

ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет машинобудування та транспорту

Кафедра галузевого машинобудування

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему: Розробка гідравлічного приводу укладального конвеєра буртоукладника

Виконав: студент 2-го курсу, групи 1ГМ-22м
спеціальності 133 – Галузеве _____
машинобудування _____
(шифр і назва напрямку підготовки)

В.В.В. Ярослав ВЛАДИЧКО
(прізвище та ініціали)

Керівник: д.т.н., професор, зав. каф. ГМ
Л.П. Леонід ПОЛІЩУК
(прізвище та ініціали)

« _____ » _____ 2023 р.
(прізвище та ініціали)

Опонент: к.т.н., доцент кафедри АТМ
О.Г. Олександр ГАЛУЩАК
(прізвище та ініціали)

« _____ » _____ 2023 р.

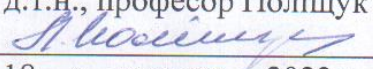
Допущено до захисту

Завідувач кафедри ГМ

д.т.н., проф. Поліщук Л. К. Л.К.
(прізвище та ініціали)

« 12 » зрудня 2023 р.

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
 (шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ
 завідувач кафедри ГМ
 д.т.н., професор Поліщук Л.К.

 « 18 » вересня / 2023р.

З А В Д А Н Н Я НА МАГІСТЕРСЬКУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Владичко Ярославу Миколайовичу
 (прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема магістерської кваліфікаційної роботи: «Розробка гідравлічного приводу укладального конвеєра буртоукладника», керівник магістерської кваліфікаційної роботи Поліщук Леонід Клавдійович д.т.н., професор
 (прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
 затверджені наказом вищого навчального закладу від «18» вересня 2023 року № 247
2. Строк подання студентом магістерської кваліфікаційної роботи: 12.12.2023 р.
3. Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи: частота обертання вихідної ланки, об/хв – 150; номінальна потужність у вихідній ланці, кВт – 18; навантаження – постійне; тиск в гідросистемі, МПа – 16; номінальна величина витрат, л/с – 1,6; габаритні розміри: діаметр барабана, мм – 350, міжопорна відстань, мм - 1050 .
4. Зміст текстової частини: постановка задачі та техніко-економічне обґрунтування роботи; аналіз кінематичних схем приводів конвеєрів стріли буртоукладальної машини; розробка конструктивної схеми приводу; вибір типу передач; проєктний розрахунок та розрахунок елементів приводу на міцність; економічний розділ; розділ охорони праці та безпеки у надзвичайних ситуаціях.
5. Перелік графічної та ілюстративної частини (з точним зазначенням обов'язкових креслень): 5.1 Аналіз відомих технічних рішень (2 листа ф. А1).
5.1 Аналіз розрахункових схем конвеєрів (1 лист ф. А1).
5.2 Складальне креслення вмонтованого приводу (1 лист ф. А0).
5.3 Складальне креслення передавального механізму (2 листа ф. А1).
5.4 Складальне креслення розвантажувальної частини модернізованої частини стріли укладального конвеєра (1 лист ф. А1).
5.5 Загальний вид буртоукладника (1 лист ф. А1)
5.6 Математична модель динамічних процесів (1 лист ф.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	19.09.2023 <i>Л. Поліщук</i>	03.12.2023 <i>Л. Поліщук</i>
Економічна частина	Ратушняк Ольга Георгіївна к.т.н., доцент	16.10.2023 <i>О. Ратушняк</i>	04.12.2023 <i>О. Ратушняк</i>
Охорона праці та безпека життєдіяльності	Дембіцька Софія Віталіївна д.п.н., професор, Березюк Олег Володимирович, д.т.н., професор	04.09.2023 <i>С. Дембіцька</i> <i>О. Березюк</i>	04.12.2023 <i>С. Дембіцька</i> <i>О. Березюк</i>

7. Дата видачі завдання 15.09.23

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назви етапів магістерської кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів МКР	Примітка
1.	Вибір та узгодження теми МКР. Огляд літературних джерел.	04.09.2023-11.09.2023	<i>вик</i>
2	Аналіз літературних джерел. Попередня розробка основних розділів	12.09.2023-15.09.2023	<i>вик</i>
3.	Затвердження теми. Розробка технічного завдання	18.09.2023-25.09.2023	<i>вик</i>
4.	Техніко-економічне обґрунтування теми роботи. Аналіз вирішення поставленої задачі.	19.09.2023-06.10.2023	<i>вик</i>
5.	Розрахунково-конструкторський розділ	16.10.2022-06.11.2023	<i>вик</i>
6	Розробка розрахункової схеми та математичне моделювання динамічних процесів	07.11.2023-24.11.2023	<i>вик</i>
7.	Економічний розділ.	16.10.2023-04.11.2023	<i>вик</i>
8.	Охорона праці і безпека у надзвичайних ситуаціях.	04.09.2023-13.10.2023	<i>вик</i>
9.	Оформлення пояснювальної записки та графічної частини роботи	02.12.2022	<i>вик</i>
10.	Нормоконтроль	11.12.2022	<i>вик</i>
11.	Попередній захист МКР, доопрацювання, рецензування МКР	12.12.2023	<i>вик</i>
12.	Захист МКР на ДЕК	20.12.2022-21.12.2023	<i>вик</i>

Студент *Л. Владичко* Владичко Я.М.
(підпис) (прізвище та ініціали)Керівник роботи *Л. Поліщук* Поліщук Л. К.
(підпис) (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

УДК 621.97.01

Владичко Я.В. Розробка гідравлічного приводу укладального конвеєра буртоукладника. Магістерська кваліфікаційна робота зі спеціальності 133 – галузеве машинобудування, освітня програма - галузеве машинобудування. Вінниця: ВНТУ, 2023. 112 с.

На укр. мові. Бібліогр.: 31назв; рис.: 27; табл. 17.

У магістерській кваліфікаційній роботі проаналізовано відомі конструкції вмонтованих приводів і встановлено необхідність проведення розробки нового гідроприводу укладального конвеєра. Розроблено конструктивну схему вмонтованого гідравлічного приводу укладального конвеєра з триступеневим передавальним механізмом, який забезпечує зменшення кількості вузлів, металомісткість, оптимальну компоновку привідного пристрою. Проведено комплекс необхідних проєктних та перевірочних розрахунків елементів передавального механізму приводу, встановлено конструктивні параметри для його проєктування, що забезпечать надійне функціонування приводу.

Здійснено обґрунтований вибір розрахункової моделі, за якою побудовано математичну модель для дослідження динамічних процесів вмонтованого гідроприводу укладального конвеєра буртоукладника.

Наведено економічні розрахунки, що підтверджують доцільність застосування такого приводу в буртоукладнику. У розділі охорони праці визначені заходи з безпеки життєдіяльності та цивільної оборони для робочого місця дослідника.

Графічна частина складається з 10 плакатів та складальних креслень із отриманими результатами проєктування.

Ключові слова: буртоукладник, укладальний конвеєр, гідравлічний вмонтований привід, передавальний механізм, математична модель.

ABSTRACT

Vladychko J.V. Development of the hydraulic drive of the stacking conveyor of the side stacker. Master's qualification work on specialty 133 - industrial mechanical engineering, educational program - industrial mechanical engineering. Vinnytsia: VNTU, 2023. 137 p.

In Ukrainian speech Bibliography: 51 titles; Fig.: 22; table 16.

In the master's qualification work, the known designs of mounted drives were analyzed and the need to develop a new hydraulic drive of the stacking conveyor was established. A design scheme of the built-in hydraulic drive of the stacking conveyor with a three-stage transmission mechanism has been developed, which ensures a reduction in the number of nodes, metal consumption, and an optimal layout of the drive device. A set of necessary design and verification calculations of the elements of the transmission mechanism of the drive was carried out, design parameters were established for its design, which will ensure reliable operation of the drive.

A justified choice of the calculation model was made, according to which a mathematical model was built for the study of dynamic processes of the mounted hydraulic drive of the stacking conveyor of the side stacker.

Economic calculations are presented, which confirm the feasibility of using such a drive in a sideloader. In the occupational health and safety section, life safety and civil defense measures for the researcher's workplace are defined.

The graphic part consists of 10 posters and assembly drawings with the obtained design results.

Key words: side stacker, stacking conveyor, hydraulic mounted drive, transmission mechanism, mathematical model.

ЗМІСТ

ВСТУП	8
1 ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ ТА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ТЕМИ РОБОТИ	12
1.1 Суть технічної проблеми	12
1.2 Аналіз техніко-економічних показників конструкцій	12
1.3 Порівняння технічних показників аналога та нової конструкції.....	14
1.4 Опис нової конструкції та її переваги	14
1.5 Технічні вимоги до нової конструкції	15
1.6 Доцільність розробки	15
2 АНАЛІЗ СХЕМ ПРИВОДІВ БУРТОУКЛАДНИКА ТА ЇХ ВІДОМИХ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ	19
2.1 Аналіз кінематичних схем приводів конвеєрів буртоукладальної машини	19
2.2 Обґрунтування схеми розташування приводу в укладальному конвеєрі.....	24
2.3 Аналіз конструкцій вмонтованих гідравлічних приводів конвеєрів.....	26
2.4 Висновок до розділу 2.....	33
3 РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ГІДРАВЛІЧНОГО ПРИВОДУ ДЛЯ УКЛАДАЛЬНОГО КОНВЕЄРА БУРТОУКЛАДНИКА	35
3.1 Вибір типу передач вмонтованого приводу	35
3.2 Розробка конструктивної схеми вмонтованого гідравлічного приводу укладального конвеєра.....	42
3.3 Розрахунок елементів приводу на міцність.....	45
3.4 Висновок до розділу 3.....	60
4 МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ УКЛАДАЛЬНОГО КОНВЕЄРА ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ	61
4.1 Вибір динамічної моделі	61
4.2 Математична модель для дослідження динамічних процесів в укладальному конвеєрі	69
4.3 Висновок до розділу 4.....	72
5 ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗДІЛ	73

5.1 Проведення комерційного та технологічного аудиту науково-технічної розробки	73
5.2 Визначення рівня конкурентоспроможності розробки	77
5.3 Розрахунок витрат на проведення науково-дослідної роботи	81
5.4 Розрахунок економічної ефективності науково-технічної розробки при її можливій комерціалізації потенційним інвестором.....	89
5.5 Висновки до розділу.....	94
6 ОХОРОНА ПРАЦІ І БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....	95
6.1 Технічні рішення щодо безпечного виконання роботи	96
6.2 Технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії	99
6.3 Безпека у надзвичайних ситуаціях. Дослідження стійкості роботи в умовах дії загрозливих чинників надзвичайних ситуацій	103
6.4 Висновки.....	105
ВИСНОВКИ.....	106
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	108
Додаток А (обов'язковий). Технічне завдання.....	113
Додаток Б (обов'язковий). Графічна частина.....	118
Додаток В(обов'язковий). Специфікації	125
Додаток Г(обов'язковий). Ілюстративна частина.....	130
Додаток Д(обов'язковий). Протокол перевірки кваліфікаційної роботи на наявність текстових запозичень.....	135

ВСТУП

Сучасна промисловість та економіка потребують створення таких машин, механізмів, приладів, пристроїв, технологій, програмних продуктів тощо, які б відповідали потребам конкретних споживачів, мали вищий технічний рівень та кращі економічні характеристики. Тому при виконанні магістерської кваліфікаційної необхідним було звернути значну увагу на зазначені аспекти та потреби сучасного ринку споживачів.

Одним із шляхів вирішення цієї проблеми є удосконалення існуючих мобільних машинних комплексів шляхом запровадження повної їх гідроліквідації, нових схем і конструкцій приводів стрічкових та інших конвеєрів з покращеними експлуатаційними характеристиками. Зокрема, буртоукладники, які застосовуються на переробних підприємствах харчової промисловості, а саме – на цукрових заводах. Цей машинний комплекс має різні модифікації, за якими він може працювати як від постійних постів електричного живлення, так і в умовах відсутності силової електричної мережі. В такому випадку використовується енергія дизельної установки мобільної базової машини, наприклад, трактора ДТ-75. Комплекс може працювати на майданчиках з твердим покриттям, а також на утрамбованих ґрунтових. Особливістю схемного рішення мобільного комплексу є застосування комбінованих (механічних та гідравлічних) джерел живлення різних його виконавчих ланок. Це ускладнює конструкцію трансмісійних валів приводів, самих приводів, збільшує кількість проміжних ланок і є причиною виникнення вібраційних процесів через нерівноваженість карданних валів, що впливає на безпечність умов праці оператора комплексу. Застосування гідроприводу для всіх виконавчих ланок стримується відсутністю спеціальних конструкцій вмонтованих гідравлічних приводів для конвеєрів цього комплексу. Тому розробка такого приводу для конвеєра, зокрема укладального, з покращеними техніко-економічними показниками є актуальною задачею.

Мета роботи – підвищення ефективності експлуатації укладального конвеєра буртоукладника та покращення умов праці оператора за рахунок застосування розробленої конструкції вмонтованого гідравлічного приводу з передавальним механізмом, який забезпечує менші кількості вузлів приводу та металомісткість, відсутність вібрацій, зменшені габарити і його компактність.

Для досягнення зазначеної мети необхідно розв'язати такі основні задачі:

- виконати техніко-економічне обґрунтування вибору теми МКР;
- проаналізувати умови роботи конструкції машини і на підставі аналізу здійснити вибір конструктивної схеми, яка відповідає заданим показникам;
- розробити конструктивну схему вмонтованого приводу та передавального механізму, що відповідає зменшенню кількості вузлів, металомісткості, оптимальній компоновці привідного пристрою;
- обґрунтувати вибір типу передач на підставі порівняльних характеристик їх робочих параметрів, які забезпечать надійний режим роботи приводу;
- виконати кінематичний та силовий розрахунки розробленої конструкції передавального механізму;
- провести проєктний та перевірочний розрахунки найбільш відповідальних елементів передавального механізму;
- побудувати математичну модель для дослідження динамічних процесів вмонтованого гідроприводу укладального конвеєра;
- розрахувати економічні показники розробленої конструкції вмонтованого приводу, які підтверджують доцільність виконання проєктних робіт та впровадження його у виробництво;
- розробити комплекс заходів стосовно охорони праці та безпеки у надзвичайних ситуаціях

Мета роботи – підвищення ефективності експлуатації та надійності мобільної машини для проведення ремонтних робіт дорожнього покриття шляхом застосування у її вмонтованому гідроприводі малогабаритного

передавального механізму з поліпшеними кінематичними та механічними характеристиками.

У зв'язку з поставленою метою потрібно розв'язати такі завдання:

- виконати техніко-економічне обґрунтування вибору теми МКР;
- проаналізувати відомі технічні рішення та технологію, що застосовуються для проведення ремонтних доріг дорожнього покриття;
- здійснити обґрунтований вибір конструктивної схеми робочої ланки мобільної машини для проведення ремонтних робіт дорожнього покриття;
- розробити конструкцію та обґрунтувати вибір механічної передачі для передавального механізму гідравлічного вмонтованого приводу;
- розробити розрахункову схему гідроприводу робочої ланки з врахуванням пружно-інерційних характеристик механічної системи;
- побудувати математичну модель динамічних процесів вмонтованого гідроприводу робочої ланки мобільної машини для проведення ремонтних робіт дорожнього покриття;
- розрахувати економічні показники розробленої конструкції мобільної машини для проведення ремонтних робіт дорожнього покриття, які підтверджують доцільність впровадження її у виробництво;
- розробити заходи щодо охорони праці та безпеки у надзвичайних ситуаціях.

Об'єкт дослідження – якісні показники приводу укладального конвеєра буртоукладника мобільного комплексу.

Предмет дослідження – вмонтований гідропривід укладального стрічкового конвеєра буртоукладника для переміщення у кагати цукрових буряків.

Методи дослідження:

- аналітичний метод, який базується на порівняльному аналізі техніко-економічних, технологічних й конструктивних показників відомих технічних рішень та розроблених критеріїв для схемного пошуку нової конструкції

вмонтованого гідроприводу укладального конвеєра та його передавального механізму;

– математичне моделювання динамічних процесів в механічній системі укладального конвеєра буртоукладника.

Наукова новизна отриманих результатів та їх значення:

- розвинуто засади математичного моделювання для дослідження динамічних процесів в механічній системі укладального конвеєра буртоукладника;

Особистий внесок автора – запропонував в математичній моделі враховувати особливість перебігу динамічних процесів у робочій та порожній гілках укладального конвеєра;

– виконав аналітичні дослідження для схемного рішення передавального механізму і частково узагальнив їх результати;

– усі результати розрахунків передавального механізму вмонтованого гідроприводу отримані здобувачем самостійно.

Публікації – тези доповіді «Розробка гідравлічного приводу укладального конвеєра буртоукладника» опубліковано в збірнику тез Всеукраїнської науково-практичної інтернет-конференції студентів, аспірантів та молодих науковців «Молодь в науці: дослідження, проблеми, перспективи» (2023 р.)

1. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ ТА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ТЕМИ РОБОТИ

1.1 Суть технічної проблеми

Буртоукладальна машина К-65М2Б3-К, що випускається на ПАТ "Калинівський машинобудівний завод", застосовується для укладання в бурти буряків на цукрових заводах. Приводи транспортера видачі відходів, повороту та підйому стріли отримують енергію від гідросистеми, якою оснащений комплекс, та приводяться в рух гідроциліндрами чи гідродвигунами обертального руху, а інші – від валу відбору потужності через проміжні вали, що з'єднані між собою шарнірами Гука.

Таке з'єднання приводних валів, які розміщені в різних площинах, призводить до виникнення вібрації, що передається на всю конструкцію, а також на платформу, на котрій встановлено кабіну оператора. Динамічні зусилля, які діють на вузли та деталі машини в результаті існуючих вібраційних процесів, спричиняють їх передчасне зношування, що знижує надійність і довговічність в цілому, крім того, суттєво погіршує умови праці обслуговуючого персоналу.

Зменшити металомісткість, кількість вузлів та вібронавантаження на вузли та деталі можна за умови повної гідрофікації буртоукладальної машини за допомогою застосування вмонтованого гідравлічного приводу, який розроблено на кафедрі галузевого машинобудування Вінницького національного технічного університету.

1.2. Аналіз техніко-економічних показників конструкцій

Конструкція приводу укладального конвеєра буртоукладника фронтального К-65М2Б3-К наведена на рис. 1.1. Привід містить вал відбору потужності 1, який через муфту Гука з'єднано з швидкохідним валом конічного редуктора. Тихохідний вал редуктора 2 через пружну муфту 3 з'єднано з швидкохідним валом конічного редуктора 4, що встановлений на рамі 5.

Тихохідний вал редуктора 4 через пружну муфту 6 з'єднано з проміжним валом, що встановлений в корпусі підшипників. На кінці проміжного валу закріплено ведучу зірочку 7 ланцюгової передачі. Ведена зірочка 8 зазначеної передачі консольно встановлена на валу привідного барабана 9, який розміщено між опорами, які закріплені на рамі 5.

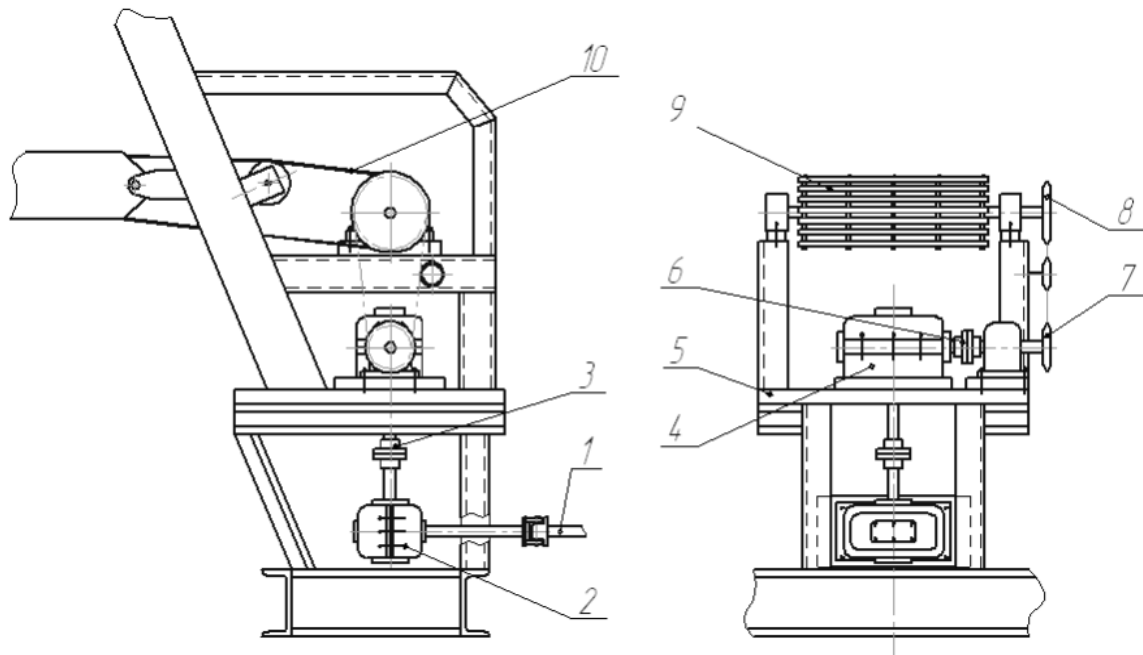


Рисунок 1.1 – Привід укладального конвеєра буртоукладника фронтального К-65М2БЗ-К

Проте, наявність механічного приводу суттєво збільшує кількість його вузлів та ускладнює конструкцію. Крім того, велика кількість вузлів пристрою та масивна конструкція рами збільшують металомісткість привідного пристрою та знижують надійність його функціонування. При зміні його продуктивності роботи з метою економії енергії, неможливо здійснити регулювання швидкості переміщення стрічки транспортера.

Конструктивною особливістю розробленого приводу є наявність компактного редуктора з триступеневим співвісним передавальним механізмом, тихохідний ступінь якого виконано у вигляді планетарної передачі з позацентровим циклоїдальним зачепленням. Це дозволяє підвищити надійність приводу, розширити його функціональні можливості та зменшити габаритні розміри.

Регулюванням тиску і витратами робочої рідини в гідросистемі можна змінювати крутний момент та частоту обертання привідного барабана.

1.3 Порівняння технічних показників аналога та нової конструкції

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

Таблиця 1.1 – Порівняння технічних характеристик аналога та нової конструкції приводу укладального конвеєра

Показники (параметри)	Аналог, привід укладального конвеєра буртоукладальної машини К-65М2Б3-К	Нова розробка, вмонтований гідравлічний привід конвеєра
Тип приводу	механічний	гідравлічний
Число складальних одиниць, шт	10	2
Габаритні розміри, мм	1200×840×1420	300×840×370
Потужність, кВт	18	18
Режим транспортування	постійний	змінний
Схема розміщення вузлів	просторова	вбудовані в корпус барабана

1.4 Опис нової конструкції та її переваги

Вмонтований гідравлічний привід укладального конвеєра буртоукладальної машини містить гідромотор типу ГПРФ (Молдова), 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 вимоги до нової конструкції

Необхідно забезпечити надійність роботи конструкції вмонтованого гідравлічного приводу укладального конвеєра буртоукладальної машини протягом 14000 год. Вузли повинні бути швидкозмінними та відповідати вимогам розділу «Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях».

1.6 Доцільність розробки

Порівнюючи отримані в табл. 1.1 показники, приходимо до висновку про доцільність розробки вмонтованого гідравлічного приводу укладального конвеєра буртоукладальної машини. Наведені переваги свідчать про доцільність проведення проектувальних робіт та про актуальність теми магістерської кваліфікаційної роботи.

1.6.1 Собівартість одиниці нової розробки

В цьому випадку собівартість одиниці нової розробки S розраховується за формулою

$$S = S_a^1 \cdot M_n \cdot K_n, \text{ грн}, \quad (1.1)$$

де S_a^1 – питома собівартість одиниці маси аналога: грн/кг;

S_a – собівартість аналога, грн, $S_a=69000$ грн;

M_a – маса аналога, кг; $M_a=2300$

M_n – маса нової техніки, кг; $M_n=1100$

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

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

$$S_a^1 = 69000 / 2300 = 30 \text{ грн/кг};$$

$$S = 30 \cdot 1100 \cdot 1,1 = 36300 \text{ грн};$$

1.6.2 Розрахунок величини капітальних вкладень

Величина капітальних вкладень K розраховується за формулою:

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

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, $A \sim 1,7 \dots 2,3$;

S – собівартість нової розробки, розрахована спрощеним способом, грн.;

Π – ціна реалізації нової розробки.

$$K_2 = 1,5 \cdot 1,7 \cdot 36300 = 92565 \text{ грн}$$

$K_1 = 244380$ грн – капітальні вкладення для аналога, які приймаємо згідно інформації з місця проходження переддипломної практики

1.6.3. Розрахунок величин експлуатаційних витрат для одиниці нової розробки

Експлуатаційними витратами 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:

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

де C – ціна реалізації нової розробки, якщо вона була відома або визначена раніше, грн./шт.;

k – коефіцієнт, який урахує витрати на амортизацію, електроенергію, обслуговування, ремонти тощо, $k = 0,2 \dots 0,4$; для обчислювальної техніки

A – коефіцієнт, який урахує прогнозований прибуток та податки, які повинен сплачувати виробник, $A \sim 1,7 \dots 2,3$;

S – собівартість нової розробки, розрахована спрощеним способом; грн.;

β – доля часу, який витрачає працівник на обслуговування нової технічної або інтелектуальної розробки в загальному часі своєї роботи.

$$E_2 = k \cdot A \cdot S \cdot \beta = 0,3 \cdot 2 \cdot 36300 \cdot 0,2 = 4359 \text{ грн/рік}; \quad (1.5)$$

Експлуатаційні витрати для аналога приймаємо згідно інформації з місця проходження переддипломної практики $E_1 = 23380,0 \text{ грн.}$

1.6.4 Розрахуємо питомі капітальні вкладення та питомі експлуатаційні витрати

Питомі експлуатаційні витрати складуть:

$$\text{а) для аналога: } \frac{E_1}{Q_1} = \frac{23380}{2,3} = 10165,2 \text{ грн/рік} \cdot \text{т}$$

де Q_1 – значення основного технічного показника для існуючого технічного рішення (маса приводу в даному випадку);

$$\text{б) для нового варіанта: } \frac{E_2}{Q_2} = \frac{4359}{1,1} = 3962,7 \text{ грн/рік} \cdot \text{т.}$$

де Q_2 – значення основного технічного показника для нового технічного рішення (маса вмонтованого приводу в даному випадку);

Питомі капітальні вкладення складуть:

$$\text{а) для аналога: } \frac{K_1}{Q_1} = \frac{244380}{2,3} = 106256 \text{ грн/т,}$$

$$\text{б) для нового варіанта: } \frac{K_2}{Q_2} = \frac{92565}{1,1} = 84150 \text{ грн/т}$$

Порівнюючи отримані показники та враховуючи порівняльний аналіз, приходимо до висновку про доцільність розробки конструкції вмонтованого

гідравлічного приводу укладального конвеєра буртоукладальної машини. Зазначені переваги свідчать про доцільність проведення проектувальних робіт та про актуальність теми магістерської кваліфікаційної роботи.

2 АНАЛІЗ СХЕМ ПРИВОДІВ БУРТОУКЛАДНИКА ТА ЇХ ВІДОМИХ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ

2.1 Аналіз кінематичних схем приводів конвеєрів буртоукладальної машини

Буртоукладальна машина К-65М2БЗ-К, яка тривалий час випускалася на ПрАТ "Калинівський машинобудівний завод" і знову відновила їх випуск для підприємств Туреччини, застосовується для укладання в бурти (кагати) буряків на цукрових заводах. Основними складовими елементами буртоукладальної машини є транспортно-приводний агрегат, платформа повздовжнього перекидання, стріла з механізмами підйому та повороту, приймальний транспортер, похилий транспортер, укладальний транспортер, транспортер видачі відходів, землевіддільник.

Приводи транспортера повороту та підйому стріли, а також видачі відходів, отримують енергію від гідросистеми, якою оснащена буртоукладальна машина, та приводяться в рух гідроциліндрами (транспортер повороту та підйому стріли) чи гідродвигунами обертального руху (транспортер видачі відходів), а інші – від валу відбору потужності через систему карданних валів, які з'єднуються між собою шарнірами Гука (рис.2.1).

Зазначене з'єднання приводних валів, які мають просторове розміщення в різних площинах, призводить до виникнення їх циклічних коливань, а отже вібрації, яка сприймається всією конструкцією, а також на платформу, на котрій розміщено кабінку оператора. На рис.2.1 наведена осцилограма вібраційних коливань, зареєстрованих вібрографом на платформі оператора буртоукладальної машини (БУМ) К-65М253-К.

З графіка видно, що максимальна амплітуда коливань досягає величини 3,8 мм, а частота коливань близько 7 Гц. Динамічні зусилля, які виникають при цьому і діють на вузли та деталі машини в результаті зазначених вібраційних

процесів, призводять до їх зношування, що знижує довговічність, а з нею і надійність машини в цілому.

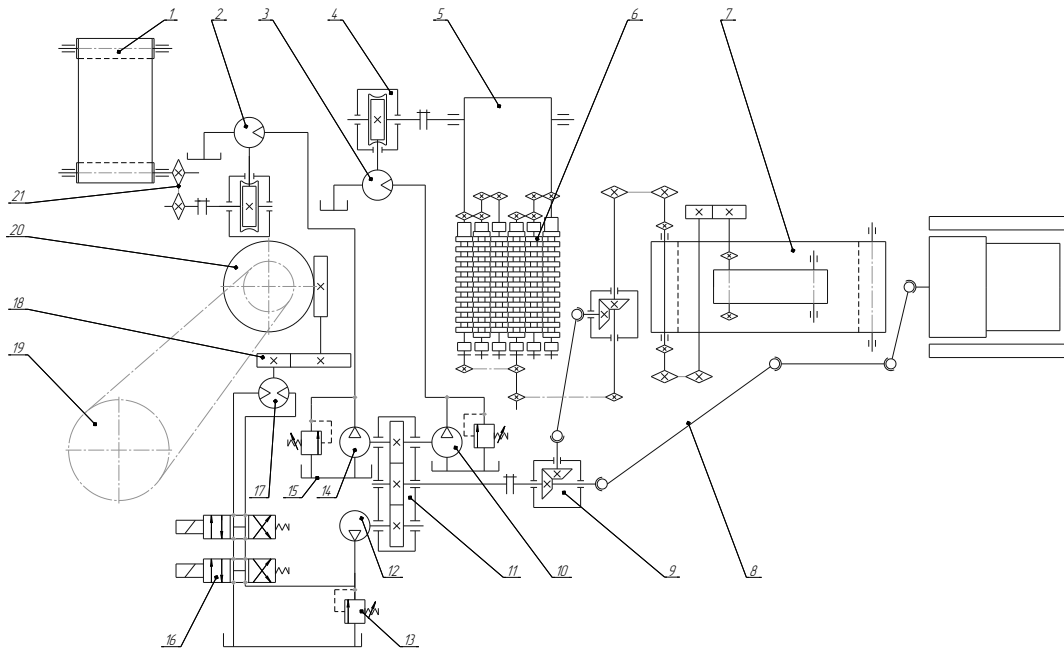


Рисунок 2.1 – Гідрокінематична схема транспортуючих пристроїв буртоукладальної

Крім того, за таких умов експлуатації суттєво погіршуються умови праці оператора комплексу, який протягом усього часу роботи обслуговує буртоукладальну машину.

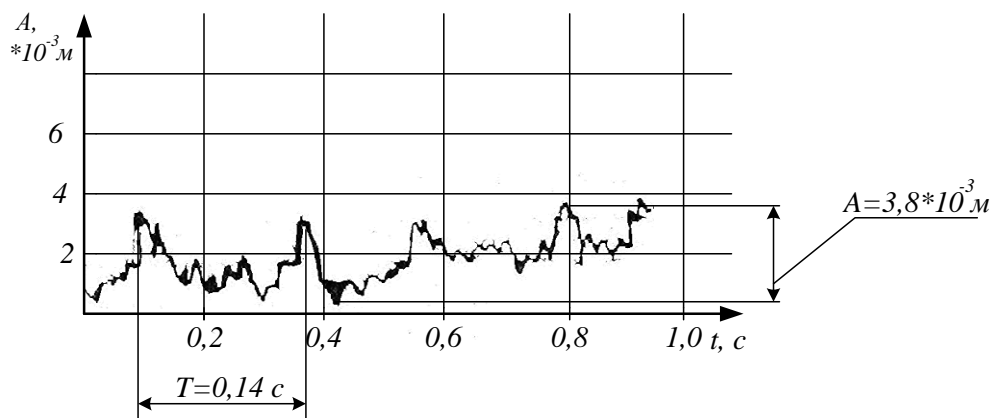


Рисунок 2.2 – Діаграма вібрацій, які зареєстровані вібрографом на платформі кабіни оператора буртоукладника фронтального (БУМ) К-65М253-

Зазначимо, що наявність такого механічного приводу значно збільшує кількість його складальних одиниць та деталей і ускладнює конструкцію.

На рис.2.3 наведено амплітуду коливань вала транспортера буртоукладальної машини за один його оберт.

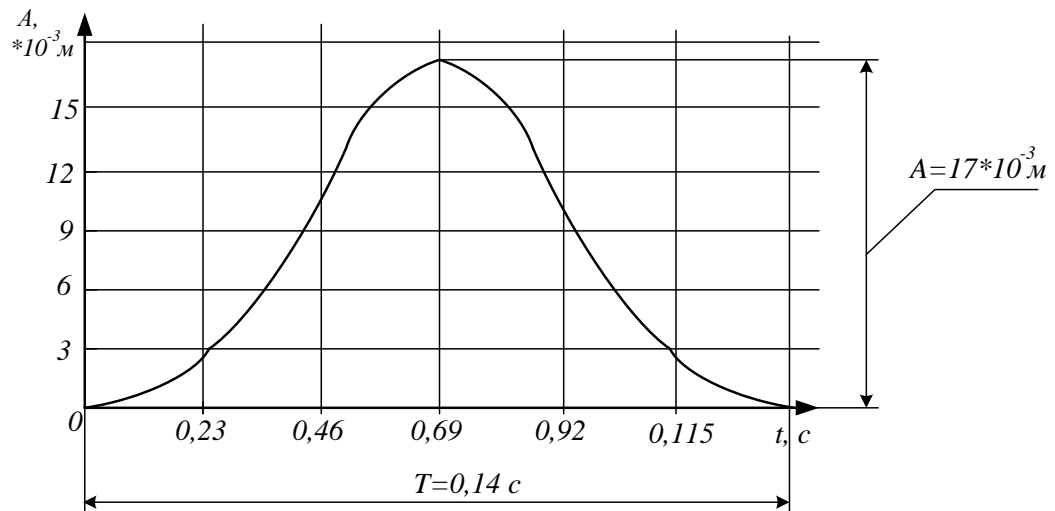


Рисунок 2.3 – Амплітуда коливань карданного вала привода транспортера буртоукладальної машини

На рис.1.1 (див. розділ 1) подано конструктивну схему привідного пристрою укладального транспортера, який улаштований на стрілі буртоукладника. Привід містить привідний вал 1, який за допомогою шарнірного з'єднання зв'язаний з вхідним валом конічного редуктора 2. Вихідний вал редуктора через муфту 3 з'єднано з вхідним валом редуктора 4, який закріплено на рамі 5. Вихідний вал зазначеного редуктора через компенсаційну муфту 6 під'єднано до проміжного вала приводу, на вихідному кінці якого консольно закріплено ведучу зірочку 7 ланцюгової передачі. Ведена зірочка 8 цієї передачі розміщена на вихідному кінці привідного вала укладального транспортера, між опорами якого улаштовано привідний барабан 9, виконаний у вигляді "білячого колеса".

Значна кількість складальних одиниць привідного пристрою та масивна конструкція опорної рами суттєво збільшують металомісткість приводу та знижують схемну надійність. Крім того, за зміни продуктивності роботи комплексу неможливо здійснити регулювання швидкості переміщення стрічки транспортера.

Одним із шляхів розв'язку зазначених проблем, які є характерними для механічного приводу, оснащеного карданными та проміжними валами, є застосування електромеханічного приводу загальномашинобудівного використання, що застосовується в конструкції модернізованої буртоукладальної машини, схема якого подана на рис. 2.3.

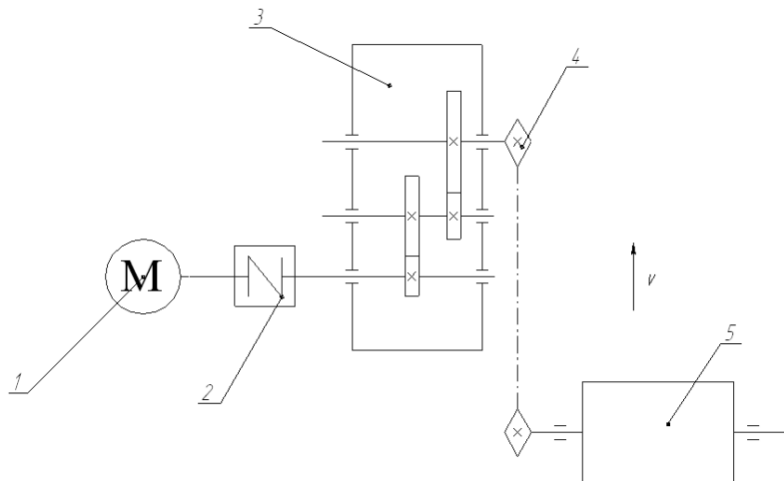


Рисунок 2.3 – Кінематична схема з електромеханічним приводом

Привід складається з електродвигуна 1, на валу якого встановлено пружну муфту 2, яка з'єднує його з швидкохідним валом двоступінчастого циліндричного редуктора 3. На вихідному кінці тихохідного вала закріплено ведучу зірочку ланцюгової передачі 4. Ведена зірочка цієї передачі консольно закріплена на валу привідного барабана 5, який встановлено між опорами на рамі стріли укладального конвеєра.

Недоліком цієї схеми є великі габарити та бокове розміщення приводу, що в разі установки такого приводу на розвантажувальній частині конвеєра,

може спричинити неврівноваженість цієї частини відносно осі стріли і може призвести до поперечних резонансних коливань.

Крім того, у приводі відсутня можливість регулювання швидкості переміщення вантажу за зміни продуктивності роботи комплексу, що знижує його техніко-економічні показники.

Іншим розв'язком цієї проблеми є застосування комбінованого гідромеханічного привода, який використаний в буртоукладальній машині «Комплекс 65МВ2» [2]. Схема такого привода наведена на рис. 2.4

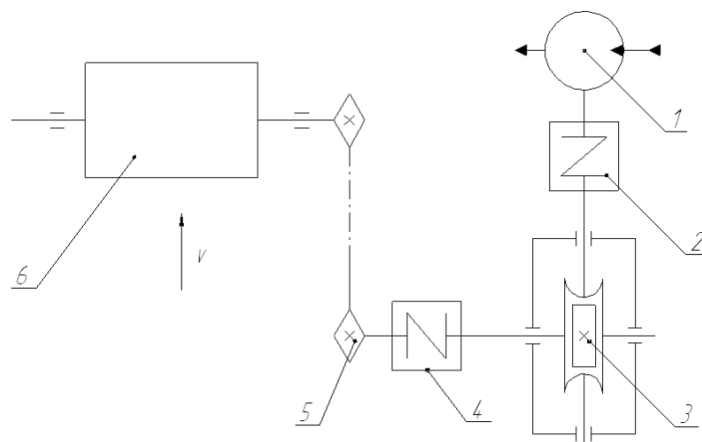


Рисунок 2.4 – Гідромеханічна схема БУМ «Комплекс 65М2В»

Привід складається з гідродвигуна 1, вал якого через пружну муфту 2, з'єднано з швидкохідним валом черв'ячного редуктора 3. Тихохідний вал редуктора через муфту 4 з'єднано з проміжним валом, на кінці якого встановлено ведучу зірочку ланцюгової передачі 5. Ведена зірочка зазначеної передачі консольно встановлена на валу привідного барабана 6, який закріплено між опорами на рамі стріли укладального конвеєра.

Перевагою цієї схеми від наведеної вище є наявність регульованого гідравлічного мотора. Проте розглянута схема не сприятиме врівноваженості стріли за бокового розміщення приводу і зменшенню габаритних розмірів, кількості вузлів та маси приводу.

Зменшити металомісткість, кількість вузлів та вібронавантаження на вузли та деталі можна за умови повної гідрофікації буртоукладальної машини

[1,2]. До того ж, як показав аналіз схем приводів транспортерів буртоукладника виникла потреба в обґрунтуванні схеми розташування приводу в укладальному конвеєрі.

2.2 Обґрунтування схеми розташування приводу в укладальному конвеєрі

Аналіз існуючих конструкцій транспортуючих пристроїв показує, що в залежності від кількості барабанів, приводи є одно-, дво- та багатобарабанні, кількість яких залежить від необхідної величини тягового зусилля (рис. 2.5).

Однобарабанний привод є найбільш поширеним і відрізняється простотою конструкції (рис. 2.5, а). Стрічка огинає приводний барабан 1 неробочою стороною, що забезпечує більш стабільний коефіцієнт зчеплення з барабаном. Такий привод доцільно використовувати при невеликих розмірах конвеєрів.

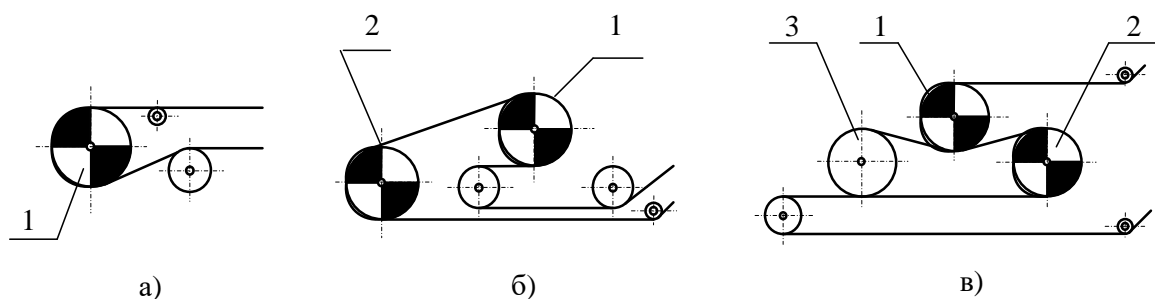


Рисунок 2.5 – Приводи конвеєрів: а) – однобарабанний; б) – двобарабанний; в) – багатобарабанний

Для транспортерів, що транспортують вантажі на порівняно великі відстані використовують привід, що містить два приводні барабани 1, 2 (рис. 2.5, б) і неприводний 3. Такий привід може забезпечити велике тягове зусилля, що підвищується притисканням стрічки до барабана гумовим роликом (рис. 2.5, в).

Під час аналізу розглянутих конструкцій транспоруючих пристроїв гірничодобувних та сільськогосподарських комплексів, наприклад, відвалоутворювачів та буртоукладальних машин, привід транспортерів розміщується в нижній (завантажувальній) частині траси конвеєра. Проте, при транспортуванні вантажу вверх конвеєром, що встановлений на стрілі під нахилом, з умов збільшення запасу зчеплення на приводних барабанах і зменшення натягу стрічки на кінцевих барабанах привід доцільно розташовувати в кінці завантаженої вітки, тобто в верхній (розвантажувальній) частині конвеєра. [16].

Крім того, як показує аналіз діаграми розподілення тягового зусилля в стрічці конвеєра з одно-, двох- та багатобарабанним приводом, яка зображена на рис. 2.6, при значних навантаженнях використання двох - або багатобарабанного приводів значно зменшить зусилля натягу в стрічці. Використання такого приводу зменшить динамічні навантаження на металоконструкцію транспортера.

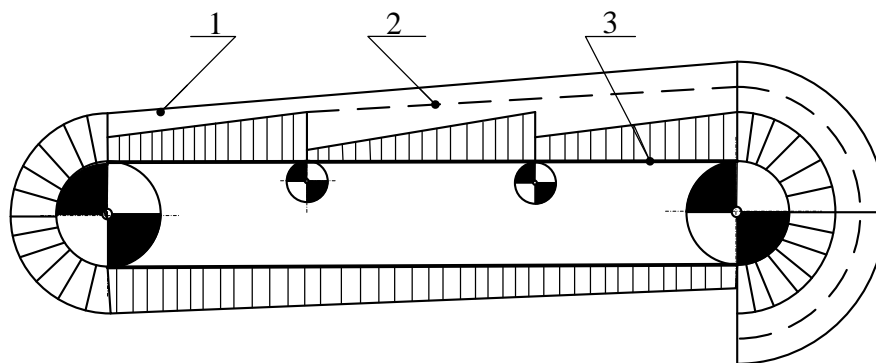


Рисунок 2.6 – Діаграма розподілу тягового зусилля в стрічці:

1 – з однобарабанним приводом; 2 – з двохбарабанним приводом; 3 – з багатобарабанним приводом.

Проте, в сучасних умовах застосування приводних систем в розвантажувальній частині конвеєра обмежено існуючими конструкціями

приводів з боковим розташуванням. Розміщення такого приводу призведе до збільшення габаритів стріли, її маси, крім того, може стати причиною виникнення механічних коливань і збільшення динамічних навантажень на несівні конструкції.

Тому запропоновано привідний барабан укладального конвеєра перемістити в розвантажувальну частину стріли. А для цього необхідно застосувати як приводний пристрій вмонтований гідравлічний привід. Для розробки конструктивної схеми такого приводу необхідно провести аналіз існуючих конструкцій вмонтованих гідравлічних приводів.

2.3 Аналіз конструкцій вмонтованих гідравлічних приводів конвеєрів

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

Найбільшого поширення отримали гідравлічні та електричні вмонтовані приводи конвеєрів, які ще мають назву 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 моторів [7].

Головними чинниками, що визначають переваги гідравлічних вмонтованих приводів, є [8, 9, 10]:

- простота передачі сил і крутних моментів при малих габаритних розмірах (гідромотор складає 12...13% об'єму електродвигуна) і масі (гідромотор 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 гідромотора (при тій же потужності механічна постійна часу електродвигуна в 10...100 разів менше ніж в гідромотора);

- 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 – велика довговічність та відносно невисокі експлуатаційні витрати.

Ці обставини відкривають широкі можливості використання гідроприводу в приводних пристроях транспортерів.

На рис.2.7 [11] зображена конструктивна схема гідравлічного вмонтованого приводу з серійними двигунами.

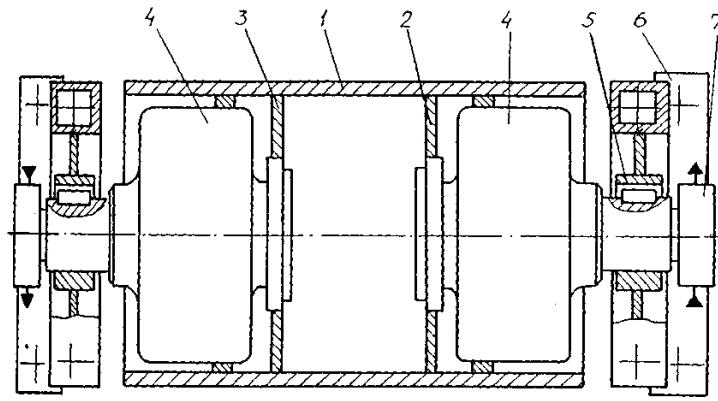


Рисунок 2.7 – Гідравлічний вмонтований привід з серійними гідромоторами

В середині корпусу барабана 1 закріплені нерухомо диски 2 і 3. З дисками жорстко скріплюють корпуси гідромоторів 4. Вали гідромоторів з'єднані з кронштейнами 5, які встановлені між елементами 6 рами конвеєра. В середині валів виконані канали для подачі та відведення робочої рідини, які з'єднуються з напірними та зливними трубопроводами, завдяки направляючому потоку гідророзподільнику 7. При подачі робочої рідини під тиском обертаються корпуси гідромоторів 4 і скріплений з ними корпус барабана 1.

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

У вмонтованому гідравлічному приводі конструкції фірми "Rexroth" використовується гідравлічний двигун спеціального виконання, розроблений для різних типорозмірів барабана і різної потужності приводу (рис. 2.8).

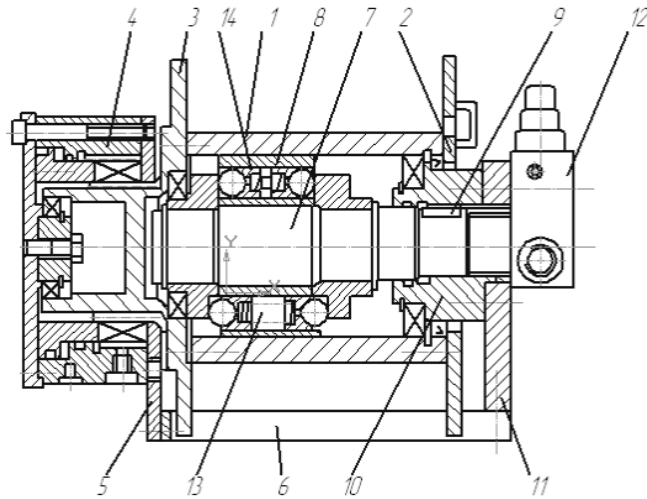


Рисунок 2.8 – Конструктивна схема мотор-барабана фірми "Rexroth"

Привідний пристрій складається з корпусу барабана 1, до якого з одного боку прикріплена кришка 3, з'єднана з гальмівним пристроєм 4, сполученим з стійкою 5 станини 6. Вал 7 спеціального гідромотора 8 зафіксований нерухомо за допомогою шпонки 9 на втулці 10, яка за допомогою гвинтів з'єднана з стійкою 11 станини 6. В середині вала 7 виконані канали для підведення і відведення робочої рідини до робочих порожнин гідромотора. За допомогою напрямного пристрою гідророзподільника 12 робоча рідина під тиском через канал в середині вала 7 надходить до робочої порожнини 13 гідромотора і діє на поршні, що мають на опорній частині кульки, які взаємодіють з опорними поверхнями похилого диска гідромотора. В результаті цієї взаємодії кульки перекочуються по похилій площині, і здійснюється поворот рухомої частини гідромотора 8, яка жорстко сполучена з внутрішньою поверхнею барабана і передає йому обертання. Порожнина 14 з'єднується з відповідним каналом, виконаним у середині вісі 7, і через напрямний пристрій гідророзподільник 12 поступає на злив.

Наявність гальмівного пристрою 4 дозволяє цей привід використовувати в похилих конвеєрах, в лебідках. У розглянутій конструкції також відсутній редуктор. Разом з тим, представлений мотор-барабан

відрізняється конструктивною і технологічною складністю виготовлення спеціального гідромотора і високою вартістю.

Конструкція гідравлічного вмонтованого приводу ГМБ-1, конструктивна схема якого наведена на рис. 2.9, розроблена у Вінницькому національному технічному університеті [7, 11].

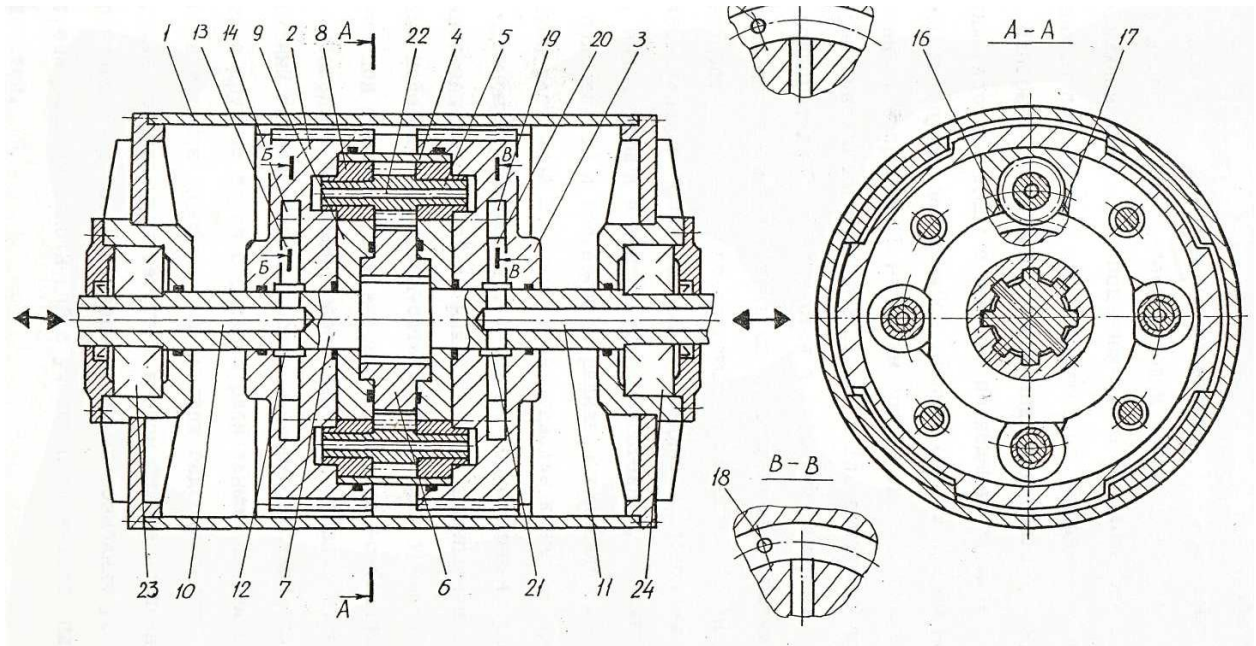


Рисунок 2.9 – Конструктивна схема гідравлічного вмонтованого приводу ГМБ-1 із спеціальним гідромотором

Привідний пристрій містить корпус барабана 1, який за допомогою виступів на кришках 2 та 3 гідромотора кінематично зв'язаний з реверсивним гідромотором, котрий складається з розташованого між вказаними кришками рухомого корпусу 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 корпусу 4, який обертається та обертаються разом з ним відносно нерухомої опорної вісі 7. Напірний та

зливний трубопроводи підводяться до внутрішніх порожнини гідромотора 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 гідромотора 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 гідромотора 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. 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 2 та 3 гідромотора. Радіальна складова навантаження в цьому випадку сприймається підшипниками 24 і 25. Для запобігання можливих втрат передбачено систему ущільнень з врахуванням рухомості ущільнюючих поверхонь.

На рис. 2.10 наведена конструктивна схема вмонтованого гідравлічного приводу ГМБ-2, яка розроблена у ВНТУ на замовлення ІГТМ АН України (Дніпропетровськ) [12], який призначений для акумулюючого конвеєра рудної шахти.

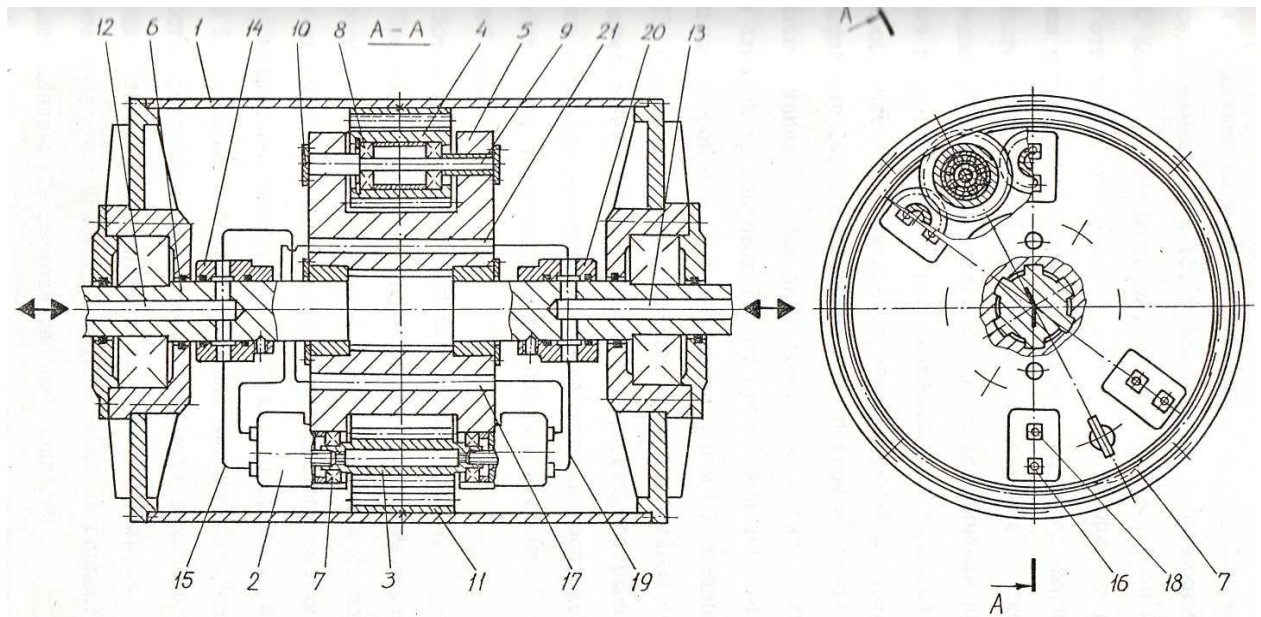


Рисунок 2.10 – Конструктивна схема гідравлічного мотор-барабана ГМБ-2 із серійними гідромоторами

Привод містить корпус барабана 1 та вбудований в ньому привід, котрий складається з гідромоторів 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 фіксуєчих планок 10, встановлених в прорізи, виконані в торцевих поверхнях проміжної вісі 9. Напірна та зливна магістралі підводяться до гідромоторів 2 через осьові канали 12 і 13. Розподільчий пристрій 14, розташований на нерухомій вісі 6, за допомогою напірних трубопроводів 15 з'єднано з входними отворами 16 гідромоторів 2. Вихідні отвори 18 гідромоторів 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 гідромоторів, призначених для цих машин.

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

В табл. 2.1 наведено основні параметри та характеристики гідравлічних двигунів вітчизняного та зарубіжного виробництва, що використовуються в приводах різних технологічних машин [13].

Таблиця 2.1 - Основні параметри високомоментних гідромоторів

Країна, фірма	Тип гідромотора	Робочий об'єм, см ³	Тиск максимальний, МПа	Частота обертання, хв ⁻¹	Максимальні витрати, л/хв.	Найбільша потужність кВт
Данія Danfos	ОМТ	161-410	210/260	780-305	125	33
-	ОМV	314-802	210/160	200-510	200	53
Франц. Poclain	Н	809-4914	301/145	80-150	90-220	57-135
- Valmet	Sisu	800-6800	30/40	75-340	240-500	55-90
Молдова	ГПР-Ф	100-630	20	200-780	64	22

2.4 Висновок до розділу 2

Такий широкий діапазон параметрів гідравлічних моторів дозволяє сконструювати гідравлічні вмонтовані приводи для конвеєрів з різними значеннями вантажної здатності 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 як привід укладального конвеєра буртоукладальної машини.

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

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

3 РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ГІДРАВЛІЧНОГО ПРИВОДУ ДЛЯ УКЛАДАЛЬНОГО КОНВЕЄРА БУРТОУКЛАДНИКА

3.1 Вибір типу передач вмонтованого привода

Одним з основних показників, який визначає економічність привода, є ККД механічної передачі, що в ньому використовується.

На рис.3.1 представлена залежність ККД від передавального числа для планетарної, рядової, черв'ячних архімедової і глобоїдної, хвильової і циліндричної передач [8].

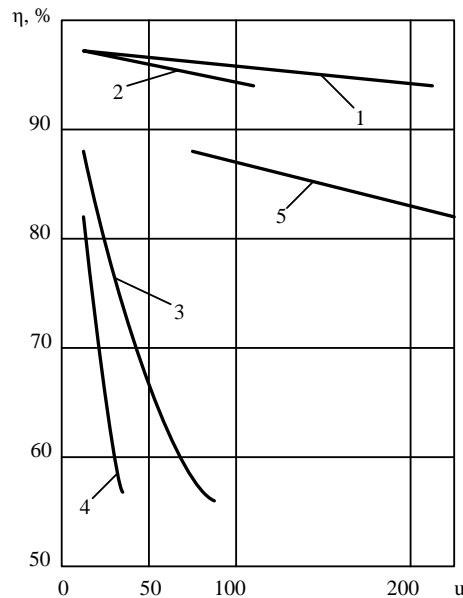


Рисунок 3.1 – Залежність ККД основних типів передач від передавальних чисел: 1 – планетарних; 2 – рядових; 3 – черв'ячної архімедової і глобоїдної; 4 – черв'ячних циліндричних; 5 – хвильових.

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 несучої 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 [14, 15]:

- 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 $u = 8 \dots 50$.

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 [14, 15]:

- для планетарної типу I та циліндричної одноступінчастої передач

$$\beta = h/d_k = \frac{u+1}{u-1} \sqrt[3]{\frac{(u+1)(u-2)n_c}{2K_H(u-1)\sqrt{u^2 n_c (u-1)}}}, \quad (3.1)$$

- для циліндричної одноступінчастої та черв'ячної передач

$$\beta_1 = \frac{d_o}{d_x} = \frac{1,61}{(0,176u+1)u} \sqrt[3]{\frac{(u+1)[\sigma]_H^2}{[\sigma]_P^2}}, \quad (3.2)$$

- для цівкової та планетарної типу I передач

$$\beta_2 = \frac{d_A}{d_o} = 4,13 \sqrt[3]{\frac{[\sigma]_H^2}{u \times [\sigma]_P^2}}, \quad (3.3)$$

- для черв'ячної та двохступінчастої співвісної

$$\beta_1 = \frac{h}{d} = \frac{d_{\div} + d_{\div\hat{e}}}{d_1 + d_2} = \frac{0,176u+1}{0,67 \sqrt[3]{(u+1)[\sigma]_H^2 / (u^2 [\sigma]_{H\div}^2)}} \quad (3.4)$$

- для двохступінчастої співвісної та цівкової передач

$$\beta_2 = \frac{d}{d_1} = \frac{d_1 + d_2}{d_o} = 4,8 \sqrt[3]{\frac{[\sigma]_H^2}{u}} \quad (3.5)$$

- для черв'ячної та хвильової передач

$$\beta_1 = \frac{h}{d} = \frac{d_x + d_{x\hat{e}}}{d_{\mathcal{E}}} = 43,9(0,176u+1) \sqrt[3]{\frac{u[\sigma]_{\hat{Q}}}{[\sigma]_H^2}}, \quad (3.6)$$

- для черв'ячної та цівкової передач

$$\beta_2 = \frac{h}{d_1} = \frac{d_{\times} + d_{\times\hat{e}}}{d_{\circ}} = 7,3(0,176u+1)^3 \sqrt{\frac{u[\sigma]_{\text{H}}^2}{(u+1)[\sigma]_{\text{H}\ddot{z}}^2}}. \quad (3.7)$$

де $d_{\text{ж}}$, $d_{\text{ч}}$, $d_{\text{чк}}$, $d_{\text{ц}}$ – відповідно діаметри жорсткого колеса хвильової передачі, черв'яка, черв'ячного колеса, цівкового колеса цівкової передачі; $d_{\text{ш}}$, $d_{\text{а}}$, $d_{\text{к}}$ – відповідно діаметри шестерні, сонячної шестерні та коронного колеса; u – передавальне відношення однакове для кожної з передач; $[\sigma]_{\text{зм}}$ – допустимі напруження зминання, МПа; $[\sigma]_{\text{H}}$ – допустиме напруження, МПа.

На рис. 3.2 – 3.7 представлені графіки залежності співвідношення геометричних розмірів відповідних передач від передавального числа, які побудовані у відповідності до формул (2.1) – (2.7).

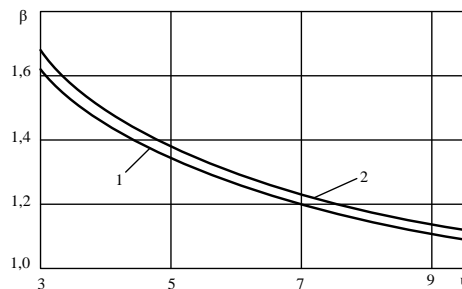


Рисунок 3.2 - Відношення габаритних розмірів одноступінчатої рядової і планетарної типу 1 передач однакової несучої здатності в залежності від передавального числа: 1- при коефіцієнті нерівномірності навантаження $K_{H1}=1,5$; 2- при $K_{H1}=1,35$.

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

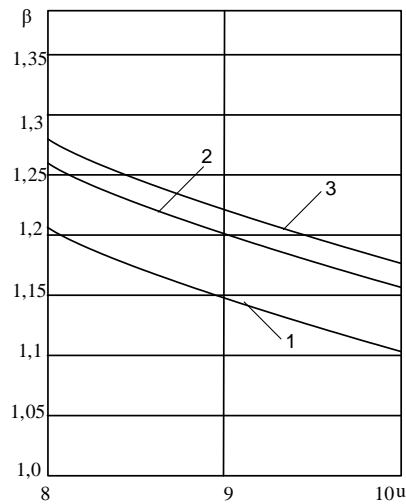


Рисунок 3.3 - Відношення габаритних розмірів циліндричної одноступінчастої та черв'ячної передач (: 1- при матеріалі черв'яка – чавун; 2 – олов'яниста бронза; 3 – безолов'яниста бронза) однакової несучої здатності в залежності від передавального відношення.

З графіка видно, що геометричні розміри циліндричної одноступінчастої 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.

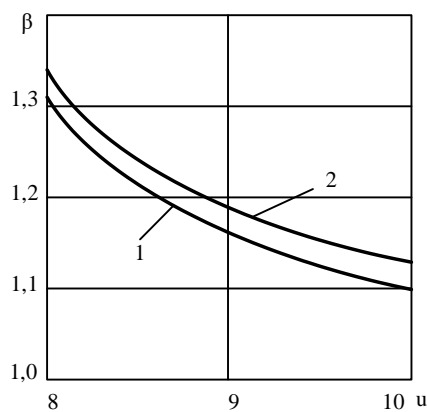


Рисунок 3.4 - Відношення габаритних розмірів цівкової і планетарної типу 1 передач однакової несучої здатності в залежності від передавального числа: 1- при коефіцієнті нерівномірності навантаження $K_{H1}=1,5$; 2- при $K_{H1}=1,35$.

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

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 β буде мати дещо більше значення. Проте, застосування матеріалів з вказаними властивостями підвищує вартість передачі.

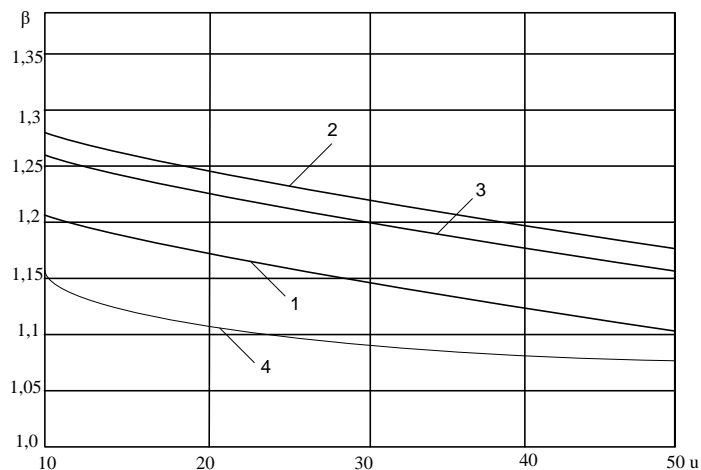


Рисунок 3.5 - Відношення габаритних розмірів двохступінчастої співвісної та черв'ячної передач (: 1- при матеріалі черв'як – чавун; 2 – олов'яниста бронза; 3 – безолов'яниста бронза) та двохступінчастої співвісної і цівкової передач (крива – 4) однакової несучої здатності в залежності від передавального відношення.

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 несучій 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.

З графіка видно, що геометричні розміри черв'ячної передачі при передаточному відношенні близькому 50 майже на 60% перевищують габаритні розміри хвильової передачі при однаковій несучій 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 цівкової передачі.

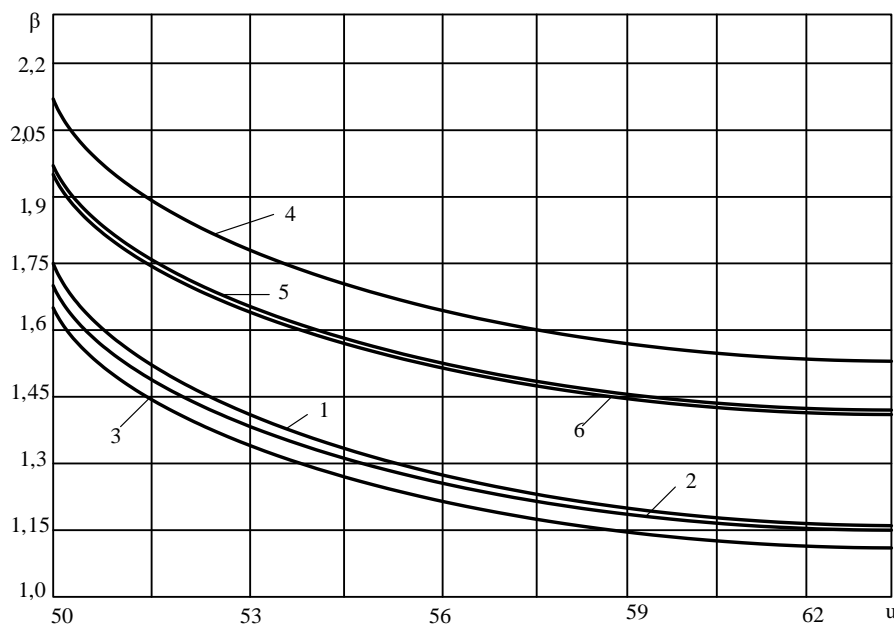


Рисунок 3.6 - Відношення габаритних розмірів хвильової і черв'ячної передач: 1- при матеріалі черв'яка – чавун; 2 – олов'яниста бронза; 3 – безолов'яниста бронза, та цівкової і черв'ячної передач: 4- при матеріалі черв'яка – чавун; 5 – олов'яниста бронза; 6 – безолов'яниста бронза, за умов однакової несучої 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

несучій здатності майже однакові, тому серед даних передач при необхідності отримання великих значень передаточного відношення перевагу надаємо хвильовій передачі.

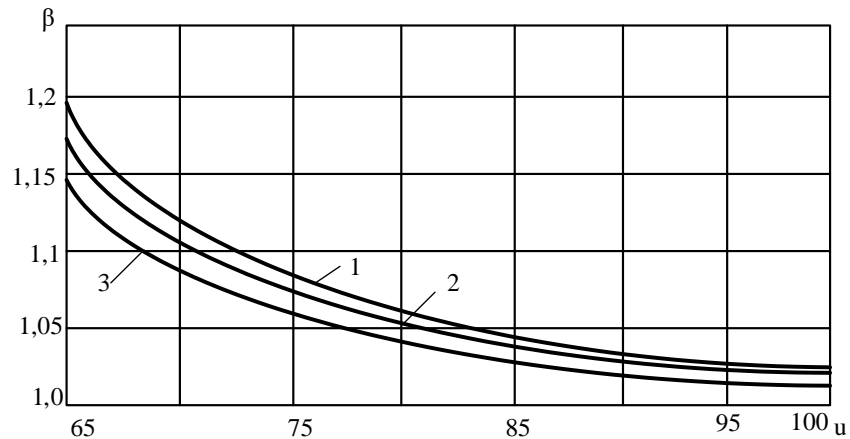


Рисунок 3.7 - Відношення габаритних розмірів хвильової і черв'ячної передач: 1- при матеріалі черв'яка – чавун; 2 – олов'яниста бронза; 3 – безолов'яниста бронза за умов однакової несучої здатності в залежності від передавального відношення

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 привод, в конструкції застосовано триступеневу схему передавального механізму привода з двома циліндричними і однією цівочкою центроїдною передачами.

3.2 Розробка конструктивної схеми вмонтованого гідравлічного приводу укладального конвеєра

Для повної гідрофікації буртоукладальної машини необхідно розв'язати проблему створення компактних приводів та розробити

гідрокінематичну схему, в якій за допомогою новостворених приводних пристроїв приводяться в рух транспортуючі конвеєри.

На рис. 3.8 наведено конструкцію гідравлічного вмонтованого приводу з триступневим редуктором для укладального конвеєра буртоукладальної машини, розробленого на кафедрі галузевого машинобудування Вінницького національного технічного університету. Гідравлічний мотор-барабан містить корпус барабана 1, в який вбудовано привод, що складається з гідромотора 2 і передавального механізму, виконаного у вигляді триступневого редуктора. Вал гідромотора 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 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.

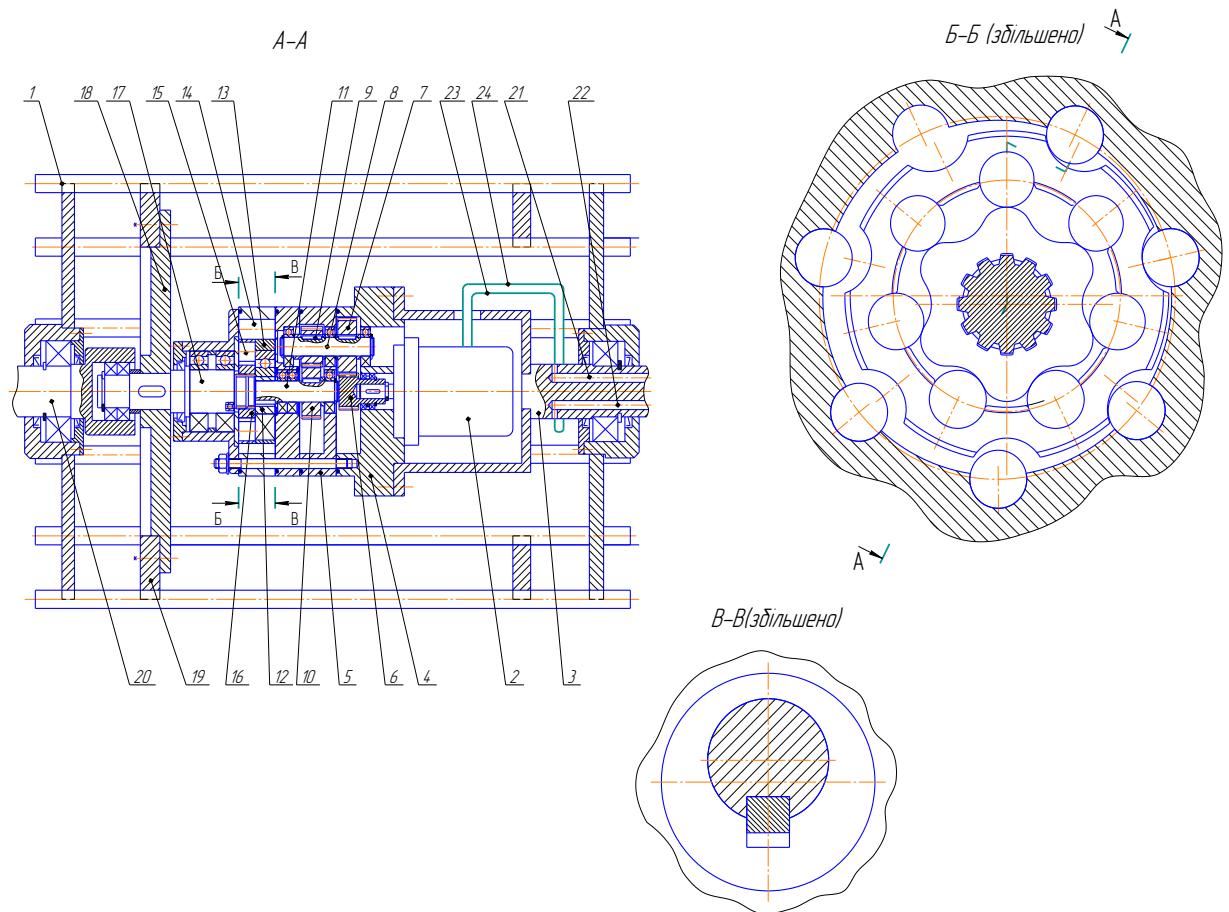


Рисунок 3.8 - Конструкція гідравлічного мотор-барабана з триступеневим редуктором укладального конвеєра

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.

Привід працює таким чином.

Робоча рідина під тиском через осьовий канал 21 надходить в робочу камеру гідромотора 2. В результаті взаємодії робочої рідини з роторними елементами гідромотора 2 відбувається обертання його вихідного вала, який через швидкохідну та проміжну ступені редуктора передає рух другому проміжному валу 11.

Ексцентрично зміщена опорна поверхня втулки 12 через підшипник надає плоско-паралельне переміщення першому зубчастому колесу 13 тихохідного ступеня редуктора, западини зубців якого поперемінно

контактують з цівками 14, розташованими в корпусі редуктора 5, а цівки 15, що встановлені з внутрішньої поверхні першого зубчастого колеса 13 взаємодіють з циклоїдальними зубцями другого зубчастого колеса 16. Вказане зубчасте колесо тихохідного ступеня редуктора отримує обертальний рух і через шліцеве з'єднання передає його на вихідний вал 17 редуктора, який через приводний диск 18 та кільце 19 надає обертання корпусу 1 барабана. Робоча рідина, що втратила енергію через трубопровід 24 і осьовий клапан 22 поступає на злив.

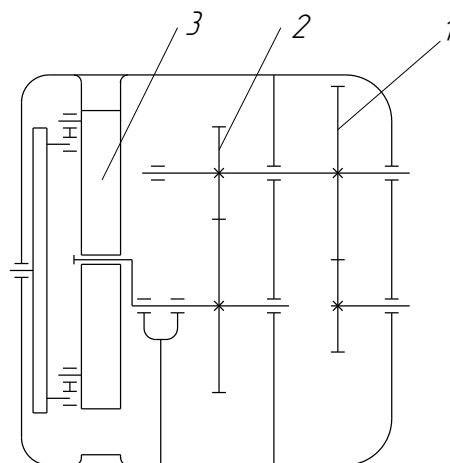
Змінюючи тиск і витрати робочої рідини в гідросистемі можна змінювати крутний момент та частоту обертання барабана.

Така конструкція привода разом з гідрофікацією похилого і приймального транспортера, суттєво зменшує кількість вузлів машини та її металомісткість, а також дозволяє усунути існуючі вібрації в конструкції буртоукладальної машини.

3.3 Розрахунок елементів привода на міцність

3.3.1 Розрахунок конструктивних параметрів передавального механізму

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



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

Рисунок 3.9 – Кінематичного схема редуктора

Необхідне передатне відношення забезпечується набором із трьох передач, двох циліндричних прямозубих та цівковою. Розміщені ці передачі таким чином:

- швидкохідний (перший) ступінь – перша циліндрична прямозуба передача;
- проміжний (другий) ступінь – друга циліндрична прямозуба передача;
- тихохідний (третій ступінь) – цівкова передача, ротор якої розміщений

на вихідному валу.

Для визначення навантажень, діючих на ланки кінематичних ланцюгів передавального механізму, використані такі вихідні дані:

ω_1 – частота обертання валу двигуна, об/хв.....	157
ККД пари підшипників $\eta_{п.}$	0,99
ККД закритої циліндричної передачі $\eta_{ц.п.}$	0,98
ККД цівкової передачі $\eta_{ців}$	0,99
Потужність, кВт	16

Визначаємо вихідну потужність P_3 :

$$P_3 = P_1 \cdot \eta_{ц.п.1} \cdot \eta_{ц.п.2} \cdot \eta_{ців} \cdot \eta_{п.}^3 \quad (3.8)$$

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

Розрахунок загального передаточного числа та розподіл його по передачах приводу.

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

$$u_{заг} = u_{ц.п.1} \cdot u_{ц.п.2} \cdot u_{ців} \quad (3.9)$$

Для цього задаємося передаточним числом всіх передач:

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

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

$u_{ців} = 4,45$ – передаточне відношення цівкової передачі.

Визначаємо загальне передатне число приводу:

$$u_{\text{заг}} = 1,5 \cdot 1,5 \cdot 4,45 = 10,01$$

Визначаємо числа обертів валів за формулою:

$$\begin{aligned} n_{i+1} &= \frac{n_i}{u_i}, \text{ хв}^{-1} & (3.10) \\ n_2 &= \frac{n_1}{u_{y.n.1}} = \frac{1500}{1,5} = 1000 \text{ хв}^{-1} \\ n_3 &= \frac{n_2}{u_{y.n.2}} = \frac{1000}{1,5} = 666,67 \text{ хв}^{-1} \\ n_4 &= \frac{n_3}{u_{\text{вив}}} = \frac{666,67}{4,45} = 150 \text{ хв}^{-1} \end{aligned}$$

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:

$$\begin{aligned} \omega_i &= \frac{\pi \cdot n_i}{30} & (3.11) \\ \omega_1 &= \frac{\pi \cdot 1500}{30} = 157 \text{ с}^{-1} \\ \omega_2 &= \frac{\pi \cdot 1000}{30} = 104,7 \text{ с}^{-1} \\ \omega_3 &= \frac{\pi \cdot 666,67}{30} = 69,81 \text{ с}^{-1} \\ \omega_4 &= \frac{\pi \cdot 150}{30} = 15,7 \text{ с}^{-1} \end{aligned}$$

ω_1 – кутова швидкість вала двигуна,

ω_2 – кутова швидкість вала 1,

ω_3 – кутова швидкість вала 2,

ω_4 – кутова швидкість вихідного валу.

Розрахунок потужностей та обертальних моментів на всіх валах, кВт:

$$\begin{aligned} P_i &= P_{i-1} \cdot \eta_i \cdot \eta_i & (3.12) \\ P_1 &= 16 \end{aligned}$$

$$P_2 = 16 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 15,52$$

$$P_3 = 15,52 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 15,06$$

$$P_4 = 15,06 \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 14,76$$

P_1 – потужність на валу двигуна,

P_2 – потужність на валу 1,

P_3 – потужність на валу 2,

P_4 – потужність на вихідного валу.

$$T_i = \frac{P_i}{\omega_i} \quad (3.13)$$

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

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

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

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

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.

Задаємося строком служби редуктора 10000 год.

Розрахунок циліндричної передачі проводимо для більш навантаженої передачі і з конструктивних міркувань менш навантаженої передачу виконуємо за міжосьовою відстанню аналогічною до більш навантаженої.

Вибираємо матеріали зубчастих коліс.

Шестерня – Сталь 35ХМ; термічна обробка – покращення і загартування в ТВЧ (48...53 HRC).

Колесо – Сталь 40Х; термічна обробка – покращення і гартування в СВЧ (45... 50 HRC).

Допустимі напруження.

Попередньо визначаємо середню твердість зубчастих коліс.

$$\begin{aligned} HRC_{\text{сеп}} &= 0,5(HRC_{\text{min}} + HRC_{\text{max}}) \\ HRC_{\text{сеп1}} &= 0,5(48 + 53) = 50,5 HRC = 490 HB \\ HRC_{\text{сеп2}} &= 0,5(45 + 50) = 47,5 HRC = 450 HB \end{aligned} \quad (3.14)$$

Базове число циклів навантажень при розрахунку на контактну міцність.

$$\begin{aligned} N_{HO} &= (HB_{\text{сеп}})^3 \\ N_{HO1} &= (490)^3 = 1,18 \cdot 10^8 \\ N_{HO2} &= (450)^3 = 9,1 \cdot 10^7 \end{aligned} \quad (3.15)$$

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

Дійсне число циклів зміни напружень:

$$\begin{aligned} N_2 &= 60 \cdot n_2 \cdot L_h = 60 \cdot 305,8 \cdot 10000 = 1,83 \cdot 10^8 \\ N_1 &= N_2 \cdot U = 1,83 \cdot 10^8 \cdot 1,75 = 3,2 \cdot 10^8 \end{aligned}$$

Коефіцієнт довговічності при розрахунку на згин

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N}} \leq K_{HLmax} \quad (3.16)$$

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

Коефіцієнт довговічності при розрахунку на згин.

$$K_{FL} = \sqrt[m]{\frac{4 \cdot 10^6}{N}} \leq K_{FLmax} \quad (3.17)$$

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 $K_{FL} = 1$.

$$\begin{aligned}
 [\sigma]_{HO} &= 14HRC_{\text{сер}} + 170 \\
 [\sigma]_{HO1} &= 14 \cdot 50,5 + 170 = 877 \text{ H/мм}^2 \\
 [\sigma]_{HO2} &= 14 \cdot 47,5 + 170 = 835 \text{ H/мм}^2
 \end{aligned}
 \tag{3.18}$$

$$\begin{aligned}
 [\sigma]_{FO} &= 1,03HB_{\text{сер}} \\
 [\sigma]_{FO1} &= 310 \text{ H/мм}^2 \\
 [\sigma]_{FO2} &= 310 \text{ H/мм}^2
 \end{aligned}$$

Допустиме контактне напруження визначається за формулою:

$$\begin{aligned}
 [\sigma]_H &= K_{HL} \cdot [\sigma]_{HO} \\
 [\sigma]_{H1} &= 1 \cdot 877 = 877 \text{ H/мм}^2 \\
 [\sigma]_{H2} &= 1 \cdot 835 = 835 \text{ H/мм}^2
 \end{aligned}
 \tag{3.19}$$

Допустимі напруження при згині

$$\begin{aligned}
 [\sigma]_F &= K_{FL}[\sigma]_{FO} \\
 [\sigma]_{F1} &= 1 \cdot 310 = 310 \text{ H/мм}^2 \\
 [\sigma]_{F2} &= 1 \cdot 310 = 310 \text{ H/мм}^2
 \end{aligned}
 \tag{3.20}$$

$$\begin{aligned}
 [\sigma]_H &= K_{HL}[\sigma]_{HO} \\
 [\sigma]_H &= 1 \cdot 835 = 835 \text{ H/мм}^2
 \end{aligned}$$

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

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

Міжосьова 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:

$$\begin{aligned}
 \psi_d &= 0,5\psi_a(U + 1) \\
 \psi_d &= 0,5 \cdot 0,4 \cdot (1,5 + 1) = 0,5
 \end{aligned}
 \tag{3.21}$$

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

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

$$a_w \geq 49,5(1,5 + 1) \sqrt[3]{\frac{1 \cdot 215,73 \cdot 10^3}{0,4 \cdot 1,5^2 \cdot 835^2}} \approx 86,7 \text{ мм} \quad (3.22)$$

Приймаємо приймаємо $a_w = 90$ мм.

Попередні основні розміри колеса.

Ділильний діаметр

$$d_2 = \frac{2a_w U}{U + 1} = \frac{2 \cdot 90 \cdot 1,5}{1,5 + 1} = 108 \text{ мм} \quad (3.23)$$

Ширина

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

Модуль передачі

$K_m = 5,8$ – модульний коефіцієнт

$$m \geq \frac{2 \cdot K_m \cdot T_3}{d_2 \cdot b_2 \cdot [\sigma]_F} = \frac{2 \cdot 6,8 \cdot 215,73 \cdot 10^3}{108 \cdot 36 \cdot 310} = 2,4 \quad (3.24)$$

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

Сумарна кількість зубців

$$z_\Sigma = \frac{2a_w}{m} = \frac{2 \cdot 90}{3} \approx 60 \quad (3.25)$$

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

$$u_\phi = \frac{z_2}{z_1} = \frac{36}{24} = 1,5 \quad (3.26)$$

Визначимо відхилення від заданого передаточного відношення

$$\Delta u = \frac{|u_\phi - U|}{U} \cdot 100\% = \frac{|1,5 - 1,5|}{1,5} \cdot 100\% = 0\% < 4\% \quad (3.27)$$

Умова виконується, відхилення не перевищує 4%.

Розміри коліс:

$$\begin{aligned} d_1 &= z_1 \cdot m = 24 \cdot 3 = 72 \text{ мм} \\ d_2 &= 2a_w - d_1 = 2 \cdot 90 - 72 = 108 \text{ мм} \end{aligned} \quad (3.28)$$

$$\begin{aligned} d_{a1} &= d_1 + 2m = 72 + 2 \cdot 3 = 78 \text{ мм} \\ d_{f1} &= d_1 - 2,5m = 72 - 2,5 \cdot 3 = 64,5 \text{ мм} \\ d_{a2} &= d_2 + 2m = 108 + 2 \cdot 3 = 114 \text{ мм} \\ d_{f2} &= d_2 - 2,5m = 108 - 2,5 \cdot 3 = 100,5 \text{ мм} \\ b_1 &= 1,05 \cdot b_2 = 1,05 \cdot 36 = 37,8 \approx 38 \text{ мм} \end{aligned} \quad (3.29)$$

Перевірка зубів колеса за напруженням згину

Попередньо визначаємо ступінь точності і значення коефіцієнтів

$$V = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60000} = \frac{3,14 \cdot 108 \cdot 666,67}{60000} = 3,77 \text{ м/с} \quad (3.30)$$

За табл. 2.4 [15], визначаємо ступінь точності – 8.

$$K_{F\alpha} = 0,91 \quad K_{F\beta} = 1 \quad K_{FV} = 1,2$$

$$Y_{F1} = 3,92 \quad Y_{F2} = 3,75$$

Коефіцієнт ширини

$$\Psi_d = \frac{b_2}{d_1} = \frac{36}{72} = 0,5 \quad (3.31)$$

$$F_t = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 215,73 \cdot 10^3}{108} = 3995 \text{ Н} \quad (3.32)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{F2} &= \frac{K_{F\alpha} \cdot Y_{F\beta} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot Y_{F2} \cdot F_t}{b_2 \cdot m} = \frac{0,91 \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot 3,75 \cdot 3995}{36 \cdot 3} = \\ &= 151,5 < 1,1[\sigma]_F = 1,1 \cdot 310 = 341 \end{aligned} \quad (3.33)$$

Перевірка зубців на контактні напруження, МПа:

$$\begin{aligned} K_{H\alpha} &= 1 \quad K_{HV} = 1,1 \\ K_{H\beta} &= 1 + \frac{2\Psi_d}{S} = 1 + \frac{2 \cdot 0,5}{8} = 1,125 \end{aligned} \quad (3.34)$$

$$\sigma_H = 376 \sqrt{K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \frac{(U+1) \cdot F_t}{d_2 b_2}} \quad (3.35)$$

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

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

3.3.2 Розрахунок цівкової передачі

Вихідні дані:

$h = 8$ мм – значення ексцентриситету

$R_{ц} = 10$ мм – радіус цівки

Визначимо число зубців сателіта:

$$z_1 = U_{ред} = 5 \quad (3.36)$$

Визначимо число зубців цівкового колеса:

$$z_2 = z_1 + 1 = 5 + 1 = 6 \quad (3.37)$$

Визначимо радіус центроїди:

$$b = h \cdot z_1 = 8 \cdot 5 = 40 \text{ мм} \quad (3.38)$$

Радіус ділильного кола цівкового колеса визначається за формулою:

$$R_2 = n \cdot b = 1,6 \cdot 40 = 64 \text{ мм} \quad , \quad (3.39)$$

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

Параметр центроїди a визначається за формулою:

$$a = b + h = 40 + 8 = 48 \text{ мм} \quad (3.40)$$

Визначення сил, які діють в редукторі.

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

$$T_H = \frac{716,2 \cdot P}{n_H} \quad (3.41)$$

де n – частота обертання, хв.⁻¹,

P – потужність, кВт.

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

Момент на нерухомому колесі 2:

$$T_2 = -T_H - T_1 \quad (3.42)$$

де T_1 – момент на вихідному колесі,

$$T_1 = -T_H \cdot u_{H1} \cdot \eta_{H1} \quad (3.43)$$

де u_{H1} – передаточне відношення,

η_{H1} – коефіцієнт корисної дії.

$$T_1 = -16,2 \cdot 4,45 \cdot 0,99 = -71,28 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_2 = -(-71,28) - 16,2 = 87,48 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

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

$$F_H = \frac{T_H}{h} \quad (3.44)$$

де h – ексцентриситет,

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

Відцентрова сила, що діє сателіт визначаються за формулою:

$$F_u = \frac{Q \cdot h \cdot \omega}{g} \quad (3.45)$$

де Q – вага сателіта,

g – прискорення вільного падіння.

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

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:

$$N_{\max} = \frac{P \sin \alpha_{\max}}{\sum_{i=1}^n \sin^2 \alpha_i} \quad (3.46)$$

де,

$$\sin \alpha = \frac{hz_1 \sin[\arctg(\eta/\xi)]}{\sqrt{(\xi-b)^2 + \eta^2}} \quad (3.47)$$

$$\xi = x - \frac{R_2 y'}{\sqrt{(x')^2 + (y')^2}} \quad \eta = y + \frac{R_2 x'}{\sqrt{(x')^2 + (y')^2}} \quad (3.48)$$

$$x = -(a-b) \cos \tau + R_2 \cos \frac{a-b}{a} \tau \quad (3.49)$$

$$y = -(a-b) \sin \tau + R_2 \sin \frac{a-b}{a} \tau \quad (3.50)$$

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Основною причиною виходу з ладу зубчастих коліс з позацентровим епіциклоїдним цівковим зачепленням є зношення. 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:

$$\sigma = 0,418 \sqrt{\frac{NE}{b} \left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \right)} \quad (3.51)$$

де, b – ширина колеса, N – нормальний тиск, ρ_1 і ρ_2 – радіуси кривизни коліс, E – модуль пружності.

$$\rho_1 = \frac{[(x')^2 + (y')^2]^{3/2}}{(x'y'' - y'x'')} \quad (3.52)$$

$$\rho_2 = R_{\text{ц}} = 10\text{мм}$$

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:

$$\lambda_1 = (\Delta S_1 + \Delta S_2) / \Delta S_1 \quad (3.53)$$

$$\lambda_2 = (\Delta S_2 - \Delta S_1) / \Delta S_2, \quad (3.54)$$

де, λ_1 і λ_2 – відповідно питоме ковзання на першому і другому колесі, ΔS_1 і ΔS_2 – відповідно переміщення точки контакту по профілям першого і другого колеса.

Питома робота тертя на профілі зуба визначається за формулою:

$$\Delta A_1 = N \frac{f}{b} \lambda_1 \quad (3.55)$$

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

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

$$x = -(a - b) \cos \tau + R_2 \cos \frac{a - b}{a} \tau \quad (3.56)$$

$$y = -(a - b) \sin \tau + R_2 \sin \frac{a - b}{a} \tau \quad (3.57)$$

де a та b – радіуси внутрішньої та зовнішньої центроїд,
 R_2 – ділительний діаметр внутрішнього колеса,
 τ – змінний параметр.

Таблиця 3.1 – координати профілю

τ	x	y	τ	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	7,10881	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

За отриманими розрахунковими параметрами виконуємо проектування цівкової передачі передавального механізму вмонтованого гідравлічного приводу.

3.4 Висновок до розділу 3

Обґрунтовано кількість ступенів передавального механізму приводу, а також типи механічних передач для кожного ступеню з врахуванням обмеженого об'єму в середині приводного барабана вмонтованого гідравлічного приводу. Проведено порівняльний аналіз габаритних розмірів механічних передач які використовуються в приводах, що дало змогу встановити типи передач та передатні числа за кожним із ступенів.

Виконано проектні розрахунки та розрахунки на міцність циліндричних передач першого та другого ступеня, а також проектування цівкової епіциклоїдної передачі, що застосовується в третьому ступені передавального механізму.

Отримані результати розрахунків дозволяють виконати проектування передавального механізму укладального конвеєра буртоукладника.

4 МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ УКЛАДАЛЬНОГО КОНВЕЄРА ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ

4.1 Вибір динамічної моделі

За нестационарних процесів, якими є пуск, гальмування, зміна навантаження на робочій ланці, у стрічці конвеєра виникають додаткові динамічні натяги, які разом із статичними змінюють результуючий натяг в ній і зусилля в елементах конвеєра. Під час пуску ці зміни можуть призвести до неусталеної роботи приводу, часткового чи повного буксування барабана, що є недопустимим для ефективної експлуатації конвеєра. Буксування стрічки відносно контактуючої поверхні барабана викликає інтенсивне зношування нижньої обкладки стрічки та футеровки барабана, нагрівання поверхонь тертя, різке зменшення коефіцієнта зчеплення стрічки з барабаном, що призводить до ускладнення розгону конвеєра і його подальшої нормальної роботи.

Гальмування конвеєра може спричинити перерозподіл натягу стрічки і викликати втрату стрічкою поздовжньої стійкості, її провисання, просипання вантажу, пробуксовування стрічки на барабані і збільшення тривалості гальмування та виникнення аварійно небезпечної ситуації. За таких умов можливим є обрив стрічки.

В роботі [60] зазначено, що обриви стрічки конвеєра становлять 12% від усіх поломок, які виникають під час його експлуатації. У зв'язку з обривами транспортувальної ланки, якою є стрічка, втрати робочого часу складають 22% від загальних втрат, які стосуються виконаних ремонтних робіт.

Тому, як зазначено в праці [61], першою задачею дослідження динамічних процесів у стрічкових конвеєрах є визначення результуючих натягів тягового органу на привідному барабані, а також у поперечних перерізах вздовж поставу конвеєра з урахуванням динамічних та статичних складових. Це дає можливість знайти раціональні величини попереднього натягу стрічки для пуску і гальмування конвеєра.

Динамічні зусилля збільшують навантаження у приводних і в натяжних пристроях, а також у несівній системі конвеєра, які необхідно враховувати під час розрахунку елементів конструкцій на міцність. Аналіз досліджень динамічних явищ дає змогу визначати екстремальні навантаження у механічній системі конвеєра та враховувати вплив параметрів цієї системи на характеристики механічних коливань.

Зменшення динамічних навантажень в конвеєрі за рахунок добору параметрів механічної системи, конструктивних змін в приводі дозволяє зменшити коефіцієнт запасу міцності металоконструкції, а отже зменшити металомісткість конструкції конвеєра за рахунок зменшення діаметральних розмірів барабанів та роликів. Крім того, ці заходи дозволяють збільшити його працездатність, довговічність та економічність. Таким чином, другою важливою задачею досліджень динамічних процесів є визначення способів зниження динамічних навантажень в елементах конвеєра.

Одним із шляхів розв'язку цієї задачі є удосконалення конструкцій приводів конвеєрі за рахунок вибору раціональних схем їх розміщення, кінематичних схем, використання пристроїв, що дозволяють змінювати закон керування чи автоматизувати роботу привода в залежності від зміни зовнішнього навантаження.

Важливим етапом дослідження перехідних процесів у стрічкових конвеєрах є представлення машинного агрегата спрощеною механічною системою – динамічною моделлю або розрахунковою схемою. Використовуються різні динамічні моделі, ступінь еквівалентності яких реальним континуальним фізичним моделям залежить від задач, які розв'язуються у дослідженнях.

Для досліджень конвеєрів невеликої довжини успішно використовуються дискретні (з скінченним числом ступенів вільності) одномасова [81] та трьохмасова розрахункові моделі [62, 82, 83, 84], в якій маси ділянок стрічки, роликів, сили опору зведені до приводного та хвостового барабанів з моментами інерції I_1 та I_2 (рис. 4.1).

Ротор двигуна з моментом інерції $I_{пр}$ зв'язаний пружним елементом жорсткістю c_{ϕ} з приводним барабаном. Рухомі маси з'єднані між собою в'язко-пружним елементом Фойгта з статичним модулем пружності стрічки E та коефіцієнтом демпфування μ . Суттєвою перевагою дискретних розрахункових моделей є те, що їх рух описується звичайними диференціальними рівняннями, математична теорія яких у достатній мірі розроблена.

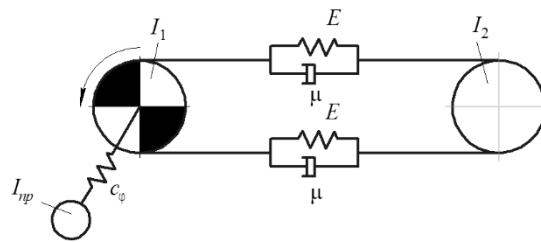


Рисунок 4.1 – Трьохмасова розрахункова модель конвеєра

Спроба створити узагальнену математичну модель стрічкового конвеєра і, на думку автора [85], спроможну виконувати інженерний аналіз як статичної, так і динамічної навантаженості конвеєра на різних режимах роботи, сприяла розробці моделі, що наведена на рис. 4.2.

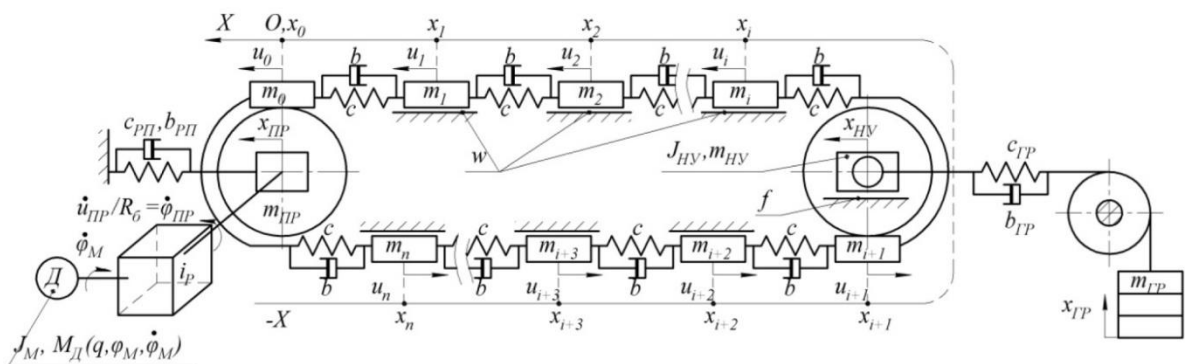


Рисунок 4.2 – Багатомасова модель конвеєра

В цій моделі використано велику кількість дискретних мас, зв'язаних в'язко-пружними елементами, за наявності нелінійних ефектів, зумовлених дією сил сухого тертя, проковзуванням стрічки.

А. Н. Подйомщиков пропонує модель конвеєра, що представлена ланцюговою системою (рис. 4.3), яка складається з реальних (приводного і хвостового) барабанів, та фіктивних розміщених на межах n ділянок стрічки, що зв'язані між собою невагомою ланкою. Натяжні барабани мають додатковий поступальний рух, фіктивні рухаються без ковзання відносно стрічки, а приводні у визначених умовах ковзають відносно стрічки. Всі барабани розташовані в середині чи ззовні контура стрічки. Ділянка стрічки представлена моделлю Фойгта.

Залежно від підходу щодо оцінки швидкості поширення хвилі вантажною і порожнинною вітками конвеєра, в дослідженнях використовуються стрижневі моделі стрічок, так як вважається, що в період пуску її реологічні властивості

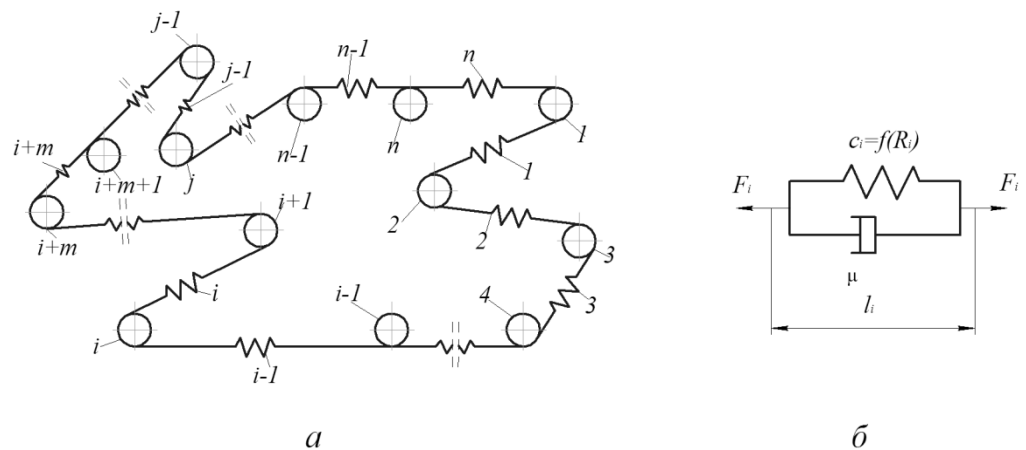


Рисунок 4.3 – Ланцюгова розрахункова модель конвеєра (а) та модель стрічки (б)

можна представити моделлю Гука з динамічним модулем пружності [86, 87, 88].

На рис. (4.4, а) наведена модель конвеєра з вантажним натяжним пристроєм [89], в якій привод представлений зосередженою масою $m_{пр}$, а вантажна та порожнинна вітки конвеєра двома суміщеними стрижнями з довжинами l та погонними масами q_1, q_2 , погонною щільністю вантажу ρ_1 та ρ_2 , з швидкістю поширення пружних хвиль c_1, c_2 , відповідно.

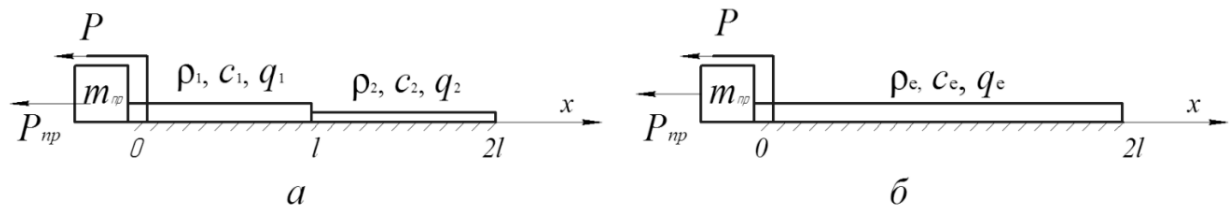


Рисунок 4.4 – Стрижнева модель конвеєра

На відміну від наведеної, в розрахунковій моделі (рис. 4.4, б) вантажна і порожнинна вітки представлені стрижнем постійного перетину довжиною $2l$. При цьому дослідники [66, 90] вважають, що швидкість поширення пружної хвилі обома вітками приблизно рівна, так як вплив маси вантажу на швидкість поширення пружної хвилі деформації вантажною віткою компенсується провисанням стрічки між опорами на порожнинній вітці. У розрахунках використовуються еквівалентні значення погонної маси q_e , погонної щільності ρ_e та швидкості поширення пружної хвилі c_e .

Для досліджень нестационарних режимів роботи у [13] запропоновано використати дискретно-континуальну модель (з нескінченним числом ступенів вільності) стрічкового конвеєра (рис. 4.5), в якій стрічка моделюється як пружна ланка з розподіленими зведеними параметрами з щільністю тягового органа у вантажній q_1 та порожнинній q_2 вітках конвеєра. Вважаючи трансмісійні вали абсолютно жорсткими, привод характеризується зведеною до приводного барабана масою m_{np} , на яку діє зведене зовнішнє зусилля. Абсолютно податливий натяжний пристрій жорсткий (рис. 4.5, а) чи вантажний (рис. 4.5, б) представлений у вигляді невагомого барабана, що переміщується під дією постійного зовнішнього зусилля. Модуль пружності стрічки нелінійно залежить від її натягу.

Для дослідження пуско-гальмівних режимів стрічкового конвеєра з вантажним натяжним пристроєм [91] розроблена його модель, що наведена на рис. 4.6.

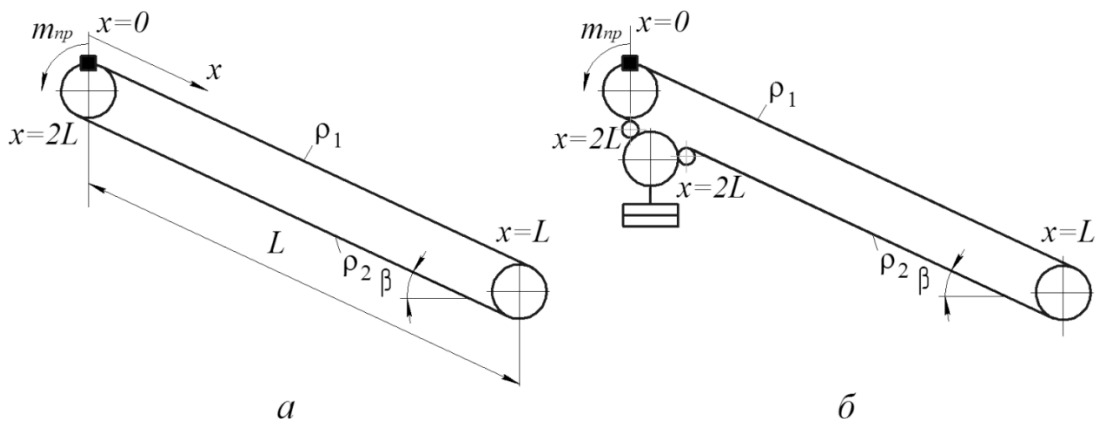


Рисунок 4.5 – Дискретно-континуальна модель конвеєра

В ній стрічка та маса обертальних частин роlikоопор рівномірно розподілена вздовж контура і представлена чотирма зосередженими масами m_1, m_2, m_3, m_4 . В масі m_1 врахована маса привода. Стрічка представлена в'язкопружним стрижнем. Маса хвостового і відхиляючого барабанів є значно меншими в порівнянні з розподіленою масою стрічки та вантажу, тому вважаються невагомими. Масою $G_{\text{нп}}$ представлено натяжний пристрій, що розташований у хвостовій частині конвеєра. Узагальненими змінними прийняті переміщення x_1, x_2, x_3, x_4 зазначених мас, їх швидкості $\dot{x}_1, \dot{x}_2, \dot{x}_3, \dot{x}_4$, а також хід та швидкість переміщення натяжного вантажу $\delta, \dot{\delta}$, відповідно.

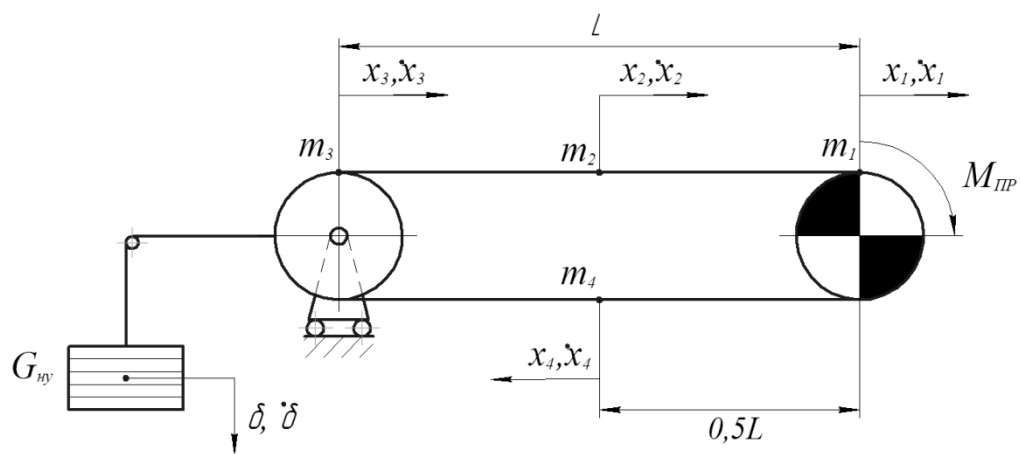


Рисунок 4.6 – Розрахункова схема конвеєра з натяжним пристроєм в хвостовій частині

Важливою особливістю аналізу перехідних процесів у машинних агрегатах є необхідність урахування взаємодії механічних систем з приводними двигунами. Ця проблема безпосередньо пов'язана з теорією коливних систем, що перебувають під дією джерела енергії обмеженої потужності, узагальнений виклад якої міститься в роботі [92]. Тому в ряді робіт [93, 94], дослідження перехідних процесів в стрічкових конвеєрах виконуються за допомогою дискретно-континуальної моделі, в якій рухомі маси приводної системи, приводного та хвостового барабанів представлені у вигляді трьох дискретних ланок з моментом інерції $I_{пр}$, I_1 , I_2 , відповідно (рис. 4.7). Транспортвальну ланку розглядають як пружний стрижень з розподіленими параметрами [8, 13, 64, 93, 95] у вантажній ρ_1 , q_1 та порожнинній ρ_2 , q_2 вітках. Крім того, тут враховується в'язко-пружний зв'язок (v, c_φ) між ротором двигуна з моментом інерції $I_{пр}$ та приводним барабаном – I_1 , що викликаний наявністю пружної муфти, трансмісійних валів та передавального механізму.

Для механізмів і машин, що мають ланки з явно вираженими розподіленими параметрами, зокрема довгі вітки конвеєрів, доцільно застосовувати

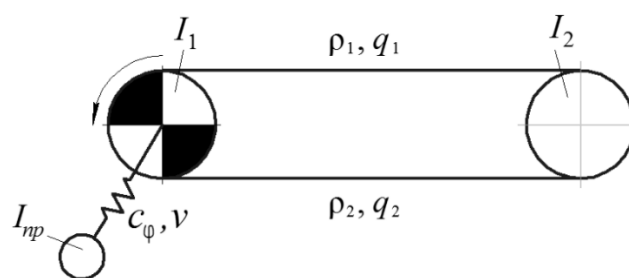


Рисунок 4.7 – Дискретно-континуальна модель конвеєра з пружним зв'язком двигуна та приводного барабана

континуально-дискретні розрахункові моделі, оскільки хвильові явища в ланках великих розмірів суттєво впливають на динаміку механічних систем.

Через те, що рух таких розрахункових моделей описується сукупністю звичайних диференціальних рівнянь і рівнянь з частинними похідними, це значно ускладнює дослідження, особливо, за наявності нелінійних факторів. Проте, зазначений підхід сприяє суттєвому підвищенню точності динамічних розрахунків конвеєрів.

Під час розв'язання ряду задач динаміки машинних агрегатів для опису роботи привода використано лінійні диференціальні рівняння, які достатньо точно відображають реальну залежність обертаючого моменту тільки в обмеженому діапазоні робочих швидкостей [18, 102, 103, 104, 105], який відповідає лінійній частині механічної характеристики двигуна.

Для підвищення точності динамічних розрахунків перехідні процеси в механічних системах конвеєрів досліджуються за сумісного розгляду рівнянь руху вихідної ланки і нелінійних рівнянь динамічного стану привода. Такий підхід використано в роботах [39, 50, 82, 83, 106, 107, 108, 109], в яких побудовані математичні моделі строго враховують коливальні явища в приводі і дозволяють всебічно вивчити нестационарні процеси в механічних системах.

Аналізуючи існуючі підходи до розробок динамічних моделей конвеєрів, враховуючи важливі чинники, такі як умови експлуатації укладального конвеєра, його довжину, приходимо до висновку, що математичне моделювання динамічних процесів зазначеного конвеєра проводити за допомогою динамічної моделі, яка представлена на рис. 4.8.

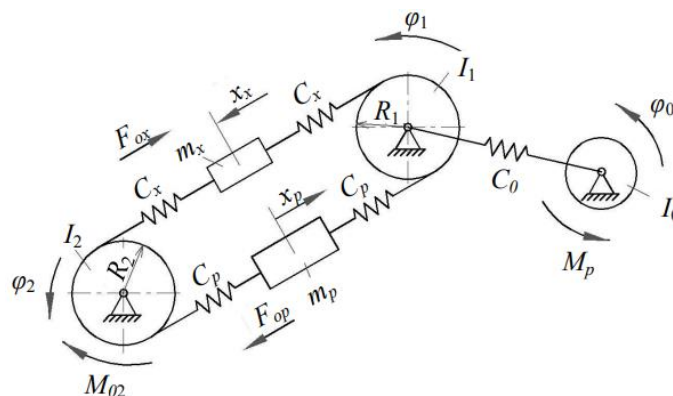


Рисунок 4.8 – Тримасова динамічна модель укладального конвеєра

У цій динамічній моделі вважаємо усі елементи конвеєра абсолютно жорсткими тілами, окрім елементів передавального механізму та стрічки конвеєра, які наділені пружними властивостями. При цьому корпус передавального механізму та вали привідного і веденого барабанів вважаємо закріпленими абсолютно жорстко. Ділянки навантаженої та порожньої частин стрічки представлено моделлю Фойгта.

4.2 Математична модель для дослідження динамічних процесів в укладальному конвеєрі

Згідно з динамічною моделлю укладального конвеєра (див. рис. 4.8) роторна частина гідромотора, привідний барабан та ведений барабан мають кутові переміщення φ_0 , φ_1 , φ_2 , а безінерційна стрічка рухається зі швидкістю v . Моменти інерції всіх обертальних елементів привідного механізму I_0 зведено до осі привідного вала, а моменти інерції привідного I_1 та веденого I_2 барабанів стрічкового конвеєра розглядаємо відносно власних осей обертання.

Стрічку конвеєра і транспортувальний вантаж подано як зосередженні маси m_p на робочій гілці та m_x – на порожній. Їх значення може бути отримане із співвідношень:

$$\begin{aligned} m_p &= (q_c + q_{p1} + q_v)L_p; \\ m_x &= (q_c + q_{p2})L_x, \end{aligned} \quad (4.1)$$

де q_c , q_{p1} , q_{p2} , q_v – погонні маси стрічки, підтримуючих роликів на робочій та порожній гілках конвеєра, вантажу, відповідно; L_p , L_x – довжини стрічки на робочій та порожній гілках, відповідно.

Крім того, на рис. 4.8 прийняті такі позначення параметрів механічної системи: c_0 – крутильна жорсткість привідного механізму, яка зведена до осі повороту привідного вала; c_p , c_x – коефіцієнти жорсткості стрічки конвеєра відповідно робочої та порожньої гілок конвеєра; M_p – рушійний момент

приводу, зведений до осі повороту привідного вала; M_{o2} – момент опору від переміщення стрічкою вантажу, зведений до осі повороту веденого барабана; F_p , F_x – сили опору переміщенню робочої та порожньої гілок конвеєра, відповідно; R_1 , R_2 , – радіуси привідного і веденого барабана, відповідно.

За узагальнені координати прийнято: φ_0 , φ_1 , φ_2 – кутові координати переміщення відповідно передавального механізму, привідного та веденого барабанів; x_p , x_x – координати центрів мас відповідно робочої та холостої гілок конвеєра.

На основі принципу Д'Аламбера складаємо систему диференціальних рівнянь, що описують динамічні процеси в стрічковому конвеєрі, яка має такий вигляд:

$$\begin{cases} I_0 \cdot \ddot{\varphi}_0 = M_p - c_0 \cdot (\varphi_0 - \varphi_1); \\ I_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 = c_0 \cdot (\varphi_0 - \varphi_1) - c_p \cdot (\varphi_1 \cdot R_1 - x_p) \cdot R_1 + c_x \cdot (x_x - \varphi_1 \cdot R_1) \cdot R_1; \\ m_p \cdot \ddot{x}_p = c_p \cdot (\varphi_1 \cdot R_1 - x_p) + c_p \cdot (x_p - \varphi_2 \cdot R_2) - F_p; \\ I_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 = c_p \cdot (x_p - \varphi_2 \cdot R_2) \cdot R_2 - c_x \cdot (\varphi_2 \cdot R_2 - x_x) \cdot R_2 - M_{o2}; \\ m_x \cdot \ddot{x}_x = c_x \cdot (\varphi_2 \cdot R_2 - x_x) - c_x \cdot (x_x - \varphi_1 \cdot R_1) - F_x. \end{cases} \quad (4.2)$$

Рушійний момент M_p визначається з виразу:

$$M_p = M_z \cdot u_1 \cdot u_2 \cdot u_3 \cdot \eta_{\text{заг}}, \quad (4.3)$$

де M_z – момент на валу гідромотора; $\eta_{\text{заг}}$ – загальний ККД приводу; u_1 – передатне число швидкохідного ступеня передавального механізму; u_2 – передатне число проміжного ступеня передавального механізму; u_3 – передатне число тихохідного ступеню передавального механізму.

Момент на валу гідромотора визначиться з таких рівнянь [5]:

$$\begin{aligned} q_n n_n - \sigma p_1 - q_m n_m - K_1 V_1 (dp_1 / dt) &= 0; \\ I_r \frac{d\omega_1}{dt} + c(\varphi_1 - u\varphi_2) + v(\omega_1 - u\omega_2) &= M_z, \\ M_z &= q_m p_1, \end{aligned} \quad (4.4)$$

де p_1 – тиск в напірній магістралі гідромотора; q_n , q_m – робочі об'єми насоса і гідромотора, відповідно; n_n – частота обертів вихідного вала насоса; σ –

коефіцієнт витрат з порожнини гідроприводу, що знаходиться під тиском p_1 ; K_1 – коефіцієнт податливості напірної магістралі з урахуванням стисливості рідини, об'єм якої рівний V_1 ; φ_1, φ_2 – кутові переміщення ротора гідромотора і привідного барабанів, відповідно; c_0 – зведена крутильна жорсткість привідної системи; u – загальне передатне число передавального механізму.

Відомо, що сила опору переміщенню тягового органу і вантажу залежить від швидкості руху тягового органу [42]:

$$F_{op}(\dot{x}_p) = m_p \cdot g \cdot (\tilde{\omega}_1(\dot{x}_p) \cdot \cos \beta + \sin \beta), \quad (4.5)$$

де $F_{op}(x_p)$ – сила опору руху робочої гілки стрічки конвеєра; β – кут нахилу стріли до горизонту, на якій улаштовано конвеєр; $w_1(x_p)$ – узагальнений коефіцієнт опору переміщенню вантажу і робочої гілки конвеєра;

$$F_{ox}(\dot{x}_x) = m_x \cdot g \cdot (\tilde{\omega}_2(\dot{x}_x) \cdot \cos \beta - \sin \beta), \quad (4.6)$$

де $F_{ox}(x_x)$ – сила опору руху порожньої гілки конвеєра; $\omega_2(x_x)$ – коефіцієнт опору переміщенню тягового органу.

Залежність сили опору від швидкості транспортування вантажу представимо у вигляді кривої третього порядку:

$$F_o = A_0 + A_1 \cdot v + A_2 \cdot v^2 + A_3 \cdot v^3, \quad (4.7)$$

$$F'_o = A_1 + 2 \cdot A_2 \cdot v + 3 \cdot A_3 \cdot v^2, \quad (4.8)$$

де A_0, A_1, A_2, A_3 – постійні коефіцієнти, які знаходяться з крайових умов руху:

$$\text{при } v = 0: F_o = F_{o\max}; F'_o = 0,$$

$$\text{при } v = v_y: F_o = F_y; F'_o = 0,$$

де $F_{0\max}$ – максимальне значення сили опору; v_y – усталена швидкість руху стрічки конвеєра; F_y – усталене значення сили опору, яке встановлюється за усталеної швидкості і визначається за формулами (4.5), (4.6).

Визначивши коефіцієнти A_0, A_1, A_2, A_3 та підставивши їх в формулу (4.8), отримаємо вираз для визначення сили опору залежно від швидкості руху стрічки конвеєра:

$$F_o = F_{0\max} - 3 \cdot \left(\frac{F_{0\max} - F_y}{v_y^2} \right) \cdot v^2 + 2 \cdot \left(\frac{F_{0\max} - F_y}{v_y^3} \right) \cdot v^3.$$

На початку руху значення сили опору має максимальне значення. Після зрушення вантажу з місця, тобто при $v \neq 0$, значення сили опору зменшується (при розгоні до усталеної швидкості руху конвеєра вона досягає усталеного розрахункового значення).

Диференціальні рівняння системи (4.2) є нелінійними рівняннями другого порядку, тому їх не вдається проінтегрувати аналітично. Для їх розв'язку необхідно використати чисельний метод.

Отримані результати розв'язку диференціальних рівнянь дозволять побудувати графіки швидкості та прискорення для робочої та порожньої гілки конвеєра та дослідити вплив параметрів гідромеханічної системи на величину динамічних навантажень.

4.3 Висновок до розділу 4

Здійснено аналіз розрахункових моделей стрічкових конвеєрів, які використовуються для математичного моделювання динамічних процесів в механічній системі. Обґрунтовано вибір розрахункової моделі, на підставі якої побудовано математичну модель, яка дає можливість виконати теоретичні дослідження динаміки укладального конвеєра буртоукладника.

5 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

Для успішного впровадження науково-технічної розробки надзвичайно важливо, щоб вона відповідала поточним вимогам науково-технічного прогресу і враховувала економічні аспекти. Оцінка економічної ефективності результатів науково-дослідної роботи є ключовою частиною цього процесу. Дослідження, яке представлено у магістерській роботі і присвячене розробці та вивченню "Розробка гідравлічного приводу укладального конвеєра буртоукладника", віднесено до науково-технічних проектів, спрямованих на введення на ринок. Рішення про комерціалізацію розробки може бути прийняте протягом виконання самої роботи, відкриваючи можливості для подальшого введення на ринок. Цей напрямок визначається як пріоритетний, оскільки розроблені результати можуть бути корисними для різних зацікавлених сторін і приносити економічні вигоди. Однак для успішної реалізації цього процесу вирішальним є залучення зацікавленого інвестора, який виявить інтерес до втілення даного проекту, і переконання його у доцільності інвестування у цю розробку. З метою досягнення цього завдання були визначені такі етапи виконання робіт:

1. Проведення комерційного аудиту науково-технічної розробки, включаючи визначення науково-технічного рівня та комерційного потенціалу.
2. Розрахунок витрат на реалізацію науково-технічної розробки.
3. Проведення розрахунку економічної ефективності впровадження та комерціалізації науково-технічної розробки для потенційного інвестора, а також обґрунтування економічної доцільності комерціалізації з точки зору інвестора.

5.1 Проведення комерційного та технологічного аудиту науково-технічної розробки

Метою проведення комерційного і технологічного аудиту дослідження за темою «Розробка гідравлічного приводу укладального конвеєра буртоукладника» є підвищення ефективності експлуатації укладального конвеєра буртоукладника та покращення умов праці оператора за рахунок застосування розробленої конструкції вмонтованого гідравлічного приводу з передавальним механізмом, який забезпечує менші кількість вузлів приводу та металомісткість, відсутність вібрацій, зменшені габарити і його компактність.

Оцінювання науково-технічного рівня розробки та її комерційного потенціалу рекомендується здійснювати із застосуванням 5-ти бальної системи оцінювання за 12-ма критеріями, наведеними в табл. 5.1 [1].

Таблиця 5.1 – Рекомендовані критерії оцінювання науково-технічного рівня і комерційного потенціалу розробки та бальна оцінка

Бали (за 5-ти бальною шкалою)					
	0	1	2	3	4
Технічна здійсненність концепції					
1	Достовірність концепції не підтверджена	Концепція підтверджена експертними висновками	Концепція підтверджена розрахунками	Концепція перевірена на практиці	Перевірено працездатність продукту в реальних умовах
Ринкові переваги (недоліки)					
2	Багато аналогів на малому ринку	Мало аналогів на малому ринку	Кілька аналогів на великому ринку	Один аналог на великому ринку	Продукт не має аналогів на великому ринку
3	Ціна продукту значно вища за ціни аналогів	Ціна продукту дещо вища за ціни аналогів	Ціна продукту приблизно дорівнює цінам аналогів	Ціна продукту дещо нижче за ціни аналогів	Ціна продукту значно нижче за ціни аналогів
4	Технічні та споживчі властивості продукту значно гірші, ніж в	Технічні та споживчі властивості продукту трохи гірші, ніж в аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту на рівні аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту трохи кращі, ніж в	Технічні та споживчі властивості продукту значно кращі, ніж в
5	Експлуатаційні витрати значно вищі, ніж в аналогів	Експлуатаційні витрати дещо вищі, ніж в аналогів	Експлуатаційні витрати на рівні експлуатаційних витрат аналогів	Експлуатаційні витрати трохи нижчі, ніж в аналогів	Експлуатаційні витрати значно нижчі, ніж в аналогів
Ринкові перспективи					

6	Ринок малий і не має позитивної динаміки	Ринок малий, але має позитивну динаміку	Середній ринок з позитивною динамікою	Великий стабільний ринок	Великий ринок з позитивною динамікою
7	Активна конкуренція великих компаній на	Активна конкуренція	Помірна конкуренція	Незначна конкуренція	Конкурентів немає
Практична здійсненність					
8	Відсутні фахівці як з технічної, так і з комерційної реалізації ідеї	Необхідно наймати фахівців або витратити значні кошти та час на навчання наявних фахівців	Необхідне незначне навчання фахівців та збільшення їх штату	Необхідне незначне навчання фахівців	Є фахівці з питань як з технічної, так і з комерційної реалізації ідеї
9	Потрібні значні фінансові ресурси, які відсутні. Джерела фінансування ідеї відсутні	Потрібні незначні фінансові ресурси. Джерела фінансування відсутні	Потрібні значні фінансові ресурси. Джерела фінансування є	Потрібні незначні фінансові ресурси. Джерела фінансування є	Не потребує додаткового фінансування
10	Необхідна розробка нових матеріалів	Потрібні матеріали, що використовуються у військово-промисловому комплексі	Потрібні дорогі матеріали	Потрібні досяжні та дешеві матеріали	Всі матеріали для реалізації ідеї відомі та давно використовуються у виробництві
11	Термін реалізації ідеї більший за 10 років	Термін реалізації ідеї більший за 5 років. Термін окупності інвестицій більше 10-ти років	Термін реалізації ідеї від 3-х до 5-ти років. Термін окупності інвестицій більше 5-ти років	Термін реалізації ідеї менше 3-х років. Термін окупності інвестицій від 3-х до 5-ти років	Термін реалізації ідеї менше 3-х років. Термін окупності інвестицій менше 3-х років
12	Необхідна розробка регламентних документів та отримання великої кількості дозвільних документів на виробництво та реалізацію продукту	Необхідно отримання великої кількості дозвільних документів на виробництво та реалізацію продукту, що вимагає значних коштів та часу	Процедура отримання дозвільних документів для виробництва та реалізації продукту вимагає незначних коштів та часу	Необхідно тільки повідомлення відповідним органам про виробництво та реалізацію продукту	Відсутні будь-які регламентні обмеження на виробництво та реалізацію продукту

Результати оцінювання науково-технічного рівня та комерційного потенціалу науково-технічної розробки потрібно звести до таблиці. Для

оцінки науково-технічного рівня і комерційного потенціалу розробки експертами було запрошено трьох незалежних експертів кафедри «Галузевого машинобудування» Вінницького національного технічного університету: Обертюх Роман Романович, професор; Слабкий Андрій Валентинович, доцент; Шенфельд Валерій Йосипович, доцент.

Таблиця 5.2 – Результати оцінювання науково-технічного рівня і комерційного потенціалу розробки експертами

Критерії	Експерт (ПІБ, посада)		
	Обертюх Р. Р.	Слабкий А. В.	Шенфельд В. Й.
	Бали, виставлені експертами:		
1. Технічна здійсненність концепції	4	3	4
2. Ринкові переваги (наявність аналогів)	3	4	4
3. Ринкові переваги (ціна продукту)	3	3	3
4. Ринкові переваги (технічні властивості)	2	3	3
5. Ринкові переваги (експлуатаційні витрати)	4	3	4
6. Ринкові перспективи (розмір ринку)	3	3	3
7. Ринкові перспективи (конкуренція)	1	2	2
8. Практична здійсненність (наявність фахівців)	4	3	4
9. Практична здійсненність (наявність фінансів)	3	4	3
10. Практична здійсненність (необхідність нових матеріалів)	4	4	4
11. Практична здійсненність (термін реалізації)	4	4	4
12. Практична здійсненність (розробка документів)	4	4	4
Сума балів	СБ ₁ =39	СБ ₂ =40	СБ ₃ =42
Середньоарифметична сума балів $\overline{СБ}_c$	$\overline{СБ} = \frac{\sum_1^3 СБ_i}{3} = \frac{39 + 40 + 42}{3} = 40.3$		

За результатами розрахунків, наведених в таблиці 5.2, зробимо висновок щодо науково-технічного рівня і рівня комерційного потенціалу розробки. При цьому використаємо рекомендації, наведені в табл. 5.3 [1].

Таблиця 5.3 – Науково-технічні рівні та комерційні потенціали розробки

Середньоарифметична сума балів СБ, розрахована на основі висновків експертів	Науково-технічний рівень та комерційний потенціал розробки
41...48	Високий
31...40	Вище середнього
21...30	Середній
11...20	Нижче середнього
0...10	Низький

Згідно проведених досліджень рівень комерційного потенціалу розробки за темою «Розробка гідравлічного приводу укладального конвеєра буртоукладника» становить 40 балів, що, відповідно до таблиці 5.3 рівень комерційного потенціалу розробки високий, що свідчить про комерційну важливість проведення даних досліджень.

Магістерська кваліфікаційна робота «Розробка гідравлічного приводу укладального конвеєра буртоукладника» відноситься до науково-технічних робіт, які орієнтовані на виведення на ринок, тобто при цьому відбувається комерціалізація науково-технічної розробки. Цей напрямок є для нас пріоритетним, оскільки результатами розробки можуть користуватися не тільки самі розробники, а й інші споживачі, отримуючи при цьому суттєвий економічний ефект.

Результатом магістерської роботи є підвищення ефективності роботи конвеєра за рахунок вибору схеми розташування приводу на розавнтажувальній частині, створення компактного малогабаритного передавального механізму, збільшення питомої потужності.

5.2 Визначення рівня конкурентоспроможності розробки

В процесі визначення економічної ефективності науково-технічної розробки також доцільно провести прогноз рівня її конкурентоспроможності за сукупністю параметрів, що підлягають оцінюванню.

В якості аналога для розробки було обрано гідравлічний вмонтований привід, розроблений на кафедрі галузевого машинобудування ВНТУ. Основними недоліками аналога є збільшені габаритні розміри передавального механізму і завищені показники питомої потужності. Також до недоліків можна віднести зниження довговічності роботи конвеєра за рахунок нераціонального розміщення приводу і формування підвищених зусиль в стрічці конвеєра.

У розробці дана проблема вирішується розробкою триступеневого передавального механізму, в тихохідному ступеню якого заставано цівкову епіциклоїдну передачу. Також система випереджає аналог за такими параметрами як довговічність роботи в 1,5 рази конвеєра.

Одиничний параметричний індекс розраховуємо за формулою [1]:

$$q_i = \frac{P_i}{P_{базі}} \quad (5.1)$$

де q_i – одиничний параметричний індекс, розрахований за i -м параметром;

P_i – значення i -го параметра виробу;

$P_{базі}$ – аналогічний параметр базового виробу-аналога, з яким проводиться порівняння.

Загальні технічні та економічні характеристики розробки представлено в таблиці 5.4.

Таблиця 5.4 – Основні техніко-економічні показники аналога та розробки, що проектується

Показник	Варіанти		Відносний показник якості	Коефіцієнт вагомості параметра
	Базовий (товар-конкурент)	Новий (інноваційне рішення)		
1	2	3	4	5
- Тип приводу	механічний	гідравлічний	-	-

Число складальних одиниць, шт	10	2	5	30 %
Габаритні розміри, мм	1200×840×1420	300×840×370	4	40 %
Потужність, кВт	18	18	1	30 %
Режим транспортування	постійний	змінний	-	-
Схема розміщення вузлів	просторова	вбудовані в корпус барабана	-	-

Нормативні параметри оцінюємо показником, який отримує одне з двох значень: 1 – пристрій відповідає нормам і стандартам; 0 – не відповідає.

Груповий показник конкурентоспроможності за нормативними параметрами розраховуємо як добуток частинних показників за кожним параметром за формулою [1]:

$$I_{НП} = \prod_{i=1}^n q_i, \quad (5.2)$$

де $I_{НП}$ – загальний показник конкурентоспроможності за нормативними параметрами;

q_i – одиничний (частинний) показник за i -м нормативним параметром;

n – кількість нормативних параметрів, які підлягають оцінюванню.

За нормативними параметрами розроблюваний пристрій відповідає вимогам ДСТУ, тому $I_{НП} = 1$.

Значення групового параметричного індексу за технічними параметрами визначаємо з урахуванням вагомості (частки) кожного параметра [1]:

$$I_{ТП} = \sum_{i=1}^n q_i \cdot \alpha_i, \quad (5.3)$$

де $I_{ТП}$ – груповий параметричний індекс за технічними показниками (порівняно з виробом-аналогом);

q_i – одиничний параметричний показник i -го параметра;

α_i – вагомість i -го параметричного показника, $\sum_{i=1}^n \alpha_i = 1$;

n – кількість технічних параметрів, за якими оцінюється конкурентоспроможність.

Проведемо аналіз параметрів згідно даних таблиці 5.4.

$$I_{mn} = 5 \cdot 0,3 + 4 \cdot 0,4 + 3 \cdot 0,3 = 4.$$

Груповий параметричний індекс за економічними параметрами розраховуємо за формулою [1]:

$$I_{EП} = \sum_{i=1}^m q_i \cdot \beta_i, \quad (5.4)$$

де $I_{EП}$ – груповий параметричний індекс за економічними показниками;

q_i – економічний параметр i -го виду;

β_i – частка i -го економічного параметра, $\sum_{i=1}^m \beta_i = 1$;

m – кількість економічних параметрів, за якими здійснюється оцінювання.

Проведемо аналіз параметрів згідно даних таблиці.

$$I_{EП} = 0,75 \cdot 0,5 + 0,86 \cdot 0,5 = 0,80.$$

На основі групових параметричних індексів за нормативними, технічними та економічними показниками розраховуємо інтегральний показник конкурентоспроможності за формулою [1]:

$$K_{ИИТ} = I_{ИИ} \cdot \frac{I_{ТП}}{I_{EП}}, \quad (5.5)$$

$$K_{ИИТ} = 1 \cdot 4 / 0,80 = 5.$$

Інтегральний показник конкурентоспроможності $K_{\text{ІНТ}} > 1$, отже розробка переважає відомі аналоги за своїми техніко-економічними показниками.

5.3 Розрахунок витрат на проведення науково-дослідної роботи

Витрати, пов'язані з проведенням науково-дослідної роботи на тему «Розробка гідравлічного приводу укладального конвеєра буртоукладника», під час планування, обліку і калькулювання собівартості науково-дослідної роботи групуємо за відповідними статтями.

5.3.1 Витрати на оплату праці

До статті «Витрати на оплату праці» належать витрати на виплату основної та додаткової заробітної плати керівникам відділів, лабораторій, секторів і груп, науковим, інженерно-технічним працівникам, конструкторам, технологам, креслярам, копіювальникам, лаборантам, робітникам, студентам, аспірантам та іншим працівникам, безпосередньо зайнятим виконанням конкретної теми, обчисленої за посадовими окладами, відрядними розцінками, тарифними ставками згідно з чинними в організаціях системами оплати праці.

Основна заробітна плата дослідників

Витрати на основну заробітну плату дослідників (Z_o) розраховуємо у відповідності до посадових окладів працівників, за формулою [1]:

$$Z_o = \sum_{i=1}^k \frac{M_{ni} \cdot t_i}{T_p}, \quad (5.6)$$

де k – кількість посад дослідників залучених до процесу досліджень;

M_{ni} – місячний посадовий оклад конкретного дослідника, грн;

t_i – число днів роботи конкретного дослідника, дн.;

T_p – середнє число робочих днів в місяці, $T_p=21$ дні.

$$Z_o = 15000 \cdot 5 / 21 = 3409 \text{ грн.}$$

Проведені розрахунки зведемо до таблиці.

Таблиця 5.5 – Витрати на заробітну плату дослідників

Найменування посади	Місячний посадовий оклад, грн	Оплата за робочий день, грн	Число днів роботи	Витрати на заробітну плату, грн
Керівник проекту	15000	681,8	5	3409
Інженер	9000	409,1	35	14318
Всього				17727

Основна заробітна плата робітників

Витрати на основну заробітну плату робітників (Z_p) за відповідними найменуваннями робіт НДР на тему «Розробка гідравлічного приводу укладального конвеєра буртоукладника» розраховуємо за формулою:

$$Z_p = \sum_{i=1}^n C_i \cdot t_i, \quad (5.7)$$

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

t_i – час роботи робітника при виконанні визначеної роботи, год.

Погодинну тарифну ставку робітника відповідного розряду C_i можна визначити за формулою:

$$C_i = \frac{M_M \cdot K_i \cdot K_c}{T_p \cdot t_{зм}}, \quad (5.8)$$

де M_M – розмір прожиткового мінімуму працездатної особи, або мінімальної місячної заробітної плати (в залежності від діючого законодавства), прийmemo $M_M=6500$ грн;

K_i – коефіцієнт міжкваліфікаційного співвідношення для встановлення тарифної ставки робітнику відповідного розряду (табл. Б.2, додаток Б [1]);

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 – середнє число робочих днів в місяці, приблизно $T_p = 21$ дн;

$t_{зм}$ – тривалість зміни, год.

$$C_1 = 6700,00 \cdot 1 \cdot 1,65 / (21 \cdot 8) = 65,8 \text{ грн.}$$

$$З_{р1} = 65,8 \cdot 1 = 65,8 \text{ грн.}$$

Таблиця 5.6 – Величина витрат на основну заробітну плату робітників

Найменування робіт	Тривалість роботи, год	Розряд роботи	Погодинна тарифна ставка, грн	Величина оплати на робітника грн
1. Підготовчі	2	1	65,8	131,6
2. Монтажні	3	3	88,8	266,5
3. Складальні	2	5	111,9	223,7
4. Налогоджувальні	6	2	72,4	434,3
5. Випробувальні	3	4	59,8	179,5
Всього				1235,6

Додаткова заробітна плата дослідників та робітників

Додаткову заробітну плату розраховуємо як 10 ... 12% від суми основної заробітної плати дослідників та робітників за формулою:

$$З_{\text{дод}} = (З_o + З_p) \cdot \frac{H_{\text{дод}}}{100\%}, \quad (5.9)$$

де $H_{\text{дод}}$ – норма нарахування додаткової заробітної плати. Прийmemo 11%.

$$З_{\text{дод}} = (17727 + 1235,6) \cdot 11 / 100\% = 2085,92 \text{ грн.}$$

5.3.2 Відрахування на соціальні заходи

Нарахування на заробітну плату дослідників та робітників розраховуємо як 22% від суми основної та додаткової заробітної плати дослідників і робітників за формулою:

$$Z_n = (Z_o + Z_p + Z_{\text{од}}) \cdot \frac{H_{zn}}{100\%} \quad (4.10)$$

де H_{zn} – норма нарахування на заробітну плату. Приймаємо 22%.

$$Z_n = (17727 + 1235,6 + 2085,92) \cdot 22 / 100\% = 4630,74 \text{ грн.}$$

4.3.3 Сировина та матеріали

До статті «Сировина та матеріали» належать витрати на сировину, основні та допоміжні матеріали, інструменти, пристрої та інші засоби і предмети праці, які придбані у сторонніх підприємств, установ і організацій та витрачені на проведення досліджень за темою «Розробка гідравлічного приводу укладального конвеєра буртоукладника».

Витрати на матеріали (M), у вартісному вираженні розраховуються окремо по кожному виду матеріалів за формулою:

$$M = \sum_{j=1}^n H_j \cdot C_j \cdot K_j - \sum_{j=1}^n B_j \cdot C_{\text{в}j}, \quad (5.11)$$

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, ($K_j = 1,1 \dots 1,15$);

B_j – маса відходів j -го найменування, кг;

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

Проведені розрахунки зведемо до таблиці.

Таблиця 5.7 – Витрати на матеріали

Найменування матеріалу, марка, тип, сорт	Ціна за 1 кг, грн	Норма витрат, кг	Вартість витраченого матеріалу, грн
Лак ЕП-730	35	0,05	1,75
Припой ПОС-61	50	0,09	4,5
Флюс БС-2	15	0,023	0,345
Спиртобензин ВС-50	35	0,04	1,4

Дріт монтажний	70	0,04	2,8
Всього			10,79
З врахуванням коефіцієнта транспортування			11,88

5.3.4 Розрахунок витрат на комплектуючі

Витрати на комплектуючі (K_6), які використовують при проведенні НДР на тему «Розробка гідравлічного приводу укладального конвеєра буртоукладника».

Витрати на комплектуючі K , що були використані під час виконання даного етапу роботи, розраховуються за формулою:

$$K = \sum_1^n N_i \cdot C_i \cdot K_i \text{ грн.}, \quad (5.12)$$

де N_i – кількість комплектуючих i -го виду, шт.;

C_i – ціна комплектуючих i -го виду, грн.;

K_i – коефіцієнт транспортних витрат, $K_i = (1,1 \dots 1,15)$;

n – кількість видів комплектуючих.

Зроблені розрахунки бажано звести до таблиці:

Таблиця 5.8 – Витрати на комплектуючі

Найменування комплектувальних	Кількість	Ціна за штуку, грн.	Сума, грн.
Гідромотор	1	30000	30000
Додатковий гідромотор	1	25000	25000
Розподільник	1	5500	5500
Гідронасос	1	4000	4000
Трубопровід	4	1500	6000
Всього з врахування коефіцієнт транспортних витрат			77550,00

5.3.5 Амортизація обладнання, програмних засобів та приміщень

В спрощеному вигляді амортизаційні відрахування по кожному виду обладнання, приміщень та програмному забезпеченню тощо, розраховуємо з використанням прямолінійного методу амортизації за формулою:

$$A_{обл} = \frac{Ц_{б}}{T_{е}} \cdot \frac{t_{вик}}{12}, \quad (5.13)$$

де $Ц_{б}$ – балансова вартість обладнання, програмних засобів, приміщень тощо, які використовувались для проведення досліджень, грн;

$t_{вик}$ – термін використання обладнання, програмних засобів, приміщень під час досліджень, місяців;

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

$$A_{обл} = (25000 \cdot 1) / (2 \cdot 12) = 1041,67 \text{ грн.}$$

Проведені розрахунки зведемо до таблиці.

Таблиця 4.9 – Амортизаційні відрахування по кожному виду обладнання

Найменування обладнання	Балансова вартість, грн	Строк корисного використання, років	Термін використання обладнання, місяців	Амортизаційні відрахування, грн
Персональний комп'ютер	25000	2	1	1041,67
Приміщення	210000	20	2	1750,00
Всього				2791,67

5.3.6 Паливо та енергія для науково-виробничих цілей

Витрати на силову електроенергію (B_e) розраховуємо за формулою:

$$B_e = \sum_{i=1}^n \frac{W_{yi} \cdot t_i \cdot Ц_e \cdot K_{внi}}{\eta_i}, \quad (5.14)$$

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

t_i – тривалість роботи обладнання на етапі дослідження, год;

C_e – вартість 1 кВт-години електроенергії, грн; (вартість електроенергії визначається за даними енергопостачальної компанії), прийmemo $C_e = 7,5$ грн;

K_{eni} – коефіцієнт, що враховує використання потужності, $K_{eni} < 1$;

η_i – коефіцієнт корисної дії обладнання, $\eta_i < 1$.

$$B_e = 0,25 \cdot 290,0 \cdot 7,5 \cdot 0,5 / 0,8 = 339,84 \text{ грн.}$$

5.3.7 Службові відрядження

До статті «Службові відрядження» дослідної роботи на тему «Розробка гідравлічного приводу укладального конвеєра буртоукладника» належать витрати на відрядження штатних працівників, працівників організацій, які працюють за договорами цивільно-правового характеру, аспірантів, зайнятих розробленням досліджень, відрядження, пов'язані з проведенням випробувань машин та приладів, а також витрати на відрядження на наукові з'їзди, конференції, наради, пов'язані з виконанням конкретних досліджень.

Витрати за статтею «Службові відрядження» розраховуємо як 20...25% від суми основної заробітної плати дослідників та робітників за формулою:

$$B_{cv} = (Z_o + Z_p) \cdot \frac{H_{cv}}{100\%}, \quad (5.15)$$

де H_{cv} – норма нарахування за статтею «Службові відрядження», прийmemo $H_{cv} = 20\%$.

$$B_{cv} = (17727 + 1235,6) \cdot 20 / 100\% = 3792,58 \text{ грн.}$$

5.3.8 Інші витрати

До статті «Інші витрати» належать витрати, які не знайшли відображення у зазначених статтях витрат і можуть бути віднесені безпосередньо на собівартість досліджень за прямими ознаками.

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

$$I_{\text{в}} = (Z_o + Z_p) \cdot \frac{H_{\text{ив}}}{100\%}, \quad (5.16)$$

де $H_{\text{ив}}$ – норма нарахування за статтею «Інші витрати», прийmemo $H_{\text{ив}} = 50\%$.

$$I_{\text{в}} = (17727+1235,6) \cdot 50 / 100\% = 9481,44 \text{ грн.}$$

5.3.9 Накладні (загальновиробничі) витрати

До статті «Накладні (загальновиробничі) витрати» належать: витрати, пов'язані з управлінням організацією; витрати на винахідництво та раціоналізацію; витрати на підготовку (перепідготовку) та навчання кадрів; витрати, пов'язані з набором робочої сили; витрати на оплату послуг банків; витрати, пов'язані з освоєнням виробництва продукції; витрати на науково-технічну інформацію та рекламу та ін.

Витрати за статтею «Накладні (загальновиробничі) витрати» розраховуємо як 100...150% від суми основної заробітної плати дослідників та робітників за формулою:

$$B_{\text{нзв}} = (Z_o + Z_p) \cdot \frac{H_{\text{нзв}}}{100\%}, \quad (5.17)$$

де $H_{\text{нзв}}$ – норма нарахування за статтею «Накладні (загальновиробничі) витрати», прийmemo $H_{\text{нзв}} = 100\%$.

$$B_{\text{нзв}} = (17727+1235,6) \cdot 100 / 100\% = 18962,88 \text{ грн.}$$

Витрати на проведення науково-дослідної роботи на тему «Розробка гідравлічного приводу укладального конвеєра буртоукладника» розраховуємо як суму всіх попередніх статей витрат за формулою:

$$B_{\text{заг}} = Z_o + Z_p + Z_{\text{одд}} + Z_n + M + K_v + B_{\text{спец}} + B_{\text{прз}} + A_{\text{обл}} + B_e + B_{\text{св}} + B_{\text{сп}} + I_v + B_{\text{нзв}}. \quad (4.18)$$

$$B_{\text{заг}} = 17727 + 1235,6 + 2085,92 + 4630,74 + 11,88 + 77550,00 + 2791,67 + 339,84 + 3792,58 + 9481,44 + 18962,88 = 138609,83 \text{ грн.}$$

Загальні витрати ZB на завершення науково-дослідної (науково-технічної) роботи та оформлення її результатів розраховується за формулою:

$$ZB = \frac{B_{\text{заг}}}{\eta}, \quad (5.19)$$

де η - коефіцієнт, який характеризує етап (стадію) виконання науково-дослідної роботи, прийmemo $\eta = 0,5$.

$$ZB = 138609,83 / 0,5 = 277219,65 \text{ грн.}$$

5.4 Розрахунок економічної ефективності науково-технічної розробки при її можливій комерціалізації потенційним інвестором

В ринкових умовах узагальнюючим позитивним результатом, що його може отримати потенційний інвестор від можливого впровадження результатів тієї чи іншої науково-технічної розробки, є збільшення у потенційного інвестора величини чистого прибутку.

Результати дослідження проведені за темою «Розробка гідравлічного приводу укладального конвеєра буртоукладника» передбачають комерціалізацію протягом 3-х років реалізації на ринку.

В цьому випадку основу майбутнього економічного ефекту будуть формувати:

ΔN – збільшення кількості споживачів яким надається відповідна інформаційна послуга у періоди часу, що аналізуються;

N – кількість споживачів яким надавалась відповідна інформаційна послуга у році до впровадження результатів нової науково-технічної розробки, прийmemo 1 особа

C_o – вартість послуги у році до впровадження інформаційної системи, прийmemo 90000,00 грн;

$\pm \Delta C_o$ – зміна вартості послуги від впровадження результатів, прийmemo зростання на 1000,00 грн.

Можливе збільшення чистого прибутку у потенційного інвестора $\Delta \Pi_i$ для кожного із 3-х років, протягом яких очікується отримання позитивних результатів від можливого впровадження та комерціалізації науково-технічної розробки, розраховуємо за формулою [1]:

$$\Delta \Pi_i = (\pm \Delta C_o \cdot N + C_o \cdot \Delta N)_i \cdot \lambda \cdot \rho \cdot \left(1 - \frac{\mathcal{G}}{100}\right), \quad (5.20)$$

де λ – коефіцієнт, який враховує сплату потенційним інвестором податку на додану вартість. У 2021 році ставка податку на додану вартість складає 20%, а коефіцієнт $\lambda = 0,8333$;

ρ – коефіцієнт, який враховує рентабельність інноваційного продукту).
Прийmemo $\rho = 40\%$;

\mathcal{G} – ставка податку на прибуток, який має сплачувати потенційний інвестор, у 2023 році $\mathcal{G} = 18\%$;

Збільшення чистого прибутку 1-го року:

$$\Delta\Pi_1 = (1 \cdot 1000 + 90000 \cdot 20) \cdot 0,83 \cdot 0,4 \cdot (1 - 0,18/100\%) = 311075,06 \text{ грн.}$$

Збільшення чистого прибутку 2-го року:

$$\Delta\Pi_2 = (1 \cdot 1000 + 90000 \cdot (20 + 50)) \cdot 0,83 \cdot 0,4 \cdot (1 - 0,18/100\%) = 1089164,8 \text{ грн.}$$

Збільшення чистого прибутку 3-го року:

$$\Delta\Pi_3 = (1 \cdot 1000 + 90000 \cdot (20 + 50 + 60)) \cdot 0,83 \cdot 0,4 \cdot (1 - 0,18/100\%) = 2021877,5 \text{ грн.}$$

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

$$\Pi\Pi = \sum_{i=1}^T \frac{\Delta\Pi_i}{(1 + \tau)^t}, \quad (5.21)$$

де $\Delta\Pi_i$ – 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;

τ – ставка дисконтування, за яку можна взяти щорічний прогнозований рівень інфляції в країні, $\tau = 18\%$;

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

$$\begin{aligned} \Pi\Pi &= 311075,06 / (1 + 0,18)^1 + 1089164,8 / (1 + 0,18)^2 + 2021877,5 / (1 + 0,18)^3 = \\ &= 2191103,83 \text{ грн.} \end{aligned}$$

Величина початкових інвестицій PV , які потенційний інвестор має вкласти для впровадження і комерціалізації науково-технічної розробки:

$$PV = k_{инв} \cdot 3B, \quad (5.22)$$

де $k_{инв}$ – коефіцієнт, що враховує витрати інвестора на впровадження науково-технічної розробки та її комерціалізацію, приймаємо $k_{инв}=2$;

$3B$ – загальні витрати на проведення науково-технічної розробки та оформлення її результатів, приймаємо 277219,65 грн.

$$PV = k_{инв} \cdot 3B = 2 \cdot 277219,65 = 554439,31 \text{ грн.}$$

Абсолютний економічний ефект $E_{абс}$ для потенційного інвестора від можливого впровадження та комерціалізації науково-технічної розробки становитиме:

$$E_{абс} = ПП - PV \quad (5.23)$$

де $ПП$ – приведена вартість зростання всіх чистих прибутків від можливого впровадження та комерціалізації науково-технічної розробки, 2191103,83 грн;

PV – теперішня вартість початкових інвестицій, 554439,31 грн.

$$E_{абс} = ПП - PV = 2191103,83 - 554439,31 = 1636664,53 \text{ грн.}$$

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

$$E_g = Tж \sqrt{1 + \frac{E_{абс}}{PV}} - 1, \quad (5.24)$$

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

PV – теперішня вартість початкових інвестицій, грн;

$T_{жс}$ – життєвий цикл науково-технічної розробки, тобто час від початку її розробки до закінчення отримання позитивних результатів від її впровадження, 3 роки.

$$E_е = \sqrt[T_{жс}]{1 + \frac{E_{abc}}{PV}} - 1 = (1 + 1636664,53 / 554439,31)^{1/3} - 1 = 0,9.$$

Мінімальна внутрішня економічна дохідність вкладених інвестицій $\tau_{мін}$

:

$$\tau_{мін} = d + f, \quad (5.25)$$

де d – середньозважена ставка за депозитними операціями в комерційних банках; в 2023 році в Україні $d = 0,1$;

f – показник, що характеризує ризикованість вкладення інвестицій, приймемо 0,25.

$\tau_{мін} = 0,1 + 0,25 = 0,35 < 0,9$ свідчить про те, що внутрішня економічна дохідність інвестицій $E_е$, які можуть бути вкладені потенційним інвестором у впровадження та комерціалізацію науково-технічної розробки вища мінімальної внутрішньої дохідності. Тобто інвестувати в науково-дослідну роботу за темою «Інформаційна технологія онтологічного моделювання бази знань з організації бібліотеки» доцільно.

Період окупності інвестицій $T_{ок}$ які можуть бути вкладені потенційним інвестором у впровадження та комерціалізацію науково-технічної розробки:

$$T_{ок} = \frac{1}{E_е}, \quad (5.26)$$

де $E_е$ – внутрішня економічна дохідність вкладених інвестицій.

$$T_{ок} = 1 / 0,9 = 1,1 \text{ р.}$$

$T_{ок} < 3$ -х років, що свідчить про комерційну привабливість науково-технічної розробки і може спонукати потенційного інвестора профінансувати впровадження даної розробки та виведення її на ринок.

5.5 Висновки до розділу

Згідно проведених досліджень рівень комерційного потенціалу розробки за темою «Розробка гідравлічного приводу укладального конвеєра буртоукладника» становить 40 балів, що, свідчить про комерційну важливість проведення даних досліджень оскільки рівень комерційного потенціалу розробки високий.

При оцінюванні рівня конкурентоспроможності, згідно узагальненого коефіцієнту конкурентоспроможності розробки, науково-технічна розробка переважає існуючі аналоги приблизно в 5 раз.

Також термін окупності становить 1,1 роки, що менше 3-х років, що свідчить про комерційну привабливість науково-технічної розробки і може спонукати потенційного інвестора профінансувати впровадження даної розробки та виведення її на ринок.

Отже можна зробити висновок про доцільність проведення науково-дослідної роботи за темою «Розробка гідравлічного приводу укладального конвеєра буртоукладника».

6. ОХОРОНА ПРАЦІ

Питання охорони праці складне і досить відповідальне. Адже за ним життя і здоров'я людей, які своєю працею створюють для держави та нації матеріальні блага. Як показує світовий досвід, безпека праці є основною гарантією стабільності, якості та ефективності будь-якого виробництва. До того ж відсутність нещасних випадків позначається на професійній активності працюючих, на моральному кліматі в колективі, а отже і на ефективності та продуктивності праці, скорочує витрати на пільги та компенсації за роботу в шкідливих і небезпечних для здоров'я умовах. Основними причинами невисокого рівня організації охорони праці в Україні є: низький рівень кваліфікації, виробничої культури та технологічної дисципліни; спрацьованість засобів виробництва; відсутність ефективного галузевого та регіонального управління охороною праці; відсутність достатніх інвестицій у виробництво та охорону праці; неналежне фінансування роботодавцями заходів з охорони праці; відсутність підготовки фахівців з охорони праці, низький рівень підвищення кваліфікації та перепідготовки кадрів з питань охорони праці; хронічне недофінансування національних, галузевих, регіональних програм поліпшення безпеки, гігієни праці та виробничого середовища; відсутність на підприємстві чіткої організації охорони праці; відсутність розробленої державної політики в галузі охорони праці і стимулюючої системи щодо безпечної праці; недостатнє забезпечення нормативно-правовими актами з охорони праці; неадекватне мислення і ставлення до питань безпеки учасників трудового і виробничо-технологічних процесів по вертикалі управління і виконання.

Під час розробки гідравлічного приводу укладального конвеєра буртоукладників, впливають такі небезпечні та шкідливі виробничі фактори [1]: підвищена запиленість та загазованість повітря робочої зони; підвищена та понижена температура повітря робочої зони; підвищений рівень шуму; підвищений рівень статичної електрики; підвищена напруженість

електричного поля; недостатня освітленість повітря робочої зони; фізичні перевантаження (статичні); нервово - психічні перевантаження (перенапруга аналізаторів).

Відповідно до визначених факторів формуємо рекомендації щодо покращення умов праці на робочому місці.

6.1. Технічні рішення щодо безпечного виконання роботи

На робочому місці проектування мультиплікаторного пневмогідроімпульсного пристрою для радіального віброточіння виникають небезпечні та шкідливі фактори: підвищений рівень шуму, несприятливі мікрокліматичні умови, недостатній рівень освітленості, шкідливі речовини, підвищений рівень електромагнітних випромінювань радіочастот, висока напруга електричної мережі, статична електрика та інші. Робота з ПК супроводжується також підвищеним ступенем напруженості трудового процесу. При систематичному впливі виробничих факторів, які не відповідають нормативним показникам, зростає рівень професійно зумовленої захворюваності працюючих та можуть виникнути професійні захворювання органів зору, руху, нервової системи.

Проектування робочих місць, забезпечених ПК, відноситься до числа важливих проблем ергономічного проектування в області обчислювальної техніки.

Робоче місце і взаємне розташування всіх його елементів повинне відповідати антропометричним, фізичним і психологічним вимогам. Велике значення має також характер роботи. Зокрема, при організації робочого місця проектувальника повинні бути дотримані наступні основні умови: оптимальне розміщення устаткування, що входить до складу робочого місця і достатній робочий простір, що дозволяє здійснювати всі необхідні рухи і переміщення [2].

Головними елементами робочого місця проектувальника є стіл і крісло. Основним робочим положенням є положення сидячи. Робоча поза сидячи викликає мінімальне стомлення працівника. Раціональне планування робочого місця передбачає чіткий порядок і постійність розміщення предметів, засобів праці і документації. Те, що потрібне для виконання робіт частіше, розташоване в зоні легкої досяжності робочого простору.

Висота робочої поверхні столу для користувачів повинна регулюватися в межах 680-800 мм, при відсутності такої можливості висота робочої поверхні столу повинна бути 725 мм. Модульними розмірами робочої поверхні столу для ПК, на підставі яких повинні розраховуватися конструктивні розміри, слід вважати: ширину 800, 1200, 1400 мм, глибину 800 і 1000 мм при нерегульованій висоті, що дорівнює 725 мм. Робочий стіл повинен мати простір для ніг висотою не менше 600 мм, шириною – не менше 500 мм, глибиною на рівні колін - не менше 450 мм і на рівні простягнутої ноги – не менше 650 мм. Робочий стілець (крісло) повинен бути підйомно-поворотним і регульованим по висоті і кутам нахилу сидіння і спинки, а також - відстані спинки до переднього краю сидіння. Робоче місце необхідно обладнати підставкою для ніг, має ширину не менше 300 мм, глибину не менше 400 мм, регулювання по висоті в межах до 150 мм і по куту нахилу опорної поверхні підставки до 20 градусів. Підставка повинна мати рифлену поверхню і бортик по передньому краю заввишки 10 мм. Клавіатуру слід розташовувати на поверхні столу на відстані 100-300 мм від краю, зверненого до користувача, або на спеціальній регульованій по висоті робочої поверхні, відокремленої від основної стільниці.

Електричний струм – являє собою прихований тип небезпеки, бо його важко визначити в струмо- та неструмоведучих частинах устаткування, які є хорошими провідниками електрики. Смертельно небезпечним для життя людини вважають струм, величина якого перевищує 0,05 А, струм менше 0,05 А - безпечний (до 1000 В). З метою попередження уражень електричним

струмом до роботи повинні допускатися тільки особи, що добре вивчили основні правила з безпеки виконання роботи.

Приміщення, де експлуатуються ПК, належать до приміщень без підвищеної небезпеки ураження людини електричним струмом. Вимоги електробезпеки і пожежної безпеки у приміщеннях, де встановлені ПК і все устаткування для обслуговування, ремонту та налагодження роботи їх, електропроводи і кабелі мають відповідати електробезпеці зони та мати апаратуру захисту від струму короткого замикання.

Лінії електромережі ПК, у приміщенні виконана як окрема групова трипровідна мережа шляхом прокладання фазового, нульового робочого та нульового захисного провідників (заземлення або занулення), причому площі перерізу нульового робочого і нульового захисного провідника повинні бути не менші за площу перерізу фазового провідника.

Відповідно до правил електробезпеки в службовому приміщенні повинен здійснюватися постійний контроль стану електропроводки, запобіжних щитів, шнурів, за допомогою яких включаються в електромережу комп'ютери, освітлювальні прилади, інші електроприлади. Електричні установки, до яких відноситься практично все обладнання ПК, представляють для людини велику потенційну небезпеку, тому що в процесі експлуатації або проведенні профілактичних робіт людина може торкнутися частин, що знаходяться під напругою. Специфічна небезпека електроустановок - струмоведучі провідники, корпуси стійок ПК і іншого устаткування, яка під напругою в результаті пошкодження (пробою) ізоляції, не подають будь-яких сигналів, які попереджають людину про небезпеку. Реакція людини на електричний струм виникає лише при протіканні останнього через тіло людини. Виключно важливе значення для запобігання електротравматизму має правильна організація обслуговування діючих електроустановок ВЦ, проведення ремонтних, монтажних і профілактичних робіт.

Оскільки в приміщенні використовується понад п'ять ПК, тому на помітному місці встановлено аварійний резервний вимикач, який в разі

небезпеки повністю знеструмлює електричну мережу (крім освітлення). В такому випадку при використанні трипровідникового захищеного проводу або кабелю в оболонці з негорючого або важкогорючого матеріалу дозволено прокладати їх без металевих труб та гнучких металевих рукавів, що ми і спостерігаємо у приміщенні.

6.2 Технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії

6.2.1 Мікроклімат

Мікроклімат виробничих приміщень нормується в залежності від теплових характеристик виробничого приміщення, категорії робіт по важкості і періоду року. Категорія виконуваних робіт під час проектування - 1а [5] (табл.6.1).

Таблиця 6.1 – Параметри мікроклімату

Період року	Параметр мікроклімату	Величина
Холодний	Температура повітря в приміщенні	21 ... 25 ° C
	Відносна вологість	40 ... 60%
	Швидкість руху повітря	до 0,1 м / с
Теплий	Температура повітря в приміщенні	22 ... 28 ° C
	Відносна вологість	40 ... 60%
	Швидкість руху повітря	0,1 ... 0,2 м / с

Для підтримання у виробничих приміщеннях метеорологічних умов, які задовольняють нормативні вимоги використовують систему вентиляції. Приміщення обладнано системою загально обмінної припливно-витяжної вентиляції. На кожен вентиляційну установку складений паспорт з технічною характеристикою та схемою установки.

Крім того, для підтримання температури в холодний період року використовують загальну систему опалення.

6.2.2. Склад повітря робочої зони

ГДК шкідливих речовин, які знаходяться в досліджуваному приміщенні, наведені в таблиці 6.2

Таблиця 6.2 – ГДК шкідливих речовин у повітрі

Назва речовини	ГДК, мг/м ³		Клас небезпечності
	Максимально разова	Середньо добова	
Оксид азоту	0,085	0,085	2
Вуглекислий газ	3	1	4
Пил нетоксичний	0,5	0,15	4
Озон	0,16	0,03	1

Під час роботи на ПК важливо, щоб повітря мало певний іонний склад. Рівні позитивних і негативних іонів у повітрі приміщень з ПК мають відповідати санітарно-гігієнічним нормам (табл.6.3).

Таблиця 6.3 – Рівні іонізації повітря приміщень при роботі на ПК

Рівні	Кількість іонів в 1 см ³	
	n+	n-
Мінімально необхідні	400	600
Оптимальні	1500-3000	3000-5000
Максимально необхідні	50000	50000

Забезпечення складу повітря робочої зони здійснюється за допомогою системи кондиціонування, регулярного провітрювання, та вологого прибирання.

6.2.3 Виробниче освітлення

Природне освітлення на робочому місці проектувальника є бічне одностороннє.

Норми освітленості при штучному освітленні та КПО (для III пояса світлового клімату) при природному та сумісному освітленні (характеристика зорової роботи – дуже високої точності) зазначені у таблиці 6.4:

Таблиця 6.4 - Норми освітленості в приміщенні

Характеристика зорової роботи	Найменший розмір об'єкта розрізювання	Розряд зорової роботи	Підрозряд зорової роботи	Контраст об'єкта розрізнення з фоном	Характеристика фона	Освітленість, лк		КПО, e_n , %			
						Штучне освітлення		Природне освітлення		Сумісне освітлення	
						Комбіноване	Загальне	Верхнє або верхнє і бокове	Бокове	Верхнє або верхнє і бокове	Бокове
Дуже високої точності	Від 0,15 до 0,3	II	г	великий	світлий	1000	300	7	2,5	4,2	1,5

Для максимального використання природного освітлення в приміщенні слід систематично очищувати вікна від пилу та встановити жалюзі. Віконні прорізи не затемнюються іншими будівлями.

Як джерела світла для штучного освітлення в приміщенні застосовуються люмінесцентні лампи типу ЛБ. Допускається застосування ламп розжарювання у світильниках місцевого освітлення

6.2.4 Виробничий шум

Рівні шуму на робочих місцях визначаються за ДСН 3.3.6.037-99 «Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку» [6] (табл.6.2.5).

Таблиця 6.5 Допустимі рівні звуку, еквівалентні рівні звуку і рівні звукового тиску в октавних смугах частот

Вид трудової діяльності, робочі місця	Рівні звукового тиску в дБ в октавних смугах із середньгеометричними частотами, Гц									Рівні звуку, еквівалентні рівні звуку, дБА/дБАекв.
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Творча діяльність, обробка даних,	86	71	61	54	49	45	42	40	38	60

Рівень шуму на робочих місцях не має перевищувати 60 дБА, що досягається застосуванням малошумного обладнання, використанням спеціальних матеріалів для обшивки приміщень, а також різноманітними звукопоглинальними пристроями (перегородки, кожухи, прокладки тощо).

6.2.5. Виробничі випромінювання

Значення напруженості електростатичного поля на робочих місцях із ПК (як у зоні екрана дисплея, так і на поверхнях обладнання, клавіатури, друкувального пристрою) мають не перевищувати гранично допустимих [7] (табл.6.6).

Таблиця 6.6 – Допустимі параметри електромагнітних випромінювань

Найменування параметра	Допустимі значення
Напруженість електричної складової електромагнітного поля на відстані 50 см від поверхні відеомонітору	10 В/м
Напруженість магнітної складової електромагнітного поля на відстані 50 см від поверхні відеомонітору	0,3 А/м
Напруженість електростатичного поля не повинна перевищувати:	для дорослих користувачів 20кВ/м для дітей 15кВ/м

Інтенсивність потоків інфрачервоного випромінювання має не перевищувати допустимих значень [4].

Потужність експозиційної дози рентгенівського випромінювання на відстані 0,05 м від екрана та корпусу відео терміналу при будь-яких положеннях регулювальних пристроїв не повинна перевищувати ОД бер/год (100 мкР/год).

Для забезпечення захисту і досягнення нормованих рівнів комп'ютерних випромінювань необхідно застосовувати при екранні фільтри, локальні світлофільтри (засоби індивідуального захисту очей) та інші засоби захисту, що пройшли випробування в акредитованих лабораторіях і мають щорічний гігієнічний сертифікат (згідно Директиви № 90/270/ЄЕС [8]).

6.3 Безпека у надзвичайних ситуаціях. Дослідження стійкості роботи в умовах дії загрозливих чинників надзвичайних ситуацій

6.3.1 Дія повені на виробничі приміщення

Повінь – це тимчасове заповнення частини суші водою в результаті інтенсивного танення снігів, сильних злив, забруднення русел рік під час льодоходу, утворення приливної хвилі, зсувів і обвалів гірських порід, раптового прориву дамб та гребель.

Критерієм стійкості виробничих приміщень в умовах дії повені є фактична швидкість потоку затоплення та глибина затоплення, в залежності від яких можна визначити ступінь руйнування споруд [1].

Уражаюча дія хвилі затоплення визначається її швидкістю і висотою. Наприклад, цегельні житлові будинки одержують:

- слабкі руйнування при $V_{\phi} = 1,5$ м/с, $h_3 = 2,5$ м;
- середні руйнування при $V_{\phi} = 2,5$ м/с, $h_3 = 4$ м;
- сильні руйнування при $V_{\phi} = 3$ м/с, $h_3 = 6$ м.

5.3.2 Оцінка стійкості роботи виробничого приміщення в умовах дії повені

Вихідні дані: $V_{3B} = 0,7$ м/с, $h_{3B} = 1,5$ м, $h = 4$ м, $h_M = 1$ м, $\alpha = 25^\circ$.

Визначаємо максимальну швидкість потоку при повені

$$V_{\max} = V_{3B} \sqrt[3]{\left(\frac{h_{3B} + h}{h_{3B}}\right)^2} \quad [\text{м/с}]; \quad (6.1)$$

$$V_{\max} = 0,7 \sqrt[3]{\left(\frac{1,5+4}{1,5}\right)^2} = 1,6645 \text{ (м/с)}.$$

Знаходимо ширину затопленої території

$$L = \frac{h}{\sin \alpha} \quad [\text{м}]; \quad (6.2)$$

$$L = \frac{4}{\sin 25^\circ} = 9,702 \text{ (м)}.$$

Визначимо глибину затоплення

$$h_{\text{зам}} = h - h_M \quad [\text{м}]. \quad (6.3)$$

$$h_{\text{зам}} = 4 - 1 = 3 \text{ (м)}.$$

Знайдемо фактичну швидкість потоку затоплення

$$V_3 = V_{\max} f \quad [\text{м/с}]; \quad (6.4)$$

$$V_3 = 1,6645 \cdot 0,95 = 1,5813 \text{ (м/с)},$$

де $f = 0,3 \dots 1,3 = 0,95$ – параметр, що враховує зміщення об'єкта від русла річки.

Оскільки $V_3 = 1,5813$ м/с і $h_{\text{зам}} = 3$ м, то виробниче приміщення отримає слабкі руйнування від повені.

6.3.3 Розробка превентивних заходів з підвищення стійкості роботи в умовах дії НС

Основний напрям боротьби з повенями в зменшенні максимальних витрат води в річці завдяки перерозподілу стоку в часі (насадження лісозахисних смуг, оранка ґрунту поперек схилу, збереження узбережних смуг рослинності, терасування схилів тощо). Для середніх та великих річок досить дієвим засобом є регулювання паводкового стоку за допомогою водосховищ. Окрім того, для захисту від повеней широко застосовується давно відомий спосіб – влаштування дамб. Для ліквідації небезпеки утворення заторів проводиться розчищення та заглиблення окремих ділянок русла ріки, а також руйнування криги вибухами за 10-15 днів до початку льодоходу.

Сигнал про очікувану повінь передається з деяким випередженням для того, щоб населення покинуло своєчасно загрозовий район і вийшло за межу осередку повені.

Люди, матеріальні цінності, складські приміщення, техніка та інше залишаться не ураженими тільки в тому випадку, коли будуть знаходитись вище максимально можливого рівня підйому води, очікуваного на даній території. В інших випадках прийдеться ризикувати і приймати міри по евакуації людей, тварин, техніки, майна тощо.

6.4. Висновки

Було досліджено стійкість роботи в умовах дії загрозових чинників нідзвичайних ситуацій. З дослідження дії повені на стійкість роботи виробничого приміщення можна сказати, що виробниче приміщення отримає слабкі руйнування від повені. Тому розроблено превентивні заходи з підвищення безпеки роботи в умовах дії НС.

ВИСНОВКИ

1. Проведено техніко-економічне обґрунтування заданої теми магістерської кваліфікаційної роботи, за результатами якого встановлена доцільність проектування гідравлічного вмонтованого приводу укладального конвеєра буртоукладника.

2. Проаналізовано відомі конструкції вмонтованих приводів і встановлено необхідність проведення розробки нового гідроприводу укладального конвеєра з компактним передавальним механізмом за умови обмеженого внутрішнього простору під його монтаж і забезпечення високої питомої потужності.

3. Обґрунтовано вибір передач передавального механізму і встановлено необхідність використання на швидкохідному та проміжному ступенях циліндричної закритої передачі, а в тихохідному – цівкової епіциклоїдної передачі, що забезпечило мінімальні габаритні розміри механізму.

4. Розроблено конструктивну схему вмонтованого гідравлічного приводу укладального конвеєра з триступеневим передавальним механізмом, який забезпечує зменшення кількості вузлів, металомісткість, оптимальну компоновку привідного пристрою.

5. Проведений комплекс необхідних проєктних та перевірочних розрахунків елементів передавального механізму приводу дозволив встановити конструктивні параметри для його проєктування, що забезпечать надійне функціонування приводу.

6. Проведено ґрунтовний аналіз розрахункових моделей механічних систем конвеєрів і здійснено вибір розрахункової моделі, за якою побудовано математичну модель для дослідження динамічних процесів вмонтованого гідроприводу укладального конвеєра буртоукладника.

7. Виконано необхідні розрахунки економічних показників розробленої конструкції вмонтованого приводу укладального конвеєра

буртоукладника, які підтвердили доцільність виконання проектних робіт та впровадження його у виробництво.

8. Розроблено комплекс заходів стосовно охорони праці та безпеки у надзвичайних ситуаціях.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Методичні вказівки до виконання економічної частини магістерських кваліфікаційних робіт / Уклад. : В. О. Козловський, О. Й. Лесько, В. В. Кавецький. – Вінниця : ВНТУ, 2021. – 42 с
2. Поліщук Л.К., Іскович-Лотоцький Р.Д., Коцюбівський Р.П. Гідрофікація транспортних засобів буртоукладальної машини // Вібрації в техніці і технологіях. Всеукраїнський науково-технічний журнал. №5 (26). Вінниця. ВДАУ. 2002 р.
3. Середа Л.П., Любін М.В., Гунько І.В. Гідропривід транспортуючих машин. – Вінниця, ВДАУ, 2004 – 60 с.
4. Гідропривод сільськогосподарської техніки: Навчальне видання / О.М. Погорілець, М.С. Волянський, В.Д.Войтюк, С.І. Пастушенко; За ред. О.М. Погорільця. – К.: Вища освіта, 2004. 368 с.: іл
5. Поліщук Л. К. Вмонтовані гідравлічні приводи конвеєрів з гнучким тяговим органом, чутливі до зміни навантаження / Л. К. Поліщук, О. О, Адлер. – Вінниця, ВНТУ, – 2010. – 184 с.
6. Буртоукладачі. ЗАО Калинівський машинобудівний завод [Електронний ресурс] – Режим доступу : <http://www.kmbr.com.ua>
7. Поліщук Л.К. 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. – Донецьк: ДонНТУ, Т.3, 2005. – 309 с.
8. ДСТУ 3455.2-96. Гідроприводи об’ємні та пневмоприводи. Частина 2. Об’ємні гідромашини та пневмомашини. – К.: Держстандарт України, 1997. – 61 с.

9. Аврунін Г.А. Основи об'ємного гідропривода і гідропневмоавтоматики: (навчальний посібник) / (Г. А. Аврунін, І. Г. Кириченко, І. І. Мороз); під ред. Г. А. Авруніна. – Х.: ХНАДУ, 2009. – 424 с.
10. Поліщук Л. К. Системне проектування гідравлічних мотор-барabanів транспортних пристроїв / Л. К. Поліщук, О. О. Адлер // Наукові нотатки. – Луцьк. – Випуск (серпень 2006) – С. 292 – 302.
11. Иринг Ю. Проектирование гидравлических и пневматических систем /Пер. со словацк./ Иринг Ю. - Л.: Машиностроение. Ленингр. отд.,1983. – 363 с.
12. Підйомно-транспортні машини: Розрахунки підймальних і транспортувальних машин: Підручник / В. С. Бондарєв, О. І. Дубинець, М. П. Колісник та ін. – К. : Вища шк., 2009. – 734 с. Башта Т. М. Машиностроительная гидравлика / Башта Т. М. – М.: Машиностроение, 1979. – 672 с.
13. А. с. 1181956 СССР МКИ⁴ В65 23/08. Мотор-барaban конвейера / Пономарчук А. Ф., Новиков Е. Е., Коц И. В., Полищук Л.К. и др. (СССР) – № 3735259/27-03; заявл. 29.04.84 ; опубл. 30.09.85, Бюл. №36.
14. А. с. 1181957 СССР МКИ⁴ В65 23/08. Мотор-барaban / Пономарчук А. Ф., Новиков Е. Е., Коц И. В., Полищук Л.К. и др. (СССР) - № 3735264/27-03; заявл. 29.04.84 ; опубл. 20.09.85, Бюл. №36.
15. Polishchuk L. Mathematical modeling of dynamic processes of control device of hydraulic drive of belt conveyor with variable load [Text] / L. Polishchuk, O. Koval – Tehnomus. New Technologies and Products in Machine Manufacturing Technologies. – 2015 – Issue 1. – P. 141–147.
16. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи: навчальний посібник / Ю. А. Буренніков, І. А. Неміровський, Л. Г. Козлов; МОНМС України, ВНТУ. – Вінниця: ВНТУ, 2013. – 273 с
17. Павлище В. Т. Основи конструювання та розрахунку деталей машин / Павлище В. Т. Підручник. – 2-е вид. перераб. – Львів: Афіша, 2003. – 560 с.

18. Аврунін Г.А. Гідравлічне обладнання будівельних та дорожніх машин / Г. А. Аврунін, І. Г. Кириченко, В. Б. Самородов. – Підручник, ХНАДУ, 2016. – 438 с.
19. Поліщук Л. К. Дослідження системи керування гідропривода стрічкового конвеєра із змінними вантажопотоками [Текст] / Л. К. Поліщук, Є. В. Харченко, О. В. Піонткевич, О. О. Коваль. – Східноєвропейський журнал передових технологій. Харків, – 2016. – Т. 2. – №8 (80). – С. 22 – 29.
20. Омельченко О.В. Гідравлічні машини : навчальний посібник / О.В. Омельченко, Л.О. Цвіркун – Кривий Ріг: ДонНУЕТ, – 2020.– 100 с
21. Динаміка машин : навчальний посібник / В. С. Ловеїкін, Ю. О. Ромасевич. - К. : ЦП "Компринт", 2013. - 227 с.
22. Polishchuk L. Mathematical modeling of dynamic processes of control device of hydraulic drive of belt conveyor with variable load / L. Polishchuk, O. Koval – Tehnomus. New Technologies and Products in Machine Manufacturing Technologies, – 2015 – №1. – P. 141–147.
23. Технічна гідромеханіка. Гідравліка та гідропривод: Підручник / В.О. Федорець, М.Н. Педченко, О.О. Федорець та ін.; За ред. В.О. Федорця. – Житомир, ЖІТІ, 1998. – 412 с
24. Крутіков Г.А. Системи гідроприводів : навчальний посібник / Г.А. Крутіков, М.Г. Стрижак; за ред. Г.А. Крутікова – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – 220 с.
25. Методичні вказівки до виконання студентами-магістрантами наукового напрямку економічної частини магістерських кваліфікаційних робіт / Уклад. В. О. Козловський. – Вінниця : ВНТУ, 2012. – 22 с
26. Техніко-економічні обґрунтування та економічні розрахунки в дипломних проектах та роботах / Уклад. В.О. Козловський . – Вінниця: ВНТУ, 2012. – 75 с.

27. Кавецький. В. В. Економічне обґрунтування інноваційних рішень в машинобудуванні : навчальний посібник / В. В. Кавецький, В. О. Козловський. – Вінниця : ВНТУ, 2016. – 100 с.
28. Методичні вказівки до опрацювання розділу «Безпека життєдіяльності» в дипломних проектах і роботах студентів машинобудівних спеціальностей/ Уклад. О. П. Терещенко, О. В. Кобилянський. – В.: ВНТУ, 2007. – 46 с
29. Положення про кваліфікаційну роботу у Вінницькому національному технічному університеті / Уклад. О. М. Васілевський, Р. Р. Обертюх, А. В. Слабкий, Т. О. Савчук, Л. П. Громова – Вінниця : ВНТУ, 2019 – 32 с.
30. Положення про кваліфікаційні роботи / Уклад. А.О. Семенов – Вінниця : ВНТУ, 2021 – 80 с.
31. Методичні вказівки до оформлення дипломних проектів (робіт) для студентів всіх спеціальностей / Уклад. В. В. Кухарчук, О. Г. Ігнатенко, Р. Р. Обертюх. — Вінниця : ВНТУ, 2002. – 55 с.

Додаток А
(Обов'язковий)

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ

РОЗРОБКА ГІДРАВЛІЧНОГО ПРИВОДУ УКЛАДАЛЬНОГО КОНВЕЄРА
БУРТОУКЛАДНИКА

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

“ 16 ” жовтня 2022

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ

на магістерську кваліфікаційну роботу

РОЗРОБКА ГІДРАВЛІЧНОГО ПРИВОДУ УКЛАДАЛЬНОГО КОНВЕЄРА
БУРТОУКЛАДНИКА

08-62.МКР.003.00.000 ПЗ

Керівник проекту: завідувач кафедри ГМ

д.т.н., професор

Поліщук Л.К.

Виконавець: ст.гр.1ГМ – 22м

Владичко Я.М.

Вінниця 2023

1. Найменування і область застосування

Розробка призначена для транспортувальних машин з гнучкими робочими ланками, які використовуються в мобільних комплексах машин, зокрема в буртоукладнику.

2. Підстави для розробки

Індивідуальне завдання на магістерську кваліфікаційну роботи, затверджене наказом по ВНТУ № 247 від «18» вересня 2023 р.

3. Мета та призначення розробки

Метою магістерської кваліфікаційної роботи є підвищення ефективності експлуатації укладального конвеєра буртоукладника та покращення умов праці оператора за рахунок застосування розробленої конструкції вмонтованого гідравлічного приводу з передавальним механізмом, який забезпечує менші кількість вузлів приводу та металомісткість, відсутність вібрацій, зменшені габарити і його компактність

4. Джерела розробки

Розробка виконується на основі вивчення патентних та науково-технічних матеріалів відомих конструкцій. Відомі конструкції приводних пристроїв стрічкових конвеєрів та їх дослідження наведені в роботах:

1. Буртоукладачі. ЗАО Калинівський машинобудівний завод [Електронний ресурс] – Режим доступу : <http://www.kmbp.com.ua>
2. ДСТУ 3455.2-96. Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Частина 1. Об'ємні гідромашини та пневмомашини. – К.: Держстандарт України, 1997. – 61 с.
3. Поліщук Л. К. Системне проектування гідравлічних мотор-барabanів транспортних пристроїв / Л. К. Поліщук, О. О. Адлер // Наукові нотатки. – Луцьк. – Випуск (серпень 2006) – С. 292 – 302.

4. Поліщук Л. К. Гідрофікація транспортних засобів буртоукладальних машин / Л. К. Поліщук, Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. П. Коцюбівський // Вібрації в техніці і технологіях. Всеукраїнський науково-технічний журнал, – 2003. – №5 (31). – С. 28 – 30.

5. Polishchuk L. Mathematical modeling of dynamic processes of control device of hydraulic drive of belt conveyor with variable load [Text] / L. Polishchuk, O. Koval – Tehnomus. New Technologies and Products in Machine Manufacturing Technologies. – 2015 – Issue 1. – P. 141–147

6. Динаміка машин : навчальний посібник / В. С. Ловейкін, Ю. О. Ромасевич. - К. : ЦП "Компринт", 2013. - 227 с.

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

8. А. с. 1181956 СССР МКИ⁴ В65 23/08. Мотор-барабан конвейера / Пономарчук А. Ф., Новиков Е. Е., Коц И. В., Полищук Л.К. и др. (СССР) – № 3735259/27-03; заявл. 29.04.84 ; опубл. 30.09.85, Бюл. №36.

А. с. 1181957 СССР МКИ⁴ В65 23/08. Мотор-барабан / Пономарчук А. Ф., Новиков Е. Е., Коц И. В., Полищук Л.К. и др. (СССР) - № 3735264/27-03; заявл. 29.04.84 ; опубл. 20.09.85, Бюл. №36.

Технічні вимоги

5.1 Показники вмонтованого гідравлічного приводу з системою керування:

- тип гідромотора ГПРФ -630-1;
- кількість гідромоторів.....1;
- номінальний тиск в гідросистемі, МПа16;
- номінальні витрати, л/с1,6;
- швидкість лінійна стрічки, м/с.....2,74;
- номінальна потужність приводу, кВт14,76
- крутний момент на барабані, Нм..... 952,3

– число обертів барабана, об/хв150

5.2 Вимоги до конструкції та експлуатації розробки:

– діаметр барабана, мм – 350.

– Довжина, мм – 800.

5.3 Вимоги до надійності.

– довговічність, год. – 14000.

– ресурс, год. – 14000.

5.4 Вимоги до рівня уніфікації та стандартизації.

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

6. Економічні показники.

При оцінюванні рівня конкурентоспроможності, згідно узагальненого коефіцієнту конкурентоспроможності розробки, науково-технічна розробка переважає існуючі аналоги приблизно в 5 раз.

Також термін окупності становить 1,1 роки, що менше 3-х років, що свідчить про комерційну привабливість науково-технічної розробки і може спонукати потенційного інвестора профінансувати впровадження даної розробки та виведення її на ринок.

7. Стадії і етапи розробки проекту

1. Вибір та узгодження теми МКР. Огляд літературних джерел.
2. Аналіз літературних джерел. Попередня розробка основних розділів
3. Затвердження теми. Розробка технічного завдання
4. Техніко-економічне обґрунтування теми роботи. Аналіз вирішення поставленої задачі.
5. Розрахунково-конструкторський розділ

6. Розробка розрахункової схеми та математичне моделювання динамічних процесів
7. Економічний розділ
8. Охорона праці і безпека у надзвичайних ситуаціях
9. Оформлення пояснювальної записки та графічної частини роботи
10. Нормоконтроль
11. Попередній захист МКР, доопрацювання, рецензування МКР
12. Захист МКР на ДЕК

8. Порядок контролю та прийому.

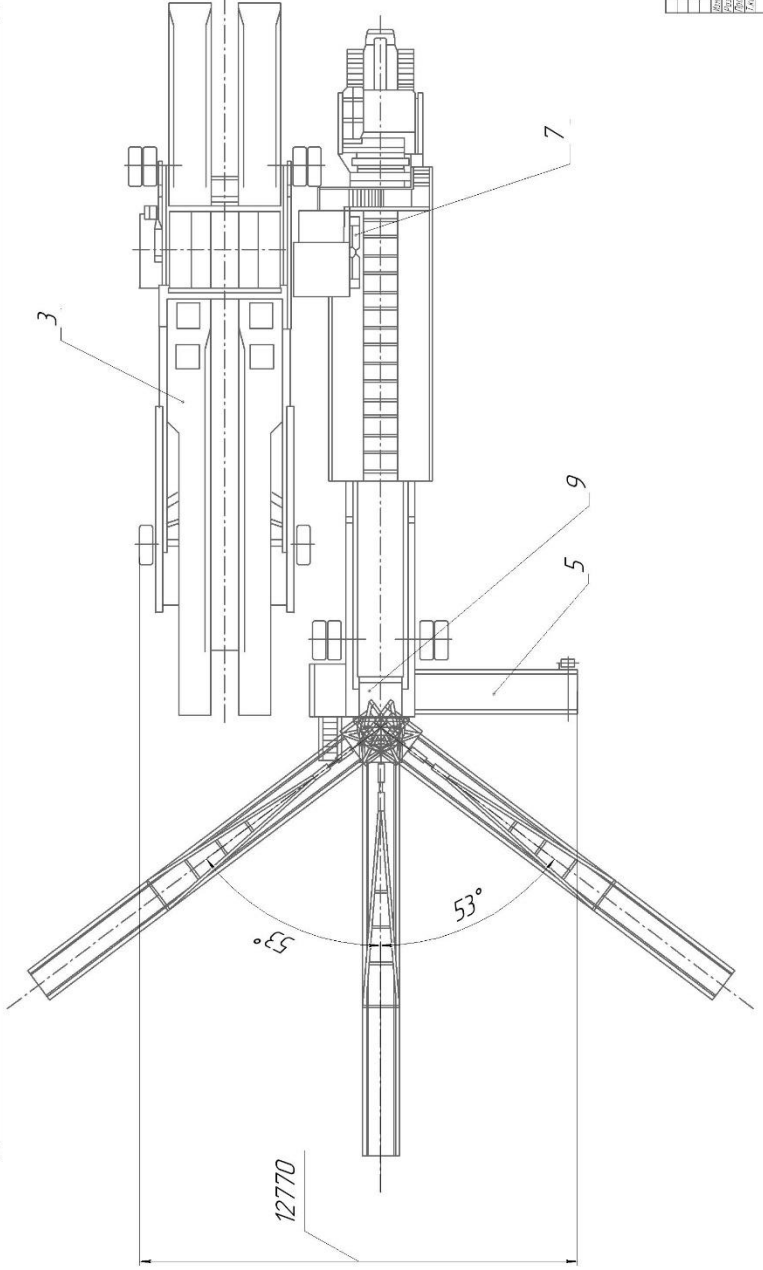
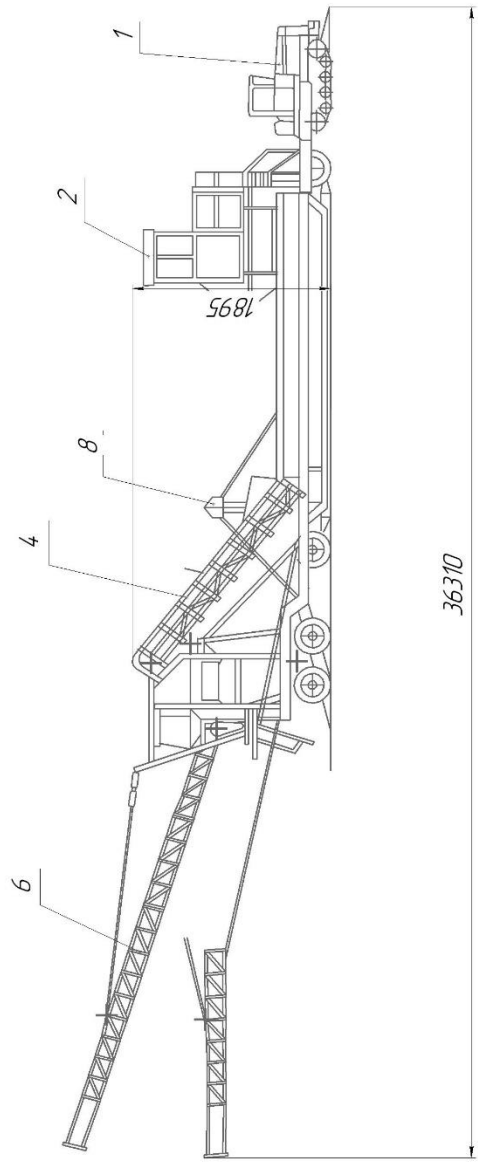
Порядок контролю та прийому дипломного проекту визначається графіком консультацій, попереднього захисту проекту, який затверджується кафедрою ГМ та остаточного захисту перед ДЕК. Корегування стадій та етапів виконання проекту може проводитись при узгоджені з керівником проекту.

Додаток Б
(Обов'язковий)

ГРАФІЧНА ЧАСТИНА

РОЗРОБКА ГІДРАВЛІЧНОГО ПРИВОДУ УКЛАДАЛЬНОГО КОНВЕЄРА
БУРТОУКЛАДНИКА

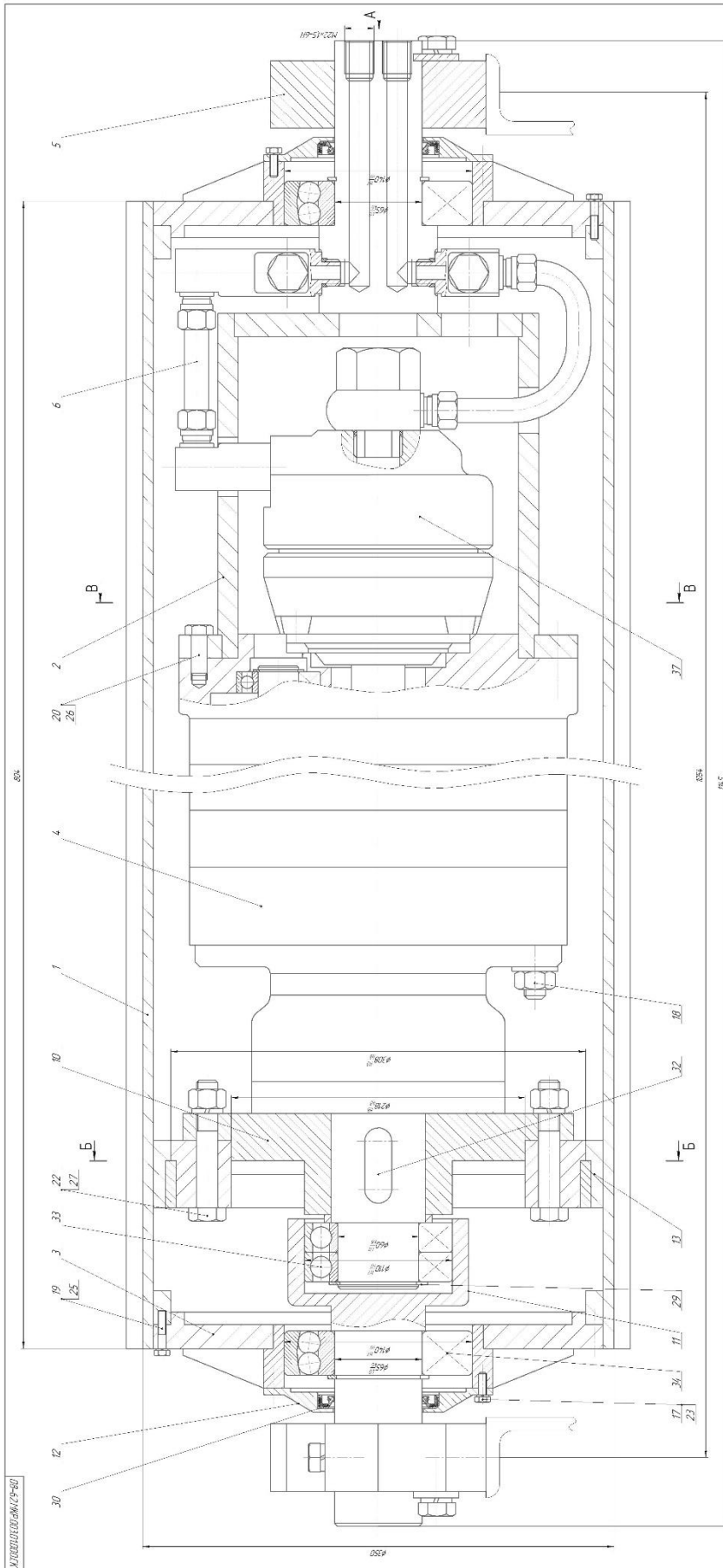
08-62.МКР.003.00.0000083



1. *Разміры для давідок
 2. Забнішы сапарны барціў парабудавы
 енэль ПР-115 жадтава ГОСТ6465-76 VLT-4/1-1/1

08-62.МКР.003.00.0000083		Ліст	Колькасць
Бульварны-ніч машына		Ліст	1/20
Ліч заставы		Ліст	1
ІТМ-22М ВЛТУ		Ліст	1
Імя	Прымак	Л. К	Л. К
Імя	Прымак	Л. К	Л. К

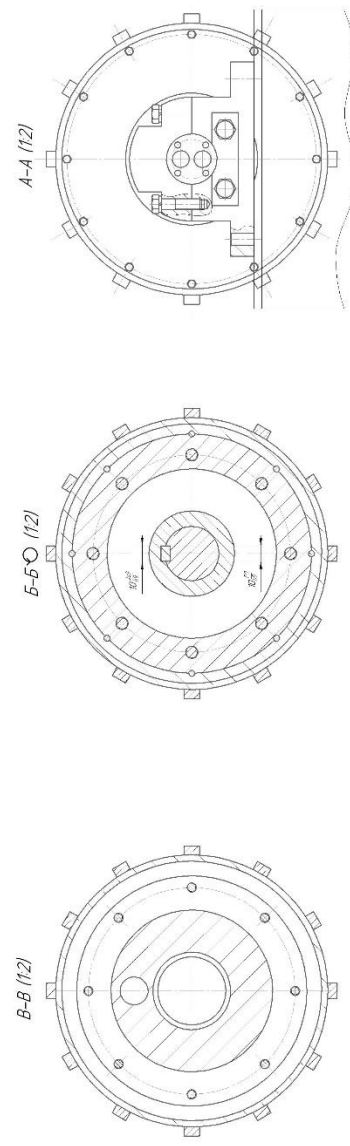
Імя і імя	Імя і імя	Імя і імя	Імя і імя
Імя і імя	Імя і імя	Імя і імя	Імя і імя
Імя і імя	Імя і імя	Імя і імя	Імя і імя
Імя і імя	Імя і імя	Імя і імя	Імя і імя



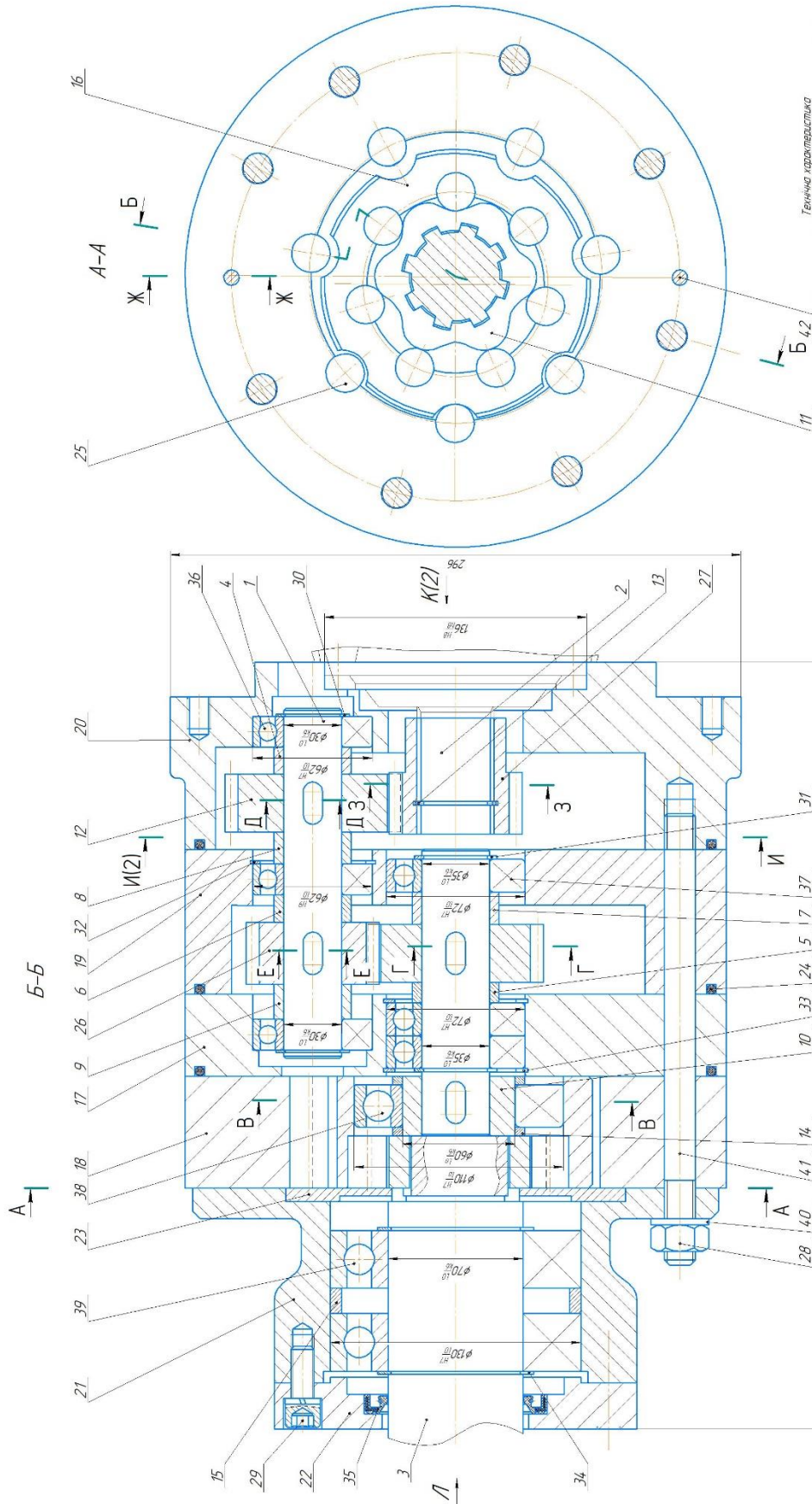
- Технічна характеристика
1. Номінальна потужність, кВт 4,76
 2. Крутний момент на валові, Нм 952,3
 3. Число обертів в хвилину, об/хв 150
 4. Передавальне число 30
 5. Тиск в матеріалі мастила, МПа 16
 6. Витрати робочої рідини, л/с 1,5
 7. Габарити

- Технічні дані
1. З'єднані колеса та шліфовий шупи перед використанням повинні бути оброблені на шліфуванні за номером 24 ДСТУ 17150-75
 2. Надлишкові рідеччини на з'єднаних поверхнях повинні витирати перед експлуатацією
 3. Габарити на герметичність по тиску 50 МПа

ОБ-6,2МР.023.01.0000.01	
Виробничий завод	11
Код виробничого підприємства	02
Лист	1
Всього листів	1
Відомості про виконавця	ІП В.П. ДЖ. ВІУ

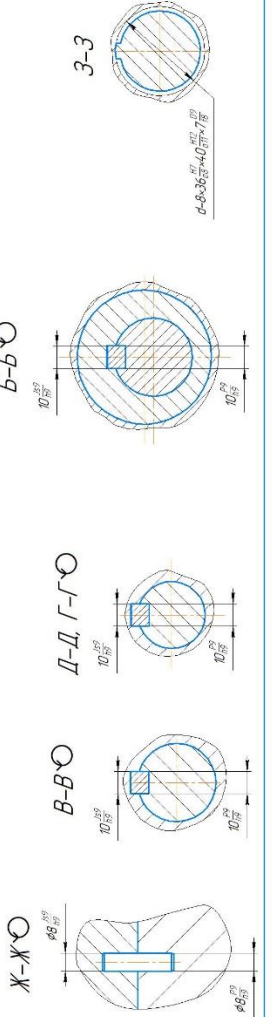


08-62МР.003.014.00СК

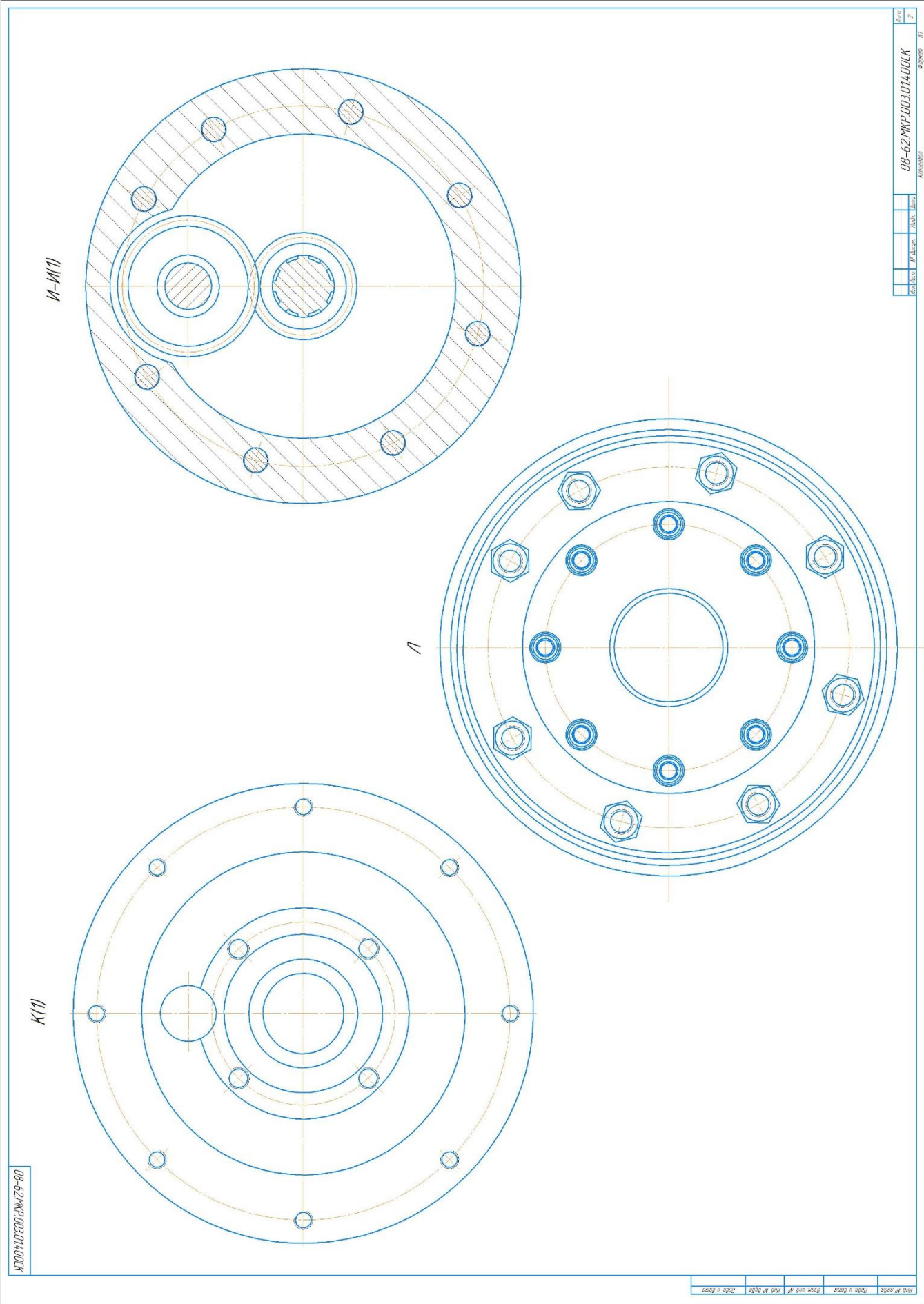


Технічна характеристика
 Поверхність, на якій відліку валу, $\mu\text{м}$ 14,76
 Координаті перетини на похідному валу, $\mu\text{м}$ 952,3
 Частота обертання відлікового валу, $\text{х}0^{-1}$ 7500
 Передаване число 10

Технічні вимоги
 1. Зварки в зварюванні / ліпіння металу за ступеня по стандарту В-4-ВВ ГОСТ 16634-87
 2. Редуктор обертати без надмірного протязу двох годін
 3. Складові приладдя, фрезировами / консерація редуктора працювати зліва з заводськими технічними градама



08-62МР.003.014.00СК		Код		Класифікація	
Переоборудування		08-62	003	014	00СК
Металургія		11			
Складові елементи		1			
08-62МР.003.014.00СК		Код		Класифікація	
Переоборудування		08-62	003	014	00СК
Металургія		11			
Складові елементи		1			
08-62МР.003.014.00СК		Код		Класифікація	
Переоборудування		08-62	003	014	00СК
Металургія		11			
Складові елементи		1			



08-62/MKP-003.014.000CK

K11

W-M11

L

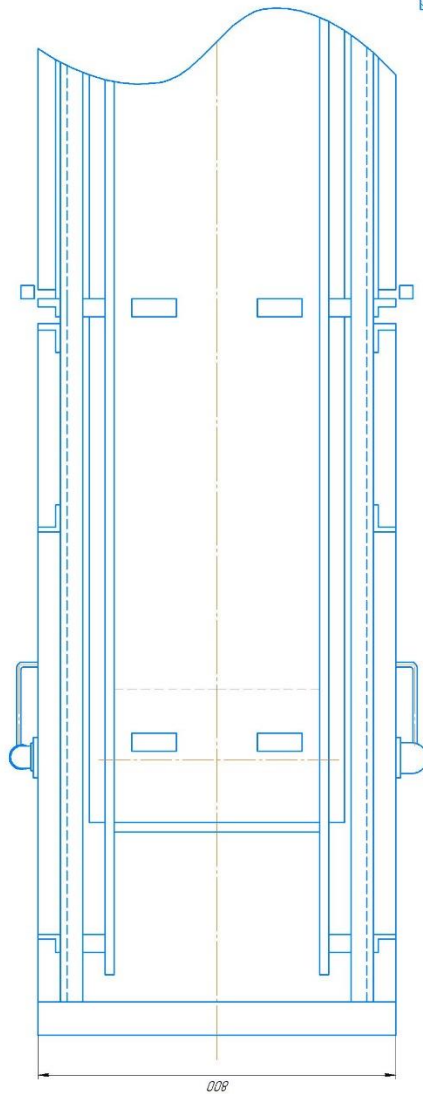
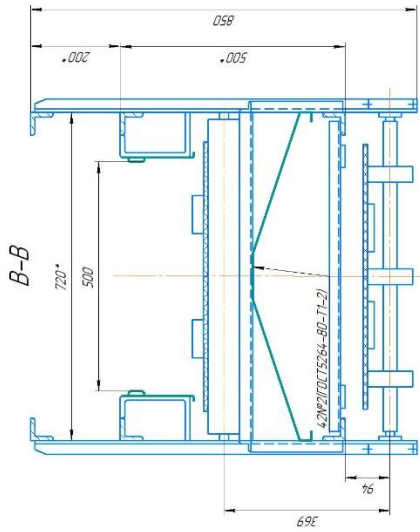
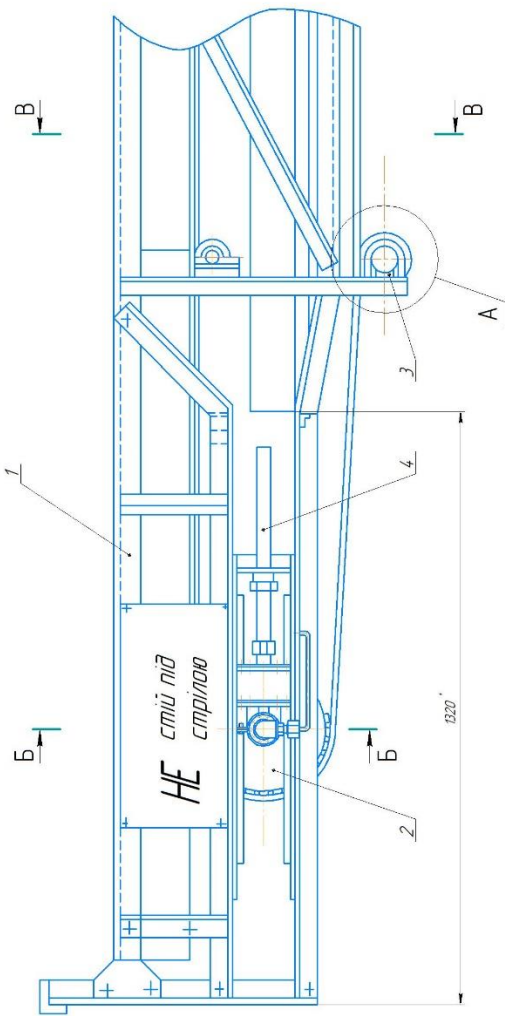
Maßstab	Zeichn. in Norm	Zeichn. in mm	Maßstab	Zeichn. in mm	Maßstab	Zeichn. in mm
---------	-----------------	---------------	---------	---------------	---------	---------------

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50	51	52	53	54	55	56	57	58	59	60	61	62	63	64	65	66	67	68	69	70	71	72	73	74	75	76	77	78	79	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90	91	92	93	94	95	96	97	98	99	100
---	---	---	---	---	---	---	---	---	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	-----

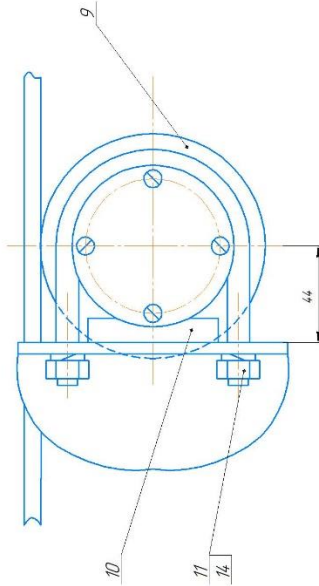
08-62/MKP-003.014.000CK

48/01/0001

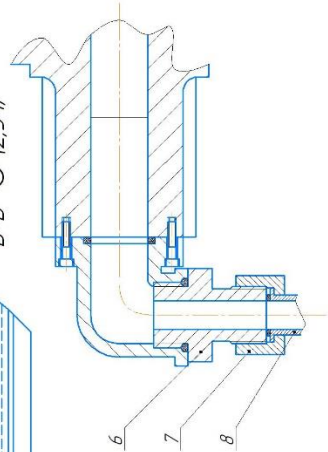
08-62MP.003.01000-01СК



A(A-1)



B-B $\varnothing 12,5-1$



- 1 Ширина камерної стрічки, мм 600
- 2 Швидкість транспортування вантажу, м/с 3,77
- 3 Встановлена номінальна потужність кВт 14,76

08-62MP.003.01000-01СК				
Діагност.	Робота	Діагност.	Діагност.	Діагност.
Дата	Місяць	Рік	Місяць	Рік
Розробництво частини				
конструкторів частини				
конструкторів складу				
спецзамовлення				
Лист №				
ІТМ-22м.ВНТУ				

Додаток В
(Обов'язковий)

СПЕЦИФІКАЦІЇ

**РОЗРОБКА ГІДРАВЛІЧНОГО ПРИВОДУ УКЛАДАЛЬНОГО КОНВЕЄРА
БУРТОУКЛАДНИКА**

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
<i>Документація</i>						
			08-62.МКР.003.01.000-01СК	Складальне креслення		
<i>Складальні одиниці</i>						
Справ. №		1	08-62.МКР.003.01.000-01	Каркас		
		2	08-62.МКР.003.02.000-01	Вмонтований гідропривод		
		3	08-62.МКР.003.03.000-01	Роликовий вузол		
		4	08-62.МКР.003.04.000-01	Натяжний пристрій		
<i>Деталі</i>						
		6	08-62.МКР.003.00.001-01	Штуцер		
		7	08-62.МКР.003.00.002-01	Накидна гайка		
		8	08-62.МКР.003.00.003-01	Штуцер		
		9	08-62.МКР.003.00.004-01	Ролик		
		10	08-62.МКР.003.00.005-01	Планка опорна		
		11	08-62.МКР.003.00.006-01	Стяжка болтова		
<i>Стандартні вироби</i>						
				Гайки ГОСТ 5916-70		
		14		M10-7H5		
08-62.МКР.003.01.000-01						
Изм. Лист		№ докум.		Подп.	Дата	
Разраб.		Владичко Я.М.				
Пров.		Поліщук Л.К.				
Н.контр.		Поліщук Л.К.				
Утв.		Поліщук Л.К.				
				Развантажувальна частина модернізована стріли укладального конвеєра		
Лит.		Лист		Листов		
		1		2		
				1ГМ-22м, ВНТУ		
Инв. № подл.						
Подп. и дата		Взам. инв. №		Инв. № дубл.		Подп. и дата
Перв. примен.						

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	
Перв. примен.				<u>Документация</u>			
	A1		08-62.MKP.003.00.000СК	Складальне креслення			
				<u>Деталі</u>			
Справ. №		1	08-62.MKP.003.00.001	Вал	1		
		2	08-62.MKP.003.00.002	Ведучий вал	1		
		3	08-62.MKP.003.00.003	Тихохідний вал	1		
		4	08-62.MKP.003.00.004	Втулка	1		
		5	08-62.MKP.003.00.005	Втулка	1		
		6	08-62.MKP.003.00.006	Втулка	1		
		7	08-62.MKP.003.00.007	Втулка	1		
		8	08-62.MKP.003.00.008	Втулка	1		
		9	08-62.MKP.003.00.009	Втулка	1		
		10	08-62.MKP.003.00.010	Ексцентрик	1		
		11	08-62.MKP.003.00.011	Зірка	1		
		12	08-62.MKP.003.00.012	Зубчасте колесо	2		
		13	08-62.MKP.003.00.013	Кільце	1		
		14	08-62.MKP.003.00.014	Кільце	2		
		15	08-62.MKP.003.00.015	Кільце	1		
		16	08-62.MKP.003.00.016	Колесо	1		
		17	08-62.MKP.003.00.017	Карпус	1		
		18	08-62.MKP.003.00.018	Карпус	1		
		19	08-62.MKP.003.00.019	Карпус	1		
		20	08-62.MKP.003.00.020	Карпус	1		
		21	08-62.MKP.003.00.021	Карпус	1		
		22	08-62.MKP.003.00.022	Кришка	1		
			08-62.MKP.003.00.000				
Инв. № подл.	Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		
	Разраб.		Владичко Я.В.			Лит.	
	Проб.		Поліщук Л.К.			Лист	
						Листов	
	Н.контр.		Поліщук Л.К.			1	
Утв.		Поліщук Л.К.			2		
Передавальний механізм						ВНТУ, ст. гр. 1ГМ-22М	

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
<u>Документация</u>						
A1			08-62.МКР.003.01.000.СК	Складальне креслення		
<u>Складальні одиниці</u>						
		1	08-62.МКР.003.01.000	Корпус барабана	1	
		2	08-62.МКР.003.02.000	Напіввісь права	1	
		3	08-62.МКР.003.03.000	Кришка барабана	2	
		4	08-62.МКР.003.04.000	Передавальний механізм	1	
		5	08-62.МКР.003.05.000	Опора	2	
		6	08-62.МКР.003.06.000	З'єднувальна арматура	1	
<u>Деталі</u>						
		10	08-62.МКР.003.00.001	Диск приводний	1	
		11	08-62.МКР.003.00.002	Напіввісь ліва	1	
		12	08-62.МКР.003.00.003	Кришка	2	
		13	08-62.МКР.003.00.004	Кільце	1	
<u>Стандартні вироби</u>						
				Болти ГОСТ 11738-84	12	
08-62.МКР.003.01.000						
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		
Разраб.		Владичко Я.М.			Лит.	Лист
Проб.		Поліщук Л.К.				Листов
Н.контр.		Поліщук Л.К.				
Утв.		Поліщук Л.К.				
Вмонтований гідропривід укладального конвеєра					1	2
ВНТУ, гр. 1ГМ-22М						

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	Инв. № подл.	Лист	Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Инв. № докл.	Взам. инв. №	Подп. и дата	Инв. № докл.	Подп. и дата
		17		M6×1,5-7g×16.58	6													
		18		M8×1,5-7g×23.58	16													
		19		M10×1,5-7g×29.58	8													
		20		M12×1,5-7g×40.58	8													
		21		M12×1,5-7g×60.58	8													
		22		M16×1,5-7g×70.58														
				Шайби ГОСТ 6402-70	12													
		23		6 65Г 02 9	6													
		24		8 65Г 02 9	16													
		25		10 65Г 02 9	16													
		26		12 65Г 02 9	8													
		27		16 65Г 02 9	8													
		28		Гайки ГОСТ 2524-70														
				M12×1,5.6H.6.A	3													
		29		Кільце 1A60 ГОСТ 13940-68														
				Манжети ГОСТ 8752-79	2													
		30		1-65×90-3	1													
		31		1-65×100-1	1													
		32		Шпонка 20×12×56														
				ГОСТ 23360-78	2													
		33		Підшипник 212 ГОСТ 8338-75	1													
		34		Підшипник 1313 ГОСТ 5720-75														
				Покупні вироби														
					1													
		37		Гідродвигун ГПР-Ф-630														

08-62.MKP.003.01.000														Лист
2														
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата										

Копировал Формат А4

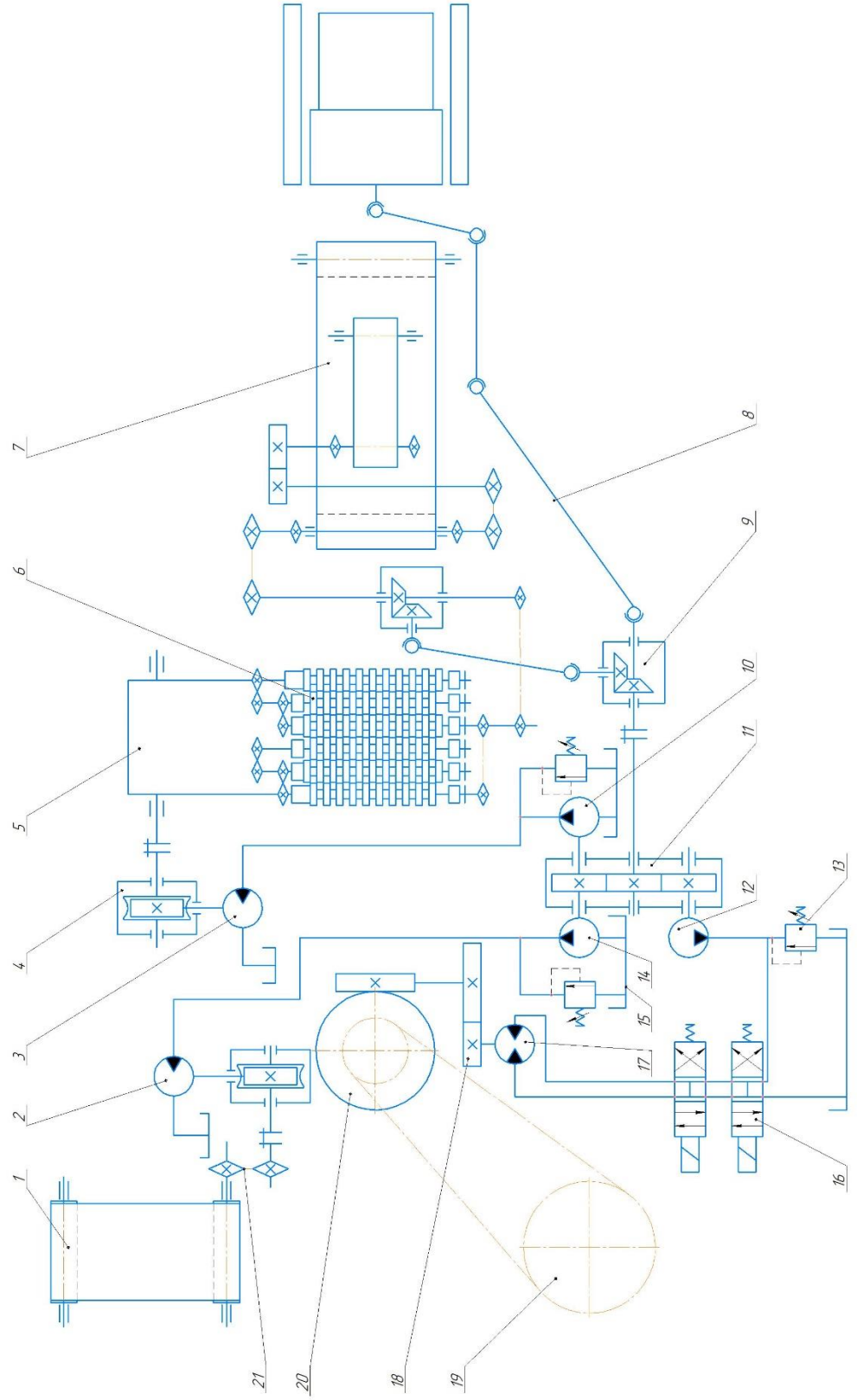
Додаток Г
(Обов'язковий)

ІЛЮСТРАТИВНА ЧАСТИНА

РОЗРОБКА ГІДРАВЛІЧНОГО ПРИВОДУ УКЛАДАЛЬНОГО КОНВЕЄРА
БУРТОУКЛАДНИКА

Аналіз кінематичних схем приводів конвеєрів буртоукладника

Гідрокінематична схема



Аналіз кінематичних схем приводів конвеєрів буртоукладника (продовження)

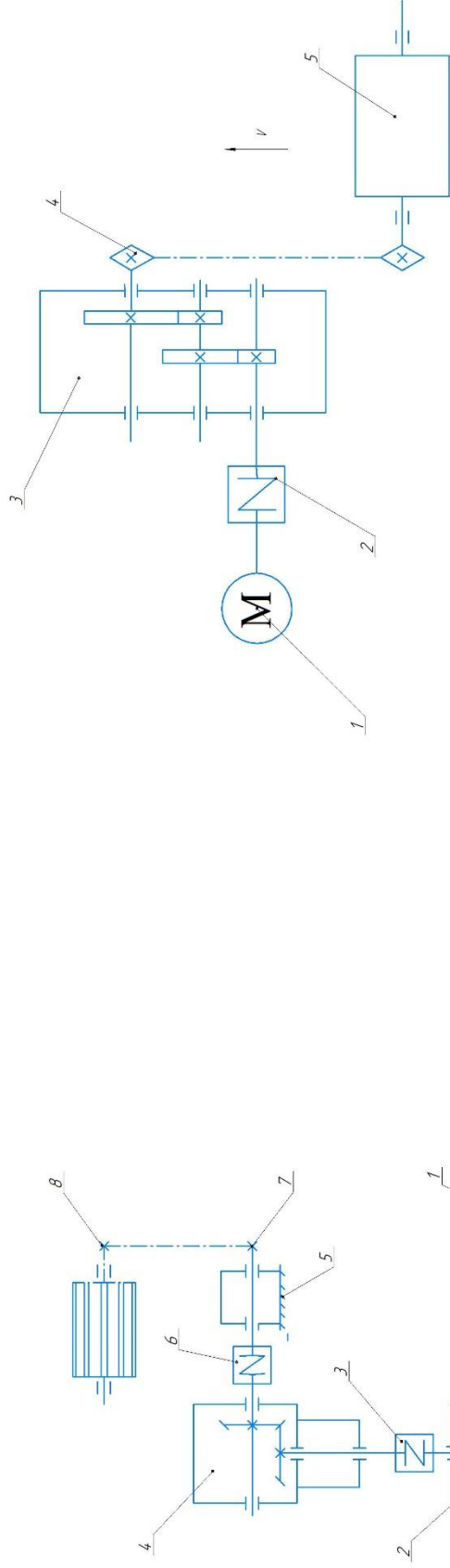


Рисунок 2 Кінематична схема з електромеханічним приводом

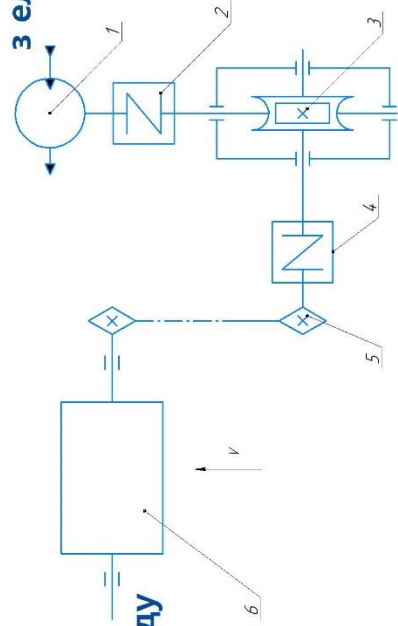


Рисунок 1 Кінематична схема приводу укладального конвеєра БУМ К-65М2Б3-К

Рисунок 3 Гідромеханічна схема транспортеру видачі відходів БУМ"Комплекс 65М2В"

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ УКЛАДАЛЬНОГО КОНВЕЄРА ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ

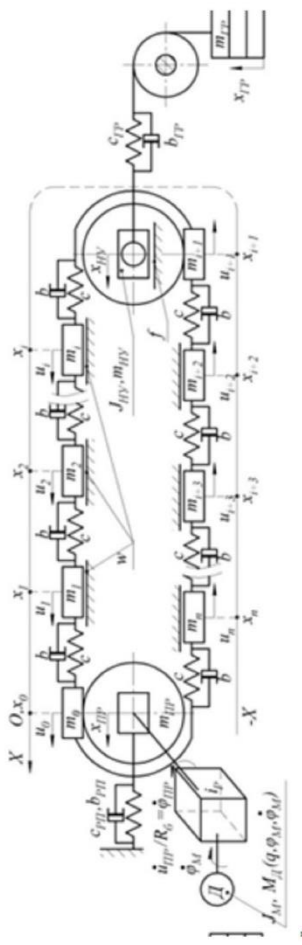


Рисунок 1 Трьохмасова розрахункова модель конвеєра

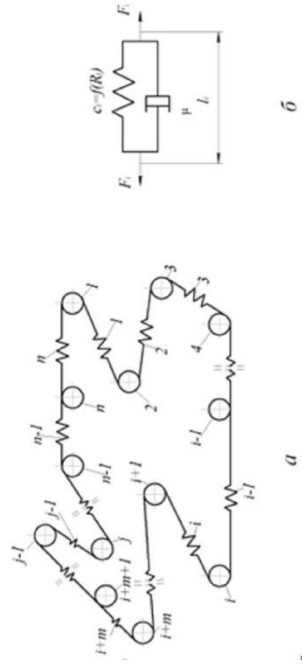


Рисунок 3 Ланцюгова розрахункова модель конвеєра:(а) та модель стрічки (б)

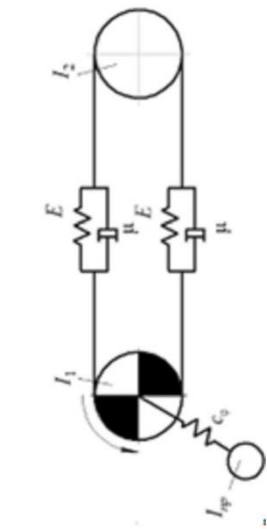


Рисунок 2 Кінематична схема з електромеханічним приводом

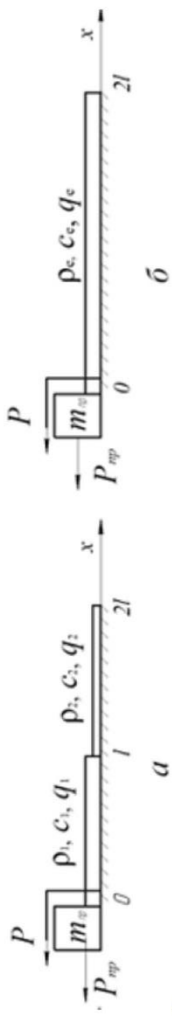


Рисунок 4 Стрижнева модель конвеєра

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ УКЛАДАЛЬНОГО КОНВЕЄРА ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ (продовження)

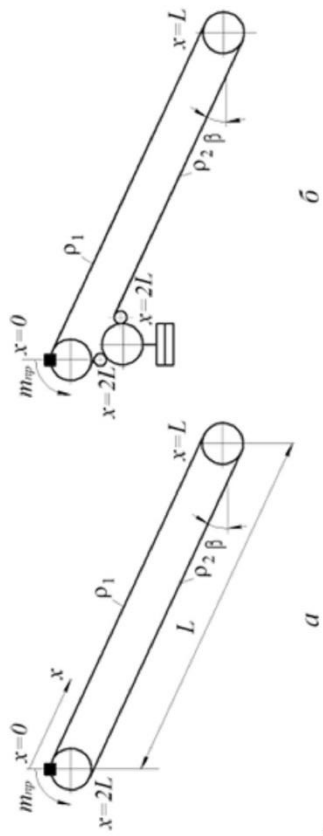


Рисунок 5 Дискретно-континуальна модель конвеєра

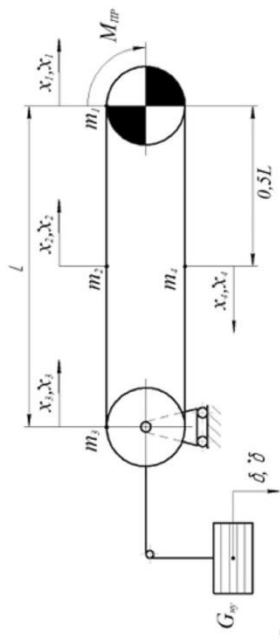


Рисунок 6 Розрахункова схема конвеєра з натяжним пристроєм в хвостовій частині

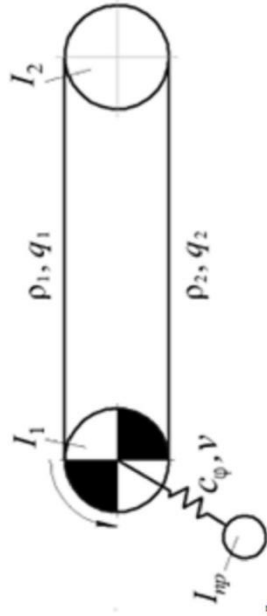
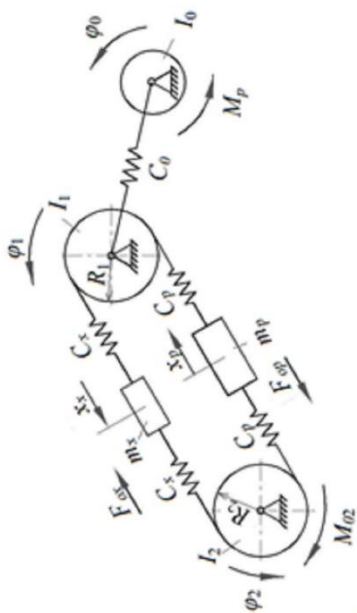


Рисунок 7 Дискретно-континуальна модель конвеєра з пружним зв'язком двигуна та приводного барабана

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ УКЛАДАЛЬНОГО КОНВЕЄРА ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ (продовження)

Стрічку конвеєра і транспортувальний вантаж подано як зосередженні маси m_r на робочій гілці та m_x на порожній.



$$\begin{aligned} \ddot{m}_p &= (q_c + q_{p1} + q_B) L_{sp}; \\ \ddot{m}_x &= (q_c + q_{p2}) L_{sx}; \end{aligned} \tag{1}$$

На основі принципу Д'Аламбера складаємо систему диференціальних рівнянь, що описують динамічні процеси в стрічковому конвеєрі, яка має такий вигляд:

$$\begin{cases} I_0 \cdot \ddot{\varphi}_0 = M_p - c_0 \cdot (\varphi_0 - \varphi_1); \\ I_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 = c_0 \cdot (\varphi_0 - \varphi_1) - c_p \cdot (\varphi_1 \cdot R_1 - x_p) \cdot R_1 + c_x \cdot (x_x - \varphi_1 \cdot R_1) \cdot R_1 \\ m_p \cdot \ddot{x}_p = c_p \cdot (\varphi_1 \cdot R_1 - x_p) + c_p \cdot (x_p - \varphi_2 \cdot R_2) - F_p; \\ I_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 = c_p \cdot (x_p - \varphi_2 \cdot R_2) \cdot R_2 - c_x \cdot (\varphi_2 \cdot R_2 - x_x) \cdot R_2 - M_{o2}; \\ m_x \cdot \ddot{x}_x = c_x \cdot (\varphi_2 \cdot R_2 - x_x) - c_x \cdot (x_x - \varphi_1 \cdot R_1) - F_x. \end{cases} \tag{2}$$

Рисунок 8 Тримасова динамічна модель укладального конвеєра

Рухий момент M_p визначається з виразу:

$$\begin{aligned} M_p &= M_{\varepsilon} \cdot u_1 \cdot u_2 \cdot u_3 \cdot \Gamma_{заг}, \\ q_B n_B - \sigma p_1 - q_M n_M - K V_1 (dp_1 / dt) &= 0; \\ I_r \frac{d\omega_1}{dt} + c(\varphi_1 - u\omega_2) + v(\omega_1 - u\omega_2) &= M_z, \\ M_z &= q_M p_1, \end{aligned} \tag{3}$$

Момент на валу гідромотора визначається з таких рівнянь

$$\tag{4}$$

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ УКЛАДАЛЬНОГО КОНВЕЄРА ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ (продовження)

Відомо, що сила опору переміщенню тягового органу і вантажу залежить від швидкості руху тягового органу:

$$F_{op}(\dot{x}_p) = m_p \cdot g \cdot (\tilde{\omega}_1(\dot{x}_p) \cdot \cos \beta + \sin \beta) \quad (5)$$

$$F_{ox}(\dot{x}_x) = m_x \cdot g \cdot (\tilde{\omega}_2(\dot{x}_x) \cdot \cos \beta - \sin \beta) \quad (6)$$

Залежність сили опору від швидкості транспортування вантажу представимо у вигляді кривої третього порядку:

$$F_o = A_0 + A_1 \cdot v + A_2 \cdot v^2 + A_3 \cdot v^3, \quad (7)$$

$$F'_o = A_1 + 2 \cdot A_2 \cdot v + 3 \cdot A_3 \cdot v^2, \quad (8)$$

де A_0, A_1, A_2, A_3 постійні коефіцієнти, які знаходяться з крайових умов руху:

$$\text{при } v=0: F_o = F_{o\max}; F'_o = 0,$$

$$\text{при } v=v_y: F_o = F'_y; F''_o = 0,$$

Визначивши коефіцієнти A_0, A_1, A_2, A_3 та підставивши їх в формулу (8), отримаємо вираз для визначення сили опору залежно від швидкості руху стрічки конвеєра:

$$F_o = F_{o\max} - 3 \cdot \left(\frac{F_{o\max} - F_y}{v_y^2} \right) \cdot v^2 + 2 \cdot \left(\frac{F_{o\max} - F_y}{v_y^3} \right) \cdot v^3. \quad (9)$$

Додаток Д
(Обов'язковий)

**ПРОТОКОЛ
ПЕРЕВІРКИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ
НА НАЯВНІСТЬ ТЕКСТОВИХ ЗАПОЗИЧЕНЬ**

РОЗРОБКА ГІДРАВЛІЧНОГО ПРИВОДУ УКЛАДАЛЬНОГО КОНВЕЄРА
БУРТОУКЛАДНИКА

ПРОТОКОЛ
ПЕРЕВІРКИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ
НА НАЯВНІСТЬ ТЕКСТОВИХ ЗАПОЗИЧЕНЬ

Назва роботи: «Розробка гідравлічного приводу укладального конвеєра буртоукладника»

Тип роботи: магістерська кваліфікаційна робота
(БДР, МКР)

Підрозділ Кафедра «Галузевого машинобудування», ФМТ.
(кафедра, факультет)

Показники звіту подібності Unicheck

Оригінальність 89,9% Схожість 10,1%

Аналіз звіту подібності (відмітити потрібне):

✓ 1. Запозичення, виявлені у роботі, оформлені коректно і не містять ознак плагіату.

2. Виявлені у роботі запозичення не мають ознак плагіату, але їх надмірна кількість викликає сумніви щодо цінності роботи і відсутності самостійності її автора. Роботу направити на доопрацювання.

3. Виявлені у роботі запозичення с недобросовісними і мають ознаки плагіату та/або в ній містяться навмисні спотворення тексту, що вказують на спроби приховування недобросовісних запозичень.

Особа, відповідальна за перевірку _____ Шенфельд В. Й.
(підпис) (прізвище, ініціали)

Ознайомлені з повним звітом подібності, який був згенерований системою Unicheck щодо роботи.

Автор роботи _____ Владичко Я.М.
(підпис) (прізвище, ініціали)

Керівник роботи _____ Поліщук Л.К.
(підпис) (прізвище, ініціали)