвестора від можливого впровадження та комерціалізації науково-технічної розробки становитиме:

$$E_{\text{абс}} = ПП - PV, \quad (6.18)$$

де  $ПП$  – приведена вартість зростання всіх чистих прибутків від можливого впровадження та комерціалізації науково-технічної розробки, грн;

$PV$  – теперішня вартість початкових інвестицій, грн.

$$E_{abc} = (961036,44 - 269445,52) = 691590,92 \text{ (грн.)}$$

Внутрішня економічна дохідність інвестицій, які можуть бути вкладені потенційним інвестором у впровадження та комерціалізацію науково-технічної розробки, розраховується за формулою:

$$E_B = \sqrt[T_{ж}]{1 + \frac{E_{abc}}{PV}} - 1, \quad (6.19)$$

де  $E_{abc}$  – абсолютний економічний ефект вкладених інвестицій, грн;

$PV$  – теперішня вартість початкових інвестицій, грн;

$T_{ж}$  – життєвий цикл науково-технічної розробки, тобто час від початку її розробки до закінчення отримання позитивних результатів від її впровадження, роки.

$$E_B = \sqrt[3]{1 + \frac{691590,92}{269445,52}} - 1 = 0,52 = 52\%$$

Далі визначимо бар'єрну ставку дисконтування, тобто мінімальну внутрішню економічну дохідність інвестицій, нижче якої кошти у впровадження науково-технічної розробки та її комерціалізацію вкладатися не будуть.

Мінімальна внутрішня економічна дохідність вкладених інвестицій визначається за формулою:

$$\tau_{min} = d + f, \quad (6.20)$$

де  $d$  – середньозважена ставка за депозитними операціями в комерційних банках;

$f$  – показник, що характеризує ризикованість вкладення інвестицій.



$$\tau = 0,12 + 0,05 = 0,17$$

Далі розрахуємо період окупності інвестицій, які можуть бути вкладені потенційним інвестором у впровадження та комерціалізацію науково-технічної розробки:

$$T_{ок} = \frac{1}{E_p}, \quad (6.21)$$

де  $E_p$  – внутрішня економічна дохідність вкладених інвестицій.

$$T_{ок} = \frac{1}{0,52} = 1,92 \text{ роки}$$

Термін окупності складає 1,92 роки, що свідчить про комерційну привабливість науково-технічної розробки і може спонукати потенційного інвестора профінансувати впровадження цієї розробки та виведення її на ринок.

#### 6.4 Висновки до економічного розділу

1 Абсолютний економічний ефект або чистий приведений дохід для потенційного інвестора від можливого впровадження та комерціалізації науково-технічної розробки становить 691590,92 грн.

2 Термін окупності складає 1,92 роки, що свідчить про комерційну привабливість науково-технічної розробки і може спонукати потенційного інвестора профінансувати впровадження цієї розробки та виведення її на ринок

## 7 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

### 7.1. Технічні рішення щодо безпечної експлуатації об'єкта

#### 7.1.1 Технічні рішення щодо безпечної організації робочих місць

На дільниці, на якій працює токарний верстат з ЧПК з приводом конвеєра для видалення стружки можуть діяти небезпечні та шкідливі виробничі фактори фізичної, хімічної та психофізичної груп [1].

Фізичні небезпечні та шкідливі виробничі фактори:

- рухомі машини та механізми, рухомі частини виробничого обладнання;
- підвищена запиленість та загазованість робочої зони;
- підвищена температура поверхонь обладнання та матеріалів;
- підвищена або понижена температура повітря робочої зони;
- гострі кромки, задирки та шорсткість на поверхнях заготовок, інструментів, обладнання;
- недостатня освітленість робочої зони;
- відсутність або нестача природного освітлення;
- підвищена або понижена вологість повітря;
- підвищений рівень шуму на робочому місці.

Хімічні небезпечні та шкідливі виробничі фактори:

- загально токсичні;
- подразнюючі.

Ці фактори виникають внаслідок застосування в виробництві змащувально-охолоджувальних рідин для нормальної роботи ріжучого інструменту і можуть бути причиною хронічних та гострих отруєнь; в зв'язку з цим санітарні правила при роботі із змащувально-охолоджуючими рідинами (ЗОР) і технологічними мастилами (ТМ) передбачають такий перелік хімічних з'єднань, які потребують гігієнічного контролю, в повітрі робочої зони при експлуатації ЗОР (водорозчинних та на основі масел) та ТМ: аерозоль мастила, вуглеводи граничні та неграничні, окис вуглецю – при застосуванні ЗОР на основі мастила, а також

супроводжуючі газовиділення: сірчаний вуглець, хлористий вуглевод, триетаноламін, нітрат натрію, трьохвалентний хром, жирні ефіри, акролеїн, меркаптани, формальдегід, вищі спирти. Їх граничне допустима концентрація повинна не перевищувати ( $1\text{мг/м}^3$ ).

Вимоги безпеки до технологічних процесів визначаються безпекою виробничого обладнання, технологічних операцій і матеріалів, що використовуються.

Вимоги безпеки до виробничого обладнання забезпечуються правильним вибором принципів дії кінематичних схем, конструктивних рішень, параметрів робочих процесів, використанням засобів механізації та автоматизації, застосуванням спеціальних охоронних засобів, дотриманням ергономічних вимог, включенням специфічних вимог безпеки в технологічну документацію. Для забезпечення безпеки повинні передбачатися пристрої, які б виключали можливість проникнення робітника в небезпечну зону обладнання а також послабляли або виключали б дію небезпечного фактору. Конструктивні частини обладнання повинні передбачати пристрої, які б виключали можливість їх випадкового пошкодження, що могло б викликати небезпеку. Рухомі частини обладнання, що представляють небезпеку для працюючих повинні огорожуватися або оснащатися іншими засобами захисту.

## **7.2 Заходи по техніці безпеки**

### **7.2.1 Електробезпека.**

Обладнання повинно бути обов'язково занулено, що зменшить небезпеку ураження електричним струмом працюючих. Занулення – це передбачене електричне з'єднання із нульовим захисним провідником металевих не струмонесівних частин, які можуть знаходитися під напругою. У відповідності із ПУЕ занулення застосовується і являє собою ефективну міру захисту при живленні електрообладнання від трифазних чотирьох провідних мереж із заземленою нейтраллю [2].

- приміщення, в яких верстат використовується відносяться

(класифікуються по небезпеці ураження струмом) до приміщень із особливою небезпекою, так як одночасно мають в наявності слідуєчи умови підвищеної небезпеки: наявність струмопровідного пилю, наявність струмопровідної підлоги, можливість одночасного дотику людини до металевих частин конструкції і обладнання;

- в електричних схемах обладнання повинно бути передбачено блокуючи пристосування на випадок падіння чи збільшення напруги у електричній мережі.

Для запобігання враженню робітників електричним струмом при роботі на верстаті вжито наступних заходів: забезпечено недоступність струмоведучих частин електрообладнання; зовнішні проводи на верстаті розміщено у металевих трубах, для виключення випадкового пошкодження ізоляції на них всю електроавтоматику верстата розміщено у електрошафі чи у спеціальних нішах станини.

### **7.3 Виробнича санітарія**

#### **7.3.1 Мікроклімат**

Виробнича санітарія визначається як система організаційних, технічних засобів, які забезпечують захист або зменшують дію на робітника шкідливих факторів.

Роботи, що виконуються на даній ділянці відносяться до категорії робіт II б – середньої важкості. Вони пов'язані з перенесенням вантажів масою до 10 кг, а також з ходінням працюючих. Ці роботи пов'язані з помірним фізичним навантаженням.

Параметри, що характеризують мікроклімат в виробничому приміщенні є: температура, відносна вологість, швидкість руху повітря.

Оптимальні і допустимі норми цих параметрів визначають в залежності від категорії робіт, періоду року [3].

Таблиця 7.1 – Оптимальні та допустимі значення мікроклімату

Період року	Категорія робіт	Температура		Вологість		Шв. руху	
		Оптимальні	Допустимі	Оптимальні	Допустимі	Оптимальні	Допустимі
Холодний	П б	15-19	15-21	60-75	75	0,2-0,4	0,4
Теплий	П б	20,25	16-27	60-75	70	0,2-0,4	0,2-0,5

ГДК шкідливих речовин в повітрі робочої зони приведені в табл. 7.2.

Викиди в атмосферу із системи вентиляції слід розташовувати на відстані від приймальних пристроїв не менше 10 м по горизонталі, або 6 м по вертикалі при цьому горизонтальній відстані менше 10м. Викиди із систем місцевих відсмоктувачів слід розміщувати на висоті не менше 2 м над найвищою точкою кривлі, а викиди аварійної вентиляції - не менше 3 м від рівня землі.

Таблиця 7.2 – Гранично допустима концентрація шкідливих речовин в повітрі робочої зони

Назва речовини	ГДК, мг/м	Клас небезпеки	Агрегатний стан
Бензин-розчинник	100	4	П
Окис міді	10	4	А
Сірчана кислота	12	А	А
Свинець та його неорганічні з'єднання	0,01	1	А
Уайт-спірит	600	4	П

При проектуванні дільниці цеха механічної обробки установлюється загально обмінна приточно-витяжна вентиляція, яка відповідає вимогам виробничої санітарії: недопущення забруднення повітря приміщення пилом, газами, які утворюються при виконанні виробничих процесів, забезпечення нормального повітряного складу з використанням раціональних

вентиляційних установок. В нашому цеху застосовується рециркуляція повітря, яка особливо зручна при холодній порі року. При рециркуляції частина повітря, яка видаляється з приміщення, після відповідного очищення від виробничих шкідливостей, знову йде у приміщення.

### 7.3.2 Виробниче освітлення

Освітлення на дільниці відповідає нормам виробничої санітарії і складає 2 000 (лм), а загальна освітленість - 200(лм). Освітлення виконується по системі природного освітлення.

При виконанні в приміщенні робіт ІІб розряду слід приймати систему комбінованого освітлення  $E=2000$ (лк).

Характеристика зорової роботи - середньої точності; найменший розмір об'єкту від 0,55 (мм) до 0,8(мм); розряд та під розряд зорової роботи ІІб; освітленість при комбінованому освітлені 2000 (лк).

Освітлення робочої поверхні, що здійснюється світильниками загального освітлення в системі комбінованого освітлення повинно складати 10(%) від тієї, що нормується для комбінованого освітлення при тих джерелах світла, що використовуються для місцевого освітлення. При цьому найменші і найбільші значення освітленості приймаються згідно табл. 7.3 [4].

Таблиця 7.3 – Граничні значення освітленості

Лампи	Освітленість від світла заг. освітл. в системі комінов., лк	
	найбільша	найменша
Газорозрядні	500	150
Розжарювання	100	50

Для загального освітлення в системі комбінованого слід передбачити, як правило, газорозрядні лампи незалежно від типу джерела світла місцевого освітлення.

При проектуванні загального освітлення (незалежно від системи освітлення) на підставі техніко-економічних розрахунків, слід приймати мінімально нерівномірність освітленості в зоні розташування робочих місць, при цьому

відношення максимальної освітленості до мінімальної не повинно перевищувати для робіт I - III розрядів при люмінесцентних лампах 1,5; при інших джерелах світла – 2.

Для місцевого освітлення повинні бути передбачені світильники з непросвічуючими відбивачами, які мають захисний кут не менше 30°.

Коефіцієнт пульсації освітленості при освітленні приміщень газорозрядними лампами, які живляться змінним струмом частотою 50(Гц), не повинен перевищувати значень приведених в табл. 7.4.

Таблиця 7.4 – Коефіцієнт пульсації освітленості

Система освітлення	Коефіцієнт пульсації освітленості, %, при розрядах зорової роботи 1-11
Комбіноване загальне	20
Комбіноване місцеве	10

Аварійне освітлення передбачається, якщо відключення робочого освітлення може викликати:

- порушення норм обслуговування обладнання;
- тривале порушення технологічного процесу
- порушення роботи пристроїв вентиляції і кондиціонування повітря для виробничих приміщень.

-

### 7.3.3 Виробничий шум

В зв'язку з шумом який виникає в процесі різання дільницю необхідно розміщувати в ізольованому приміщенні. При розміщенні дільниці в цеху в окремій кабіні стіни необхідно облицьовувати звуопоглинаючими матеріалами з коефіцієнтом звукопоглинання не нижче 0,7. Для захисту органів слуху від шуму необхідно застосовувати антифони [5].

Таблиця 7.5 – Нормативні рівні звукового тиску на дільниці

Робочі місця	Рівні звукового тиску в Дб у октавних смугах із сердньогометричними частинами Гц									Еквівалент- ний рівень звуку Дб (А)
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Виконання всіх видів робіт на постійних місцях у	107	95	87	82	78	75	73	71	69	80

Амплітуду коливань при вібраціях вимірюють за допомогою електричних віброметрів АИН- 4. Орієнтовані заміри вібрацій виконують механічними вібрографами. Для створення шумобезпечної техніки на стадії її проектування повинні використовуватись методи, які знижують шум в самому джерелі. Їх підрозділяють на методи:

- що знижують збудження шуму;
- що знижують звуковипромінюючу здатність джерела.

Для зниження звуковипромінюючої здатності джерела, його поверхню покривають демпруючими матеріалами, які мають велике внутрішнє тертя. Найбільш розповсюджені жорсткі покриття з пружних в'язких матеріалів (лінолеума, мастик).

До числа архітектурно-плануючих засобів із зниження шуму в цехах належать: раціональне планування територій підприємства (при яких об'єкти, які потребують захисту від шуму – лабораторії, КБ, ВЦ – максимально віддалені від шумових устаткувань і приміщень), раціональне по поверхове планування будинків і розміщення устаткування, що генерує шум, розміщення робочих місць і організація транспортних потоків, створення шумозахисних зон.

Для захисту працівників від шуму також використовуються засоби індивідуального захисту, які дозволяють знизити рівень сприймання звуку на



10 – 45 дБ, причому найбільш значні глушіння спостерігаються в області високих частот.

Засоби індивідуального захисту поділяють на:

- протишумові укладки (закривають вушну раковину зовні);
- протишумові навушники (перекривають слуховий прохід);
- протишумові каски і шоломи (закривають всю голову і застосовуються у сполученні з навушниками і протишумовими костюмами).

#### 7.3.4 Виробничі вібрації

Вібрації знижуються при використанні амортизаторів, змащувальних матеріалів та реактивних гасників пульсації. Особливе значення в боротьбі з вібрацією мають фундаменти виробничих будівель, а також фундаменти під устаткуванням. На робітників може діяти локальна і загальна вібрація [5].

Локальна передається через руки, загальна через підшви ніг. Загальна вібрація категорії “а”, критерій оцінки - границя зниження продуктивності. Норми вібрацій приведено в табл. 7.6.

Таблиця 7.6 – Норми вібрацій

Вид вібрації	Категорія вібрації	Напрямок дій	Нормативні коректовані по частоті та еквівалентні значення			
			Віброприскорення		Віброшвидкість	
			$a_{н}/c^2$	$L_{aн}Дб$	$V_{н} \cdot 10^2 м/с$	$L_{Vн}Дб$
Локальна		$X_n, \Gamma, 2_n$	2,0	125	2,0	112
Загальна	3 типа		0,1	100	0,2	90

Для зменшення вібрації, яка передається на робочі місця, обладнання на дільниці встановлено на віброізолятори. Вентилятори систем вентиляції також встановлюють на віброізолятори і розміщують поза приміщеннями.

#### 7.4 Пожежна безпека

Згідно ОНТП 24-86 дана дільниця по вибухо -пожежо - небезпеці відноситься до категорії "Д" - виробництво в обігу якого знаходяться не горючі речовини і матеріали в холодному стані.

По ступеню вогнестійкості дана будівля відноситься до 3а-будівля переважно з каркасною конструкцією, елементи каркасу виготовлено із сталевих незахищених конструкцій. Загороджувальні конструкції виготовлено із сталевих не профільованих листів або інших негорючих матеріалів.

Межі вогнестійкості конструкції об'єкту наведені в табл. 7.7 [6].

Таблиця 7.7 – Значення меж вогнестійкості

Максимальна границя вогнестійкості				
Стіни		Колони		
Зов. несівні	Внут. несівні			
0,25/40	0,25/40	0,25/0	1/0	0,25/0

В приміщенні об'єкту, в місцях регулярного проходу робітників і на шляхах евакуації, висота від підлоги до основи виступаючих частин комунікацій та обладнання повинна складати не менше 2 метрів. Ширина проходів і проїздів повинна складати не менше 1.8 метра. При необхідності в'їзду в приміщенні об'єкту пожежних машин висота проїзду має бути не меншою 4,2 метра. Ширина при цьому складає 2,2 метри (табл. 7.8).

Таблиця 7.8

Категорія	Мах. число	Ступінь	Площа поверху в межах
виробництва	поверхів	вогнестійкості	пожежного відсіку
Д	6	1	Не обмежується

Відстань до евакуаційних виходів для категорії «Д» та ступеня вогнестійкості  $Z_a$  не обмежується частотою людського потоку в загальному проході. Кількість людей на  $1 \text{ м}^2$  ширини евакуаційного виходу для даного приміщення складає 280 чоловік.

## **7.5 Безпека в надзвичайних ситуаціях**

7.5.1 Організаційні та технічні заходи забезпечення безаварійної експлуатації та обслуговування промислового обладнання

### 7.5.1.1 Вимоги безпеки під час ремонтних робіт

Під час проведення профілактичних та ремонтних робіт необхідно дотримуватись таких вимог:

- ремонт устаткування і їх агрегатів повинен виконуватися в призначених для цього місцях, обладнаних пристроями, необхідними для виконання встановлених робіт, а також підйомно-транспортними механізмами;

- роботи з постановки устаткування на ремонт робляться під безпосереднім керівництвом керівника зміни, згідно зі встановленим порядком;

- перед початком ремонту, обслуговуючий персонал має переконатися в тому, що устаткування встановлене на призначене місце, надійно закріплене і знаходиться в стійкому положенні;

- агрегати, вузли і деталі вагою більше 15 кг необхідно транспортувати за допомогою спеціальних візків. Розбирати агрегати, підвішені на підйомно-транспортних пристроях, без установки їх на спеціальні стійкі опори, не дозволяється. Не можна також використовувати в якості опор випадкові предмети (деталі, устаткування тощо), не пристосовані для цієї мети;

- перед зняттям агрегатів і деталей, що можуть спричинити витікання олії і води, необхідно заздалегідь злити їх в ємності, не допускаючи розливи і

протоки рідин. При протоці рідин ці місця необхідно посипати тирсою і прибрати;

- якщо демонтаж агрегатів, і деталей пов'язаний з великою фізичним навантаженням, і створює додаткові ризики в роботі, слід застосовувати пристосування (знімачі), що забезпечують безпеку при виконанні цих робіт;

- при ремонті устаткування необхідно демонтувати, встановлювати, транспортувати вузли і агрегати за допомогою підйомно-транспортних механізмів, обладнаних пристосуваннями (захопленнями), що гарантують повну безпеку робіт;

- установка, демонтаж і транспортування агрегатів має здійснюватись вантажозахватними пристосуваннями, згідно схем строповки, технологічних карт або проекту виробництва;

- підйом, опускання, і переміщення вантажів здійснювати згідно встановлених схем строповки, категорично забороняється натягнення вантажних канатів крану під гострим кутом.

#### 7.5.2 Вимоги до устаткування і механізмів

Обладнання, що використовується у виробничих процесах на підприємстві має відповідати таким вимогам:

- усе експлуатоване устаткування має знаходитися в повній справності. Небезпечні місця мають бути захищені;

- устаткування, що виготовляється власними засобами, а також усе устаткування після капітального ремонту повинне відповідати вимогам правил техніки безпеки, що пред'являються до нового устаткування. Пуск в експлуатацію нового устаткування, а також устаткування, що пройшло капітальний ремонт, повинен робитися тільки після прийняття його комісією в експлуатацію за наказом. Все експлуатоване устаткування має бути справним і знаходитися під постійним контролем керівника виробничої ділянки;

- у разі несправності устаткування керівник ділянки перевіряє наявність таблички, що вказує, на несправність цього устаткування. Таке устаткування має бути відключене (вимкнений привід, розібрана електрична схема);

- забороняється працювати на устаткуванні зі знятим, незакріпленим або несправним огороженням;

- під час роботи устаткування не допускається його чищення, змащування і ремонт;

- усі механічні передачі (ремінні, ланцюгові, шарнірні і інші) повинні мати суцільні запобіжні огороження;

- передачі, розміщені усередині устаткування і агрегатів, мають бути закріплені з усіх боків;

- механізми подачі, валики, ролики і інші пристрої мають бути забезпечені запобіжними пристосуваннями, що перешкоджають захопленню сторонніх предметів чи контакту з персоналом;

- пускові пристосування повинні забезпечувати швидкість і плавність включення устаткування, зручність користування. Кнопки зупинки мають бути червоного кольору, мати напис "СТОП" і виступати над панеллю на 3 мм;

- електротельфери, лебідки і інше устаткування, вживане для переміщення агрегатів і важких деталей, повинно відповідати вимогам правил безпеки, затвердженим органами контролю охорони праці;

- усе устаткування і механізми, як стаціонарні, так і переносні, мають обслуговуватись тільки кваліфікованим персоналом;

- підйомно-транспортні пристрої і допоміжні пристосування (крани, талі, тельфери, знімачі коліс) повинні щорічно проходити випробування і огляд з оформленням акту або записом в журналі, мати табличку з ясно вказаною на них датою подальшого випробування і допустимої вантажопідйомності.

### 7.5.3 Вимоги до інструменту.

До ручних інструментів (молотків, зубил, пробійників тощо) пред'являються такі вимоги безпеки:

- робочі кінці не повинні мати ушкодження (вибоїн, сколів);
- для випресовування загартованих деталей, опрацювання і вибивання необхідно виготовляти інструмент з латуні, щоб в процесі роботи унеможливити відколювання твердих часток металу;
- забороняється користуватися напилком, стамескою і іншими інструментами із загостреною неробочою частиною, з погано укріпленою дерев'яною ручкою, а також з несправною ручкою або без металевого кільця на ній;
- при роботі із зубилами, відрізними машинками і іншими інструментами для рубки металу, застосовувати захисні окуляри;
- ключі підбираються відповідно до розмірів гайок і болтів;
- розсувні ключі не повинні мати слабкого місця в рухливих частинах. Грані гайок і болтів, а також різьблення мають бути правильними і незношеними;
- слюсарні лещата мають бути в повній справності, міцно захоплювати виріб і мати на губках неспрацьовану насічку.

При використанні ручного інструменту забороняється:

- працювати гайковими ключами з непаралельними зношеними губками;
- збільшувати довжину гайкового ключа за рахунок застосування додаткових важелів (одягання труб, ключів і тому подібне);
- відкручувати гайки за допомогою молотка і зубила;

До ручного інструменту із джерелами живлення ставляться такі вимоги:

- електроінструменти зберігаються в інструментальній і видаються після попередньої перевірки;
- забороняється приєднувати електричний інструмент вище 42 V до електромережі без штепсельного з'єднання;
- при роботі з пневматичним інструментом подавати повітря дозволяється тільки після того, як інструмент встановлений в робоче положення. Приєднувати і від'єднувати шланги з пневматичним інструментом, дозволяється після виключення подачі повітря.

- паяльні лампи, пневматичні і електричні інструменти, дозволяється видавати працівникам, що пройшли інструктаж і знають правила поводження з ними.

#### 7.5.4 Вимоги безпеки в аварійних ситуаціях

В разі виникнення непередбачуваних ситуацій необхідно:

- у аварійній ситуації, обслуговуючий устаткування працівник зобов'язаний знати розташування щитів освітлення, рубильників відключення устаткування від мережі напруги;

- при виникненні пожежі, працівник має вжити заходи до гасіння усіма наявними засобами, а при неможливості гасіння своїми силами, покинути будівлю згідно плану евакуації, викликати пожежну службу;

- при наданні першої долікарської допомоги необхідно виконувати «Інструкцію по наданню першої допомоги»

- знати і дотримуватися усіх вимог, викладених в планах ліквідації можливих аварій на ділянці і в цеху.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Проведено техніко-економічне обґрунтування теми роботи, що свідчить про доцільність розробки конструкції скребкового конвеєра для видалення стружки з верстатного обладнання. Порівняння технічних показників аналога і нової конструкції показує, що нова розробка має значно менші габарити, меншу кількість вузлів за незмінної потужності та режимом транспортування.

2. Виконано аналіз відомих конструкцій вмонтованих гідравлічних приводів, що дозволив встановити конструктивні вимоги до розроблюваного пристрою: наявність компактної механічної передачі, що забезпечує необхідне передаточне число; зіставної опорної осі з отворами в кожній напівосі для підведення і відведення робочої рідини; торцеве ущільнення обертальної втулки однієї напівосі відносно нерухомого порожнинного вала іншої напівосі.

3. Виконано аналіз особливостей використання торцевих ущільнень в технологічних пристроях та їх класифікацію, розглянуто основні конфігурації та способи встановлення конткілець, матеріали та зносостійкість ущільнюючих кілець, проведено аналіз відомих конструкцій торцевих ущільнень, розглянуто їх конструктивні схеми. Розроблено конструктивну схему вмонтованого гідравлічного приводу, з позначенням основних вузлів та описом його роботи.

4. Проведено аналіз передач передавального механізму, в результаті якого в конструкції застосовано триступеневу схему передавального механізму приводу з двома циліндричними і однією цівочкою передачами. Проведено кінематичний розрахунок приводу та розрахунок зубчастих та цівкової передач. Розраховано елементи трубопровода. Проведений розрахунок розробленого торцевого ущільнення по методиці.

5. Розроблено розрахункову та математичну моделі гідравлічного приводу, з урахуванням прийнятих припущень. Проведено теоретичні дослідження приводу для аналізу його динамічних характеристик.



6. В процесі виконання економічного розділу було встановлено, що розробка власними силами скребкового конвеєра для видалення стружки з верстата із вмонтованим гідравлічним приводом, шляхом покращення експлуатаційних характеристик, зниження вартості ремонтів та комплектуючих частин дасть річний економічний ефект в розмірі 691590,92 грн./рік. А це в свою чергу дасть змогу окупити вкладені на розробку кошти за 1,92 роки, що менше нормативного терміну окупності, який складає 4...5 років.

7. Проведено аналіз умов праці, обґрунтовано заходи по техніці безпеки та електробезпеці, описано умови виробничої санітарії, мікроклімату, освітлення та безпеки життєдіяльності.

**СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ**

1. Роботизированные технологические комплексы и гибкие производственные системы в машиностроение: Альбом схем и чертежей: Учеб. Пособие для втузов / Ю. М. Соломенцев, К. П. Жуков, Ю. А. Павлов и др.; Под общ. ред. Ю. М. Соломенцева. – М.: Машиностроение, 1989. – 192 с.: ил.
2. Методичні вказівки до виконання економічної частини магістерських кваліфікаційних робіт / Уклад. : В. О. Козловський, О. Й. Лесько, В. В. Кавецький. – Вінниця : ВНТУ, 2021. – 42 с.
3. Панкратов В.А. Динамика машин для открытых и земельных работ (Основы теории и расчета). М. «Машиностроение», 1967.- 447 с.
4. Волков Д. П. Динамика и прочность многоковшовых экскаваторов и отвалообразователей. / Волков Д. П., Черкасов В.А. М., «Машиностроение», 1969. – 408 с.
5. Гидравлический мотор-барабан / Искович-Лотоцкий Р.Д., Пономарчук А.Ф., Полищук Л.К., // Информ. Листок №98-015 о научно-техн. достижении. - Винница, 1989.
6. Про застосування транспортуючих приводів у конвеєрах відвалоутворювачів: Сборник трудов XII международной научно-технической конференции в г. Севастополе [“Машиностроение и техносфера XXI века”], (Севастополь, 12-17 сентября 2005 р) / М-во освіти і науки України, Донецький національний технічний університет. – Донецк: ДонНТУ, Т.3, 2005. – 309 с.
7. О применении гидродвигателей в приводах транспортирующих устройств / Новиков Е.Е., Пономарчук А.Ф., Полищук Л.К. // Гидпропривод и гидропневмоавтоматика. – 1987. – № 23 – С. 119-122.
8. Иринг Ю. Проектирование гидравлических и пневматических систем /Пер. со словацк./ Иринг Ю. - Л.: Машиностроение. Ленингр. отд.,1983. – 363 с.
9. Александров М. П. Подъемно-транспортные машины / Александров М. П. изд. 5-е пер. и доп. – М.: Высшая школа, 1979. – 210 с.

10. Башта Т. М. Машиностроительная гидравлика / Башта Т. М. – М.: Машиностроение, 1979. – 672 с.
11. Майер Э. Торцовые уплотнения: Пер. с нем. - М.: Машиностроение, 1978. - 288с, ил.
12. Элементы гидроприводу. (Справочник). Изд. 2-е, перераб. и доп. Абрамов Е. И., Колесниченко К. А., Маслов В. Т. Киев, «Техніка», 1977. 320 с.
13. Пат. 16579 України, МПК<sup>8</sup> B65G23/00 Мотор-барабан / Поліщук Л. К., Харченко Є. В., Пурдик В. П., Адлер О. О. ; заявник та патентовласник Вінницький нац. техн. університет. – № u200601740; заявл. 20.02.06; опубл. 15.08.06, Бюл. №8.
14. Пат. 24968 України. МПК<sup>8</sup> B65G23/00 Мотор-барабан / Поліщук Л. К., Іскович-Лотоцький Р. Д., Харченко Є. В., Адлер О. О., Коцюбівський Р. П. ; заявник та патентовласник Вінницький нац. техн. університет. – № u200701202; заявл. 05.02.07; опубл. 25.07.07, Бюл. №11.
15. Чернилевский Д. В. Детали машин и основы конструирования: учебник для вузов. – М.: Машиностроение, 2006. – 656с.: ил.
16. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя.: В 3-х т. Т.3. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1978 – 728с., ил.
17. Гузенков П.Г. Детали машин: Учеб. Пособие для студентов вузов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1992. – 351с., ил.
18. Павлице В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: Підруч. – 2-е вид. перероб. – Львів: Афіша, 2003. – 560с.
19. Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Детали машин. Курсовое проектирование: Учеб. пособие для машиностроительных спец. техникумов. – 2-е изд., перераб. и доп. – Высш. шк., 1990. – 399с., ил.
20. Киркач Н. Ф., Баласанян Р. А. Расчет и проектирование деталей машин, 2-е издание перераб. и доп. – Харьков: “Высшая школа”, 1988, – 140с.
21. Малащенко В.О., Янків В.В. Деталі машин. Курсове проектування: Навчальний посібник. – 2-е видання, виправлене і доповнене. – Львів: “Новий Світ-2000”, 2005. – 252с.

22. Николаевский Г. М., Спицыной О. И. Расчеты крановых механизмов и их деталей, – М.: Высшая школа, 1975. – 450с.
23. База нарахування та ставки ЄСВ. – [Електронний ресурс]. – Режим доступу : [https://services.dtkk.ua/catalogues/tax\\_rates/20](https://services.dtkk.ua/catalogues/tax_rates/20). – [Назва з екрана]. Дата звернення: 16.12.2020 р.
24. Бурдонос Л. І. Методика оцінки ефективності наукових та науково-технічних робіт у закладі вищої освіти / Л. І. Бурдонос, В. М. Виноградня // Економічний вісник університету : зб. наук. праць учених та аспірантів / МОНУ, ДВНЗ «Переяслав-Хмельницьк. держ. пед. ун-т ім. Г. Сковороди» ; [голов. ред. Л. О. Мармуть]. – Переяслав (Київ. обл.) : ДВНЗ «ПХДПУ імені Григорія Сковороди», 2020. – Вип. 46. – С. 65–75.
25. ГОСТ 12.0.003-74 ССБТ. Опасные и вредные производственные факторы. Классификация. - [Електронний ресурс] - Режим доступу: <http://vsegost.com/Catalog/41/41131.shtml>
26. ДБНВ.2.5-27-2006. Захисні заходи електробезпеки в електроустановках будинків і споруд. К. : Мінбуд України, 2006. -154 с.
27. ДСН 3.3.6.042-99 Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень. - [Електронний ресурс] - Режим доступу: <http://mozdocs.kiev.ua/view.php?id=1972>
28. ДБН В.2.5-28:2018 Природне і штучне освітлення- [Електронний ресурс] - Режим доступу: [http://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id\\_doc=79885](http://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=79885)
29. ДСН 3.3.6.037-99 Санітарні норми виробничого шуму, ультразвук та інфразвук. - [Електронний ресурс] - Режим доступу: <http://document.ua/sanitarni-normi-virobnichogo-shumu-ultrazvuku-ta-infrazvuku-nor4878.html>
30. ДСН 3.3.6.039-99. Державні санітарні норми виробничої загальної та локальної вібрації. [Електронний ресурс] – Режим доступу: <http://zakon2.rada.gov.ua/rada/show/va039282-99>.
31. ДСТУ Б В.1.1-36:2016 Визначення категорій приміщень, будинків та

зовнішніх установок за вибухопожежною та пожежною небезпек

[Електронний ресурс] - Режим доступу:

[https://dbn.co.ua/load/normativy/dstu/dstu\\_b\\_v\\_1\\_1\\_36/5-1-0-1759](https://dbn.co.ua/load/normativy/dstu/dstu_b_v_1_1_36/5-1-0-1759)

ВНТУ, ПАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

ВНТУ, ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

**ДОДАТКИ**

Додаток А

(обов'язковий)

Вінницький національний технічний університет

Затверджую  
Завідувач кафедри ГМ  
д.т.н., проф. Поліщук Л.К.

“ 24 ” вересня 2021.

### ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ

ПРИВІД КОНВЕЄРА ДЛЯ ВИДАЛЕННЯ СТРУЖКИ З ТОКАРНОГО  
ВЕРСТАТА З ЧПК

Керівник проекту: завідувач кафедри ГМ  
д.т.н., професор  
Поліщук Л.К.

Виконавець: ст.гр.1ГМ – 20м  
Кривенко Д.Ю.

Вінниця 2021

### 1. Найменування і область застосування

Розробка призначена для скребкового конвеєра, що застосовується для видалення стружки верстата з ЧПУ моделі 1П756ДФ3.

### 2. Підстави для розробки

Індивідуальне завдання на дипломний проект, затверджене наказом по ВНТУ № 277 від « 24 » вересня 2021р.

### 3. Мета та призначення розробки

Метою магістерської дипломної роботи є підвищення техніко-економічних показників привода скребкового конвеєра для видалення стружки, шляхом використання вмонтованого привода з гідро двигуном та передавальним механізмом і встановленого у виливну порожнину спеціального торцевого ущільнення, зіставної вісі та вихідного валу передавального механізму.

### 4. Джерела розробки

Розробка виконується на основі вивчення патентних та науково-технічних матеріалів відомих конструкцій. Відомі конструкції приводних пресів для пресування виробів з відходів деревообробки наведені в роботах:

#### 1. Поліщук Л.К., Іскович-Лотоцький Р.Д., Коцюбівський Р.П.

Гідрофікація транспортних засобів буртоукладальних машин.// Вібращії в техніці і технологіях, Всеукраїнський науково-технічний журнал, Вінниця, ВГАУ, 2002-№5(26).

#### 2. Новиков Е.Е., Пономарчук А.Ф., Полищук Л.К. О применении

гидродвигателей в приводах транспортирующих устройств // Республиканский межведомственный сборник «Гидропривод и гидропневмоавтоматика», – К., 1987. – Вып. 23 – С. 119-122.



3. Поліщук Л.К. Динаміка вмонтованого гідроприводу конвеєрів мобільних машин: монографія /Л.К. Поліщук. – Вінниця: ВНТУ, 2018. – 240 с.

4. Поліщук Л. К., Пурдик В. П., Адлер О. О. Вмонтований гідравлічний привод чутливий до навантаження // Машиностроение и техносфера XXI века // Сборник трудов XIII международной технической конференции в г. Севастополе 11-16 сентября, 2006 г. В 5-ти томах. – Донецк: ДонНТУ, 2006. Т.5, с. 291 – 294.

5. Поліщук Л.К., Іскович-Лотоцький Р.Д., Штурма А.Л. // Розрахунок перехідних режимів стрічкових конвеєрів. Наукові нотатки. Вип. 8. Луцьк, 2001, с. 152 – 160.

## 5. Технічні вимоги

### 5.1 Показники привода:

- Тип гідромотора – ЕРММ\*\*\*8\*\*\*
- Кількість гідромоторів – 1.
- Номінальний тиск в гідросистемі – 10 МПа.
- Номінальні витрати – 12,8 л/хв.

### 5.2 Вимоги до конструкції та експлуатації розробки:

- Діаметр барабана, мм – 165.
- Довжина, мм – 675.
- ресурс, кількість циклів, млн. – 10

### 5.3 Вимоги до надійності.

- довговічність, год. – 14000.
- ресурс, год. – 14000.

### 5.4 Вимоги до рівня уніфікації та стандартизації.

При розробці вмонтованого привода необхідно по можливості максимально використовувати стандартні вироби та уніфіковані деталі для різних вузлів.

## 6. Економічні показники.

Очікуваний економічний ефект при впровадженні привода у виробництво складає ----- грн. Це дасть змогу окупити вкладені на розробку кошти за ----- року, що менше нормативного терміну окупності, який складає 4 ... 5 років.

#### 7. Стадії і етапи розробки проекту

- 1) техніко-економічне обґрунтування проекту;
- 2) аналіз відомих технічних рішень;
- 3) виконання розрахунково-конструкторського розділу;
- 4) розробка економічної частини проекту;
- 5) безпека життєдіяльності.

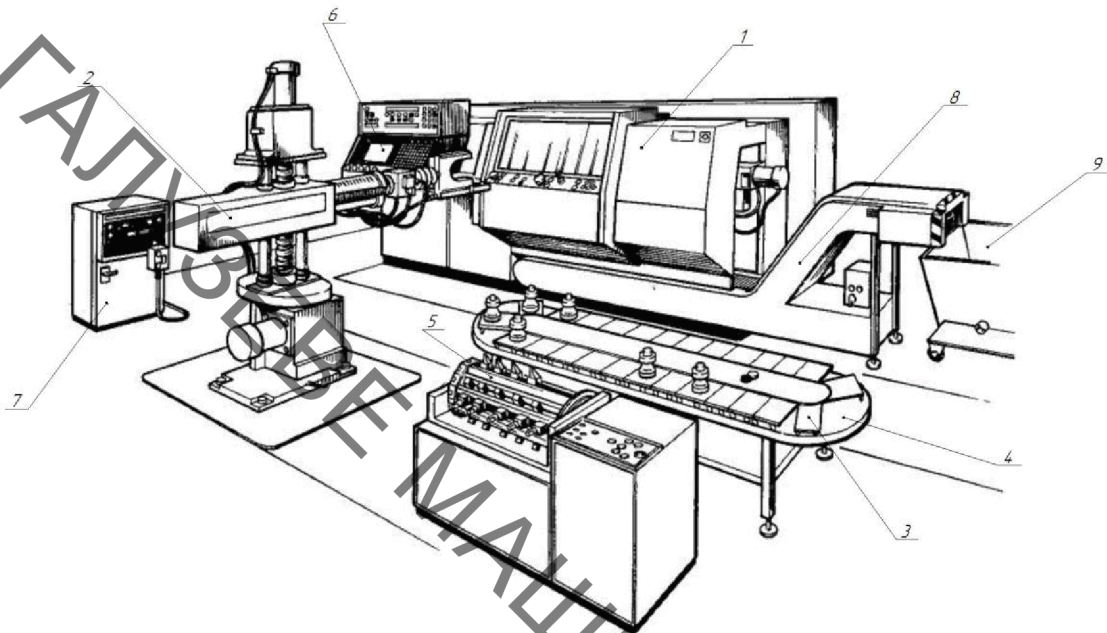
#### 8. Порядок контролю та прийому.

Порядок контролю та прийому дипломного проекту визначається графіком консультацій, попереднього захисту проекту, який затверджується кафедрою ГМ та остаточного захисту перед ДЕК. Корегування стадій та етапів виконання проекту може проводитись при узгоджені з керівником проекту.

ДОДАТОК Б

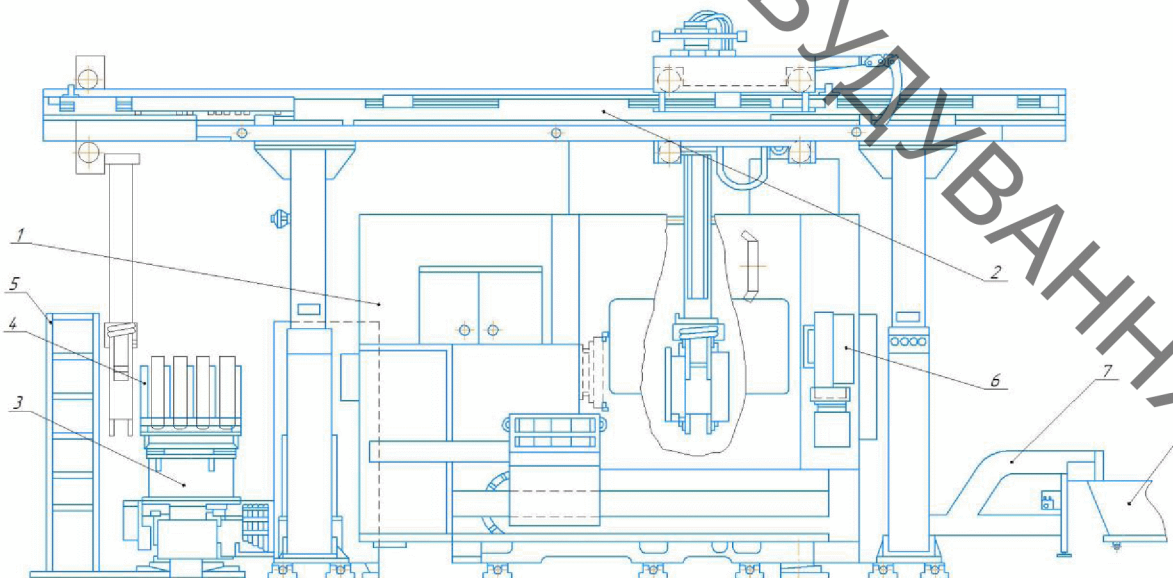
**ІЛЮСТРАТИВНА ЧАСТИНА**  
**ПРИВІД КОНВЕЄРА ДЛЯ ВИДАЛЕННЯ СТРУЖКИ З ТОКАРНОГО**  
**ВЕРСТАТА З ЧПК**

## Токарні гнучкі виробничі модулі на базі верстата 1П756ДФ3



### Для виготовлення деталей типу вал

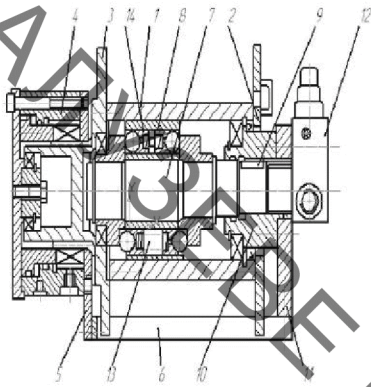
1 - верстат з ЧПК моделі 1П756ДФ3; 2 - промисловий робот (ПР) М20П40.01; 3 - тактовий стіл типу СТ220 4 - платформа тактового столу; 5 - магазин барабанного типу; 6 - пульт числового програмного керування (ЧПК); 7 - пульт редагування керуючих програм і ПР типу Контур1; 8 - конвеєр для видалення стружки; 9 - тара для накопичення стружки



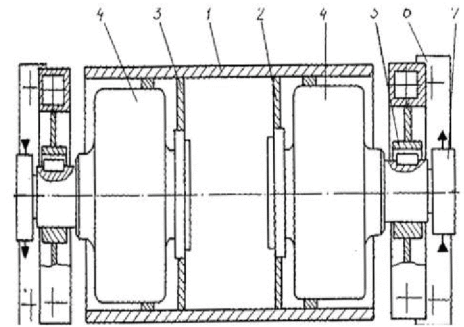
### Для виготовлення деталей із ступінчастим і криволінійним профілем

1 - верстат з ЧПК моделі 1П756ДФ3; 2 - автоматичний маніпулятор моделі МА80Ц25.09; 3 - накопичувач заготовок; 4 - спеціалізована тара; 5 - склад-стелаж; 6 - пульт числового програмного керування (ЧПК); 7 - конвеєр для видалення стружки; 8 - тара для накопичення стружки

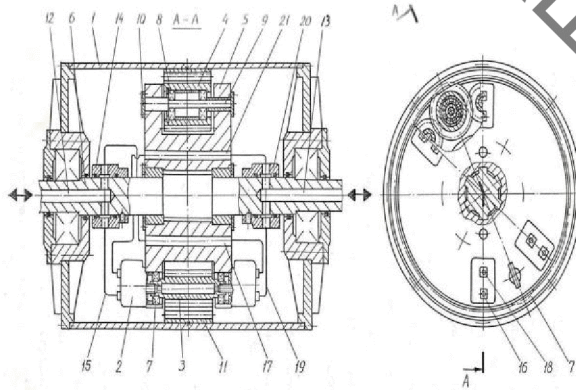
## Аналіз відомих конструкцій вмонтованих гідравлічних приводів



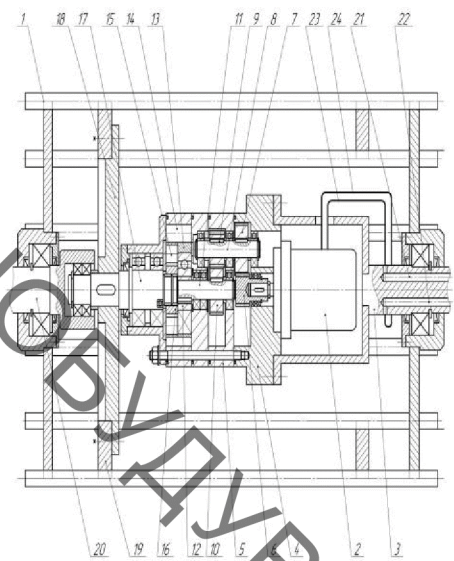
Конструктивна схема мотор-барабана фірми "Rexroth"



Гідравлічний мотор-барабан з серійними гідродвигунами



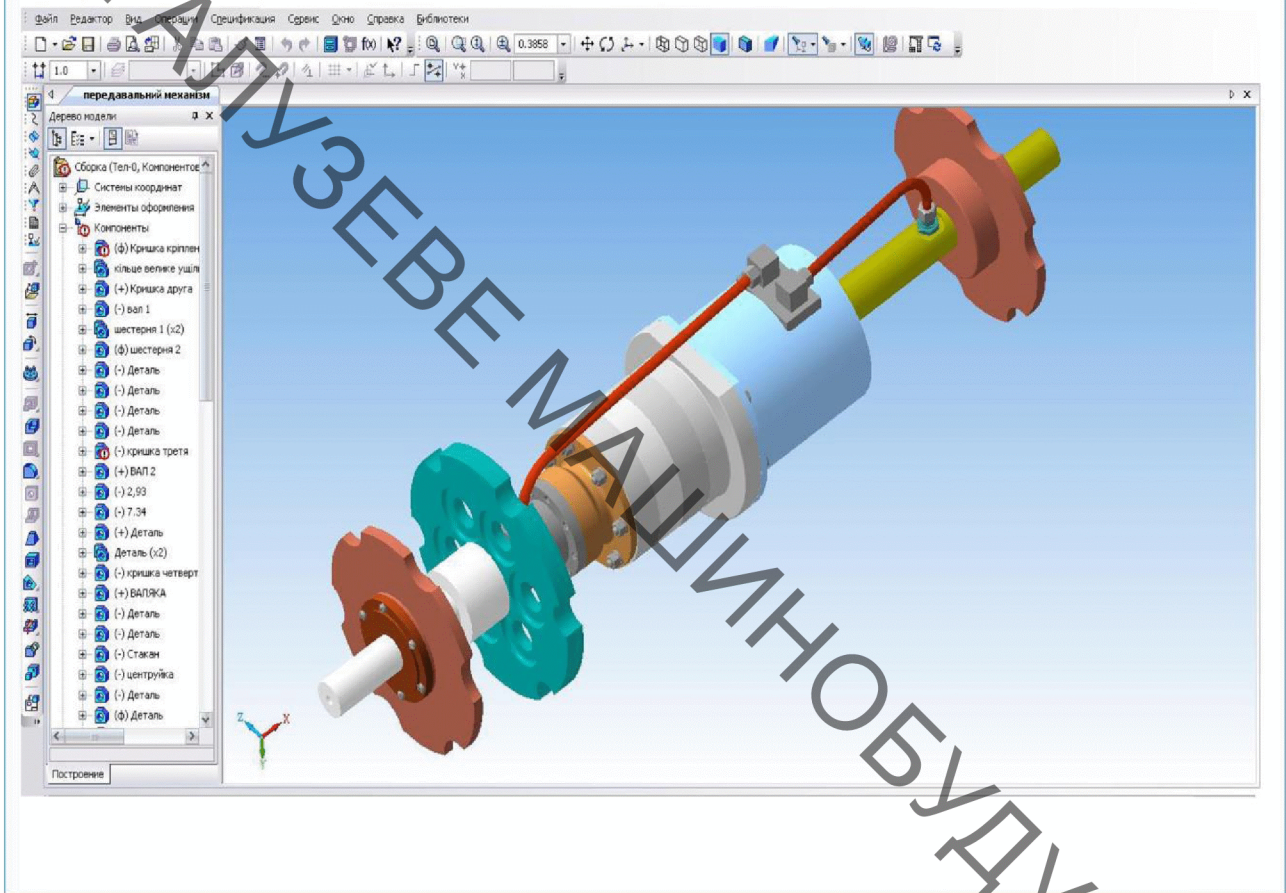
Конструктивна схема гідравлічного мотор-барабана із серійним гідродвигуном ГМБ-2



Конструктивна схема гідравлічного мотор-барабана з триступеневим редуктором укладального конвєса



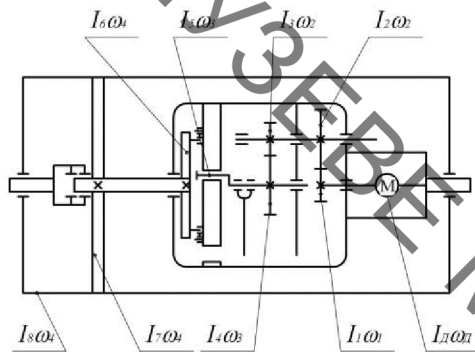
## 3-D модель розробленого вмонтованого гідравлічного приводу







# Розрахункова та математична модель



Рівняння витрат робочої рідини в напірній магістралі

$$q_n n_n - \sigma_1 p_1 - Q_d - k_1 V_1 \left( \frac{dp_1}{dt} \right) = 0; \quad (1)$$

зливній

$$Q_d - k_2 V_2 \left( \frac{dp_2}{dt} \right) - \sigma_2 p_2 = Q_2; \quad (2)$$

Рівняння руху ділянки 3-4

$$I_1 \left( \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} \right) + \beta_1 \left( \frac{d\varphi_1}{dt} \right) + c_{\varphi_1} (\varphi_1 - i \varphi_2) + c_{\varphi_1 f_{TP}} (\varphi_1 - i \varphi_2) \operatorname{sgn} \left[ \frac{d(\varphi_1 - i \varphi_2)}{dt} \right] + M_{T1} - q_{II} (p_1 - p_2) = 0; \quad (3)$$

$$i c_{\varphi_1} (\varphi_1 - i \varphi_2) - I_2 \left( \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} \right) - r_1 (F_1 - F_4) = 0. \quad (4)$$

Рівняння руху ланки 6

$$r_2 (F_2 - F_3) - I_3 \left( \frac{d^2 \varphi_3}{dt^2} \right) - M_0 = 0. \quad (5)$$

Зв'язок сили натягу і деформації стрічки, що описується моделлю Фохта, встановлюється співвідношенням [55]:

$$F_1 = A \left( E_c \varepsilon_1 + \eta E_d \frac{d\varepsilon_1}{dt} \right), \quad (6)$$

де

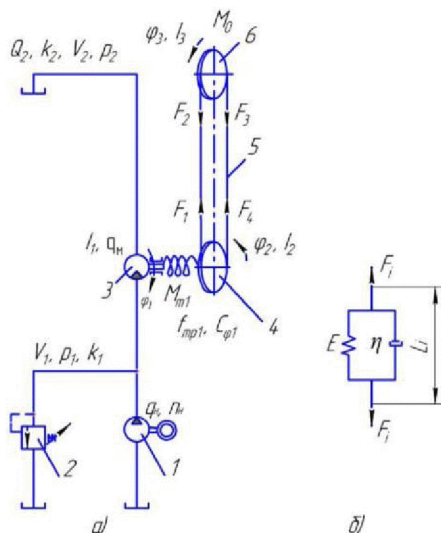
$$\varepsilon_1 = u_1 / l. \quad (7)$$

Деформація стрічки через кутові переміщення ланок 4 і 6 запишеться виразом

$$u_1 = (\varphi_2 - \varphi_3) r_1. \quad (8)$$

Умова постійності довжини замкнутого контуру пружної нитки матиме вигляд:

$$F_1 = F_2 = -F_3 = -F_4. \quad (9)$$



В рівняннях (1) – 9) використані наступні позначення:  $p_1, p_2$  – тиск в напірній і зливній магістралях;  $q_n, q_m$  – робочі об'єми насоса і гідромотора;  $n_n$  – число обертів вихідного вала насоса;  $Q_d$  – витрати через гідромотори;  $\sigma_1, \sigma_2$  – коефіцієнт витічок з порожнини гідроприводу, що знаходиться під тиском  $p_1$  та  $p_2$ ;  $k_1, k_2$  – коефіцієнти податливості напірної та зливної магістралей з урахуванням стисливості рідини, об'єм якої рівний  $V_1 / V_2$  відповідно;  $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$  – кутові переміщення роторів гідромоторів, приводного і хвостового барабанів, відповідно;  $c_{\varphi_1}$  – зведена крутильна жорсткість приводних гідромагістралей;  $f_{TP1}$  – коефіцієнт сухого тертя в передальному механізмі;  $\beta_1$  – коефіцієнт в'язкого тертя в гідромоторах;  $I_1, I_2, I_3$  – моменти інерції роторів гідромоторів і зведені моменти інерції приводного механізму та рухомих ланок транспортної частини конвеєра, відповідно;  $M_{T1}$  – механічні втрати в гідромоторах;  $M_0$  – момент опору руху стрічки;  $l$  – радіус барабанів;  $A$  – площа перетину стрічки;  $E_c, E_d$  – статичний і динамічний модулі пружності стрічки;  $\eta$  – відносний коефіцієнт демпфування;  $\varepsilon$  – деформація стрічки.

$$q_n n_n - \sigma_1 p_1 - Q_{d1} - k_1 V_1 \left( \frac{dp_1}{dt} \right) = 0; \quad (14)$$

$$\beta_1 \left( \frac{d\varphi_1}{dt} \right) + c_{\varphi_1} (\varphi_1 - i \varphi_2) + c_{\varphi_1 f_{TP}} (\varphi_1 - i \varphi_2) \operatorname{sgn} \left[ \frac{d(\varphi_1 - i \varphi_2)}{dt} \right] + M_{T1} - q_{II} p_1 = 0; \quad (15)$$

$$i c_{\varphi_1} (\varphi_1 - i \varphi_2) - I_2 \left( \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} \right) - r_1 (F_1 - F_4) = 0; \quad (16)$$

$$r_2 (F_2 - F_3) - I_3 \left( \frac{d^2 \varphi_3}{dt^2} \right) - M_0 = 0; \quad (17)$$

$$F_1 = \frac{A}{l} \left( E_c u_1 + \eta E_d \frac{du_1}{dt} \right), \quad (18)$$

$$u_1 = (\varphi_2 - \varphi_3) r_1, \quad F_1 = F_2 = -F_3 = -F_4, \quad n_n = \frac{d\varphi}{dt}, \quad p_1 < p_{кр}.$$

## Результати теоретичних досліджень

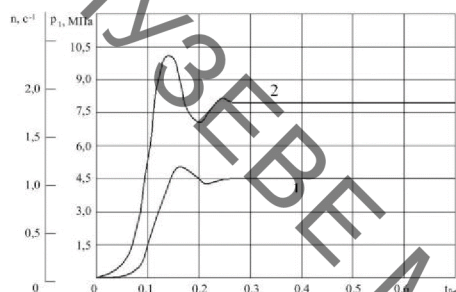


Рисунок 1 – Теоретичні залежності  $n(t)$ ,  $p_1(t)$  (відповідно криві 1, 2 за крутильної жорсткості  $c'_{\varphi 0} = 1,11 \cdot 10^3$  Н·м/рад)

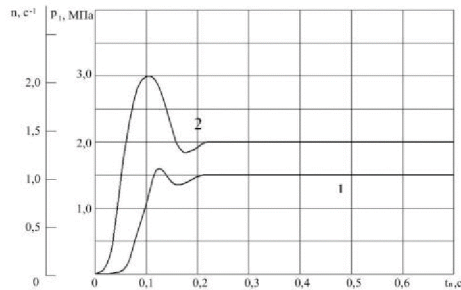


Рисунок 2 – Теоретичні залежності  $n(t)$ ,  $p_1(t)$  відповідно криві 1, 2) за крутильної жорсткості  $3c'_{\varphi 0} = 0,37 \cdot 10^3$  Н·м/рад і максимальному інерційному навантаженні привода  $I_3 = 1,01$  кг·м<sup>2</sup>

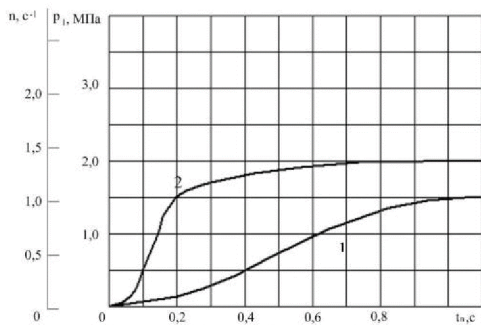


Рисунок 3 – Теоретичні залежності  $n(t)$ ,  $p_1(t)$  (відповідно криві 1, 2), за об'єму порожнини нагрівної магістралі  $V_1 = 5 \cdot 10^{-2}$  м<sup>3</sup> і інерційному навантаженні привода  $I_3 = 1,01$  кг·м<sup>2</sup>

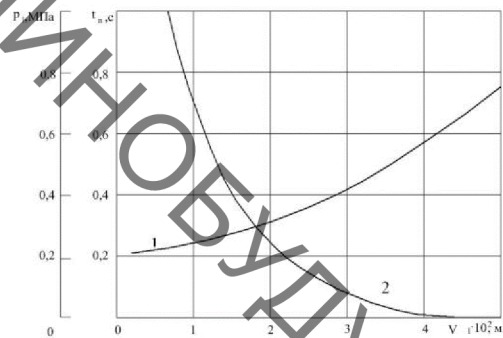


Рисунок 4 – Графіки залежностей  $p_1(V_1)$ ,  $\varphi(V_1)$  (відповідно криві 1, 2) за відсутності моменту опору

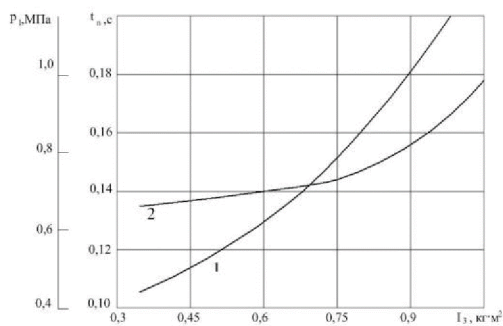


Рисунок 5 – Графіки залежностей  $\varphi(I_3)$ ,  $\Delta p_1(I_3)$  (відповідно криві 1, 2)

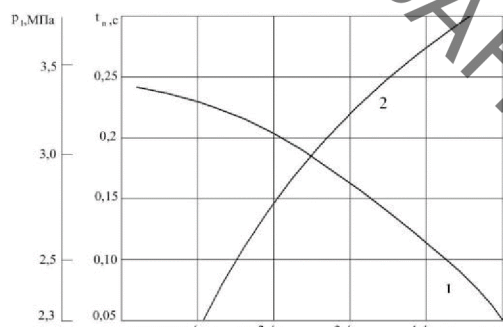


Рисунок 6 – Графіки залежностей  $\varphi(c_\varphi)$ ,  $\Delta p_1(c_\varphi)$  (відповідно криві 1, 2)

Для теоретичних досліджень були вибрані такі вихідні значення параметрів системи:

$q_{н1} = 1,59 \cdot 10^{-6}$  м<sup>3</sup>/рад;  $q_{н2} = 12,8 \cdot 10^{-6}$  м<sup>3</sup>/рад;  $n_{н1} = 147,6$  рад/с;  $\sigma_1 = 3,21 \cdot 10^{-11}$  м<sup>5</sup>/Нс;  
 $k_1 = 0,714$  1/МПа;  $V_1 = 0,46 \cdot 10^{-1}$  м<sup>3</sup>;  $c_{\varphi 0} = 0,8 \cdot 10^6$  Н·м/рад;  $\beta = 0,05$  Н·м·с/рад;  
 $I_2 = 0,22$  кг·м<sup>2</sup>;  $I_3 = 0,32$  кг·м<sup>2</sup>;  $M_T = 10$  Н·м;  $M_O = 87$  Н·м;  $M_{O\text{MAX}} = 280$  Н·м;  
 $r = 0,09$  м;  $A = 151,8 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>;  $E_c = 510$  МПа;  $E_d = 0$ ;  $\eta = 24$  Н·с/м.