

ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет машинобудування та транспорту

Кафедра галузевого машинобудування

Пояснювальна записка
до магістерської кваліфікаційної роботи

магістра

(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему: Гідравлічний привід стріли відвалоутворювача для відкритого
видобування корисних копалин

08-27.МКР.006.00.000 ПЗ

Виконав: студент 2 курсу за ОПП
«Магістра», групи ІГМ-19м
спеціальності 133
галузеве машинобудування

(шифр і назва напрямку підготовки)

Ніколайчук В.Р.

(прізвище та ініціали)

Керівник Поліщук Л.К.

(прізвище та ініціали)

Рецензент _____

(прізвище та ініціали)

Вінниця – 2020

ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет машинобудування та транспорту

Кафедра галузевого машинобудування

Освітньо-кваліфікаційний рівень магістр

Спеціальність 133 «Галузеве машинобудування»

(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ГМ

Поліщук Л. К.

“02” вересня 2020 року

ЗАВДАННЯ
НА МАГІСТЕРСЬКУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Ніколайчуку Валиму Гуслановичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема магістерської кваліфікаційної роботи Гідравлічний привід стріли відвалоу-
творювача для відкритого видобування корисних копалин

керівник магістерської кваліфікаційної роботи Поліщук Леонід Клавдійович

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

д.т.н., професор

затверджені наказом вищого навчального закладу від “25” вересня 2020 року №214.

2. Строк подання студентом магістерської кваліфікаційної роботи: 08.12.2020.

3. Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи: тип приводу – гідравлічний;
кількість гідродвигунів – 1; номінальний тиск в гідросистемі, МПа –
10; номінальні витрати, л/хв. – 50; потужність привода, кВт – 5; частота обертання,
об/хв – 150; діаметр та довжина барабана – 320; 600; міжопорна відстань, мм – 700.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): постановка задачі та техніко-економічне обґрунтування теми роботи, аналіз відомих технічних рішень, розрахунково-конструкторський розділ, динамічні процеси в стрічковому конвеєрі, динамічні процеси в механічній системі стріли, економічний розділ, охорона праці і безпека у надзвичайних ситуаціях

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

5.1 Вибір раціональної схеми привода, плакат (1 лист ф. А1).

5.2 Аналіз відомих конструкцій вмонтованих приводів, плакат (1, лист ф. А1).

5.3 Аналіз вільних коливань конвеєра, плакат (1 лист ф. А1).

5.4 Аналіз вільних коливань механічної системи стріли, плакат (2 листа ф. А1)

5.5 Складальне креслення гідравлічного приводу конвеєра (5 листів ф. А1)

5.5 Складальне креслення розвантажувальної частини стріли (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	02.09.20	08.12.2020
Економічна частина	Бальзан Марина Володимирівна к.е.н., доцент	02.09.20	08.12.2020
Охорона праці	Поліщук Олександр Васильович к.т.н., доцент	02.09.20	08.12.2020

7. Дата видачі завдання 02.09.20

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів магістерської кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів МКР	Примітка
1.	Постановка задачі та техніко-економічне обґрунтування теми роботи	02.09.2020	виконано
2.	Аналіз відомих технічних рішень.	21.09.2020	виконано
3.	Розрахунково-конструкторський розділ	16.10.2020	виконано
4.	Аналіз динамічних процесів в стрічковому конвеєрі	19.11.2020	виконано
5.	Аналіз динамічних процесів в механічній системі стріли	02.12.2020	виконано
6.	Економічний розділ.	03.12.2020	виконано
7.	Охорона праці і безпека у надзвичайних ситуаціях.	04.12.2020	виконано
8.	Попередній захист.	10.12.2020	виконано

Студент

Ніколайчук В.Р.
(прізвище та ініціали)

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

Поліщук Л. К.
(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

В магістерській кваліфікаційній роботі виконано техніко-економічне обґрунтування теми роботи, на основі аналізу відомих технічних рішень розроблено конструктивну схему вмонтованого гідравлічного привода конвеєра стріли підйомно-транспортного пристрою. Розроблено математичну модель вільних коливань лінійної стріли підйомно-транспортного пристрою, що складається із жорстких шарнірно зчленованих секцій у вертикальній площині та математичну модель вільних коливань стрічкового конвеєра, який встановлено на стрілі. Виконано аналіз впливу основних параметрів на вільні коливання досліджуваних об'єктів. Розроблено конструкцію привода конвеєра стріли підйомно-транспортного пристрою та його складових вузлів.

Виконано необхідні силові та кінематичні розрахунки елементів привода та розрахунки на міцність. Економічні показники, що наведені в розділі, свідчать про доцільність впровадження привода у виробництво. Запропоновано заходи з охорони праці та безпеки у надзвичайних ситуаціях.

ANNOTATION

In the master's theses completed a feasibility study of the theme, based on analysis of the technical solutions developed constructive scheme built hydraulic drive boom conveyor material handling device. The mathematical model of free oscillations false boom material handling device, consisting of hard pivotally jointed sections in the vertical plane and a mathematical model of free vibration conveyor belt, which is set to boom. The analysis of the impact of key parameters on the free oscillations of the investigated objects. A construction boom conveyor drive handling device and its component units.

Completed the necessary power and kinematic calculations drive elements and calculations of strength. Economic indicators described in section argues for the implementation of a drive into production. The measures of safety and security in emergencies.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
1. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ ТА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ТЕМИ МАГІСТЕРСЬКОЇ ДИПЛОМНОЇ РОБОТИ	10
1.1 Суть технічної проблеми, що виникла на сучасному науковому рівні	10
1.2 Аналіз техніко-економічних показників.....	12
1.3 Технічні показники аналога та нового рішення	14
1.4 Співставлення аналога новому технічному рішенню	14
1.5 Економічна доцільність нової розробки	15
2 АНАЛІЗ ВІДОМИХ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ВМОНТОВАНИХ ПРИВОДІВ	19
2.1 Електричні мотор-барабани.....	19
2.2 Гідравлічні мотор-барабани.....	22
2.3 Висновки до розділу 2	25
3. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ. ПРОЕКТНІ РОЗРАХУНКИ ЕЛЕМЕНТІВ ПРИВОДА	26
3.1 Аналіз варіантів конструктивних схем мотор-барабанів та обґрунтування оптимального варіанта.....	26
3.2 Будова розробленої конструкції та принцип її роботи.....	32
3.3 Обґрунтування вибору типу передачі привода	33
3.4 Кінематичний та силовий розрахунок привода	39
3.5 Висновки до розділу 4	62
4. ДИНАМІЧНІ ПРОЦЕСИ У СТРІЧКОВОМУ КОНВЕЄРІ	64
4.1 Застосування методу початкових параметрів до аналізу вільних коливань конвеєра	64
4.2 Висновки до розділу 4	70
5. ДИНАМІЧНІ ПРОЦЕСИ У МЕХАНІЧНІЙ СИСТЕМІ СТРИЛИ ПІДЙОМНО- ТРАНСПОРТНОГО ПРИСТРОЮ	71
5.1 Аналіз вільних коливань механічної системи стріли підйомно- транспортного пристрою у вертикальній площині.....	71
5.2 Висновки до розділу 5	79

6. ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗДІЛ. АНАЛІЗ КОМЕРЦІЙНОГО ПОТЕНЦІАЛУ РОЗРОБКИ ГІДРАВЛІЧНОГО ПРИВОДА СТРИЛИ ВІДВАЛОУТВОРЮВАЧА ДЛЯ ВІДКРИТОГО ВИДОБУВАННЯ КОРИСНИХ КОПАЛИН	80
6.1 Визначення рівня комерційного потенціалу розробки гідравлічного привода стріли відвалоутворювача для відкритого видобування	80
6.2 Розрахунок витрат, що стосуються виконавців розробки гідравлічного привода стріли відвалоутворювача для відкритого видобування	81
6.3 Розрахунок загальних витрат на виконання даної роботи	85
6.4 Прогнозування витрат на виконання та впровадження результатів науково-дослідної роботи	85
6.5 Прогнозування комерційних ефектів від реалізації гідравлічного привода стріли відвалоутворювача для відкритого видобування	86
6.6 Розрахунок ефективності вкладених інвестицій та період їх окупності витрат на розробку гідравлічного привода стріли відвалоутворювача для відкритого видобування	87
6.7 Висновки до розділу 6	90
7. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	91
7.1 Аналіз умов праці	91
7.2 Організаційно-технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії.....	91
7.3 Організаційно – технічні рішення щодо забезпечення безпечної роботи.....	96
7.4 Пожежна безпека.....	97
7.5 Безпека в надзвичайних ситуаціях	98
ВИСНОВКИ.....	104
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	106
ДОДАТКИ.....	109
ДОДАТОК А. ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ.....	110
ДОДАТОК Б. СПЕЦИФІКАЦІЇ.....	116
ДОДАТОК В. ГРАФІЧНА ЧАСТИНА	119

ВСТУП

Актуальність. Підвищення ефективності використання підйомно-транспортних машин значною мірою залежить від технічного рівня приводів, що приводять в рух їх основні вузли. Збільшення продуктивності роботи пов'язано із збільшенням швидкостей та переміщень робочих ланок механізму. В зв'язку із збільшення діючих при цьому навантажень виникає потреба підвищити надійність та довговічність приводних механічних систем, що входять у комплекс. Однією із складових вирішення цієї проблеми є запровадження нових схем розміщення приводів стрічкових конвеєрів, а також розробка нових видів приводів з покращеними експлуатаційними характеристиками.

Привод є одним з основних вузлів стрічкових конвеєрів різних технологічних машин і комплексів, що переважно визначає їхню досконалість, надійність, функціональні можливості, вартість та інші техніко-економічні показники. Критеріями вибору привода стрічкових конвеєрів зазвичай є його доступність виготовлення і придбання, економічність, надійність роботи за відповідності основних робочих параметрів (потужність, частота обертів) умовам експлуатації. Однак дослідження, які проведені вітчизняними і закордонними вченими, з використання приводів технологічних машин показали необхідність врахування додаткових вимог, таких як підвищена питома потужність, можливість здійснення плавного регулювання швидкості транспортування і крутного моменту, реалізація необхідного закону керування, знижена матеріаломісткість, раціональність кінематичної схеми.

В зв'язку з цим, розробка вмонтованого гідравлічного привода транспортуючого конвеєра підйомно-транспортного пристрою (відвалоутворювача), який відзначається раціональною кінематичною схемою, малими габаритами, низькою металомісткістю, високою питомою потужністю та можливістю забезпечення необхідних пускових режимів, є *актуальною задачею*.

Мета і задачі роботи. Метою роботи є підвищення економічності, надійності та продуктивності роботи привода конвеєра підйомно-транспортного пристрою за рахунок застосування нової схеми розміщення приводів, які відзначаються покращеними техніко-економічними показниками.

Для досягнення мети необхідно розв'язати такі завдання:

- виконати техніко-економічне обґрунтування доцільності виконання МКР за означеною темою;
- обґрунтувати вибір раціональної кінематичної схеми привода за критеріальними оцінками;
- виконати аналіз відомих технічних рішень, на підставі яких розробити конструктивну схему привода конвеєра стріли підйомно-транспортного пристрою з вмонтованим приводом;
- виконати необхідні проектні та перевірочні розрахунки на міцність основних вузлів та деталей розробленого привода з метою його конструювання;
- Розробити математичну модель вільних коливань підвісної стріли підйомно-транспортного пристрою, що складається із жорстких шарнірно зчленованих секцій у вертикальній площині;
- Розробити математичну модель вільних коливань стрічкового конвеєра, який встановлено на стрілі підйомно-транспортного пристрою;
- Проаналізувати вплив коефіцієнтів жорсткості відтяжок і погонної маси ділянок стріли на власні частоти і форми коливань;
- Проаналізувати вплив інерційного навантаження, довжини ділянок та коефіцієнта завантаження конвеєра на частоти та форми коливань;
- виконати розрахунки економічних витрат на розробку;
- визначити необхідні заходи та виконати розрахунки для забезпечення вимог охорони праці та цивільної оборони.

Об'єкт дослідження – динамічні процеси в механічній системі стріли підйомно-транспортного пристрою з улаштованим на ній конвеєром.

Предмет дослідження – вмонтований гідравлічний привід.

Методи дослідження. Теоретичні дослідження виконувались на основі положень теорії механічних коливань, методу початкових параметрів в матричній формі, аналітичних та чисельних методів розв'язування звичайних диференціальних рівнянь із використанням комп'ютерного моделювання на основі пакету Mathcad 7.

Наукова новизна отриманих результатів та їх практичне значення

- Удосконалено узагальнену математичну модель та складено алгоритм розрахунку вільних коливань механічної системи стрічкового конвеєра з довільним числом ділянок жорстких шарнірно зчленованих секцій транспортуючого органу з використанням методу початкових параметрів;
- Розроблено удосконалену конструкцію вмонтованого приводу конвеєра стріли підйомно-транспортного пристрою з покращеними техніко-економічними показниками.

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

Серед них:

- запропоновано проводити аналіз відомих типів приводів конвеєрів окрім основних і за додатковими критеріальними оцінками для вибору раціональної схеми приводного агрегата;
- запропонував для аналізу вільних коливань стрічкового конвеєра скористатись методом початкових параметрів;
- в конструкції вмонтованого привода конвеєра запропонував використати багатопоточну передачу в тихохідному ступеню;

Публікації. Результати досліджень, що виконані в магістерській кваліфікаційній роботі, опубліковано в одних тезах конференції “Молодь в науці: дослідження, проблеми, перспективи (МН-2020)”.

1. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ ТА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБґРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ТЕМИ МАГІСТЕРСЬКОЇ ДИПЛОМНОЇ РОБОТИ

1.1 Суть технічної проблеми

Привід є одним з основних вузлів стрічкових конвеєрів різних технологічних машин і комплексів, що переважно визначає їхню досконалість, надійність, функціональні можливості, вартість та інші техніко-економічні показники. Критеріями вибору привода стрічкових конвеєрів зазвичай є його доступність виготовлення і придобання, економічність, надійність роботи за відповідності основних робочих параметрів (потужність, частота обертів) вимогам умов експлуатації. Однак дослідження, проведені вітчизняними і закордонними вченими, з використання приводів технологічних машин показали необхідність врахування додаткових вимог, таких як підвищена питома потужність, можливість здійснення плавного регулювання швидкості транспортування і крутного моменту, реалізація необхідного закону керування, знижена матеріаломісткість, раціональність кінематичної схеми. Аналіз існуючих конструкцій транспортуючих пристроїв показує також, що в залежності від кількості барабанів приводи поділяються на одно-, дво- та багатобарабанні, кількість яких залежить від необхідної величини тягового зусилля (рис. 1.1) [1]. Однобарабанний привод є найпоширенішим і відрізняється простотою конструкції (рис. 1.1 а). Стрічка огинає приводний барабан 1 неробочою стороною, що забезпечує стабільніший коефіцієнт зчеплення з барабаном. Такий привод доцільно використовувати при невеликих розмірах конвеєрів.

Для транспортерів, що переміщують вантажі на порівняно великі відстані використовують привод, що містить два приводні барабани 1, 2 (рис. 1.1 б) і не приводний 3. Такий привод може забезпечити велике тягове зусилля, що підвищується притисканням стрічки до барабана гумовим роликком (рис. 1.1 в).

ВНТУ, ГАЛУЗ ВЕРТІКАЛЬНИХ МАШИНОБУДУВАННЯ

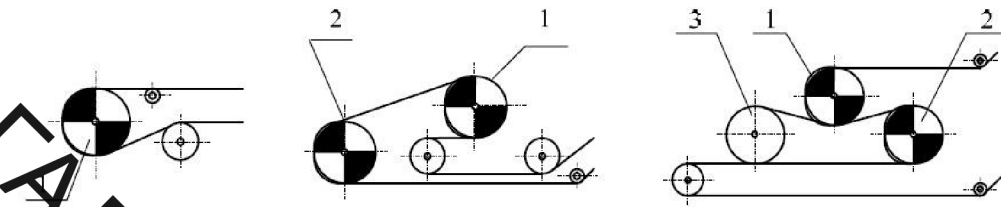


Рисунок 1.1 – Приводи конвеєрів а – однобарабанний; б – двохбарабанний; в – багатобарабанний

В розглянутих конструкціях конвеєрів гірничодобувних та сільськогосподарських комплексів, наприклад, відвалоутворювачі та буртоукладальні машини, привод відвальної частини транспортера розміщено в нижній частині траси конвеєра. Проте, при транспортуванні вантажу вверх конвеєром, що встановлений під нахилом, з метою збільшення запасу зчеплення на приводних барабанах і зменшення натягу стрічки на кінцевих барабанах, привод доцільно розташовувати в кінці вантажної гілки, тобто в верхній частині конвеєра.

Крім того, як показує аналіз діаграми розподілення тягового зусилля в стрічці конвеєра з одно-, дво- та багатобарабанним приводом, яка зображена на рис. 1.2, при значних навантаженнях використання дво- або багатобарабанного приводів значно зменшить зусилля натягу в стрічці. Використання такого привода зменшить динамічні навантаження на металоконструкцію транспортера.

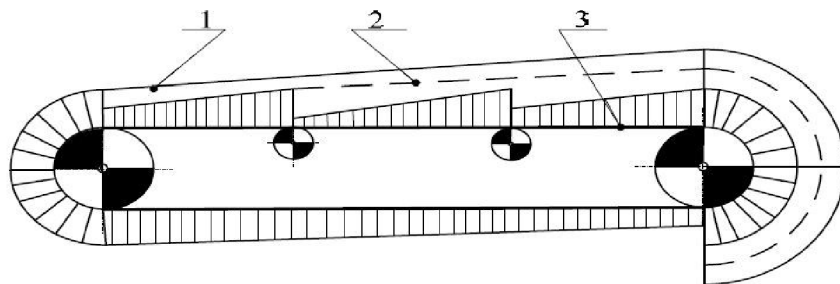


Рисунок 1.2 – Діаграма розподілу тягового зусилля в стрічці: 1 – з однобарабанним приводом; 2 – з двобарабанним приводом; 3 – з багатобарабанним приводом

Існуючі вмонтовані приводи, як правило, облаштовуються електроприводними пристроями чи гідроприводними незначної потужності.

Метою розробки є створення компактного вмонтованого гідравлічного привода з високою питомою потужністю, низькою металоємністю та малими габаритами.

1.2 Аналіз техніко-економічних показників

Підйомно-транспортні пристрої є самохідними повноповоротним конструкціями, на яких розміщуються стрічкові конвеєри. Вони призначені для прийому породи з розвантажувального транспортера роторних чи інших типів багатоковшевих екскаваторів і відвантаження її у відвали, а також при перевантаженні породи з одного магістрального транспорту на інший при розташуванні їх на різних рівнях.

Однією з найбільш потужних вітчизняних моделей є підйомно-транспортний пристрій ОГ 7000/85 Ново-Краматорського машинобудівного заводу, що має продуктивність 5000...8000 м³/год при довжині стріли відвальної консолі 85 м. Висота відвантажування становить 27 м, ширина конвеєрної стріли 2000 мм, швидкість транспортування 4,5 м/с. Конструктивна схема цієї машини наведена на рис. 1.3.

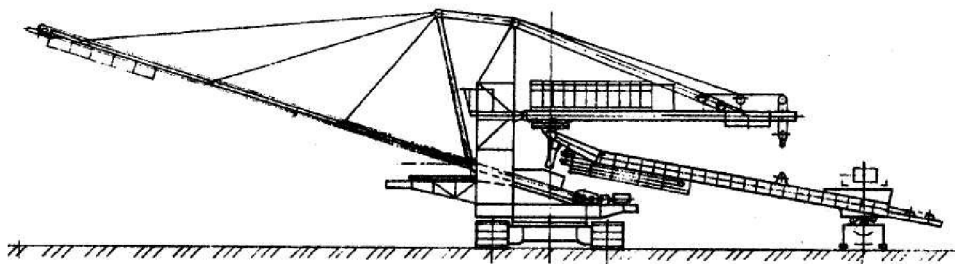


Рисунок 1.3 – Конструктивна схема підйомно-транспортного пристрою ОГ 7000/85

Порода з відвального транспортера екскаватора чи іншого перевантажувального пристрою надходить на приймальний стрічковий

транспортер – підйомно-транспортного пристрою, розташований на приймальній консолі 1, потім за допомогою перевантажувального конвеєра 2 порода поступає на відвальний транспортер 3, що розташований на відвальній консолі 4. Відвальна консоль разом з поворотною платформою, опорною конструкцією 5 і противаговою консоллю 6 може повертатися на 360° незалежно від приймальної консолі, яка об лаштована окремим поворотним пристроєм, що забезпечує її незалежний поворот в межах 120°. Крім цього приймальна і відвальна консолі мають механізми прийому, що забезпечують їх піднімання та опускання в необхідних межах.

Відвальна консоль є вантовою конструкцією, що містить шарнірно-з'єднані центральні трубчасті елементи, які розкріплені канатними вантами в горизонтальній і вертикальній площинах.

Механізм привода відвального транспортера виконано з двома приводними барабанами. Кожен з приводів містить по два електродвигуна на 1 вали яких через гальмівні пристрої 2 з'єднані з вхідними валами конічно-циліндричних редукторів 3. Вихідні вали редукторів з'єднані з валом приводного барабана 4, який встановлено на опорній рамі 5.

Аналіз конструкції привода дає змогу встановити, що він відрізняється значною металомісткістю, а також великими монтажною зоною та кількістю складальних вузлів. Крім цього стрічка конвеєра під час роботи навантажується значними зусиллями, що призводить до зменшення її довговічності і надійності роботи конвеєра в цілому.

При використанні двохбарабанного привода з розміщенням їх в приймальній та розвантажувальній частинах конвеєра зусилля в стрічці знижується вдвічі, що покращує показники надійності та довговічності. За вказаною схемою розміщення приводів, застосування привода, недоцільно, тому, що це приведе до значного збільшення габаритів, металомісткості та кількості складальних одиниць. Вказані недоліки можуть бути суттєво зменшені завдяки використанню гідравлічних вмонтованих приводів, про що свідчить порівняння показників аналогу та нової розробки, які наведені в

таблиці 1.1. Таким чином, наведені переваги доводять актуальність розробки нового привода.

1.3 Технічні показники аналога та нового технічного рішення

Порівняння проводимо за методикою [2].

Технічні показники аналога та нового технічного рішення зводимо до табл. 1.1

Таблиця 1.1 - Технічні показники аналога та нового технічного рішення

№	Показники	Одиниці виміру	Аналог	Нове рішення	Відношення параметрів
1	Тип привода	-	електричний	гідравлічні	-
2	Потужність	кВт	60	55	1,13
3	Маса	кг	600	275	2,18
4	Кількість вузлів	шт.	7	3	2,33
5	Зусилля в вантажній стрічці	кН	12,75	6	2,125

1.4 Співставлення аналога новому технічному рішенняю

Аналіз наведених показників що характеризують аналог та нове технічне рішення дозволяє зробити наступні висновки:

- потужність аналога в 1,13 разів вища від потужності привода, що пропонується як нове рішення;
- маса аналога більша в 2,18 рази;
- кількість вузлів у новому рішення в 2,33 рази менше ніж у аналога;
- зусилля, що виникають в натяжній стрічці при застосування нового рішення будуть менші у 2,125 рази.

Нова розробка має кращі техніко – економічні показники за рахунок застосування гідравлічного вмонтованого привода конвеєра стріли підйомно-транспортного пристрою.

1.5 Економічна доцільність нової розробки

1.5.1 Розрахунок собівартості нової розробки.

Згідно з Положеннями Національного стандарту бух. обліку №16, поняття "собівартість" виключено із переліку показників, за якими ведеться оцінювання активів підприємства. Разом з тим, поняття "собівартість" може використовуватись для цілей довгострокового прогнозування ціни виробів тощо, що характерно для етапу техніко-економічних обґрунтувань.

Собівартість одиниці нової розробки може бути розрахована таким методом, який базується на питомій собівартості одиниці маси продукції. В цьому випадку собівартість одиниці нової розробки S розраховується за формулою:

$$S = S_a^l \cdot M_n \cdot K_n \text{ грн}, \quad (1.3)$$

де S_a^l – питома собівартість одиниці маси аналога:

$$S_a^l = \frac{S_a}{M_a} = \frac{25000}{600} = 41,6 \text{ грн/кг};$$

$S_a = 25000$ – собівартість аналога, грн;

$M_a = 600$ – маса аналога, кг;

$M_n = 275$ – маса нової техніки, кг;

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

$$S = 41,6 \cdot 275 \cdot 1,1 = 12584 \text{ грн}, \quad (1.4)$$

1.5.2 Розрахунок величини капітальних вкладень

Величина капітальних вкладень K може бути розрахована за формулою:

$$K = B \cdot A \cdot S = B \cdot C \text{ грн}, \quad (1.5)$$

де $B = 1,6$ – коефіцієнт, який ураховує витрати на розробку, придбання, транспортування, монтаж, налагодження нової розробки тощо, $B = 1,2 \dots 2,0$;

$A = 2,0$ – коефіцієнт, який ураховує прогнозований прибуток та податки, які повинен сплачувати виробник, $A \approx 1,7 \dots 2,3$;

$S = 12584$ – собівартість нової розробки, розрахована спрощеним способом, грн.;

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

$$K = 1,6 \cdot 2,0 \cdot 12584 = 40268,8 \text{ грн.}$$

1.5.3 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 може бути розрахована за формулою:

$$E = k \cdot C \cdot \beta = k \cdot A \cdot S \cdot \beta = 1,5 \cdot 2,0 \cdot 12584 = 37752 \text{ грн/рік}, \quad (1.6)$$

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

$k = 1,5$ – коефіцієнт, який ураховує витрати на амортизацію, електроенергію, обслуговування, ремонти тощо, $k = 0,2 \dots 0,4$; для обчислювальної техніки $k = 0,5 \dots 0,7$; для технічних рішень, в яких значну питому вагу мають змінні елементи, наприклад, батарейки, $k = 1 \dots 3$;

$A = 2,0$ – коефіцієнт, який ураховує прогнозований прибуток та п о-датки, які повинен сплачувати виробник, $A \approx 1,7 \dots 2,3$;

$\delta = 12584$ – собівартість нової розробки, розрахована спрощеним способом; грн.;

$\beta = 0,15$ – доля часу, який витрачає працівник на обслуговування нової технічної або інтелектуальної розробки в загальному часі своєї роботи.

Для випадку, коли аналог (або відоме технічне рішення) "1" та запропоноване технічне рішення "2" мають різні значення декількох основних технічних показників, які по-різному впливають на загальну якість розробки, механізм зіставлень складається з ряду кроків.

Для аналога "1" умовно приймають, що його узагальнений коефіцієнт якості $B_1=1$.

Розраховують узагальнений коефіцієнт якості B_2 для нового технічного рішення "2":

$$B_2 = \sum_{i=1}^n \alpha_i \cdot \beta_i, \quad (1.7)$$

де n – число найважливіших технічних показників, які впливають на якість нової розробки (нового технічного рішення);

α_i – коефіцієнт, який ураховує питому вагу (значимість) i -го технічного показника в загальній якості розробки. Коефіцієнт α_i визначається експертним шляхом; при цьому має виконуватись умова:

$$\sum_1^n \alpha_i = 1$$

β_i – відносне значення i -го технічного показника якості нової розробки.

Для показників, зростання яких говорить про підвищення в лінійній залежності якості розробки:

$$\beta_i = \frac{I_2}{I_1}, \quad (1.8)$$

$$\beta_1 = \frac{55}{60} = 0,91; \beta_2 = \frac{3}{7} = 0,42; \beta_3 = \frac{275}{600} = 0,46.$$

$$B_2 = 0,5 \cdot 0,91 + 0,3 \cdot 0,42 + 0,2 \cdot 0,46 = 0,67$$

Механізм та варіанти зіставлень капітальних вкладень K та експлуатаційних витрат E при різних значеннях декількох основних технічних показників, які по-різному впливають на якість розробки

Визначимо деякі співвідношення

$$\frac{K_1}{B_1} = \frac{100000}{1} = 100000; \quad \frac{K_2}{B_2} = \frac{40268,8}{0,67} = 60102,7;$$

$$\text{Звідки видно, що } \frac{K_1}{B_1} > \frac{K_2}{B_2}$$

$$\frac{E_1}{B_1} = \frac{90000}{1} = 90000; \quad \frac{E_2}{B_2} = \frac{37752}{0,67} = 56346,3$$

$$\text{Звідки видно, що } \frac{E_1}{B_1} > \frac{E_2}{B_2}$$

Співвідношення між капітальними вкладеннями та експлуатаційними витратами є: $\frac{K_1}{B_1} > \frac{K_2}{B_2}$; $\frac{E_1}{B_1} > \frac{E_2}{B_2}$ тоді можна розраховувати такі економічні показники.

Абсолютна економія як на питомих капітальних вкладеннях, так і на питомих експлуатаційних витратах

$$K_{\text{ек}} = \frac{K_1}{B_1} - \frac{K_2}{B_2} = 100000 - 60102,7 = 39897,3 \text{ грн/шт.};$$

$$E_{\text{ек}} = \frac{E_1}{B_1} - \frac{E_2}{B_2} = 90000 - 56346,3 = 33653,7 \text{ грн/шт.} \cdot \text{рік}$$

Нова розробка "2" є високоефективною, оскільки забезпечує абсолютну економію як на питомих капітальних вкладеннях, так і на питомих експлуатаційних витратах.

2 АНАЛІЗ ВІДОМИХ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ВМОНТОВАНИХ ПРИВОДІВ

2.1 Електричні мотор-барабани

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

В стрічкових конвеєрах підйомно-транспортного пристрою сьогодні широкого застосування набули електричні мотор-барабани, найбільш характерні конструкції яких розглянуті нижче.

На рис. 2.1 представлена схема мотор-барабана з двома одноступінчатими планетарними передачами. Усередині корпусу барабана 1 розміщений електродвигун, на валу 2 ротора 3 якого встановлені водило 4 і сонячні шестерні 5, 6, що знаходяться в зачепленні з сателітами 7, 8. Сателіт 7 обкочується по зубчатому вінцю 9, який закріплений на статорі 10 електродвигуна, а сателіт 8 через зубчатий вінець II приводить в обертання корпус барабана I. Різниця передавальних відношень планетарних передач визначає передаточне число механізму, при цьому передаточне відношення зубчатого вінця 9 до шестерні 6 повинне бути більше передавального відношення зубчатого вінця II до шестерні 5.

Даний мотор-барабан відрізняється простою конструкцією, проте є недостатньо технологічний, оскільки має декілька зв'язаних обертальних пар, що позначається на точності установки зубчатих передач. Це веде до зниження ККД редуктора і вимагає використання двигуна підвищеної потужності. Розміри зубчатого вінця 9 залежать від розмірів двигуна, що

обмежує вибір передавального відношення. В конструкції відсутні охолоджуючі пристрої.

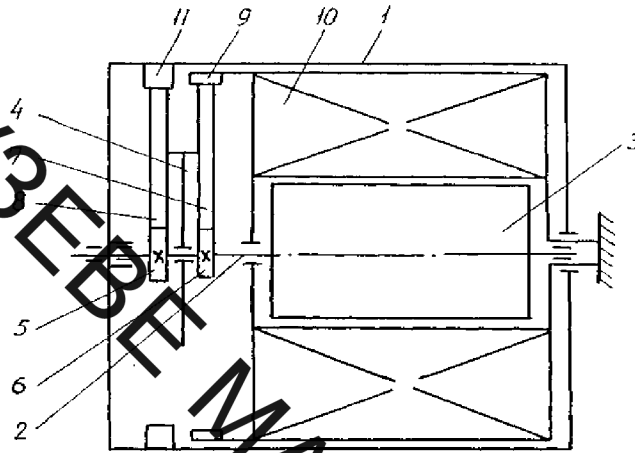


Рисунок 2.1 – Електричний мотор-барабан з двома планетарними передачами

Конструктивна схема мотор-барабана з рядовою і черв'ячною глобоїдною передачами представлена на рис. 3.2. Привід містить корпус барабана 1, електродвигун 2, жорстко з'єднаний з напівосями 3 і 4. До корпусу електродвигуна 2 прикріплені кронштейни 5 і на них встановлений глобоїдний черв'як 6, кінематично зв'язаний за допомогою зубчатих шестерень 7, 8, 9 з валом електродвигуна 2. На кришці 10 встановлені сферичні ролики І, які при увімкненому електродвигуні 2, за допомогою зубчатих шестерень 7, 8, 9 взаємодіючи з глобоїдним черв'яком 6, регулюють обертання корпусу барабана 1.

Даний мотор-барабан можна використовувати в установлених з нахилом конвеєрах, оскільки він має стопорний пристрій - обгінну муфту 12, яка при зворотному обертанні, взаємодіючи з кронштейном 5 за допомогою своїх роликів, зупиняє черв'ячний вал, а отже, через сферичні ролики І і кришку 10 - корпус барабана І. Внутрішня порожнина барабана частково заповнюється маслом для змащування тіл обертання і охолодження приводного пристрою.

Розглянутий вбудований привід доцільно застосовувати при невеликих потужностях, оскільки ККД глобоїдної передачі при підвищених значеннях потужності різко знижується. Конструкція ускладнена за рахунок установки великої кількості сферичних роликів на осях, закріплених на кришці корпусу барабана.

Експлуатація мотор-барабанів в залізорудних шахтах вимагає установки електродвигуна в герметично закритому корпусі, що запобігає попаданню вологи, рудникового пилу. Тому в них значно погіршені природні умови охолодження електродвигуна. В електричних мотор-барабанах застосовують для охолодження мастило або повітря, що нагнітається вентилятором.

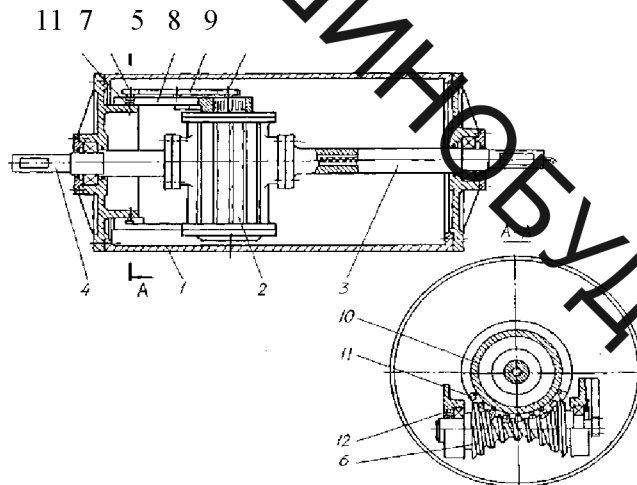


Рисунок 2.2 – Електричний мотор-барабан з рядовою і черв'ячною глобоїдною передачами.

Перенесення тепла мастилом в оточуюче середовище невелике, його питома теплопровідність $c=0,107$ ккал/год \cdot м² \cdot град. Крім того, тепловіддачу утруднює транспортуюча стрічка, закриваюча частину корпусу барабана.

При очевидній ефективності установка вентиляторів ускладнює конструкцію і знижує ККД.

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

Головним чинником, обумовлюючим переваги гідродвигунів, приводів обертового руху порівняно з електроприводом, є фізичний принцип дії. Так гідродвигун працює з питомою силовою напругою (тобто тиском) 6,3 – 25 Мпа і вище, а в магнітному зазорі електродвигуна питома силова напруга складає лише 0,7 Мпа. Іншими чинниками, що визначають переваги гідропривода, є:

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

- можливість частих і швидких змін напрямку обертання, при малих силах і моментах інерції гідродвигуна (при тій же потужності механічна постійна часу електродвигуна в 10-100 разів менше ніж в гідродвигуна);

- простота і надійність захисту від перевантажень за допомогою запобіжних клапанів;

- простота регулювання і настройка деяких інших параметрів на необхідні значення, особливо швидкості, потужності, крутного моменту;

- загальний ККД гідропривода майже на всьому діапазоні регулювання значно вище ККД електропривода з реостатним регулюванням;

- простота способу вмикання і вимикання при автоматичних циклах роботи виконавчих механізмів;

- невелике зношування основних робочих вузлів і як наслідок того велика довговічність і відносно невисокі експлуатаційні витрати.

Ці обставини відкривають широкі можливості використання гідропривода в МБ.

2.3 Гідравлічні мотор-барабани

На рис. 2.3 зображена конструктивна схема гідравлічного мотор-барабана з серійними двигунами. Всередині корпусу барабана 1 закріплені нерухомо диски 2 і 3. З дисками жорстко скріплюють корпуси гідродвигунів 4. Вали

гідродвигунів сполучені з кронштейнами 5, встановленими між елементами 6 рами конвеєра. В середині валів виконані канали для подачі та відведення робочої рідини, які з'єднуються з напірними зливними трубопроводами, завдяки направляючому потоки механізму 7. При подачі робочої рідини під тиском обертаються корпуса гідродвигунів 4 і, отже, корпус барабана I.

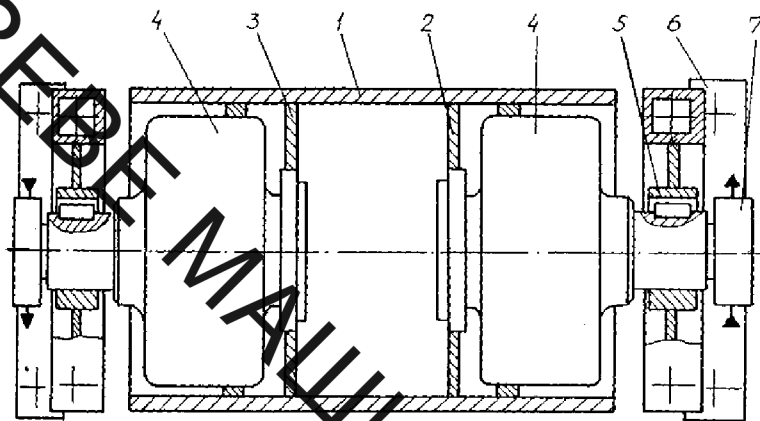


Рисунок 2.3 – Гідравлічний мотор-барабан з серійними гідро двигунами

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

В мотор-барабані конструкції фірми "Rexroth" використовується гідравлічний двигун спеціального виконання, розроблений для різних типорозмірів барабана і різної потужності привода (рис. 2.4).

Приводний пристрій складається з корпусу барабана 1, до якого з одного боку прикріплена кришка 3, з'єднана з гальмівним пристроєм 4, сполученим із стійкою 5 станини 6. Вал 7 спеціального гідродвигуна 8 зафіксований нерухомо за допомогою шпонки 9 на втулці 10, яка за допомогою гвинтів сполучена із стійкою 11 станини 6. В середині валу 7 виконані канали для підведення і відведення робочої рідини до робочих порожнин гідродвигуна. За допомогою направляючого пристрою 12 робоча рідина під тиском через канал в середині вала 7 надходить до робочої порожнини 13 гідродвигуна і діє



Рисунок 2.4 – Конструктивна схема мотор-барабана фірми "Rexroth"

на поршні, що мають на опорній частині кульки, що взаємодіють з опорними поверхнями похилого диска гідродвигуна. В результаті цієї взаємодії кульки перекочуються по похилій площині, і здійснюється поворот рухомої частини гідродвигуна 8, яка жорстко сполучена з внутрішньою поверхнею барабана і передає йому обертання. Порожнина 14 з'єднується з відповідним каналом, виконаним усередині вісі 7, і через направляючий пристрій 12 поступає на злив. Наявність гальмівного пристрою 4 дозволяє даний привід використовувати в похилих конвеєрах, в лебідках. У розглянутій конструкції також відсутній редуктор. Разом з тим, представлений мотор-барабан відрізняється конструктивною і технологічною складністю виготовлення спеціального гідродвигуна і вартістю.

Незважаючи на відомі переваги гідропривода, в сучасному машинобудуванні розробці конструкцій гідравлічних мотор-барабанів не приділялося достатньої уваги через відсутність серійних компактних, а також спеціальних гідродвигунів, призначених для даних машин.

Освоєння промисловістю нового покоління гідродвигунів, що наведені в табл. 2.1, створює умови для розробки конструкцій гідравлічних мотор-барабанів і технології їх виготовлення, які б врахували особливості їх

Таблиця 2.1 – Основні параметри високомоментних гідравлічних двигунів

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	ФМТ	161-410	210/260	780-305	125	33
-	ОМУ	314-802	210/160	200-510	200	53
Франц. Poclain	Н	809-4914	301/145	80-150	90-220	57-135
Valmet	Sisu	809-6800	30/40	75-340	240-500	55-90
Росія Омск – ВТТВ	GRM – F – М - 630 – 10	4775	20	48	920	54
Україна КТІСМ	ГПР-Ф	100-630	20	200-780	64	22

використання і умови експлуатації, а також вивчення властивостей даних машин.

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

Висновки до розділу 2

Таким чином, проведений аналіз відомих конструкцій вмонтованих приводів дає підстави стверджувати, що за своїми техніко-економічними показниками найбільше відповідає конструкція мотор-барабана з гідравлічним приводом.

3. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ. ПРОЕКТНІ РОЗРАХУНКИ ЕЛЕМЕНТІВ ПРИВОДА

3.1. Аналіз варіантів конструктивних схем мотор-барабанів та обґрунтування оптимального варіанта

На рис. 3.1 зображена конструктивна схема гідравлічного мотор-барабана, розробленого у Вінницькому національному технічному університеті кафедрою МРВ і ОАВ. Пристрій містить корпус барабана I, в який вбудований привід, що складається з гідродвигунів 2 лівого і правого обертання і передаючого механізму, виконаного з ведучої шестерні 3 і проміжних шестерень 4. Ведуча шестерня 3 розміщена співвісно осі барабана і опорні шийки її встановлені на підшипниках 5, що вмонтовані в стакан 6, закріплені на плитах 7 і 8, жорстко скріплених між собою двома боковими плитами 9 і 10 меншої довжини. Ведуча шестерня 3 посаджена на вхідний вал гідродвигуна 2, який закріплено на плитах 7 і 8 опорного елемента. В проміжній шестерні 4, що знаходиться в зачепленні з ведучою шестернею 3, впресовані підшипники 11, розташовані на вісі 12, закріплені на плитах 7 і 8 за допомогою фіксуєючих планок 13, встановлених в прорізах, виконаних на торцевій поверхні осі 12. Проміжні шестерні 4, виступаючи за межі опорного елемента, входять в зачеплення з коронною шестернею 14, жорстко закріпленою на внутрішній поверхні корпуса барабана 1. Бокові плити 9 і 10 закріплені на внутрішній поверхні рами 15, дві інші протилежні сторони якої за допомогою фіксуєючих планок 16 і 17 нерухомо встановлені на внутрішніх кінцях напіввісей 18 і 19, утворюючи тим самим складену вісь мотор-барабана. Для підведення і відведення робочої рідини до гідродвигунів 2 всередині напіввісей 18 і 19 виконано осьові канали 20 і 21, які за допомогою радіальних каналів і приєднаних до них трубопроводами 22 і 23 (показані лише на перерізі А-А) з'єднані з вхідними і вихідними отворами гідродвигунів 2. Корпус барабана 1 встановлено на підшипниках закритих кришками.

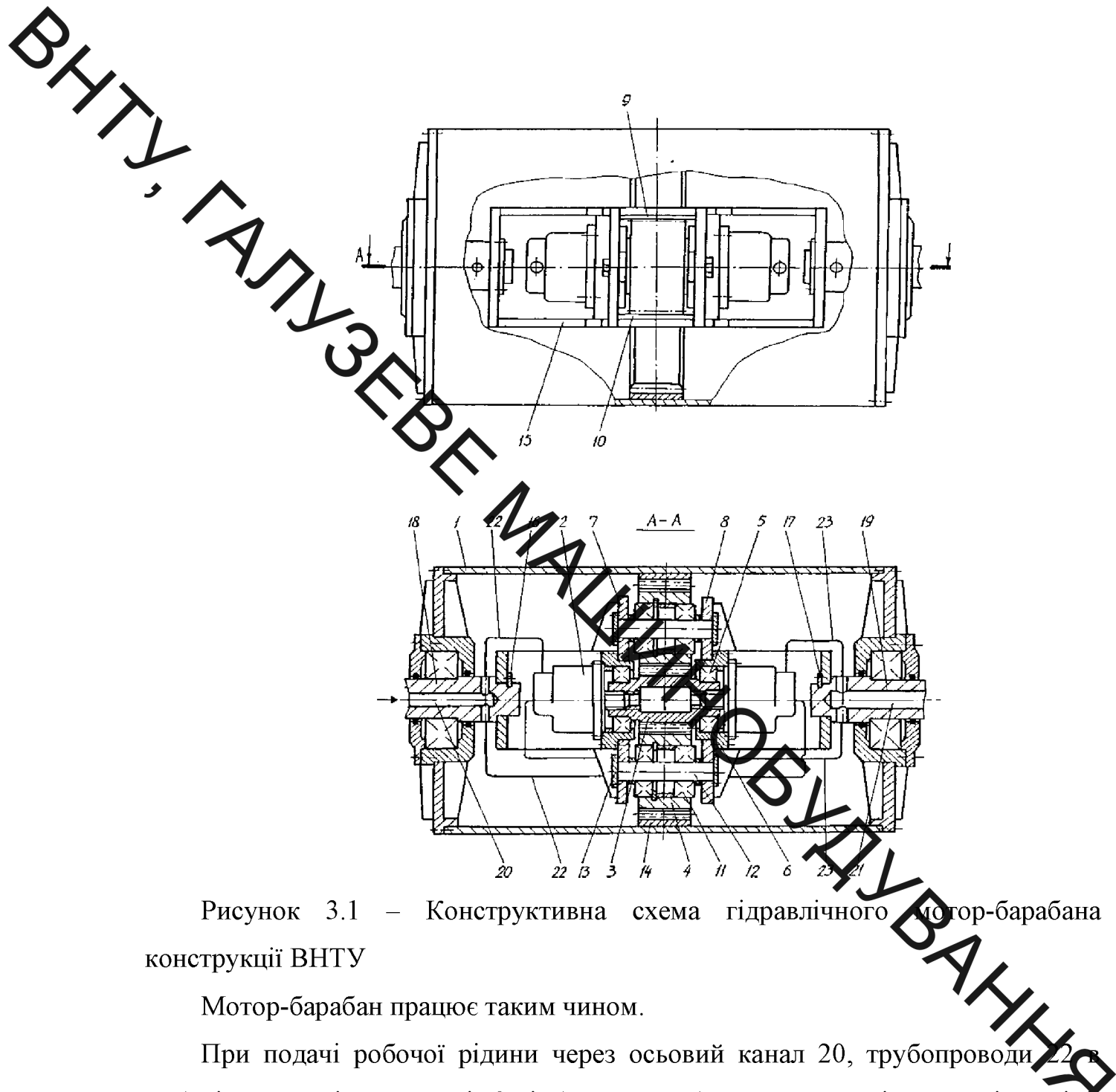


Рисунок 3.1 – Конструктивна схема гідравлічного мотор-барабана конструкції ВНТУ

Мотор-барабан працює таким чином.

При подачі робочої рідини через осьовий канал 20, трубопроводи 22 в робочі камери гідродвигунів 2 відбувається обертання їх вихідних валів, які за допомогою ведучої шестерні 3 і проміжних шестерень 4 приводять в обертання коронну шестерню 14. Остання, будучи жорстко закріпленою на внутрішній поверхні корпусу барабана I, передає йому обертальний рух відносно складеної осі. Робоча рідина, що втратила енергію через вихідні отвори гідродвигунів 2, трубопроводи 23 і осьовий канал 21 поступає на злив.

Регулюючи витрату і тиск робочої рідини, можна керувати відповідно числом обертів корпусу барабана I (а значить і швидкістю транспортування) і крутним моментом. За допомогою гідророзподільника можна здійснювати

реверс напрямку обертання корпусу барабана 1. Конструкція мотор-барабана дозволяє при необхідності використовувати і один гідродвигун.

На рис. 3.2 представлена конструкція такого гідравлічного мотор-барабана з серійними двигунами. Приводний пристрій, якому привласнений умовний шифр ГМБ-1, складається з корпусу барабана 1, який за допомогою виступів на кришках 2 і 3 гідродвигуна кінематично зв'язаний з реверсивним гідродвигуном, що складається з розташованого між вказаними кришками рухомого корпусу, який обертається, 4, усередині якого аксіального відносно його осі встановлені шестерні-сателіти 5, знаходяться в зачепленні з сонячним зубчатим колесом 6, яке з допомогою шліців жорстко пов'язано з опорною віссю 7 барабана, нерухомо закріпленою на станині конвеєра. Опорні шийки шестерень-сателітів 5 встановлені в підшипниках 8, які знаходяться в нерухомому контакті з підшипниками 9 корпусу, що обертається, обертаються спільно з ним щодо нерухомої опорної осі 7. Напірний і зливний трубопроводи підводяться до внутрішніх порожнин гідродвигуна за допомогою каналів, що підводять, 10 і 11, виконаних усередині нерухомої опорної осі 7. Причому канал 10, сполучений, наприклад, з напірним трубопроводом, пов'язаний з кільцевим розточуванням 12 і каналами 13, 14 і 15, виконаними в кришці гідродвигуна 2, з'єднуються з робочими камерами 16, освіченими шестернями-сателітами 5, сонячним зубчатим колесом би р. поверхнею рухомого корпусу, що обертається, 4. Аналогічно протилежна робоча камера 17 сполучена подовжніми каналами 18, виконаними в кришці гідродвигуна 3, із замкнутою кільцевою порожниною 19 і за допомогою радіальних каналів 20 пов'язана з кільцевим розточуванням 21, до якої підведений канал 11 приєднаний до зливного трубопроводу. Такі ж під'єднання робочих камер виконані для кожної з тих, що знаходяться в зачепленні з сонячним губчастим колесом 6 шестерень-сателітів 5. Для урівноваження тиску під торцями підшипників 8 і шестерень-сателітів 5 усередині останніх виконаний осьовий канал 22. Корпус барабана 1 і реверсивні гідродвигуни посаджені на нерухомій опорній осі роздільно один від одного з великим радіальним зазором між виступами на корпусі барабана 1 і

кришках гідродвигуна 2 і 3. Радіальна складова навантаження в цьому випадку приймається - підшипниками 24 і 25. Для запобігання можливим витокам передбачена система ущільнень з урахуванням рухливості ущільнюваних поверхонь.

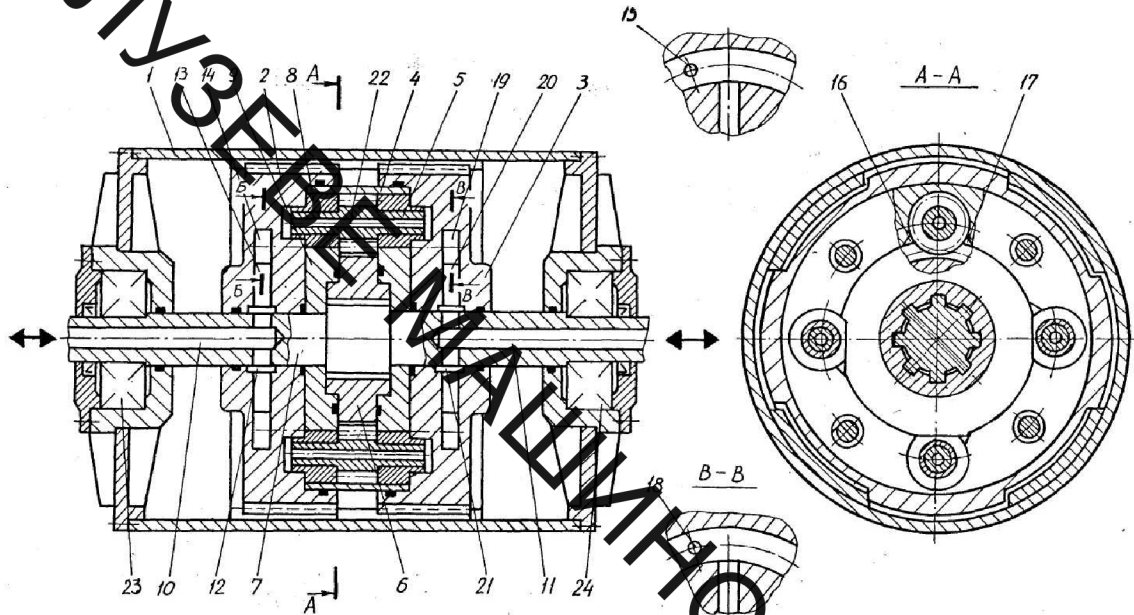


Рисунок 3.2 – Конструктивна схема гідравлічного мотор-барабана з спеціальним гідро двигуном ГМБ-1

Мотор-барабан працює таким чином.

При подачі робочої рідини під тиском в робочі камери 16 здійснюється обертання шестерень-сателітів 5 навколо власних осей і одночасно їх перекочування по зубчатому вінцю нерухомого сонячного зубчатого колеса б, внаслідок чого відбувається поворот рухомого корпусу, що обертається, 4 щодо нерухомої опорної осі 7. Що жорстко скріплюють з рухомим корпусом, що обертається, 4 кришки гідродвигуна 2 і 3 повідомляє обертання корпусу барабана 1.

Робоча рідина, що втратила енергію, потрапляє в робочі камери 17, звідки віддаляється на злив. Крутний момент мотор-барабаном, що розвивається, залежить від співвідношення діаметрів сонячно-то зубчатого колеса б і шестерень-сателітів 5, а також від числа шестерень-сателітів, що знаходяться в

зачепленні. Регулюванням тиску і витрати робочої рідини здійснюється зміна моменту, що крутить, і числа оборотів мотор-барабана. Реверсування управління обертання здійснюється шляхом зміни напрямку потоку робочої рідини за допомогою гідророзподільника.

Конструктивна схема представлена на рис. 3.3. Мотор-барабан, якому привласнений умовний шифр ГМБ-2, містить корпус барабана 1 і вбудований німий привід, що складається з гідродвигунів 2 ліве і праве обертання і механізму, що передає, що ведуть шестерні 3 і проміжні шестерні 4 якого встановлений аксіальний відносно осі корпусу барабана I в циліндровому опорному елементі 5, жорстко пов'язаному з нерухою віссю б. Опорні шийки провідних шестерень 3 встановлені в підшипниках 7, а в проміжні шестерні 4 упресували підшипники 8, які посаджені на проміжній осі 9, закріпленою в циліндровому опорному елементі 5, допомогою фіксуючих планок 10, встановлених в прорізи, виконані на поверхні торців проміжної осі 9. Провідні шестерні 3, кожні дві з яких знаходяться в зачепленні з однією проміжною шестернею 4, посаджені на вихідні вали гідромоторів 2, які прикріплені до торцевих поверхонь циліндричного опорного елементу 5, а проміжні шестерні 4, виступаючи за межі циліндрового опорного елементу 5 по периферії, входять в зачеплення з коронною шестернею 11, жорстко закріпленою на внутрішній поверхні корпусу барабана 1. Напірна і зливна магістралі підводяться до гідродвигуна 2 через осьові канали 12 і 13, виконані в нерухомій опорній осі 6. Канал 12, сполучений, наприклад, з напірною магістраллю через отвори, виконані в нерухомій осі і в розподільному пристрої 14, розташованого на нерухомій осі б, за допомогою напірних трубопроводів 15 сполучений з вхідними отворами 16 гідродвигунів 2. Для під'єднування вхідних отворів гідродвигунів, розташованих на торцевій поверхні циліндрового елементу, протилежній розподільному пристрою 14, в циліндровому опорному елементі виконаний подовжній канал 17. Вихідні отвори 18 гідродвигунів 2 через зливний трубопровід 19, отвори виконані в розподільному пристрої 20 і нерухомій осі б, сполучені з каналом 13, пов'язаним із зливною магістраллю.

Вхідні отвори гідродвигунів, розташованих на торцевій поверхні циліндрового опорного елемента, протилежній розподільному пристрою 20, в циліндровому опорному елементі 5 виконаний подовжній канал 21.

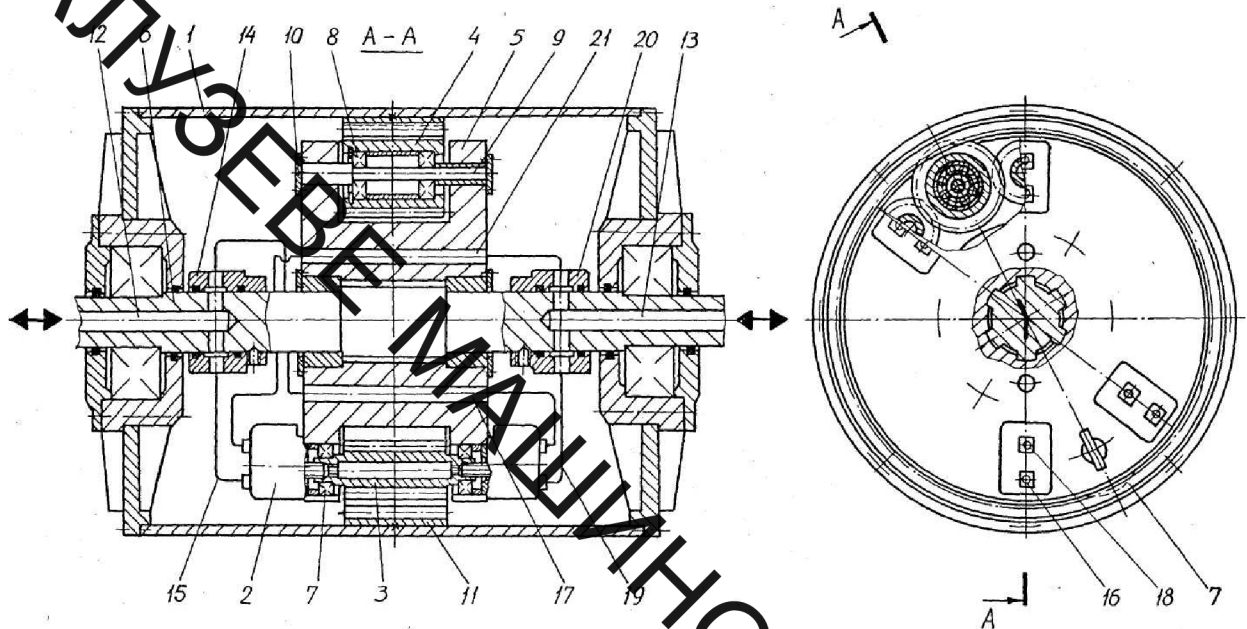


Рисунок 3.3 – Конструктивна схема гідравлічного мотор-барабана з спеціальним гідромотором ГМБ-2

Мотор-барабан працює таким чином.

При подачі робочої рідини під тиском через вхідні отвори 15 в робочі камери гідродвигунів 2 відбувається обертання їх вихідних валів, які за допомогою провідних шестерень 5 і проміжних шестерень 4 приводять в обертання коронну шестерню 11, яка повідомляє обертання корпусу барабана. Робоча рідина, що втратила енергію, поступає у вихідні отвори 18 гідродвигунів 2 і віддаляється на злив. Регулювання крутного моменту і частоти обертання корпусу барабана здійснюється зміною тиску і витрати робочої рідини. Така конструкція є складною з великою кількістю гідродвигунів, які розміщені аксіально відносно осі, що обмежує компоновочний простір в середні барабана.

Враховуючи умови роботи привода, його характеристики (висока потужність, швидкохідність, значні передаточні числа привода), приходимо до висновку, що жодна з наведених конструкцій не може задовольнити в

ВНТУ, ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

сукупності наведені вище параметри. Тому, постала необхідність в розробці нового привода, який можна встановити в конвеєрі стріли підйомно-транспортного пристрою, що забезпечить заданий режим транспортування вантажу

3.2 Будова розробленої конструкції та принцип її роботи

На рис. 3.4 зображена конструктивна схема розробленої нової конструкції гідравлічного мотор-барабана. Гідравлічний мотор-барабан містить корпус 1 барабана, в який вбудовано привод, що складається з гідродвигуна 2 і передавального механізму з одноступінчатим редуктором 3 і відкритою передачею внутрішнього зачеплення, утвореною шестернею 4, посадженою на ведений вал 5 редуктора та зубчатим колесом 6, жорстко з'єднаним з кришкою барабана 7. Ведучий вал 8 редуктора жорстко з'єднано з валом гідродвигуна 2, встановленого в середині напіввісі 9, і закріпленого на торцевій поверхні

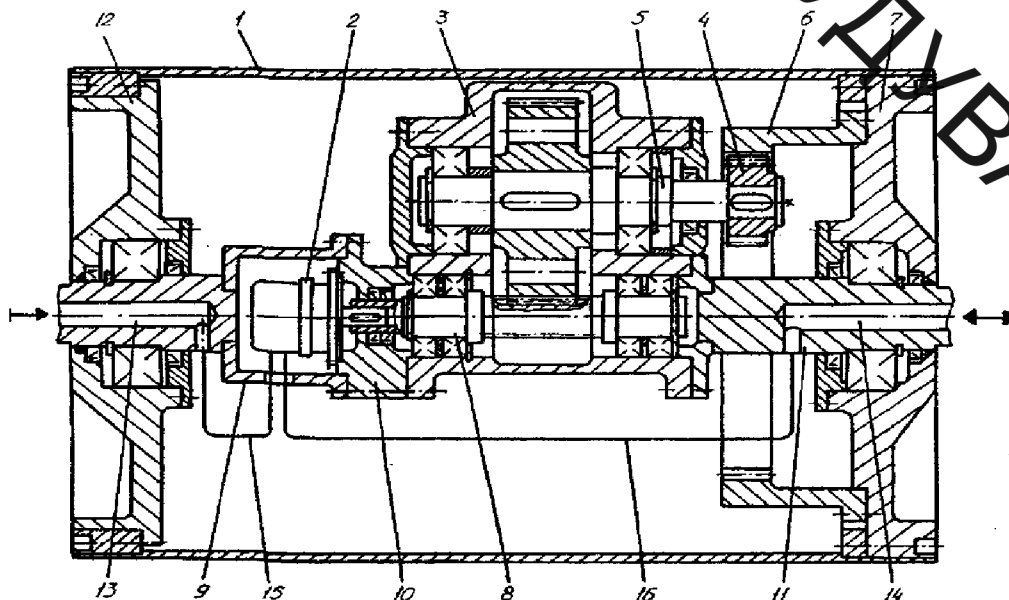


Рисунок 3.4 – Конструктивна схема гідравлічного мотор-барабана

фланця 10, за допомогою якого напіввісь 9 з'єднана з корпусом редуктора 3. Перша напіввісь 11 з'єднана безпосередньо з корпусом редуктора 3 і з напіввіссю 9 утворює з'єднану вісь мотор-барабана. Кришки барабана 7 і 12 не

ВНТУ
ЗАЛУЖЗ
МАШИНОБ
БУДУВАННЯ

мають виступаючих назовні елементів для того, щоб уникнути їх пошкодження при обваленнях порід. Для підведення і відведення робочої рідини до гідродвигуна 2, в середині напіввісей 9 і 11 виконано осьові канали 13 і 14, які з допомогою трубопроводів 15 і 16 з'єднані з робочими камерами гідродвигуна. Для забезпечення захисту від пилу в середину мотор-барабана, передбачено пило збирачі.

Гідравлічний мотор-барабан працює наступним чином.

Робоча рідина під тиском через осьовий канал 13, виконаний в напіввісі 9 і трубопровід 15 надходить в робочу камеру гідродвигуна 2. В результаті взаємодії робочої рідини з роторними елементами гідродвигуна 2 відбувається обертання його вихідного вала, розташованого в фланці 10, що приводить в обертання ведучий вал 8 редуктора 9. Обертання від редуктора передається через відкриту передачу утворену шестернею 4, розташованою на валу 5 і зубчатим колесом 6, а також посаджену на напіввісь 11 кришку 7 та 12 корпусу барабана 1, що переміщує стрічку. Робоча рідина, що втратила енергію поступає через трубопровід 16 і осьовий канал 14 на злив.

Враховуючи велику потужність привода, для забезпечення його малих габаритів, необхідно встановити трьохпоточну передачу, що зменшить навантаження на кожен ступінь редукторної частини привода.

3.3 Обґрунтування вибору типу передачі привода

Розробка конструктивної схеми гідравлічного мотор-барабана проводилася на основі представлених на рис. 3.5 алгоритму безмашинного проектування гідравлічного мотор-барабана. Метою розробки було підвищення питомої потужності, надійності, спрощення конструкції і зниження собівартості вбудованого привода, що відзначається високими динамічними показниками за умови забезпечення необхідних робочих параметрів.



Рисунок 3.5 – Алгоритм безмашинного проектування гідравлічного мотор-барабана.

Для досягнення поставленої мети на стадії схемного пошуку були виділені основні конструктивні ознаки:

- складена вісь, яка разом з опорним елементом дозволяє розмістити двигун і передаючий механізм співвісно корпусу барабана, чим забезпечуються невеликі розміри барабана;

- високомоментний гідромотор, що дозволяє спроектувати передаючий механізм з невеликими значеннями передавального числа;

– схема з одним двигуном, що забезпечує привода необхідної потужності кращі динамічні властивості. Для привода підвищеної потужності необхідно передбачити перетворення в схему в з двома двигунами без конструктивних змін.

Вибір передачі проєктованого мотор-барабана здійснювався на підставі аналізу деяких економічних і геометричних показників, наведених в табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Характеристики механічних передач різних типів

Тип передачі	Найбільша потужність, кВт	Найбільша колова швидкість м/с	ККД	Переда точне число	Відносний габаритний розмір	Відносна маса	Відносна вартість
Зуб. циліндр.	3000	50	0,99	≤ 8	1	1	1
Зуб. конічна	500	30	0,97	≤ 5	1,8	1,2	2
Черв'ячна.	100	25	0,6	≤ 80	1,5	1,1	1,6
Ланцюг.	150	10	0,96	≤ 6	1,6	0,8	0,4
Клинопас.	100	25	0,93	≤ 7	1,5	0,5	0,3
Плоскопас.	100	25	0,95	≤ 5	1,6	0,4	0,2
Фрикційна	20	25	0,94	≤ 6	3	1,5	0,8

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

На рис. 3.6 представлена залежність ККД від передавального числа для планетарної, рядової, черв'ячних архімедової і глобоїдної, хвильової і циліндричної передач.

Найбільш високі значення ККД мають планетарна і рядова передачі, причому, як видно з графіка, для значень $u \leq 20$ їх величина приблизно однакова. Для визначення області застосування рядової і планетарної та хвильової і черв'ячної передач з погляду оптимальної компоновки привода проведений порівняльний аналіз їх геометричних розмірів.

Порівняння передач проводилося виходячи з умови однакової несучої здатності найбільш навантажених зачеплень.

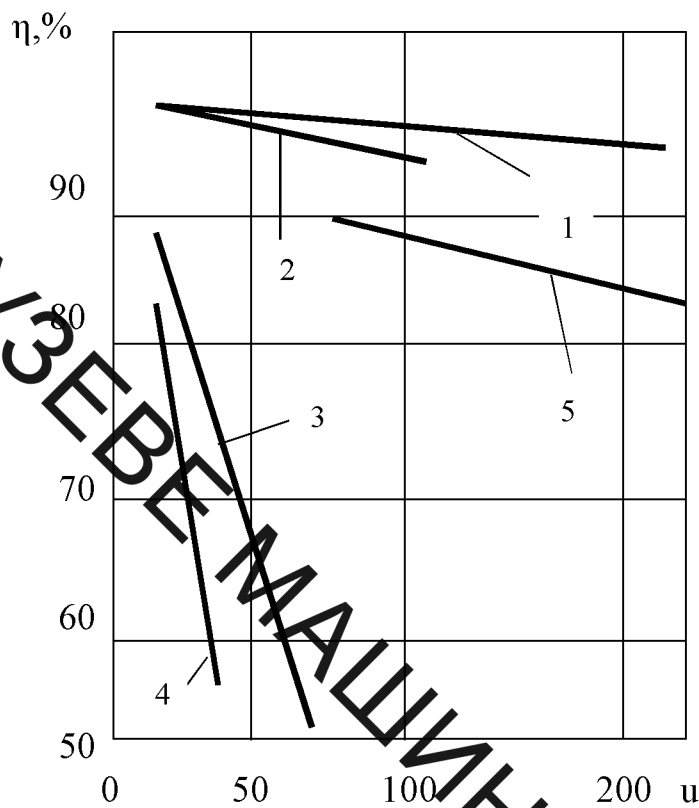


Рисунок 3.6 – Залежність ККД основних типів передач від передаточних чисел: 1 – планетарних; 2 – рядових; 3 – черв'ячної архімедової та глобоїдної; 4 – черв'ячних циліндричних; 5 – хвильових.

В результаті отримано аналітичні залежності, що визначають співвідношення геометричних розмірів рядової і планетарної (для невеликих значень передаточних відношень) та хвильової і черв'ячної (для передаточних відношень від 30 до 80) передач однакових параметрів:

– для рядової і планетарної передач:

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

де $h = (u+1)d_{ш}$ – сума діаметрів колеса і шестерні рядової передачі; d_k – діаметр коронного колеса планетарної передачі; $d_{ш}$ – діаметр шестерні; u – передавальне відношення; n_c – число сателітів; K_{HB} – коефіцієнт нерівномірності навантаження, залежний від способу установки сонячного колеса.

– для хвильової та черв'ячної передач:

$$\beta = \frac{h}{d} = 0,65 \cdot u \cdot \sqrt[3]{\frac{u^2 \cdot [\sigma]_{3M}}{[\sigma]_H^2}}, \quad (3.2)$$

де d – діаметр зубчастого вінця веденого колеса хвильової передачі; $h = d_1 + d_2$ – сума діаметрів колеса і черв'яка черв'ячної передачі; u – передавальне число; m_x, m_q – модуль коліс хвильової і черв'ячної передач відповідно; q – коефіцієнт діаметра черв'яка; z – число зубців веденого колеса хвильової передачі.

На рис. 3.7 представлені графіки залежності співвідношення геометричних розмірів рядової і планетарної типу I передач від передавального числа при $n_c = 3, K_{H\beta 1} = 1,35$ і $K_{H\beta 2} = 1,5$, які побудовані відповідно до формули (4.1).

З графіка витікає, що геометричні розміри рядової і планетарної типу I передач при однаковій несучій здатності в області невеликих значень передавальних чисел 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 $K_{H\beta}$ буде мати дещо більше значення.

Графіки залежності співвідношення геометричних розмірів хвильової та черв'ячної передач від передавального відношення наведено на рис. 3.8. З графіка видно, що геометричні розміри черв'ячної передачі при передаточному відношенні близькому 50 майже на 30% перевищують габаритні розміри хвильової передачі при однаковій несучій здатності, та при значеннях передаточного відношення близьких 80 – перевищують габаритні розміри хвильової передачі майже на 78%, тому серед даних передач при необхідності отримання великих значень передаточного відношення перевагу надаємо хвильовій передачі. Таким чином, аналізуючи приведені графіки, можна зробити висновок, що в області невеликих значень передавальних чисел доцільно використовувати рядову передачу, як конструктивно найбільш просту і економічну.

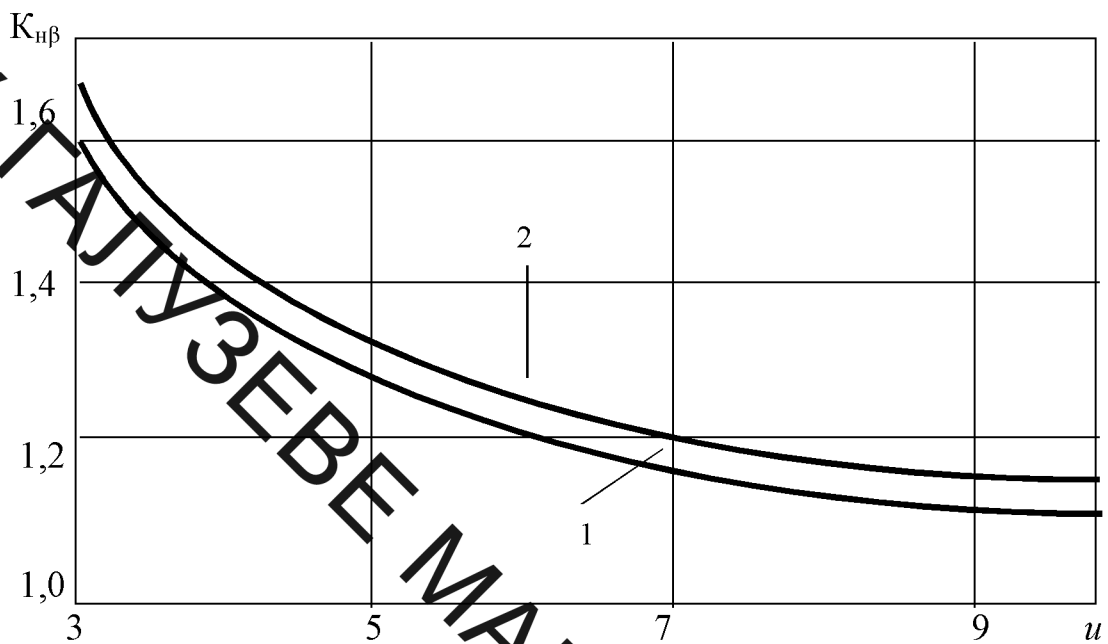


Рисунок 3.7 – Відношення габаритних розмірів одноступінчатої рядової і планетарної типу 1 передач однакової несучої здатності в залежності від передавального числа: 1 – при коефіцієнті нерівномірності навантаження $K_{H\beta 1}=1,5$; 2 – при $K_{H\beta 1}=1,35$.

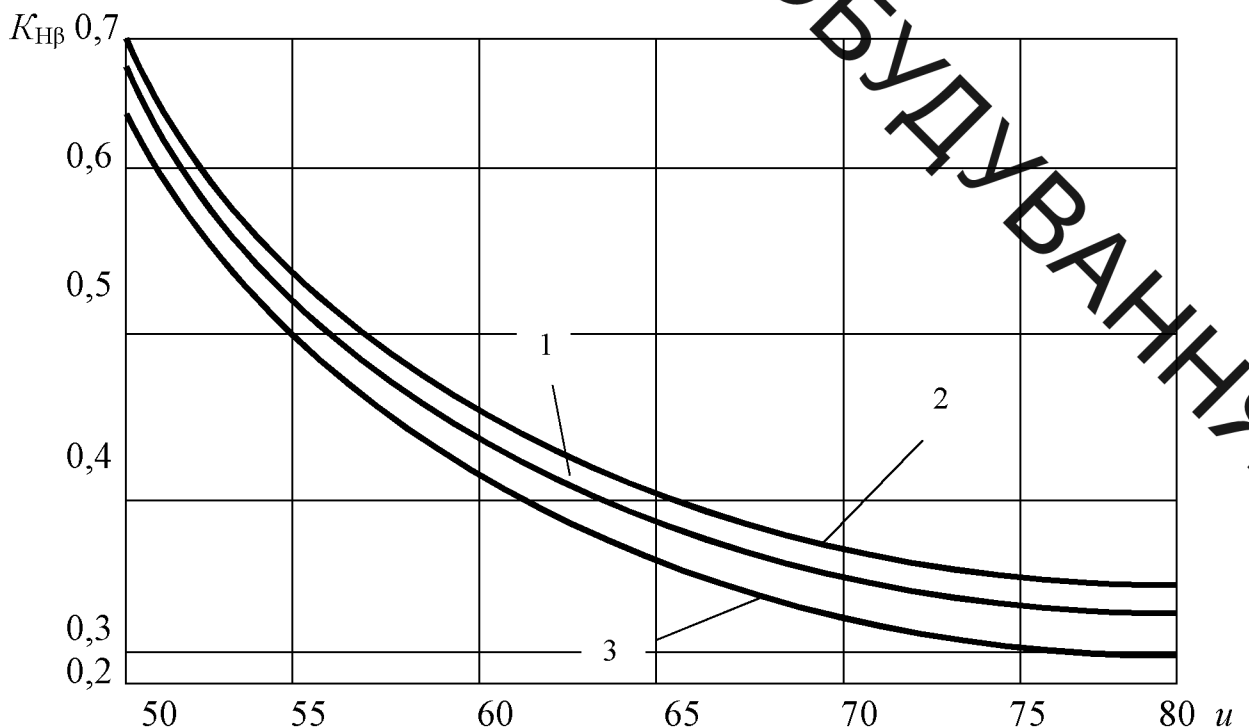


Рисунок 3.8 – Відношення габаритних розмірів хвильової та черв'ячної передач однакової несучої здатності в залежності від передавального відношення: 1 – при матеріалі черв'яка - чавун; 2 – олов'яниста бронза; 3 – безолов'яниста бронза.

3.4 Кінематичний та силовий розрахунок приводу

Вихідні дані:

$P_B = 120$ кВт – потужність на вихідному валу,

$n_B = 65$ об/хв – число обертів на вихідному валу.

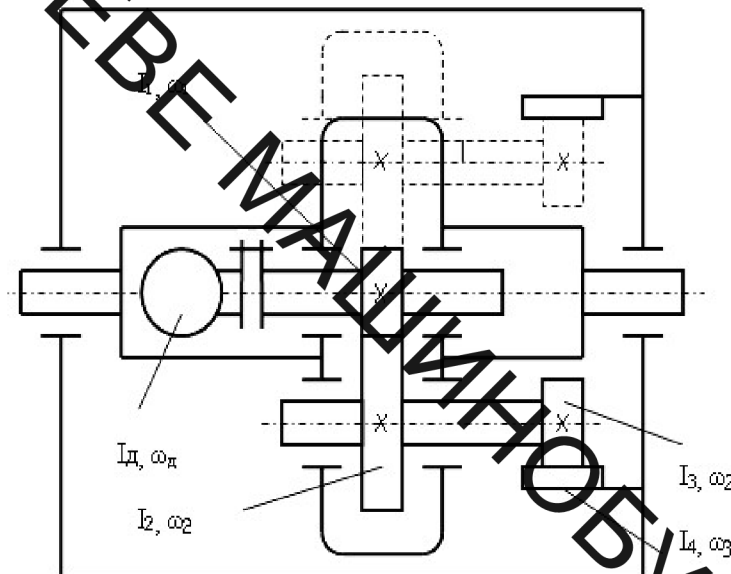


Рисунок 3.9 – Розрахункова схема механізму гідравлічного мотор-барабана

Визначаємо ККД приводу:

$$\eta_{\text{заг}} = \eta_{\text{з.п.}}^5 \cdot \eta_{\text{п}}^5 = 0,97^5 \cdot 0,99^5 = 0,82 \quad (3.3)$$

де $\eta_{\text{з.п.}}$ – ККД зубчастої передачі;

$\eta_{\text{п}}$ – ККД пари підшипників.

Визначаємо необхідну потужність на вхідному валу двигуна.

$$P_1 = \frac{P_B}{\eta_{\text{заг}}} = \frac{120}{0,82} = 146,3 \text{ кВт} \quad (3.4)$$

Приймаємо гідравлічний двигун ИМРЦ.063144.009, виробництва «Салаватгідромаш» (м. Салават, Росія), у якого номінальний тиск – 16 МПа,

номінальні витрати – 1,71 л/хв., номінальна потужність – 150 кВт, номінальна частота обертання вала – 1500 хв⁻¹.

Визначаємо загальне передаточне відношення привода:

$$i_{\text{заг}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_6} = \frac{1500}{65} = 23 \quad (3.5)$$

Із залежності загального передаточного відношення привода

$$i_{\text{заг}} = i_{\text{з.п.}} \cdot i_{\text{ц.р}} \quad (3.6)$$

визначаємо передаточне відношення черв'ячного редуктора

$$i_{\text{ч.р.1}} = \frac{i_{\text{заг}}}{i_{\text{з.п.}}} = \frac{2,3}{4,05} = 5,689 \quad (3.7)$$

Знаходимо частоти обертання валів привода

$$n_{\text{дв}} = n_1 = 1500 \text{ об/хв} \quad (3.8)$$

$$n_2 = n_3 = n_4 = \frac{n_1}{i_{\text{з.п.}}} = \frac{1500}{5,689} = 263,67 \text{ об/хв} \quad (3.9)$$

Знаходимо потужності на валах привода $P_1 = 150 \text{ кВт}$

$$P_2' = P_2'' = \frac{1}{3} P_2 = \frac{1}{3} P_1 \cdot \eta_{\text{з.п.}} \cdot \eta_{\text{п}}^2 = \frac{1}{3} \cdot 150 \cdot 0,97 \cdot 0,99^2 = 47,5 \text{ кВт} \quad (3.10)$$

$$P_3' = P_3'' = P_2'' \cdot \eta_{\text{з.п.}} \cdot \eta_{\text{п}}^2 = 47,5 \cdot 0,97 \cdot 0,99^2 = 45,2 \text{ кВт} \quad (3.11)$$

$$P_4' = P_4'' = P_3'' \cdot \eta_{\text{з.п.}} \cdot \eta_{\text{п}}^2 = 45,2 \cdot 0,97 \cdot 0,99^2 = 43 \text{ кВт} \quad (3.12)$$

Знаходимо значення крутних моментів на валах привода:

$$T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1} = 9550 \frac{150}{1500} = 955 \text{ Нм} \quad (3.13)$$

$$T_2' = T_2'' = 9550 \frac{P_2'}{n_2} = 9550 \frac{47,5}{263,7} = 1720,2 \text{ Нм} \quad (3.14)$$

$$T_3' = T_3'' = 9550 \frac{P_3'}{n_3} = 9550 \frac{45,2}{263,7} = 1636,9 \text{ Нм} \quad (3.15)$$

$$T_4' = T_4'' = 9550 \frac{P_4'}{n_4} = 9550 \frac{43}{263,7} = 1557,3 \text{ Нм} \quad (3.16)$$

Розрахунок розробленої конструкції на міцність та жорсткість

Розрахунок зубчатої циліндричної передачі швидкохідного ступеня

Розрахувати прямозубу циліндричну передачу редуктора по наступним даним: $P_{max} = 50$ кВт; $n_1 = 1500$ хв⁻¹; $u = 5,689$; $\eta = 0,97$; навантаження неперервне, гістограма навантаження тихохідного вала показана на рис.3.10.

Вибираємо матеріал зубчастих коліс і термообробку. По табл. вибираємо термообробку для шестерні і колеса – цементацію. По таблиці приймаємо матеріал шестерні сталь 20ХНМ, у якій твердість $HV_1 = 300...400$, $\sigma_{H1} = 1000$ МПа, $\sigma_{T1} = 800$ МПа.

Оскільки загальне передатне число редуктора $u_p = 23,027$, то:

$$u_m = 2\sqrt[3]{u_p} = 5,689 \quad u_m = \frac{u_p}{u_m} = 4,048 \quad (3.17)$$

Визначаємо контактні допустимі напруження σ_{HP} по формулі:

$$\sigma_{HP} = (\sigma_{Hlim} \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot K_L \cdot K_{XH}) / S_H, \quad (3.18)$$

приймавши попередньо для проектного розрахунку $Z_R \cdot Z_V \cdot K_L \cdot K_{XH} = 0,9$.

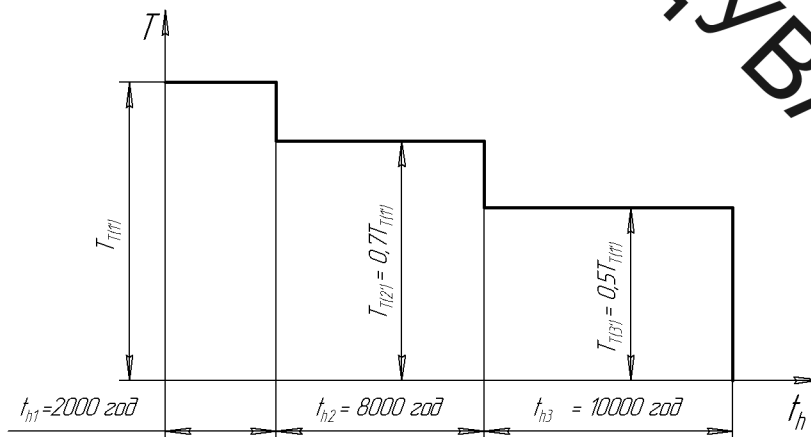


Рисунок 3.10 – Гістограма навантаження тихохідного вала

Значення σ_{Hlim} знаходимо по формулі:

$$\sigma_{Hlim} = \sigma_{Hlim0} \cdot K_H,$$

Значення межі контактної витривалості поверхонь зубців, що відповідає базовому числу циклів зміни напружень, знаходимо по формулі, МПа:

$$\sigma_{Hlim12} = 23H_{HRC} = 23 \cdot 63 = 1449; \quad (3.19)$$

Для визначення коефіцієнта довговічності K_{H2} знаходимо:
базове число циклів зміни напружень N_{HO} по табл.

$$N_{HO12} = 17 \cdot 10^6;$$

еквівалентне число циклів навантажень по формулі

$$N_{HE1} = N_{\Sigma} \sum_i \left[\left(\frac{T_{1i}}{T_1} \right)^3 \left(\frac{n_{yi}}{N_{\Sigma}} \right) \right] = 54 \cdot 10^8. \quad (3.20)$$

$$\left[\frac{54 \cdot 10^7}{54 \cdot 10^8} + \frac{(0,9)^3 (216 \cdot 10^7)}{54 \cdot 10^8} + \frac{(0,8)^3 (270 \cdot 10^7)}{54 \cdot 10^8} \right] = 34,9 \cdot 10^8$$

$$\text{де } N_{\Sigma} = \sum n_{yi} = 60 C \cdot t_4 \cdot n = (2000 + 8000 + 10000) \cdot 60 \cdot 3 \cdot 1500 = 54 \cdot 10^8; \quad (3.21)$$

$$n_{y1} = 60 \cdot 3 \cdot 2000 \cdot 1500 = 54 \cdot 10^7;$$

$$n_{y2} = 60 \cdot 3 \cdot 8000 \cdot 1500 = 216 \cdot 10^7;$$

$$n_{y3} = 60 \cdot 3 \cdot 10000 \cdot 1500 = 270 \cdot 10^7;$$

$$N_{HE2} = N_{HE1} / u = 34,9 \cdot 10^8 / 3 \cdot 5,689 = 2,04 \cdot 10^8. \quad (3.22)$$

Оскільки для перемінного навантаження $N_{HE1} > N_{HO1}$, то $K_{HL1} = 1,0$ і $N_{HE2} > N_{HO2}$, то $K_{HL2} = 1,0$;

$$\sigma_{Hlim12} = 1449 \cdot 1,0 = 1449 \text{ МПа}. \quad (3.23)$$

Попередньо знаходимо допустимі контактні напруження відповідно для шестерні і колеса, МПа:

$$\sigma_{HP12} = (1449 \cdot 0,9) / 1,2 = 1185,55. \quad (3.24)$$

Тут $S_H = 1,2$ (прийнятий для цементації).

Визначаємо максимальні крутні моменти на шестерні і колесі, Н·м:

$$T_1 = 9550 \frac{N_{1max}}{n_1} = 9550 \frac{150}{1500} = 955 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (3.25)$$

$$T_2 = 9550 \frac{N_{2max}}{n_2} = 9550 \frac{45,2}{263,67} = 1637,1 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (3.26)$$

Визначаємо попереднє значення діаметра початкового кола шестерні по формулі, мм:

$$d_{w1} = 770 \sqrt[3]{\frac{955 \cdot 1,1(5,689 + 1)}{1 \cdot (1637,1)^2 \cdot 5,689}} = 59,5 \text{ мм} \quad (3.27)$$

Тут $K_H = 770 \text{ МПа}^{1/3}$;

$\psi_{bd} = 1,0$ при симетричному розташуванні зубчастих коліс відносно опор);

$K_{H\beta} = 1,1$.

Робоча ширина кола

$$b_W = \psi_{bd} \cdot d_1 = 1,0 \cdot 59,5 = 59,5 \text{ мм.} \quad (3.28)$$

Вибираємо $\psi_m = 20$.

Попередньо згідно стандарту СТ СЕВ 310-76 визначаємо модуль:

$$m_t = b / \psi_m = 59,5 / 20 = 2,9 \text{ мм.} \quad (3.29)$$

Вибираємо $m_t = 3 \text{ мм}$.

Визначаємо число зубців відповідно шестерні і колеса:

$$z_1 = d_1 / m_t = 59,5 / 3 = 19,8 = 20 > z_{min} = 17; \quad (3.30)$$

$$z_2 = z_1 \cdot u = 20 \cdot 5,689 = 113,78 \approx 114. \quad (3.31)$$

Для передачі без зсуву з нестандартною міжосьовою відстанню визначаємо:

$$d_1 = m_t \cdot z_1 = 3 \cdot 20 = 60 \text{ мм}; \quad (3.32)$$

$$d_2 = m_t \cdot z_2 = 3 \cdot 114 = 342 \text{ мм}; \quad (3.33)$$

$$a = (d_1 + d_2) / 2 = (60 + 342) / 2 = 201 \text{ мм.} \quad (3.34)$$

Уточнюємо значення допустимих контактних напружень по формулі:

$$\sigma_{HP} = (\sigma_{Hlim} \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot K_L \cdot K_{XH}) / S_H, \quad (3.35)$$

де $\sigma_{HP1} = 1185 \text{ МПа}$; $\sigma_{Hlim2} = 1449 \text{ МПа}$ (визначені раніше). Приймавши частоту робочих поверхонь зубців шестерні і колеса по 6-му класі ($R_a = 2,5 \dots 1,25$), знаходимо $Z_R = 0,95$.

Визначаємо колову швидкість зубчастих коліс:

$$v = \frac{\pi \cdot d_{w1} \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 59,5 \cdot 1500}{60 \cdot 1000} = 4,67 \text{ м/с.} \quad (3.36)$$

Оскільки $v < 5$ м/с, то $Z_V = 1,01$; $K_L = 1,0$; $K_{XH1} = 1,0$, $K_{XH2} = 1,0$.

Уточнені значення допустимих контактних напружень, МПа:

$$\sigma_{HP1,2} = \frac{1449 \cdot 0,95 \cdot 1,01 \cdot 1 \cdot 1}{1,2} = 1158,6 \quad (3.37)$$

Визначаємо σ_{FP} по формулі:

$$\sigma_{FP} = (\sigma_{Flim} \cdot Y_R \cdot Y_S \cdot K_{XF}) / S_F, \quad (3.38)$$

де $\sigma_{Flim} = \sigma_{0Flimb} \cdot K_{Fg} \cdot K_{Fd} \cdot K_{Fc} \cdot K_{FL}$ [8];

$\sigma_{0Flimb1,2} = 950$ МПа.

Значення σ_{0Flimb} визначені по формулах табл.11; для зубчастих коліс з не шліфованою перехідною поверхнею зубців $K_{Fg} = 1$; для зубчастих коліс без деформаційного зміцнення перехідної поверхні $K_{Fd} = 1$; для навантаження нереверсивного $K_{Fc} = 1$; коефіцієнт довговічності K_{FL} зазвичай визначають за формулою:

$$K_{FL} = m_F \sqrt{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}}. \quad (3.39)$$

Тут $m = 6$; $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ – для всіх марок сталей. Значення N_{FE} визначаємо по формулі (11):

$$N_{FE1} = N_{\Sigma} \sum_i \left[\left(\frac{I'_{Hi}}{I'_1} \right)^3 \left(\frac{n_{wi}}{N_{\Sigma}} \right) \right] = 54 \cdot 10^8. \quad (3.40)$$

$$\left[\frac{54 \cdot 10^7}{54 \cdot 10^8} + \frac{(0,9)^6 (216 \cdot 10^7)}{54 \cdot 10^8} + \frac{(0,8)^6 (270 \cdot 10^7)}{54 \cdot 10^8} \right] = 23,9 \cdot 10^8$$

$$N_{FE2} = \frac{N_{FE1}}{u} = \frac{23,9 \cdot 10^8}{3 \cdot 5,689} = 1,4 \cdot 10^8. \quad (3.41)$$

Оскільки $N_{FE1} > N_{FO1}$ і $N_{FE2} > N_{FO2}$, то $K_{FL1} = K_{FL2} = 1,0$

Визначаємо значення:

$$\sigma_{Flim1,2} = 950 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 950 \text{ (МПа)}, \quad (3.42)$$

$Y_R = 1,0$ (шорсткість перехідної поверхні не нижче 4-го класу);

$Y_S = 0,98$ (при $m = 4$ мм);

$$K_{XF} = 1 \quad (d_{a2} = d_2 + 2m = 432 + 2 \cdot 4 = 440 \text{ мм}); \quad (3.43)$$

$S_F = 1,7$

Отже,

$$\sigma_{FP12} = (950 \cdot 1,0 \cdot 0,98 \cdot 1) / 1,7 = 547,6 \text{ (МПа)}; \quad (3.44)$$

Виконуємо перевіряючий розрахунок на витривалість по контактних напруженнях:

$$\sigma_H = 1,76 \cdot 275 \cdot 0,89 \sqrt{\frac{547,6(5,689+1)}{60 \cdot 5,689}} = 1073,5 > \sigma_{HP} = 1158,6 \text{ МПа}, \quad (4.44)$$

де $Z_H = 1,76$; $Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}$.

Значення Z_τ знаходимо по формулі:

$$Z_\delta = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1,6}{3}} = 0,89; \quad (3.45)$$

По формулі:

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta. \quad (3.46)$$

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{19} + \frac{1}{108} \right) \right] = 1,6. \quad (3.47)$$

З формули

$$\omega_{Ht} = (F_t / b) K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}, \quad (3.48)$$

знаходимо значення ω_{Ht} Н/мм:

$$\omega_{Ht} = (24377,6/73) \cdot 1,0 \cdot 1,1 \cdot 1,093 = 401,39;$$

де F_t знаходимо з формули:

$$F_t = 2 \cdot 10^3 \cdot T_1 / d_{w1} \quad (3.49)$$

$$F_t = 2 \cdot 10^3 \cdot 955 / 59,5 = 32100,8 \text{ Н}; \quad (3.50)$$

$K_{H\alpha} = 1$ (для прямозубих передач); $K_{H\beta} = 1,1$ [10];

з формули

$$K_{HV} = 1 + \frac{\omega_{HV} \cdot b_W}{F_t \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}},$$

$$K_{HV} = 1 + \frac{34,06 \cdot 59,5}{32100,8 \cdot 1,0 \cdot 1,1} = 1,057; \quad (3.51)$$

з формули

$$\omega_{HV} = \delta_H \cdot g_0 \cdot v \sqrt{\frac{a_W}{u}}$$

$$\omega_{HV} = 0,014 \cdot 61 \cdot 4,67 \sqrt{\frac{201}{5,689}} = 23,7 \text{ Н/мм}. \quad (3.52)$$

Тут $\delta_H = 0,014$ – для зубців без модифікації голівки; $g_0 = 61$.

Оскільки $\sigma_H = 1073,5 < 1158,6 = \sigma_{HP}$, умова контактної міцності дотримується.

Виконуємо перевірочний розрахунок на витривалість при згині:

$$\sigma_{F'} = \frac{Y_{F'} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot \omega_{Ft}}{m_n} \leq \sigma_{FP}. \quad (3.53)$$

Тут $Y_{F1} = 3,3$ (при $z_1 = 20, x_1 = 0$); $Y_{F2} = 2,9$ (при $z_2 = 114, x_2 = 0$); $Y_{Fa} = 1,0$ (для прямозубих передач). Значення ω_{Ft} знаходимо по формулі

$$\omega_{Ft} = \frac{F_t}{b_W} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}, \quad (3.54)$$

де $F_t = 32100,8$ Н (з попередніх), $b_W = 59,5$ мм; $K_{F\alpha} = 1$ (прямозуба передача); $K_{F\beta} = 1,15$; K_{FV} - визначаємо по формулі, ω_{FV} - по формулі:

$$\omega_{FV} = \delta_F \cdot g_0 \cdot v \sqrt{\frac{a_W}{u}} = 0,016 \cdot 61 \cdot 4,67 \sqrt{\frac{201}{5,689}} = 27,1 \text{ (Н/мм)} \quad (3.55)$$

Тут $\delta_F = 0,016$, $g_0 = 61$.

$$K_{FV} = 1 + \frac{\omega_{FV} \cdot b_W}{F_t \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta}} = 1 + \frac{27,1 \cdot 59,5}{32100,8 \cdot 1,0 \cdot 1,15} = 1,04;$$

$$\omega_{Ft} = \frac{F_t}{b_W} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} = \frac{32100,8}{59,5} \cdot 1,0 \cdot 1,15 \cdot 1,04 = 645,3 \text{ (Н/мм)}. \quad (3.56)$$

Оскільки

$$\sigma_{F1} = \frac{4,5 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 645,3}{4} = 532,4 < \sigma_{FP1} = 547,6 \text{ (МПа)} \quad (3.57)$$

$$\sigma_{F2} = \frac{2,9 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 645,3}{4} = 467,8 < \sigma_{FP2} = 547,6 \text{ (МПа)} \quad (3.58)$$

Отже, умова міцності зубців на згин дотримана.

Геометричний розрахунок передачі

$$m_t = 3 \text{ мм}; z_1 = 20; z_2 = 114; u = 5,684; x_1 = x_2 = 0.$$

Геометричний розрахунок проводимо по відомих формулах.

Знаходимо діаметри коліс, мм:

ділильні (початкові)

$$d_1 = d_1 = m_t \cdot z_1 = 3 \cdot 20 = 60;$$

$$d_2 = d_2 = m_t \cdot z_2 = 3 \cdot 114 = 342;$$

вершин зубців

$$d_{a1} = d_1 + 2m_t = 60 + 2 \cdot 3 = 66;$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m_t = 342 + 2 \cdot 3 = 348;$$

западин

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 m_t = 60 - 2,5 \cdot 3 = 52,5;$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 m_t = 342 - 2,5 \cdot 3 = 334,5;$$

крок зачеплення, мм:

$$P_t = \pi \cdot m_t = 3,14 \cdot 3 = 9,42. \quad (3.59)$$

Розрахунок зубчатої циліндричної передачі тихохідного ступеня

Розрахувати прямозубу циліндричну передачу редуктора по наступним даним: $N_{I\max} = 139,7$ кВт; $n_1 = 263,9$ хв⁻¹; $u = 4,05$; $\eta = 0,97$; навантаження неревесивне; гістограма навантаження тихохідного вала показана на рис.3.10.

Вибираємо матеріал зубчастих коліс і термообробку. По табл.1 вибираємо термообробку для шестерні і колеса – цементацію. По таблиці приймаємо матеріал шестерні сталь 20ХНМ, у якій твердість $HV_1 = 300 \dots 400$, $\sigma_{bl} = 1000$ МПа, $\sigma_{T1} = 800$ МПа.

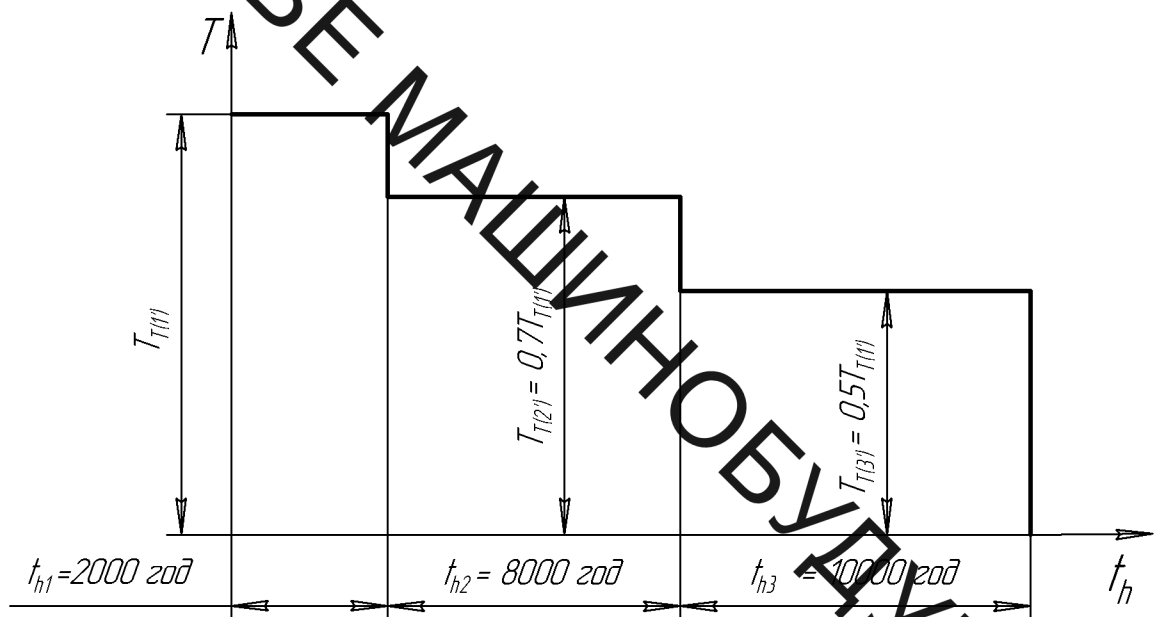


Рисунок 3.11 – Гістограма навантаження тихохідного

Визначаємо контактні допустимі напруження σ_{HP} по формулі:

$$\sigma_{HP} = (\sigma_{Hlim} \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot K_L \cdot K_{XH}) / S_H, \quad (3.30)$$

приймавши попередньо для проектного розрахунку $Z_R \cdot Z_V \cdot K_L \cdot K_{XH} = 0,9$.

Значення σ_{Hlim} знаходимо по формулі:

$$\sigma_{Hlim} = \sigma_{Hlims} \cdot KH, \quad (3.61)$$

Значення межі контактної витривалості поверхонь зубців, що відповідає базовому числу циклів зміни напружень, знаходимо по формулі, МПа:

$$\sigma_{Hlims12} = 23H_{HRC} = 23 \cdot 63 = 1449; \quad (3.62)$$

Для визначення коефіцієнта довговічності K_{H2} знаходимо:

базове число циклів зміни напружень N_{HO} по табл.

$$N_{HO12} = 17 \cdot 10^6; \quad (3.63)$$

еквівалентне число циклів навантажень по формулі

$$N_{HE1} = N_{\Sigma} \sum_i \left[\left(\frac{T_{1i}}{T_1} \right)^3 \left(\frac{n_{\psi i}}{N_{\Sigma}} \right) \right] = 3,167 \cdot 10^8.$$

$$\left[\frac{3,167 \cdot 10^7}{3,167 \cdot 10^8} + \frac{(0,9)^3 (12,667 \cdot 10^7)}{3,167 \cdot 10^8} + \frac{(0,8)^3 (1,58 \cdot 10^8)}{3,167 \cdot 10^8} \right] = 2,05 \cdot 10^8$$

де $N_{\Sigma} = \sum n_{\psi i} = 60 t_4 \cdot n_1 = (2000 + 8000 + 10000) \cdot 60 \cdot 263,9 = 3,167 \cdot 10^8$;

(4.64)

$$n_{\psi 1} = 60 \cdot 2000 \cdot 263,9 = 3,167 \cdot 10^7; \quad (3.64)$$

$$n_{\psi 2} = 60 \cdot 8000 \cdot 263,9 = 12,667 \cdot 10^7; \quad (3.65)$$

$$n_{\psi 3} = 60 \cdot 10000 \cdot 263,9 = 1,58 \cdot 10^8; \quad (3.66)$$

$$N_{HE2} = N_{HE1} / u = (2,05 \cdot 10^8 / 4,05) \cdot 2 = 1,01 \cdot 10^8.$$

Оскільки для перемінного навантаження $N_{HE1} > N_{HO1}$, то $K_{HL1} = 1,0$ і $N_{HE2} > N_{HO2}$, то $K_{HL2} = 1,0$;

$$\sigma_{Hlim612} = 1449 \cdot 1,0 = 1449 \text{ МПа}. \quad (3.67)$$

Попередньо знаходимо допустимі контактні напруження відповідно для шестерні і колеса, МПа:

$$\sigma_{HP12} = (1449 \cdot 0,9) / 1,2 = 1086,75.$$

Тут $S_H = 1,2$ (прийнятий для цементації).

Визначаємо максимальні крутні моменти на шестерні і колесі, Н·м.

$$T_1 = 9550 \frac{N_{1\max}}{n_1} = 9550 \frac{13,97}{263,9} = 505,546 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (3.68)$$

$$T_2 = 9550 \frac{N_{2\max}}{n_2} = 9550 \frac{13,415}{65,16} = 1966,1 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (3.69)$$

Визначаємо значення діаметра початкового кола шестерні по формулі, мм:

$$a_w = \frac{d_2 - d_1}{2}, \quad (3.70)$$

звідси слідує, що:

$$201 = \frac{5,7d_1 - d_1}{2}, \text{ тому } d_1 = 85,532 \text{ мм} \quad (3.71)$$

Робоча ширина коліс

$$b_w = \psi_{bd} \cdot d_1 = 1,0 \cdot 85,532 = 85,532 \text{ мм.} \quad (3.72)$$

Вибираємо $\psi_m = 30$.

Попередньо згідно стандарту СТ СЕВ 310-76 [] визначаємо модуль:

$$m_t = b / \psi_m = 85,532 / 30 = 2,85 \text{ мм.} \quad (3.73)$$

Вибираємо $m_t = 3$ мм.

Визначаємо число зубців відповідно шестерні і колеса:

$$z_1 = d_1 / m_t = 85,532 / 3 = 28,5 = 34 > z_{min} = 17; \quad (3.74)$$

Для передачі без зчирку з нестандартною міжосьовою відстанню визначаємо:

$$\begin{aligned} d_1 &= m_t \cdot z_1 = 3 \cdot 34 = 102 \text{ мм;} \\ d_2 &= 2a_w + d_1 = 2 \cdot 201 + 102 = 504 \text{ мм;} \end{aligned} \quad (3.75)$$

$$z_2 = \frac{d_2}{m_t} = \frac{504}{3} = 168 \approx 170$$

$$d_2 = z_2 \cdot m_t = 170 \cdot 3 = 510 \text{ мм,} \quad (3.76)$$

тоді:

$$u_m = \frac{d_2}{d_1} = \frac{504}{102} = 5$$

Уточнюємо значення допустимих контактних напружень по формулі:

$$\sigma_{HP} = (\sigma_{Hlim} \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot K_L \cdot K_{XH}) / S_H, \quad (3.77)$$

де $\sigma_{HP1} = 1086$ МПа; $\sigma_{Hlim2} = 1449$ МПа (визначені раніше). Приймавши частоту робочих поверхонь зубців шестерні і колеса по 6-му класі ($R_a = 2,5 \dots 1,25$), знаходимо $Z_R = 0,95$.

Визначаємо колову швидкість зубчастих коліс:

$$v = \frac{\pi \cdot d_{w1} \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 85 \cdot 263,9}{60 \cdot 1000} = 2,348 \text{ м/с.} \quad (3.78)$$

$Z_V = 1,0$; $K_L = 1,0$; $K_{XH1} = 1,0$, $K_{XH2} = 1,0$.

Уточнені значення допустимих контактних напружень, МПа:

$$\sigma_{HP1,2} = \frac{1449 \cdot 0,95 \cdot 1,0 \cdot 1 \cdot 1}{1,2} = 1147,125. \quad (3.79)$$

Визначаємо σ_{FP} по формулі:

$$\sigma_{FP} = (\sigma_{Flim} \cdot Y_R \cdot Y_S \cdot K_{XF}) / S_F, \quad (3.80)$$

де $\sigma_{Flim} = \sigma_{0Flimb} \cdot K_{Fg} \cdot K_{Fd} \cdot K_{Fc} \cdot K_{FL}$ [див. (8)];

$\sigma_{0Flimb12} = 950$ МПа.

Значення σ_{0Flimb} визначені по формулах табл.11; для зубчастих коліс з не шліфованою перехідною поверхнею зубців $K_{Fg} = 1$; для зубчастих коліс без деформаційного зміцнення перехідної поверхні $K_{Fd} = 1$; для навантаження нереверсивного $K_{Fc} = 1$; коефіцієнт довговічності K_{FL} зазвичай визначають за формулою:

$$K_{FL} = m \sqrt{\frac{N_{FE1}}{N_{FE}}} \quad (3.81)$$

Тут $m = 6$; $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ – для всіх марок сталей. Значення N_{FE} визначаємо по формулі:

$$N_{FE1} = N_{\Sigma} \sum_i \left[\left(\frac{T'_{1i}}{T'_1} \right)^3 \left(\frac{n_{o^3}}{N_{\Sigma}} \right) \right] = 3,167 \cdot 10^8 \cdot$$

$$\cdot \left[\frac{3,167 \cdot 10^7}{3,167 \cdot 10^8} + \frac{(0,9)^6 (12,667 \cdot 10^7)}{3,167 \cdot 10^8} + \frac{(0,8)^6 (1,58 \cdot 10^8)}{3,167 \cdot 10^8} \right] = 1,41 \cdot 10^8$$

$$N_{FE2} = \frac{N_{FE1}}{u} \cdot 2 = \frac{1,41 \cdot 10^8}{4} \cdot 2 = 0,71 \cdot 10^8. \quad (3.82)$$

Оскільки $N_{FE1} > N_{FO1}$ і $N_{FE2} > N_{FO2}$, то $K_{FL1} = K_{FL2} = 1,0$

Визначаємо значення:

$$\sigma_{Flim1,2} = 950 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 950 \text{ (МПа)}, \quad (3.83)$$

$Y_R = 1,0$ (шорсткість перехідної поверхні не нижче 4-го класу);

$Y_S = 0,96$ (при $m = 5$ мм);

$K_{XF} = 0,9497$;

$S_F = 1,7$

Отже,

$$\sigma_{FP12} = (950 \cdot 1,0 \cdot 0,96 \cdot 0,9497)/1,7 = 509,48 \text{ (МПа)}; \quad (3.84)$$

Виконуємо перевірочний розрахунок на витривалість по контактних напруженнях:

$$\sigma_H = 1,76 \cdot 275 \cdot 0,879 \sqrt{\frac{576(4+1)}{170 \cdot 4}} = 875,5 \leq \sigma_{HP} = 1147,125 \text{ МПа}, \quad (4.85)$$

де $Z_H = 1,76$; $Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}$.

Значення Z_r знаходимо по формулі:

$$Z_s = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{2}} = \sqrt{\frac{4 - 1,68}{3}} = 0,879;$$

По формулі:

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta. \quad (3.86)$$

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{34} + \frac{1}{136} \right) \right] = 1,68. \quad (3.87)$$

З формули

$$\omega_{Ht} = (F_t / b) K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}, \quad (3.88)$$

знаходимо значення ω_{Ht} Н/мм:

$$\omega_{Ht} = (59476/170) \cdot 1,0 \cdot 1,6 \cdot 1,029 = 576; \quad (3.89)$$

де F_t знаходимо з формули:

$$F_t = 2 \cdot 10^3 \cdot T_1 / d_{w1}$$

$$F_t = 2 \cdot 10^3 \cdot 5055,46/170 = 59476 \text{ Н}; \quad (3.90)$$

$K_{H\alpha} = 1$ (для прямозубих передач); $K_{H\beta} = 1,6$;

з формули

$$K_{HV} = 1 + \frac{\omega_{HV} \cdot b_W}{F_t \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}},$$

$$K_{HV} = 1 + \frac{15,98 \cdot 170}{59476 \cdot 1,0 \cdot 1,6} = 1,029;$$

з формули

$$\omega_{HV} = \delta_H \cdot g_0 \cdot v \sqrt{\frac{a_W}{\dot{\epsilon}}} \quad (3.91)$$

$$\omega_{HV} = 0,014 \cdot 61 \cdot 2,348 \sqrt{\frac{254}{4}} = 15,98 \text{ Н/мм.} \quad (3.92)$$

Тут $\delta_H = 0,014$ – для зубців без модифікації голівки; $g_0 = 61$.

Оскільки $\sigma_H = 875,5 < 1147,125 = \sigma_{HP}$, умова контактної міцності дотримується.

Виконуємо перевірений розрахунок на витривалість при згині:

$$\sigma_{Ft} = \frac{Y_{Fa} \cdot Y_{Fe} \cdot Y_{F\beta} \cdot \omega_{Ft}}{m_n} \leq \sigma_{FP} \quad (3.93)$$

Тут $Y_{F1} = 3,73$ (при $z_1 = 34, x_1 = 0$), $Y_{F2} = 3,6$ (при $z_2 = 136, x_2 = 0$); $Y_t = 1,0$ (для прямозубих передач). Значення ω_{Ft} знаходимо по формулі

$$\omega_{Ft} = \frac{F_t}{b_W} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \quad (3.94)$$

де $F_t = 59476 \text{ Н}$ (з попередніх),

$b_W = 170 \text{ мм}$;

$K_{F\alpha} = 1$ (прямозуба передача);

$K_{F\beta} = 1,9$;

K_{FV} - визначаємо по формулі,

ω_{FV} - по формулі:

$$\omega_{FV} = \delta_F \cdot g_0 \cdot v \sqrt{\frac{a_W}{u}} = 0,016 \cdot 61 \cdot 2,348 \sqrt{\frac{254}{4}} = 18,26 \text{ (Н/мм)} \quad (3.95)$$

Тут $\delta_F = 0,016$, $g_0 = 61$.

$$K_{FV} = 1 + \frac{\omega_{FV} \cdot b_W}{F_t \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta}} = 1 + \frac{18,26 \cdot 170}{59476 \cdot 1,0 \cdot 1,9} = 1,027;$$

$$\omega_{Ft} = \frac{F_t}{b_W} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} = \frac{59476}{170} \cdot 1,0 \cdot 1,9 \cdot 1,027 = 682,68 \text{ (Н/мм)}. \quad (3.96)$$

Оскільки

$$\sigma_{F1} = \frac{3,73 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 682,68}{5} = 509,28 < \sigma_{FP1} = 509,48 \text{ (МПа)} \quad (3.97)$$

$$\sigma_{F2} = \frac{3,6 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 682,68}{5} = 491,5 < \sigma_{FP2} = 509,48 \text{ (МПа)} \quad (3.98)$$

Отже, умова міцності зубців на згин дотримана.

Геометричний розрахунок передачі

$$m_t = 3 \text{ мм}; z_1 = 34; z_2 = 170; u = 5; x_1 = x_2 = 0.$$

Геометричний розрахунок проводимо по відомих формулах.

Знаходимо діаметри коліс, мм:

ділильні (початкові)

$$d_1 = d_1 = m_t \cdot z_1 = 3 \cdot 34 = 102;$$

$$d_2 = d_2 = m_t \cdot z_2 = 3 \cdot 170 = 510;$$

вершин зубців

$$d_{a1} = d_1 + 2m_t = 102 + 2 \cdot 3 = 108;$$

$$d_{a2} = d_2 - 2m_t = 510 - 2 \cdot 3 = 504;$$

западин

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 m_t = 102 - 2,5 \cdot 3 = 94,5;$$

$$d_{f2} = d_2 + 2,5 m_t = 510 + 2,5 \cdot 3 = 517,5;$$

крок зачеплення, мм:

$$P_t = \pi \cdot m_t = 3,14 \cdot 3 = 9,42. \quad (3.99)$$

Розрахунок валів привода

Розрахунок швидкохідного вала

Вихідні дані: $T_1 = 1846,3 \text{ Нм}$;

$$F_{t_1} = \frac{1}{2} \cdot \frac{2T_1}{d_1} = \frac{1846,3 \cdot 10^3}{76} = 24,3 \cdot 10^3 \text{ Н}; \quad (3.100)$$

$$F_{r_1} = F_{t_1} \cdot \text{tg} \alpha = 24,3 \cdot 10^3 \cdot 0,364 = 8,8 \cdot 10^3 \text{ Н}; \quad (3.101)$$

Через врівноваженість дії сил F_r і F_t від двох зубчастих коліс, розміщених в редукторі симетрично відносно осі шестерні, при розрахунку вала враховується лише крутний момент.

Попередній розрахунок виконуємо за формулою:

$$d = \sqrt[3]{\frac{T_1}{0.2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{1846.3 \cdot 10^3}{0.2 \cdot 25}} = 72 \text{ мм}; \quad (3.102)$$

Приймаємо $d_B = 80$

Розрахунок проміжного вала привода.

Вихідні дані: $T_2 = 5055,46 \text{ Нм}$;

$$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 5055,46 \cdot 10^3}{432} = 23,4 \cdot 10^3 \text{ Н}; \quad (3.103)$$

$$F_{r2} = F_{t2} \cdot \text{tg}\alpha = 23,4 \cdot 10^3 \cdot 0,364 = 8,5 \cdot 10^3 \text{ Н}; \quad (3.104)$$

$$F_{t3} = \frac{2T'_2}{d_3} = \frac{2 \cdot 5055,46 \cdot 10^3}{170} = 59,5 \cdot 10^3 \text{ Н}; \quad (3.105)$$

$$F_{r3} = F_{t3} \cdot \text{tg}\alpha = 59,5 \cdot 10^3 \cdot 0,364 = 21,6 \cdot 10^3 \text{ Н}; \quad (3.106)$$

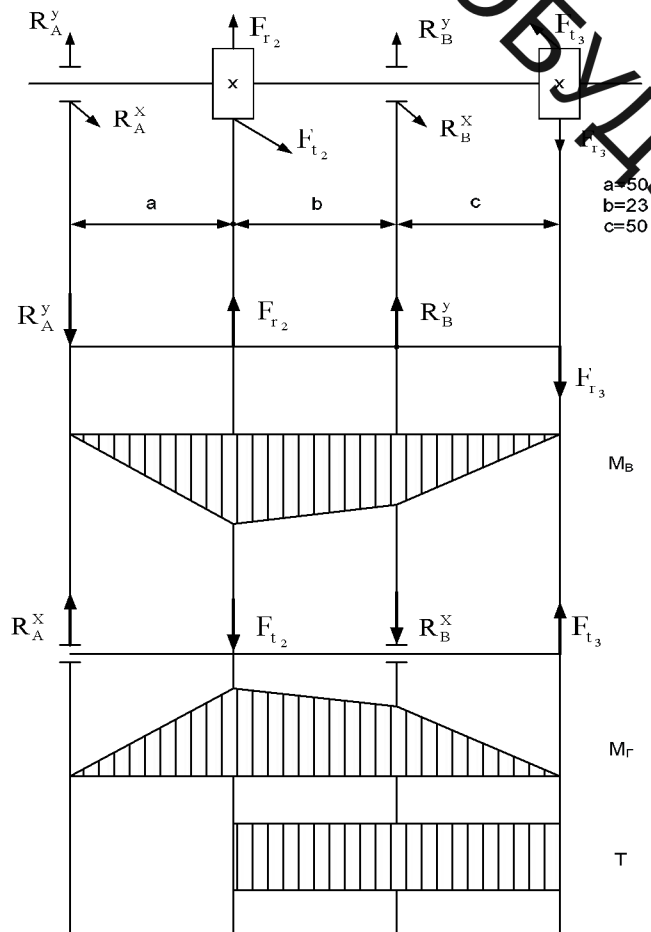


Рисунок 3.12 – Епюри моментів на проміжному валу

Вертикална площина

$$\sum M_A = 0;$$

$$-F_{r_2} \cdot a - R_B^y (a + b) + F_{r_3} (a + b + c) = 0; \quad (3.107)$$

$$R_B^y = \frac{F_{r_3} (a + b + c) - F_{r_2} \cdot a}{(a + b)} = \frac{21,6 \cdot 10^3 \cdot (50 + 23 + 50) - 8,5 \cdot 10^3}{50 + 23} = 36278,08 \text{H}$$

$$\sum M_B = 0;$$

$$F_{r_3} \cdot c + F_{r_2} \cdot b - R_A^y (a + b) = 0; \quad (3.108)$$

$$R_A^y = \frac{F_{r_3} \cdot c + F_{r_2} \cdot b}{a + b} = \frac{21,6 \cdot 10^3 \cdot 50 + 8,5 \cdot 10^3 \cdot 23}{50 + 23} = 17472,6 \text{H}$$

Горизонтална площина

$$\sum M_A = 0;$$

$$F_{t_2} \cdot a + R_B^x (a + b) - F_{t_3} (a + b + c) = 0; \quad (4.109)$$

$$R_B^x = \frac{F_{t_3} (a + b + c) - F_{t_2} \cdot a}{(a + b)} = \frac{59,5 \cdot 10^3 \cdot (50 + 23 + 50) - 23,4 \cdot 10^3 \cdot 50}{50 + 23} = 84226,03 \text{H}$$

$$\sum M_B = 0;$$

$$-F_{t_3} \cdot c - F_{t_2} \cdot b + R_A^x (a + b) = 0;$$

$$R_A^x = \frac{F_{t_3} \cdot c + F_{t_2} \cdot b}{(a + b)} = \frac{59,5 \cdot 10^3 \cdot 50 + 23,4 \cdot 10^3 \cdot 23}{23 + 50} = 48126,03 \text{H}$$

$$M_\Sigma = \sqrt{M_B^2 + M_T^2 + T^2} = \sqrt{873,6^2 + 2091,3^2 + 5505,46^2} = 5953,72$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\Sigma}}{0.1[\sigma]_{\text{зг.}}}} = \sqrt[3]{\frac{5953,72}{0,1 \cdot 65}} = 97,1 \text{ мм}$$

Приймаємо $d_{\text{в}} = 50 \text{ мм}$.

Вибір та перевірочний розрахунок підшипників

Вибір та розрахунок підшипників вала барабана

Вихідні дані:

- сумарна опорна реакція опори А $R_A = 48126,03 \text{ Н}$;
- сумарна опорна реакція опори В $R_B = 97005,87 \text{ Н}$;
- діаметр цапф вала для підшипників $d_{\text{п}} = 200 \text{ мм}$;
- кутова швидкість вала $\omega = 3,51 \text{ рад/с}$;
- потрібна довговічність підшипників $L_h = 1650 \text{ год}$ при 90% надійності;
- типовий режим навантаження вала – важкий (В);
- короточасні перевантаження до 150%;
- робоча температура підшипників до $50 \text{ }^\circ\text{C}$.

Схема установки підшипників і діючих в точках прикладення реакцій сил, зображена на рис. 3.13

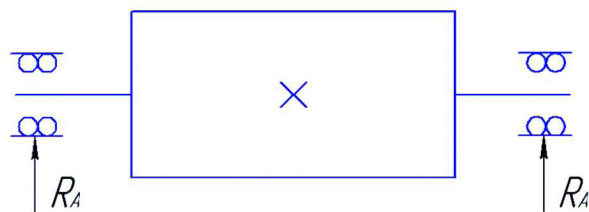


Рисунок 3.13 – Схема до розрахунку підшипників вала барабана.

За цією схемою розрахунок ведемо за опорою А. Оскільки навантаження на вал досить значне слід орієнтуватися на підшипники середньої серії. Враховуючи можливі досить значні похибки співвісності вала барабана і тихохідного вала редуктора доцільно прийняти кулькові радіальні сферичні дворядні підшипники 3540, для яких з довідника маємо:

– базова статична вантажопідйомність $C_o = 93500$ Н;

– базова статична вантажопідйомність $C_r = 77800$ Н.

Для типового режиму навантаження В коефіцієнт інтенсивності $K_E = 0,8$.

Відповідно до умов роботи підшипників отримаємо:

$V = 1$ – обертається внутрішнє кільце;

$K_G = 1,5$ – коефіцієнт безпеки при короткочасних перевантаженнях до 150%;

$K_T = 1$ – температурний коефіцієнт при робочій температурі підшипників до 100°C .

$X = 1$; $Y = 0$.

Розрахункове еквівалентне навантаження на підшипник:

$$R = (X \cdot V \cdot R_A + Y \cdot F_a) \cdot K_G \cdot K_T = (1 \cdot 1 \cdot 48126,03 + 0) \cdot 1,5 \cdot 1 = 72189,045 \text{ Н.} \quad (3.110)$$

З урахуванням режиму навантаження протягом строку служби:

$$R_E = K_E \cdot R = 0,8 \cdot 72189,045 = 57751,236 \text{ Н.}$$

Розрахункова довговічність підшипника.

Для 90% -ї надійності: коефіцієнт $a_1 = 1$, а для звичайних умов експлуатації коефіцієнт $a_{23} = 0,8$.

Розрахункова довговічність, млн. об:

$$L = a_1 \cdot a_{23} \cdot (C_r / R_E)^p = 1 \cdot 0,8 \cdot (77800 / 57751,236)^3 = 1252$$

де $p = 3$ – показник степеня для кулькових підшипників.

Розрахункова довговічність підшипника:

$$L_h = 1745 \cdot L / \omega = 1745 \cdot 1252 / 3,51 = 622433 \text{ год.}$$

Отже попередньо вибраний підшипник 3540 для опори А має довговічність більшу від потрібної. Для опори В вала обираємо такий самий підшипник.

Вибір та розрахунок підшипників тихохідного вала редуктора

Вихідні дані:

- діаметр цапф вала для підшипників $d_n = 67,5$ мм;

- кутова швидкість вала $\omega = 10,52$ рад/с;

- потрібна довговічність підшипників $L_h = 11650$ год при 90% надійності;

- типовий режим навантаження вала – важкий (В);
- короточасні перевантаження до 150%;
- робоча температура підшипників до 50 °С.

Схема установки підшипників і діючих в точках прикладення реакцій сил, зображена на рис. 3.14

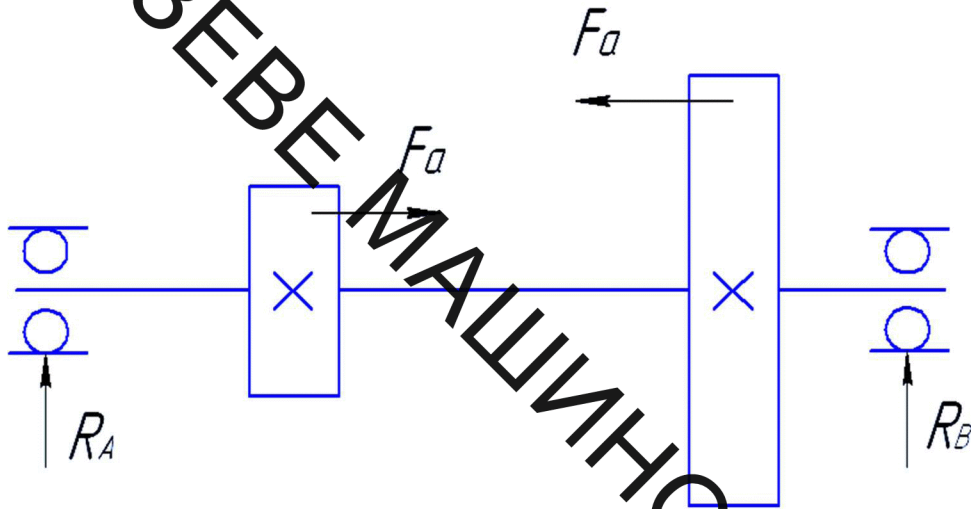


Рисунок 3.14 – Схема до розрахунку підшипників проміжного ступеня редуктора.

На даній схемі більш навантаженою є опора А. Оскільки навантаження на вал досить значне слід орієнтуватися на підшипники середньої серії. Враховуючи співвідношення $F_a / R_A = 1535,7 / 5425,7 = 0,28 < 0,35$, для опор вала доцільно прийняти кулькові радіальні підшипники 3524, для яких з довідника маємо:

- базова статична вантажопідйомність $C_o = 57400$ Н;
- базова статична вантажопідйомність $C_T = 53000$ Н.

Для типового режиму навантаження В коефіцієнт інтенсивності $K_E = 0,8$.

Відповідно до умов роботи підшипників отримаємо:

$V = 1$ – обертається внутрішнє кільце;

$K_6 = 1,5$ – коефіцієнт безпеки при короточасних перевантаженнях до 150%;

$K_T = 1$ – температурний коефіцієнт при робочій температурі підшипників до 100°C .

Для визначення коефіцієнтів X і Y знаходимо відношення $F_d / C_o = 1535,7 / 36000 = 0,043$. Параметр осьового навантаження: $e = 0,25$.

Оскільки відношення $F_d / (V \cdot R_A) = 1535,7 / (1 \cdot 9555,2) = 0,16 < e = 0,25$, то маємо: $X = 1$; $Y = 0$.

Розрахункове еквівалентне навантаження на підшипник:

$$R = (X \cdot V \cdot R_A + Y \cdot F_d) \cdot K_f \cdot K_T = (1 \cdot 1 \cdot 9555,2 + 0) \cdot 1,5 \cdot 1 = 14332,8 \text{ Н.} \quad (3.111)$$

З урахуванням режиму навантаження протягом строку служби:

$$R_E = K_E \cdot R = 0,8 \cdot 14332,8 = 11466,24 \text{ Н.}$$

Розрахункова довговічність підшипника.

Для 90% -ї надійності: коефіцієнт $a_1 = 1$, а для звичайних умов експлуатації коефіцієнт $a_{23} = 0,8$.

Розрахункова довговічність, млн. об:

$$L = a_1 \cdot a_{23} \cdot (C_r / R_E)^p = 1 \cdot 0,8 \cdot (61800 / 11466,24)^3 = 125,2, \quad (3.112)$$

де $p = 3$ – показник степеня для кулькових підшипників.

Розрахункова довговічність підшипника:

$$L_h = 1745 \cdot L / \omega = 1745 \cdot 125,2 / 10,52 = 20767,4 \text{ год.}$$

Отже попередньо вибраний підшипник 3624 для опори А має довговічність більшу від потрібної. Для опори В вала беремо такий самий підшипник.

Розрахунок шпонкових з'єднань

Розрахунок шпонки зубчастого колеса тихохідного вала

Вихідні дані:

- номінальний обертовий момент, що передає з'єднання: $T = 2027,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$;
- діаметр вала на якому встановлений шків: $d = 63 \text{ мм}$.

За діаметром вала згідно зі стандартом вибираємо такі розміри з'єднання:

- ширина шпонки $b = 18 \text{ мм}$;

- висота шпонки $h = 11$ мм;
- глибина паза на валу $t_1 = 7,0$ мм;
- глибина паза у маточині шківів $t_2 = 4,4$ мм.

Допустиме напруження змінання беремо:

$$[\sigma]_{зм} = 100 \text{ МПа}$$

Обчислюємо потрібну робочу довжину шпонки:

$$l_0 = 2 \cdot T / [d \cdot (h - t_1) \cdot [\sigma_{зм}]] = 2 \cdot 5055,46 / [12,6 \cdot 10^{-2} \cdot (0,0014 - 0,007) \cdot 10^8] = 45 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Повна довжина шпонки:

$$l = l_0 + b = 45 + 18 = 63 \text{ мм.}$$

За стандартом приймаємо: $l = 63$ мм.

Отже задане з'єднання можна здійснити призматичною шпонкою 18x11x63

ГОСТ 23360-78

Розрахунок шпонки шестерні тихохідного вала

Вихідні дані:

- номінальний обертовий момент, що передає з'єднання: $T = 2027,5$ Н·м;
- діаметр вала на якому встановлений шків: $d = 63$ мм.

За діаметром вала згідно зі стандартом вибираємо такі розміри з'єднання:

- ширина шпонки $b = 18$ мм;
- висота шпонки $h = 11$ мм;
- глибина паза на валу $t_1 = 7,0$ мм;
- глибина паза у маточині шківів $t_2 = 4,4$ мм.

Допустиме напруження змінання беремо:

$$[\sigma]_{зм} = 100 \text{ МПа}$$

Обчислюємо потрібну робочу довжину шпонки:

$$l_0 = 2 \cdot T / [d \cdot (h - t_1) \cdot [\sigma_{зм}]] = 2 \cdot 5055,46 / [12,6 \cdot 10^{-2} \cdot (0,0014 - 0,007) \cdot 10^8] = 45 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Повна довжина шпонки:

$$l = l_0 + b = 45 + 18 = 63 \text{ мм.}$$

За стандартом приймаємо: $l = 63$ мм.

Отже задане з'єднання можна здійснити призматичною шпонкою 18x11x63 ГОСТ 23360-78.

3.5 Висновки до розділу 3

1. На основі аналізу конструктивних схем мотор-барабанів обґрунтували вибір кінематичної схеми привода з розгалуженням потоку енергії в тихохідному ступені.
2. На основі аналізу економічних та геометричних показників здійснили обґрунтований вибір типу передачі привода.
3. Розроблено алгоритм безмашинного проектування гідравлічного привода
4. Виконано кінематичний та силовий розрахунок, що дозволив спроектувати привод стріли підйомно-транспортного пристрою.

4. ДИНАМІЧНІ ПРОЦЕСИ У СТРІЧКОВОМУ КОНВЕЄРІ

4.1 Застосування методу початкових параметрів до аналізу вільних коливань конвеєра

Під час проектування стрічкових конвеєрів необхідно всебічно аналізувати вплив характерних параметрів даних пристроїв на частоту та форму вільних коливань. Визначення характеристик частотного спектру дозволяє уникнути резонансних явищ під час експлуатації конвеєрів. Знайдені власні форми коливань дають можливість дослідити вимушені коливання системи. Зупинимося на особливостях гармонічних коливань в стрічковому конвеєрі, що розповсюджуються у повздовжньому напрямку.

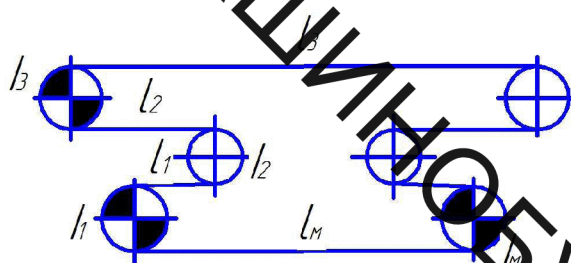


Рисунок 4.1 – Схема багатоприводного конвеєра

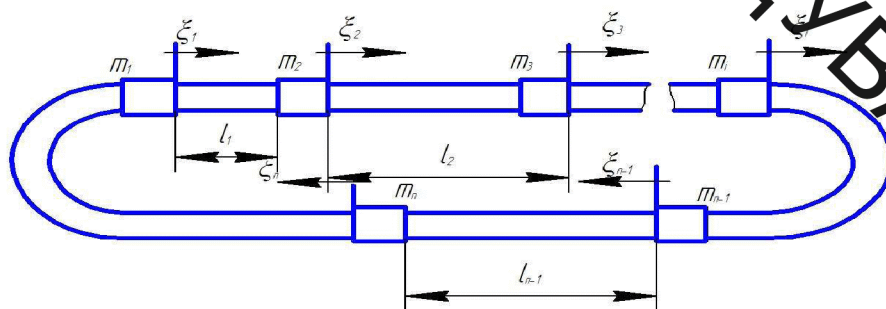


Рисунок 4.2 – Розрахункова схема багатоприводного конвеєра

Розглянемо, для прикладу, конструкцію багатопривідного конвеєра, схема якого показана на рис. 4.1, що складається з приводних та непривідних барабанів із приведеними моментами інерції I_1, I_2, \dots, I_n та ділянок стрічки l_1, l_2, \dots, l_n .

Для виконання аналітичних досліджень складаємо розрахункову схему конвеєра (рис. 4.2), на якій стрічку представляємо суцільним стержнем із розподіленою масою. Конвеєр має n ділянок, масу погонного метра та площу

поперечного перерізу стрічки вважаємо постійними. Довжини ділянок відповідають ділянкам стрічки l_1, l_2, \dots, l_n . На границях ділянок зі стрічкою пов'язані зосереджені маси m_1, m_2, \dots, m_n , якими враховується інерційність барабанів. Коливання системи розглядаємо в нерухомій системі координат $\xi_1, \xi_2, \dots, \xi_n$.

Дослідження вільних коливань у багатоприводному стрічковому конвеєрі виконуємо за допомогою методу початкових параметрів, який значно спрощує розрахунок системи, що складається із декількох ділянок (1, 2, 3).

Рівняння поздовжніх коливань ділянок конвеєра записуємо у вигляді

$$\frac{a_i}{l_i^2} \cdot \frac{\partial^2 u_i}{\partial \xi_i^2} - \frac{\partial u_i}{\partial t^2} = 0; \quad (i=1, 2, \dots, n), \quad (4.1)$$

де u_i – переміщення деякого перерізу ділянки в напрямі координати ξ_i ; $a_i = \sqrt{E/\rho_i}$ – швидкість розповсюдження хвилі пружних деформацій (E – модуль пружності, ρ_i – усереднена густина матеріалу); t – час.

Граничні умови інтегрування рівнянь (4.1) визначаємо з умови неперервності переміщень під час переходу від ділянки до ділянки і рівнянь руху дискретних мас, що розподіляють ці ділянки, та записуємо їх таким чином

$$\frac{EA}{l_i} \cdot \frac{\partial u_i}{\partial \xi_i} - \frac{EA}{l_{i+1}} \cdot \frac{\partial u_{i+1}}{\partial \xi_{i+1}} + m_{i+1} \frac{\partial^2 u_i}{\partial t^2} = 0; \quad u_{i+1} = u_i; \quad (4.2)$$

$$(\xi_i=1; \xi_{i+1}=0; i=1, 2, \dots, n-1);$$

$$\frac{EA}{l_n} \cdot \frac{\partial u_n}{\partial \xi_n} - \frac{EA}{l_1} \cdot \frac{\partial u_1}{\partial \xi_1} + m_1 \frac{\partial^2 u_1}{\partial t^2} = 0; \quad u_n = u_1; \quad (4.3)$$

$$(\xi_n=1; \xi_1=0).$$

Розв'язок рівнянь (5.1), що мають вигляд гармонічних, записуємо у вигляді

$$u_i = U_i(\xi_i) \cos \omega t \quad (i = 1, 2, \dots, n), \quad (4.4)$$

де $U_i(\xi_i)$ – амплітуда переміщення; ω – циклічна частота вільних коливань. Після підстановки (4.4) в (5.1) отримуємо рівняння амплітудних функцій

$$U_i'' + \frac{l_i^2}{a_i^2} \omega^2 U_i = 0 \quad (i=1, 2, \dots, n) \quad (4.5)$$

Згідно методу початкових параметрів розв'язок рівнянь (4.5) подаємо в матричній формі

$$X_i(\xi_i) = R_i(\xi_i) \cdot X_i(0), \quad (4.6)$$

де

$$X_i(\xi_i) = \begin{vmatrix} U_i(\xi_i) \\ U_i'(\xi_i) \end{vmatrix}; \quad R_i(\xi_i) = \begin{vmatrix} \cos \frac{l_i \omega}{a_i} \xi_i & \frac{a_i}{l_i \omega} \sin \frac{l_i \omega}{a_i} \xi_i \\ -\frac{l_i \omega}{a_i} \sin \frac{l_i \omega}{a_i} \xi_i & \cos \frac{l_i \omega}{a_i} \xi_i \end{vmatrix}$$

Граничні умови (4.2) і (4.3) перетворюємо з урахуванням співвідношення (4.4) до вигляду

$$U_{i+1}'(0) = \frac{l_{i+1}}{l_i} U_i'(1) - \frac{m_{i+1} l_{i+1} \omega^2}{EA} U_i(1); \quad U_{i+1}(0) = U_i(1); \quad (4.7)$$

$$U_1'(0) = \frac{l_1}{l_n} U_n'(1) - \frac{m_1 l_1 \omega^2}{EA} U_n(1); \quad U_1(0) = U_n(1). \quad (4.8)$$

Рівняння (4.7) і (4.8) в матричній формі набудуть вигляду:

$$X_{i+1}(0) = S_i X_i(1) \quad (i=1, 2, \dots, n-1) \quad (4.9)$$

де

$$S_i = \begin{vmatrix} 1 & \\ \frac{m_{i+1} l_{i+1} \omega^2}{EA} & \frac{l_{i+1}}{l_i} \end{vmatrix},$$

$$X_i(0) = S_n X_n(1), \quad (4.10)$$

в якому

$$S_n = \begin{vmatrix} 1 & \\ -\frac{m_1 l_1 \omega^2}{EA} & \frac{l_1}{l_n} \end{vmatrix}.$$

З урахуванням співвідношень (4.6), (4.9) та (4.10) запишемо

$$X_1(0) = S_n R_n(1) S_{n-1} R_{n-1}(1) \dots S_2 R_2(1) S_1 R_1(1) X_1(0). \quad (4.11)$$

Власні частоти системи визначаємо за допомогою рівняння (4.11), а форми коливань із співвідношення (4.6).

Подамо рівняння (4.11) у вигляді

$$[S_n R_n(1) S_{n-1} R_{n-1}(1) \dots S_2 R_2(1) S_1 R_1(1) - 1] X_1(0) = 0 \quad (4.12)$$

Вираз (4.12) являється лінійною однорідною системою, що складається з двох рівнянь

$$c_{11} U_1(0) + c_{12} U_1'(0) \quad c_{21} U_1(0) + c_{22} U_1'(0) = 0 \quad (4.13)$$

Для знаходження коефіцієнтів c_{11} , c_{12} , c_{21} , c_{22} зручно використати функції-нев'язки рівняння (4.8) у вигляді:

$$y_1[U_1(0), U_1'(0)] = c_{11} U_1(0) + c_{12} U_1'(0); \quad (4.14)$$

$$y_2[U_1(0), U_1'(0)] = c_{21} U_1(0) + c_{22} U_1'(0);$$

Під час виконання обчислень за формулами (4.7) і (4.8) знаходимо початкові параметри для кожної ділянки. Оскільки стрічка має замкнений контур, то в кінці процесу обчислення ми отримуємо прийняті початкові параметри для першої ділянки. Проте з довільно взятими параметрами виникає неузгодженість прийнятих і отриманих початкових параметрів, яка виражена функціями-нев'язки y_1 і y_2 .

Обчислювальний процес знаходження невідповідностей за формулами (4.7) і (4.8) можна використати для знаходження коефіцієнтів системи рівнянь (4.13).

Дійсно, прийнявши $U_1(0) = 1$, а $U_1'(0) = 0$ і виконавши обчислення за формулами (4.7) і (4.8), отримаємо деякі невідповідності

$$c_{11} = y_1(0, 1), \quad c_{21} = y_2(0, 1). \quad (4.15)$$

Аналогічно, прийнявши $U_1(0) = 0$; $U_1'(0) = 1$, отримаємо невідповідності

$$c_{12} = y_1(1, 0), \quad c_{22} = y_2(1, 0). \quad (4.16)$$

Коефіцієнти системи (4.13) можна визначити для будь-якої частоти ω . Власним частотам відповідає умова наявності нетривіальних розв'язків однорідної системи рівнянь (4.13):

$$\begin{vmatrix} c_{11}(\omega) & c_{12}(\omega) \\ c_{21}(\omega) & c_{22}(\omega) \end{vmatrix} = 0 \quad (4.17)$$

Розв'язування рівнянь (4.17) здійснювалося чисельним методом на ПК за допомогою спеціально розробленої програми.

Проаналізуємо вплив інерційного навантаження, довжини ділянок та коефіцієнта завантаження конвеєра на частоти та форми коливань.

Для прикладу розглянемо стрічковий конвеєр, схема якого аналогічна показаній на рис. 4.1. Він містить 3 приводних барабани з моментами інерції I_1, I_2, I_6 та три не приводних з моментами інерції I_3, I_4, I_5 . Вважаємо завантаженими ділянки конвеєра довжиною l_1 та l_6 , інші l_2, l_3, l_4, l_5 – порожніми. Вихідні дані для розрахунку наведені в таблиці.

Параметри стрічкового конвеєра

Параметр	Одиниця вимірюв.	Чисельне значення	Параметр	Одиниця вимірюв.	Чисельне значення
E_d	Н	13,2·10 ⁶	ρ_1	кг·с ² /м	20,21
q_v	кг/м	164,5	ρ_2	кг·с ² /м	2,14
q_p'	кг/м	21,5	c_1	м/с	298,4
q_p''	кг/м	8,5	c_2	м/с	917
q_c	кг/м	12,4	l_1	м	5
m_n	кг	226,7	l_2	м	10
m_{nn}	кг	184,9	l_3	м	100
I_n	кг·м ²	22,5	l_4	м	20
I_{nn}	кг·м ²	18,35	l_5	м	15
γ	т/м ³	2,5	l_6	м	80

В таблиці використані такі позначення параметрів: E_d — динамічний модуль стрічки; q_v, q_p', q_p'', q_c — погонні маси вантажу, роликів вантажної та порожньої віток стрічки; m_n, m_{nn}, I_n, I_{nn} — маси та моменти інерції приводних та не приводних барабанів; γ — насипна густина вантажу; ρ_1, ρ_2 — приведена густина вантажної та порожньої віток тягового органу; c_1, c_2 — швидкість розповсюдження пружної хвилі деформації у завантаженій і порожній вітках тягового органу; l_1, \dots, l_6 — довжини ділянок стрічки.

На рис. 4.3 показані графіки залежності спектру частот власних коливань від першої до п'ятої величини коефіцієнта завантаження конвеєра K_3 . Враховані частоти власних коливань від першої до п'ятої. Залежності показують, що із збільшенням порядкового номера частоти власних коливань вплив завантаженості конвеєра на частоту коливань суттєво не змінюється. Так при

зміні коефіцієнта K_3 , який враховує завантаженість конвеєра від 0 до 1 перша частота власних коливань зменшується на 58,3 %, друга — на 52,6 %, третя — на 57,6 %, четверта — на 52,7 %, п'ята — на 56,7 %. Необхідно зазначити, що зміна коефіцієнта завантаження від 0 до 0,5 призводить до зменшення частоти вільних коливань на 44 — 45 %, а від 0,5 до 1 — тільки на 22 — 23 %.

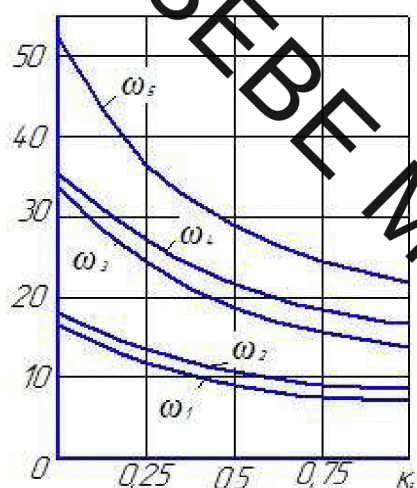


Рисунок 4.3 – Залежність частот власних коливань від коефіцієнту K_3 конвеєра

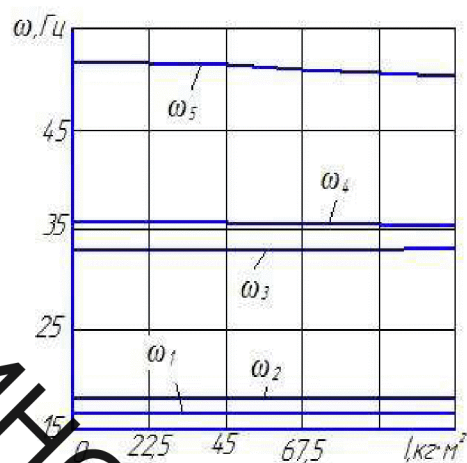


Рисунок 4.4 – Залежність частот власних коливань від приведенного моменту інерції приводних барабанів якщо $K_3=0$, довжині навантаження віток $l_x=100$ м

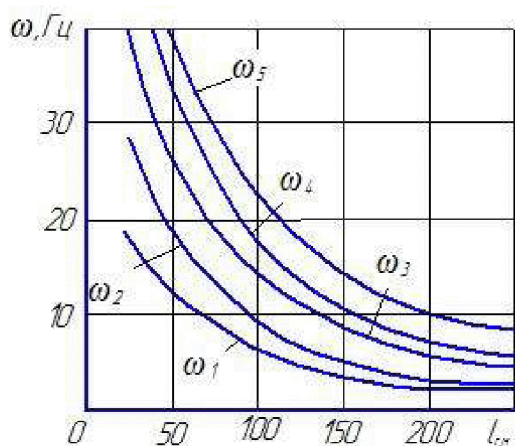


Рисунок 4.5 – Залежність частот вільних коливань від довжини навантажених віток при $K_3=1$

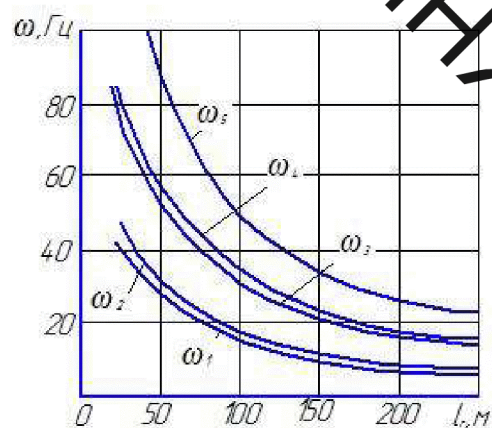


Рисунок 4.6 – Залежність частот вільних коливань від довжини вантажних віток при $K_3=0$

На рис. 4.4 показано вплив приведенного моменту інерції на перші 5 частот власних коливань. Отримані графічні залежності свідчать про те, що зміна інерційного навантаження в заданих межах практично не впливає на значення власних частот стрічкового конвеєра.

Для аналізу впливу довжини завантажених ділянок конвеєра на власні частоти змінювали їх значення за умови відсутності вантажу, тобто $K_3=0$ (рис.4.5), та повної завантаженості відповідних ділянок – $K_3=1$ (рис. 4.6). Як свідчать отримані результати, зміна довжини завантажених ділянок в більшій мірі відбивається на зміні вищої частоти вільних коливань при $K_3 = 1$ (для ω_1 зменшення на 37 %, для ω_5 – 45 %) та однаково впливає на спектр частот якщо $K_3 = 0$ (зменшення на 35 %).

4.2 Висновки до розділу 4

Розроблена математична модель стрічкового конвеєра, що містить декілька ділянок, яка дозволила виконати дослідження впливу різних параметрів на частоти та форми вільних коливань. Застосування методу початкових параметрів у матричному формулюванні сприяло спрощенню та систематизації обчислювальних процесів і розробці універсального алгоритму розв'язання задач про вільні коливання.

Встановлено, що на спектр частот вільних коливань впливає коефіцієнт завантаження, довжина завантажених ділянок конвеєра і, практично не впливає інерційне навантаження привода.

5. ДИНАМІЧНІ ПРОЦЕСИ У МЕХАНІЧНІЙ СИСТЕМІ СТІЛИ ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНОГО ПРИСТРОЮ

5.1 Аналіз вільних коливань механічної системи стріли підйомно-транспортного пристрою у вертикальній площині

У технологічних процесах видобування корисних копалин відкритим способом важливу роль відіграють підйомно-транспортні пристрої [4, 8]. Від їх продуктивності і довжини підвальної консолі (стріли) значно залежить ефективність освоєння родовища. Несівна конструкція складається з декількох шарнірно з'єднаних секцій, що утримуються в робочому положенні за допомогою вантової підвіски. Консоль обладнана стрічковим конвеєром для транспортування сипкого вантажу (грунту, видобутої руди тощо).

Під час роботи конвеєра стріла перебуває під дією динамічних навантажень, викликаних вітровим потоком, статичною та динамічною невідповідністю обертових елементів, взаємодією завантаженої стрічки, що перебуває у поступальному русі, з опорними роликками. Характер зміни в часі динамічних навантажень, здебільшого, є близьким до періодичного. Тому проведення модального аналізу механічної системи стріли з метою уникнення резонансних явищ під час роботи конвеєра має істотне практичне значення. Обчислення частотного спектра дає можливість запобігти резонансним явищам у механічній системі, а знаходження власних форм сприяє вивченню вимушених коливань утримувальної конструкції.

Дослідженням динаміки довгомірних несівних конструкцій у літературі приділяється значна увага з огляду на широке застосування згаданих елементів у підйомно-транспортній, гірничій, нафтогазовидобувній техніці, будівництві тощо. Вільні та вимушені коливання механічних систем, що містять довгомірні металоконструкції, розглядаються у працях [1, 9, 12]. Розробляються підходи до проведення аналізу взаємодії несівних конструкцій з привідними системами [3, 6, 11, 13], рухомими навантаженнями [2],

виконавчими органами машин [4, 7]. З метою спрощення інженерних розрахунків за рахунок дискретизації пружних систем з розподіленими параметрами застосовують методи скінченних елементів [1, 14], скінченних різниць [13], узагальнених переміщень [5] тощо.

Незважаючи на широке застосування континуальних та континуально-дискретних розрахункових моделей механічних систем з довгими ланками, для дослідження динаміки пристроїв, виготовлених у вигляді сукупності шарнірно зчленованих елементів, призначених для переміщення і позиціонування вантажів, застосовують моделі зі скінченним числом ступенів вільності [10]. Ця тенденція є притаманною, зокрема, дослідженням у галузі робототехніки і спрямована на спрощення методів розрахунків динамічних процесів.

У цій статті, в рамках згаданого підходу, пропонується математична модель вільних коливань підвісної стріли підійомно-транспортного пристрою, що складається з трьох жорстких, шарнірно зчленованих секцій, і проводяться дослідження впливу маси транспортованого вантажу і жорсткості утримувальних канатів на власні частоти і форми механічної системи.

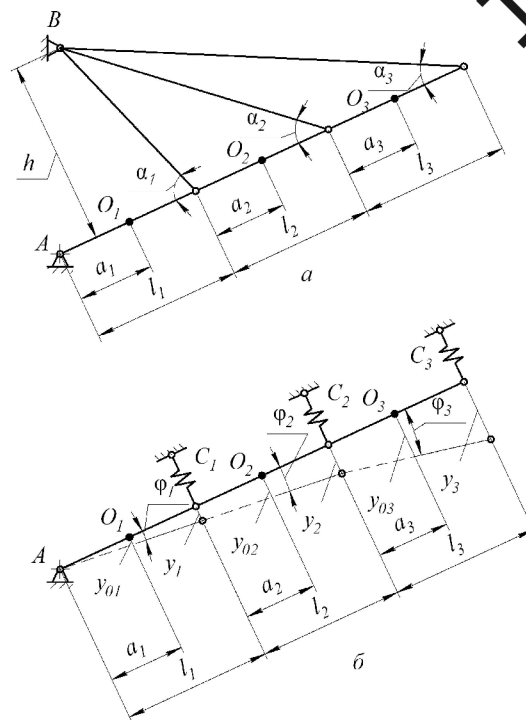


Рисунок 5.1 – Схема стріли підійомно-транспортного пристрою (а) та її розрахункова модель (б)

Схема стріли підйомно-транспортного пристрою зображена на рис. 5.1, *а*, а розрахункова модель стріли – на рис. 5.1, *б*. Стріла складається із трьох шарнірно зчленованих секцій довжинами l_1, l_2, l_3 , що розглядаються як тверді тіла масами m_1, m_2, m_3 і центральними моментами інерції I_1, I_2, I_3 . Центри мас секцій O_1, O_2, O_3 розташовані на відстанях a_1, a_2, a_3 від їхніх лівих кінців. Лівий кінець першої секції опирається на нерухому шарнірну опору, а з'єднувальні шарніри секцій та правий кінець останньої (третьої) секції утримуються за допомогою канатних відтяжок, як показано на рис. 5.1, *а*. Жорсткості відтяжок в напрямі, перпендикулярному до осі стріли, становлять c_1, c_2 та c_3 (рис. 5.1, *б*).

Будемо вважати, що коли стріла перебуває у стані спокою, осі секцій збігаються і утворюють спільну пряму лінію. В процесі коливань положення системи можна охарактеризувати за допомогою кутів повороту секцій $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$. Тоді переміщення опорних вузлів у напрямі, перпендикулярному до осі стріли в недеформованому стані системи, будуть:

$$\begin{aligned} y_1 &= \varphi_1 l_1; \\ y_2 &= \varphi_1 l_1 + \varphi_2 l_2; \\ y_3 &= \varphi_1 l_1 + \varphi_2 l_2 + \varphi_3 l_3. \end{aligned} \quad (5.1)$$

Відповідні переміщення центрів мас секцій стріли визначаються залежностями

$$\begin{aligned} y_{o1} &= \varphi_1 a_1; \\ y_{o2} &= \varphi_1 l_1 + \varphi_2 a_2; \\ y_{o3} &= \varphi_1 l_1 + \varphi_2 l_2 + \varphi_3 a_3. \end{aligned} \quad (5.2)$$

Рух механічної системи опишемо за схемою рівняння Лагранжа другого роду

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_j} = Q_j \quad (j=1, 2, \dots, S), \quad (5.3)$$

де T і Π – кінетична і потенціальна енергії системи; q – узагальнена координата; t – час; s – число ступенів вільності.

Кінетичну і потенціальну енергії системи записуємо як

$$T = \sum_{i=1}^3 \left(\frac{m_i \dot{y}_i^2}{2} + \frac{I_i \dot{\phi}_i^2}{2} \right); \quad (5.4)$$

$$\Pi = \sum_{i=1}^3 \frac{c_i y_i^2}{2}. \quad (5.5)$$

З урахуванням співвідношень (5.1) і (5.2) вирази енергій (5.4) і (5.5) перетворюємо до вигляду

$$T = \frac{m_1 (\dot{\phi}_1 a_1)^2}{2} + \frac{m_2 (\dot{\phi}_1 l_1 + \dot{\phi}_2 a_2)^2}{2} + \frac{m_3 (\dot{\phi}_1 l_1 + \dot{\phi}_2 l_2 + \dot{\phi}_3 a_3)^2}{2} + \frac{I_1 \dot{\phi}_1^2}{2} + \frac{I_2 \dot{\phi}_2^2}{2} + \frac{I_3 \dot{\phi}_3^2}{2}; \quad (5.6)$$

$$\Pi = \frac{c_1 (\phi_1 l_1)^2}{2} + \frac{c_2 (\phi_1 l_1 + \phi_2 l_2)^2}{2} + \frac{c_3 (\phi_1 l_1 + \phi_2 l_2 + \phi_3 l_3)^2}{2}. \quad (5.7)$$

Прийнявши, що $q_1 = \phi_1$; $q_2 = \phi_2$; $q_3 = \phi_3$ і підставивши вирази (5.6) і (5.7) до рівняння Лагранжа (5.3), одержимо рівняння руху системи у вигляді

$$\left[I_1 + a_1^2 m_1 + (m_2 + m_3) l_1^2 \right] \ddot{\phi}_1 + (m_2 l_1 a_2 + m_3 l_1 l_2) \ddot{\phi}_2 + m_3 l_1 a_3 \ddot{\phi}_3 + (c_1 + c_2 + c_3) l_1^2 \phi_1 + (c_2 + c_3) l_1 l_2 \phi_2 + c_3 l_1 l_3 \phi_3 = 0; \quad (5.8)$$

$$(m_2 a_2 l_1 + m_3 l_1 l_2) \ddot{\phi}_1 + (I_2 + m_2 a_2^2 + m_3 l_2^2) \ddot{\phi}_2 + m_3 l_2 a_3 \ddot{\phi}_3 + (c_2 + c_3) l_1 l_2 \phi_1 + (c_2 + c_3) l_2^2 \phi_2 + c_3 l_2 l_3 \phi_3 = 0; \quad (5.9)$$

$$m_3 a_3 l_1 \ddot{\phi}_1 + m_3 a_3 l_2 \ddot{\phi}_2 + (I_3 + m_3 a_3^2) \ddot{\phi}_3 + c_3 l_1 l_3 \phi_1 + c_3 l_2 l_3 \phi_2 + c_3 l_3^2 \phi_3 = 0. \quad (5.10)$$

Для визначення частот і форм вільних коливань механічної системи шукаємо розв'язки однорідної системи диференціальних рівнянь (5.8) – (5.10) у вигляді

$$\begin{aligned} \phi_1 &= \Phi_1 \cos \omega t; & \phi_2 &= \Phi_2 \cos \omega t; \\ \phi_3 &= \Phi_3 \cos \omega t, \end{aligned} \quad (5.11)$$

де Φ_1, Φ_2, Φ_3 – амплітуди кутових переміщень; ω – циклічна частота коливань.

З урахуванням (5.11) рівняння (5.8) – (5.10) подаємо як

$$(B - \lambda A)\Phi = 0, \quad (5.12)$$

де

$$A = \begin{pmatrix} I_1 + a_1^2 m_1 + (m_2 + m_3) l_1^2 & m_2 l_1 a_2 + m_3 l_1 l_2 & m_3 l_1 a_3 \\ m_2 a_2 l_1 + m_3 l_1 l_2 & I_2 + m_2 a_2^2 + m_3 l_2^2 & m_3 l_2 a_3 \\ m_3 a_3 l_1 & m_3 a_3 l_2 & I_3 + m_3 a_3^2 \end{pmatrix};$$

$$B = \begin{pmatrix} (c_1 + c_2 + c_3) l_1^2 & (c_2 + c_3) l_1 l_2 & c_3 l_1 l_3 \\ (c_2 + c_3) l_1 l_2 & (c_2 + c_3) l_2^2 & c_3 l_2 l_3 \\ c_3 l_1 l_3 & c_3 l_2 l_3 & c_3 l_3^2 \end{pmatrix};$$

$$\Phi = \text{col}(\Phi_1, \Phi_2, \Phi_3); \quad \lambda = \omega^2.$$

Нижчі власні частоти знаходимо, розв'язуючи задачу на власні числа

$$\det(B - \lambda A) = 0, \quad (5.13)$$

причому, значення цих частот обчислюємо як

$$f_i = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\lambda_i} \quad (i=1, 2, 3). \quad (5.14)$$

Для визначення жорсткості відтяжок розглянемо схему їх деформацій внаслідок переміщення шарніра, що з'єднує зчленовані секції стріли (рис. 5.2).

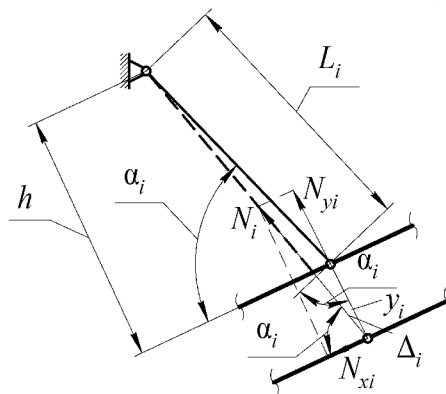


Рисунок 5.2 – Схема вузла з'єднання відтяжок з шарніром секцій стріли

Деформація відтяжок Δ_i через зміщення стріли y_i , яке викликане цією деформацією, визначиться виразом

$$\Delta_i = y_i \cdot \sin \alpha_i, \quad (i=1, 2, 3) \quad (5.15)$$

де α_i – кут між відтяжкою і стрілою у початковому положенні.

Силу, що спричинила цю деформацію, знаходимо за законом Гука:

$$N_i = \frac{\Delta_i EA}{L_i}, \quad (5.16)$$

де E – модуль пружності, A – площа поперечного перерізу відтяжок, L_i – довжина відповідної відтяжки.

З урахуванням (6.15) та (6.16) жорсткість відтяжок визначаємо за співвідношенням:

$$c_i = \frac{N_{yi}}{y_i} = \frac{EA \sin^2 \alpha}{L_i}. \quad (5.17)$$

Виразивши довжини відтяжок через відстань від осі нездеформованої стріли точки підвісу h , остаточно запишемо вираз для визначення жорсткості відтяжок:

$$c_i = c_0 \cdot \sin^2 \alpha_i, \quad (5.18)$$

де

$$c_0 = \frac{EA}{h}.$$

Дослідження частот та форм коливань виконано для стріли підйомно-транспортного пристрою ОГ-7000/85 з такими параметрами: довжини секцій $l_1=38\text{м}$, $l_2=22\text{м}$, $l_3=30\text{м}$; відстані до центрів мас $a_1=19\text{м}$, $a_2=11\text{м}$, $a_3=15\text{м}$; маси секцій $m_1=59660\text{кг}$, $m_2=34540\text{кг}$, $m_3=47100\text{кг}$; кути нахилу між відтяжками та стрілою $\alpha_1 = 65^\circ$, $\alpha_2 = 35^\circ$, $\alpha_3 = 25^\circ$; жорсткості відтяжок $c_1=42,84 \cdot 10^5\text{Н/м}$, $c_2=10,87 \cdot 10^5\text{Н/м}$, $c_3=4,35 \cdot 10^5\text{Н/м}$; погонна маса вантажу – 617кг/м .

На рис. 5.3 наведені графіки власних частот системи в залежності від жорсткості відтяжок та ступеня завантаженості стріли, а на рис. 5.4 наведені графіки форм коливань залежно від ступеня завантаженості стріли.

Як видно з одержаних результатів, значення власних частот стрілової конструкції суттєво залежать як від розподіленої маси вантажу, так і від коефіцієнтів жорсткості елементів вантової підвіски.

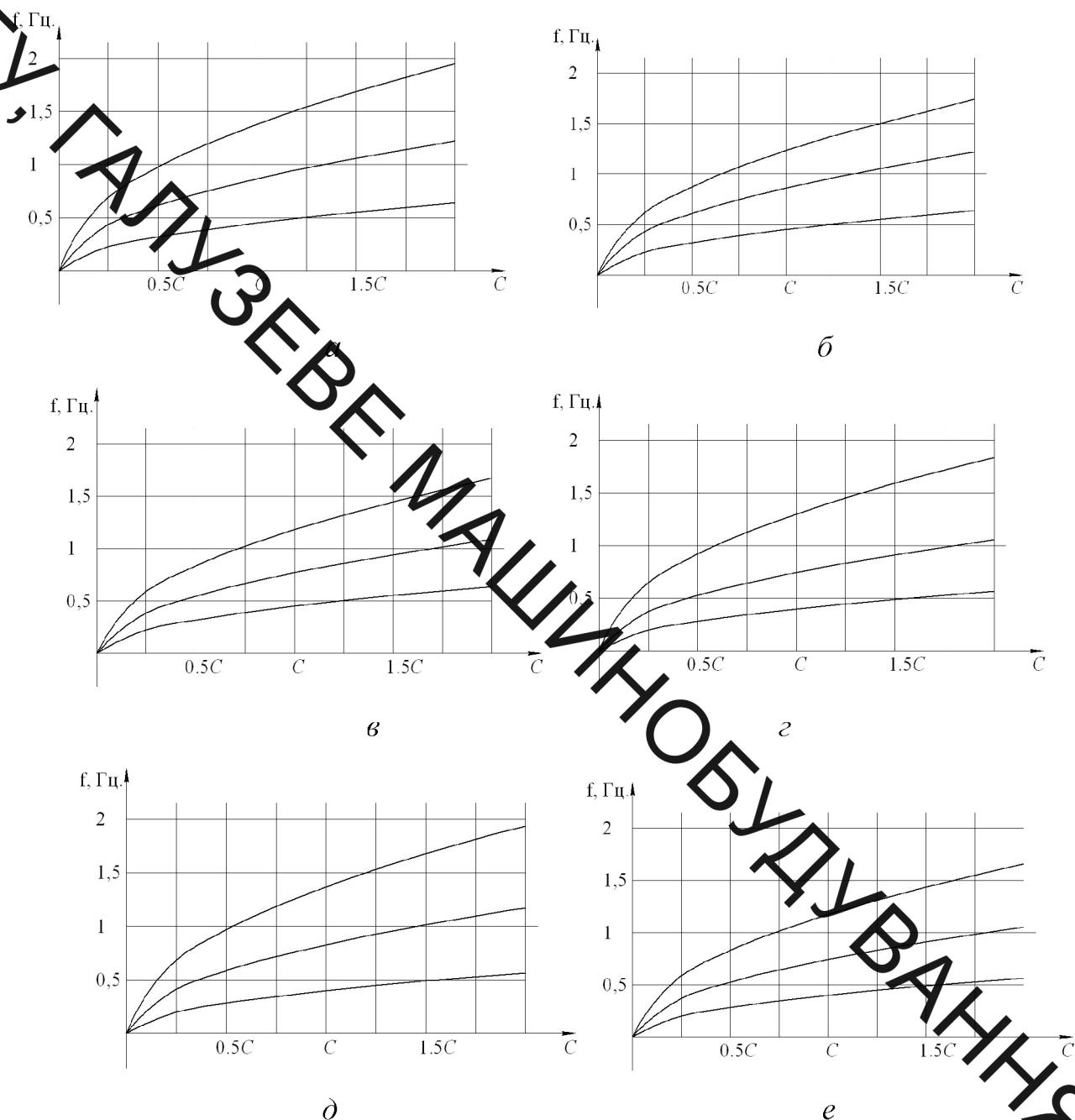


Рисунок 5.3 – Графіки власних частот коливань стріли в залежності від жорсткості відтяжок та ступеня завантаженості стріли при жорсткості відтяжки $C = C_0 = 57,6 \cdot 10^5$ Н/м: а – ненавантажена стріла; б – навантажена секція l_1 ; в – навантажені секції l_1 та l_2 ; г – навантажені секції l_2 та l_3 ; д – навантажена секція l_3 ; е – навантажені всі секції.

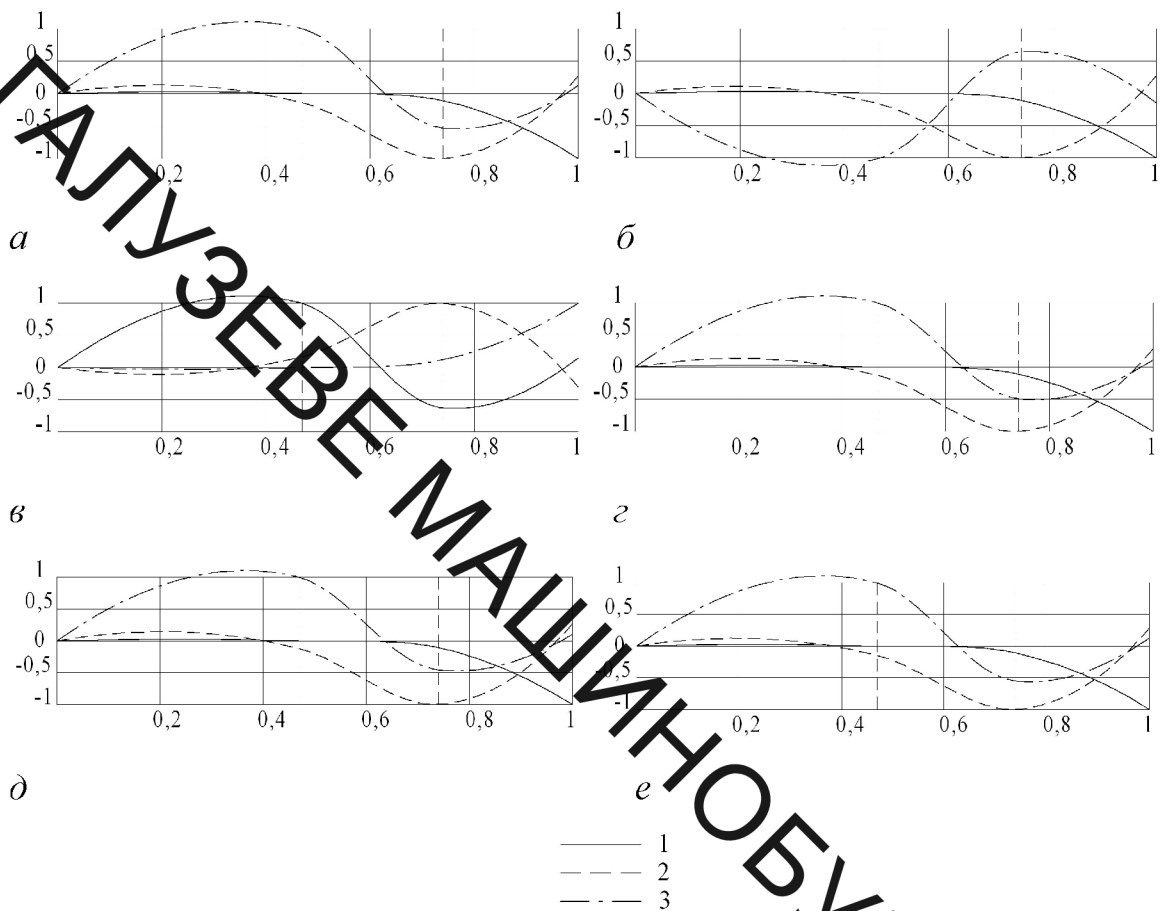


Рисунок 5.4 – Графіки форм коливань стріли в залежності від ступеня завантаженості стріли: а – невантажена стріла; б – навантажена секція l_1 ; в – навантажені секції l_1 та l_2 ; г – навантажені секції l_2 та l_3 ; д – навантажена секція l_3 ; е – навантажені всі секції.

Основними причинами збудження періодичних коливань механічної системи стріли є взаємодія транспортованих кусків породи з опорними роликами стрічки конвеєра, а також дисбаланс ведучого і веденого барабанів, опорних роликів та інших елементів приводу.

Якщо швидкість транспортування вантажу становить 4,5 м/с, а відстань між опорними роликами - 1,2 м, то частота взаємодії транспортованого куска породи з роликами дорівнює 3,7 Гц. Частота обертання ведучого і веденого барабанів, що мають діаметр 1,25 м, становить 1,15 об/с ($f = 0,18$ Гц), Частота обертання опорного ролика діаметром 0,16 м дорівнює 8,95 об/с ($f = 1,46$ Гц).

Порівняльний аналіз наведених частот збудження коливань стріли з її трьома нижчими власними частотами (рис. 5.3) свідчить про можливість виникнення резонансних коливань механічної системи стріли в процесі експлуатації стріли підйомно-транспортного пристрою. Найбільш ймовірним чинником збудження резонансних явищ є взаємодія кусків транспортованої породи з опорними роликками стрічки конвеєра. Для усунення резонансних режимів роботи відвальної консолі слід раціонально добирати швидкість транспортування сипкого вантажу.

5.2 Висновки до розділу 5

Побудована математична модель вільних коливань трисекційної підвісної стріли дає можливість з достатньою точністю проводити модальний аналіз механічної системи відвальної консолі стріли підйомно-транспортного пристрою з жорсткими секціями на стадії проектування. Як показали дослідження, власні частоти стріли значною мірою залежать від маси транспортованого вантажу та від жорсткості утримувальних канатів і можуть змінюватися, в залежності від технічних характеристик канатів і умов експлуатації стріли підйомно-транспортного пристрою, в широких діапазонах.

Періодичне збурення коливань системи у зв'язку з взаємодією вантажу з опорними роликками стрічки конвеєра може призводити до появи резонансних явищ. Для їх усунення необхідно раціонально добирати швидкість транспортування вантажів, що свідчить про доцільність оснащення підйомно-транспортних пристроїв регульованим гідравлічним або електричним приводом.

6. ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗДІЛ.

АНАЛІЗ КОМЕРЦІЙНОГО ПОТЕНЦІАЛУ РОЗРОБКИ ГІДРАВЛІЧНОГО ПРИВОДА СТРІЛИ ВІДВАЛОУТВОРЮВАЧА ДЛЯ ВІДКРИТОГО ВИДОБУВАННЯ КОРИСНИХ КОПАЛИН

6.1 Визначення рівня комерційного потенціалу розробки гідравлічного привода стріли відвалоутворювача для відкритого видобування

Метою проведення технологічного аудиту є оцінювання комерційного потенціалу розробки гідравлічного привода стріли відвалоутворювача для відкритого видобування, створеної в результаті науково-технічної діяльності. В результаті оцінювання можна буде зробити висновок щодо напрямів (особливостей) організації подальшого її впровадження з врахуванням встановленого рейтингу.

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

Оцінювання комерційного потенціалу розробки будемо здійснювати за 12-ма критеріями згідно рекомендацій.

Результати оцінювання комерційного потенціалу розробки заносимо до таблиці 6.1.

Таблиця 6.1. - Результати оцінювання комерційного успіху розробки

Критерії	Експерти		
	Поліщук Л.К.	Обертюх Р.Р.	Слабкий А.В.
	Бали, виставлені експертами		
1	2	2	3
2	3	3	2
3	4	4	3
4	4	2	3

5	4	3	3
6	4	4	3
7	3	3	2
8	3	3	3
9	3	4	4
10	2	3	3
11	3	3	3
12	2	3	3
Сума балів	37	37	35
Середньоарифметична сума балів, СБ	36		

За даними таблиці 5.1 робимо висновок щодо рівня комерційного потенціалу розробки гідравлічного привода стріли відвалоутворювача для відкритого видобування. При цьому користуємося рекомендаціями, наведеними в таблиці 5.2.

Таблиця 5.2 – Рівні комерційного потенціалу розробки

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

Таким чином, робимо висновок, щодо рівня комерційного потенціалу нашої розробки гідравлічного привода стріли відвалоутворювача для відкритого видобування – вище середнього.

6.2 Розрахунок витрат, що стосуються виконавців розробки гідравлічного привода стріли відвалоутворювача для відкритого видобування

Основна заробітна плата кожного із розробників (дослідників) Z_0 , якщо вони працюють в наукових установах бюджетної сфери:

$$Z_0 = \frac{M}{T_p} \cdot t, \quad (6.1)$$

де M – місячний посадовий оклад конкретного розробника (інженера, дослідника, науковця тощо), грн.

У 2020 році величини окладів (разом з встановленими доплатами і надбавками) рекомендується брати в межах (5000...15000) грн. за місяць; T_p – число робочих днів в місяці; приблизно $T_p = (21...23)$ дні; t – число робочих днів роботи розробника (дослідника).

Зроблені розрахунки зводимо до таблиці 5.1.

Таблиця 6.1 – Заробітна плата розробників

Посада	Місячний посадовий оклад, грн.	Оплата за робочий день, грн.	Число днів роботи	Витрати на заробітну плату, грн.
Керівник	10000	476	5	2380
Інженер-розробник	5000	238	22	5236
Консультанти	8000	364	5	1820
Всього:				9436

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

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

де t_i – норма часу (трудомісткість) на виконання конкретної роботи, годин; n – число робіт по видах та розрядах; C_i – погодинна тарифна ставка робітника відповідного розряду, який виконує дану роботу. C_i визначається за формулою:

$$C_i = \frac{M_m \cdot K_i}{T_p \cdot T_{zm}} \quad (6.3)$$

де M_m – розмір мінімальної заробітної плати за місяць, грн.; в 2020 році мінімальна заробітна плата становить – 5000 грн., K_i – тарифний коефіцієнт робітника відповідного розряду, T_p – число робочих днів в місяці; приблизно $T_p = 21 \dots 23$ дні, T_{zm} – тривалість зміни, зазвичай $T_{zm} = 8$ годин.

Таблиця 6.2 – Заробітна плата робітників

Найменування робіт	Трудомісткість, н-год	Розряд роботи	Погодинна тарифна ставка	Тариф. коеф.	Величина, грн.
Налагоджувальні	3	3	38,6	1,36	115,8
Складальні	5	3	41,2	1,45	206
Механічні	20	5	38,6	1,36	772
Заготівельні	4	3	36,1	1,27	144,4
Всього					1238,2

Додаткова заробітна плата Z_d всіх розробників та робітників, які брали участь у виконанні даного етапу роботи, розраховується як (10...12)% від суми основної заробітної плати всіх розробників та робітників, тобто:

$$Z_d = 0,1 \cdot (Z_p + Z_o) = 0,1 \cdot (9436 + 1238,2) = 1067,42 \text{ грн.} \quad (6.4)$$

Нарахування на заробітну плату N_{zp} розробників та робітників, які брали участь у виконанні даного етапу роботи, розраховуються за формулою: де Z_o – основна заробітна плата розробників, грн.; Z_p – основна заробітна плата робітників, грн.; Z_d – додаткова заробітна плата всіх розробників та робітників, грн.; β – ставка єдиного внеску на загальнообов'язкове державне соціальне страхування, % (приймаємо для 1-го класу професійності ризику 22%).

$$\begin{aligned} N_{zp} &= 0,22 \cdot (Z_p + Z_o + Z_d) = \\ &= 0,22 \cdot (9436 + 1238,2 + 1067,42) = 2583 \text{ грн.} \end{aligned} \quad (6.5)$$

Амортизація обладнання, комп'ютерів та приміщень А, які використовувались під час (чи для) виконання даного етапу роботи.

Дані відрахування розраховують по кожному виду обладнання, приміщенню тощо.

У спрощеному вигляді амортизаційні відрахування А в цілому бути розраховані за формулою:

$$A = \frac{Ц \cdot N_a}{100} \cdot \frac{T}{12}$$

де Ц – загальна балансова вартість всього обладнання, комп'ютерів, приміщень тощо, що використовувались для виконання даного етапу роботи, грн.; N_a – річна норма амортизаційних відрахувань. Для нашого випадку можна прийняти, що $N_a = (10...25)\%$; Т – термін, використання обладнання, приміщень тощо, місяці.

Таблиця 5.3 - Амортизаційні відрахування

Найменування	Ціна, грн.	Норма амортизації, %	Термін використання, м.	Сума амортизації
Комп'ютер	8500	20	2	293
Верстат токарний	50000	10	1	417
Верстат фрезерний	50000	10	1	417
Верстат шліфувальний	45000	10	1	375
Інструмент	6000	20	2	200
Цех мех. обробки	240000	10	2	4000
Всього				5692

Витрати на силову електроенергію Ve , якщо ця стаття має суттєве значення для виконання даного етапу роботи, розраховуються за формулою:

$$Ve = V \cdot P \cdot \Phi \cdot K_p,$$

V – вартість 1 кВт-год. електроенергії, в 2020 р. $V \approx 2,9$ для промисловості грн./кВт; P – установлена потужність обладнання, кВт; Φ – фактична

кількість годин роботи обладнання, годин, K_p – коефіцієнт використання потужності; $K_p < 1$.

Потужність обладнання складає – 9 кВт.

Кількість годин роботи складає – 250 годин.

Коефіцієнт використання потужності - 0,9 .

$V_e = 5873$ грн.

Інші витрати V_{in} охоплюють: витрати на управління організацією, оплата службових відряджень, витрати на утримання, ремонт та експлуатацію основних засобів, витрати на опалення, освітлення, водопостачання, охорону праці тощо.

Інші витрати I_v можна прийняти як (100...300)% від суми основної заробітної плати розробників та робітників, які були виконували дану роботу, тобто:

$$I_v = 2 \cdot (Z_o + Z_p) = 2 \cdot (9436 + 1238,2) = 21348 \text{ грн.} \quad (6.6)$$

Сума всіх попередніх статей витрат дає витрати на виконання даної частини (розділу, етапу) роботи – V .

$$V = 9436 + 1238,2 + 1067,42 + 2583 + 5692 + 5873 + 21348 = 47238 \text{ грн.}$$

6.3 Розрахунок загальних витрат на виконання даної роботи

Загальна вартість всієї наукової роботи визначається за $V_{заг}$ формулою:

$$V_{заг} = \frac{I_v}{\alpha} = \frac{21348}{0,9} = 23720 \text{ грн,} \quad (6.7)$$

де α – частка витрат, які безпосередньо здійснює виконавець даного етапу роботи, у відн. одиницях.

6.4 Прогнозування витрат на виконання та впровадження результатів науково-дослідної роботи

Прогнозування загальних витрат ZB на виконання та впровадження результатів виконаної наукової роботи здійснюється за формулою:

$$ZB = \frac{V_{заг}}{\beta} = \frac{23720}{0,2} = 118600 \text{ грн,} \quad (6.8)$$

де β – коефіцієнт, який характеризує етап (стадію) виконання даної роботи.

Так, якщо розробка знаходиться: на стадії науково-дослідних робіт, то $\beta \approx 0,1$; на стадії технічного проектування, то $\beta \approx 0,2$; на стадії розробки конструкторської документації, то $\beta \approx 0,3$; на стадії розробки технологій, то $\beta \approx 0,4$; на стадії розробки дослідного зразка, то $\beta \approx 0,5$; на стадії розробки промислового зразка, $\beta \approx 0,7$; на стадії впровадження, то $\beta \approx 0,9$.

Етап роботи – розробка дослідного зразка $\beta=0,5$.

6.5 Прогнозування комерційних ефектів від реалізації гідравлічного привода стріли відвалоутворювача для відкритого видобування

З метою прогнозування комерційних ефектів від реалізації гідравлічного привода стріли відвалоутворювача для відкритого видобування складемо таблицю вихідних показників, за рахунок яких і відбуватиметься отримання комерційного ефекту.

Таблиця 6.4 – Вихідні дані для прогнозування комерційного ефекту від реалізації гідравлічного привода стріли відвалоутворювача для відкритого видобування

Рік реалізації розробки	1	2	3
Кількість од. реалізації, шт.	20	35	45

Величина зростання ціни реалізації розробки, грн. – 5000 грн.

Кількість продукції, що випускалась до впровадження розробки – 15 шт.

Збільшення чистого прибутку підприємства Π_i для кожного із років, протягом яких очікується отримання позитивних результатів від впровадження розробки, розраховується за формулою:

$$\Delta \Pi_i = \sum_1^n (\Delta C_0 \cdot N + C_0 \cdot \Delta N) \cdot \lambda \cdot \rho \cdot \left(1 - \frac{\nu}{100}\right) \quad (6.9)$$

де ΔC_0 – покращення основного оціночного показника від впровадження результатів розробки у даному році. Зазвичай таким показником може бути ціна одиниці нової розробки; N – основний кількісний показник, який визначає діяльність підприємства у даному році до впровадження результатів наукової розробки; ΔN – покращення основного кількісного показника діяльності підприємства від впровадження результатів розробки; C_0 – основний оціночний показник, який визначає діяльність підприємства у даному році після впровадження результатів наукової розробки; n – кількість років, протягом яких очікується отримання позитивних результатів від впровадження розробки; λ – коефіцієнт, який враховує сплату податку на додану вартість.

Збільшення чистого прибутку підприємства Π_i протягом першого року складе:

$$\Delta \Pi_1 = (15 \cdot 5000 + 75000 \cdot 20) \cdot 0,8333 \cdot 0,1 \cdot (1 - 0,18) = 107195 \text{ грн.}$$

Збільшення чистого прибутку підприємства Π_i протягом другого року (відносно базового року, тобто року до впровадження результатів наукової розробки) складе:

$$\Delta \Pi_2 = (15 \cdot 5000 + 75000 \cdot 35) \cdot 0,8333 \cdot 0,1 \cdot (1 - 0,18) = 229703 \text{ грн.}$$

Збільшення чистого прибутку підприємства протягом третього року (відносно базового року, тобто року до впровадження результатів наукової розробки) складе:

$$\Delta \Pi_3 = (15 \cdot 5000 + 75000 \cdot 45) \cdot 0,8333 \cdot 0,1 \cdot (1 - 0,18) = 234807 \text{ грн.}$$

6.6 Розрахунок ефективності вкладених інвестицій та період їх окупності витрат на розробку гідравлічного привода стріли відвалоутворювача для відкритого видобування

6.6.1 Визначення абсолютної ефективності вкладених інвестицій у розробку гідравлічного привода стріли відвалоутворювача для відкритого видобування.

Для цього користуються формулою:

$$E_{абс} = (ПП - PV), \quad (6.10)$$

де ПП – приведена вартість всіх чистих прибутків, що їх отримає підприємство (організація) від реалізації результатів наукової розробки, грн.; PV – теперішня вартість інвестицій $PV = ZB$, грн.

У свою чергу, приведена вартість всіх чистих прибутків ПП розраховується за формулою:

$$ПП = \sum_1^T \frac{\Delta\Pi_i}{(1+\tau)^t} \quad (6.11)$$

де $\Delta\Pi_i$ – збільшення чистого прибутку у кожному із років, протягом яких виявляються результати виконаної та впровадженої НДДКР, грн.; t – період часу, протягом якого виявляються результати впровадженої НДДКР, роки; τ – ставка дисконтування, за яку можна взяти щорічний прогнозований рівень інфляції в країні; для України цей показник знаходиться на рівні 0,1; t – період часу (в роках) від моменту отримання чистого прибутку до точки „0”.

$$\begin{aligned} ПП &= (107195 / (1+0,1)^1) + (229703 / (1+0,1)^2) + (234807 / (1+0,1)^3) = \\ &= 463701 \text{ грн.}, \end{aligned}$$

$$E_{абс} = 463701 - 118600 = 345101 \text{ грн.}$$

Оскільки $E_{абс} > 0$, то результат від проведення наукових досліджень та їх впровадження принесе прибуток, але це також ще не свідчить про те, що інвестор буде зацікавлений у фінансуванні даного проекту (роботи).

6.6.2 Розрахунок відносної ефективності вкладених коштів в НДДКР гідравлічного привода стріли відвалоутворювача для відкритого видобування

Для цього користуються формулою:

$$E_B = \sqrt[\tau]{1 + \frac{E_{\text{абс}}}{PV}} - 1, \quad (6.12)$$

де $E_{\text{абс}}$ – абсолютна ефективність вкладених інвестицій, грн.; PV – теперішня вартість інвестицій $PV = 3B$, грн.; $T_{\text{ж}}$ – життєвий цикл наукової розробки, роки.

$$E_B = \sqrt[3]{1 + \frac{345101}{118600}} - 1 = 0,57.$$

Далі, розрахована величина E_B порівнюється з мінімальною (бар'єрною) ставкою дисконтування, що дорівнює:

$$\tau = d + f, \quad (6.13)$$

де d – середньозважена ставка за депозитними операціями в комерційних банках; в 2020 році в Україні $d = (0,14 \dots 0,2)$; f – показник, що характеризує ризикованість вкладень; зазвичай, величина $f = (0,05 \dots 0,1)$, але може бути і значно більше.

$$E_B = 0,57 \geq \tau = 0,14 + 0,05 = 0,19.$$

Оскільки величина $E_B > \tau_{\text{мін}}$, то інвестор може бути зацікавлений у фінансуванні даної наукової розробки гідравлічного привода стріли відвалоутворювача для відкритого видобування.

6.6.3 Розрахунок терміну окупності коштів, вкладених в наукову розробку гідравлічного привода стріли відвалоутворювача для відкритого видобування

Термін окупності вкладених у реалізацію наукового проекту інвестицій Ток можна розрахувати за формулою:

$$T_{\text{ок}} = \frac{1}{E_B} = \frac{1}{0,57} = 1,75 \text{ роки.} \quad (6.14)$$

Оскільки Ток < 3...5-ти років, то фінансування даної наукової розробки гідравлічного привода стріли відвалоутворювача для відкритого видобування в принципі є доцільним.

6.7 Висновки до розділу 6.

Економічна частина даної магістерської роботи містить розрахунок витрат на розробку та виготовлення нового технічного рішення сума яких складає 47238 гривень. Було прогнозовано орієнтовану величину витрат по кожній з статей витрат. Також обраховано величину приведенного прибутку, який може отримати виробник від реалізації нового технічного рішення, який складатиме 463701 грн., знайдено термін окупності витрат для виробника, що становить 1,75 роки та величину абсолютної ефективності вкладених інвестицій у розробку гідравлічного привода стріли відвалоутворювача для відкритого видобування, яка склала 345101 грн.

В результаті аналізу розрахунків можна зробити висновок, що розроблений гідравлічний привід стріли відвалоутворювача для відкритого видобування характеризується високими показниками якості та конкурентоспроможності і даний проект є привабливим з точки зору інвестиційної політики.

7 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

7.1 Аналіз умов праці

Розглядається дільниця виготовлення гідравлічного приводу стріли відвалоутворювача для відкритого видобування корисних копалин. Дільниця знаходиться в механічному цеху.

При роботі виникає ряд фізичних, хімічних, психофізіологічних небезпечних та шкідливих виробничих факторів:

1. рухомі частини виробничого обладнання, рухомі вузли і агрегати;
2. частини інструментів, які зруйнувалися під час роботи та відлетіли;
3. підвищена напруга в електричній мережі, замикання якої може відбутись через тіло людини;
4. підвищена загазованість повітря робочої зони парами і газами, які виділяються при технологічних процесах;
5. підвищений рівень шуму і вібрації на робочих місцях від працюючого обладнання;
6. відсутність або недостатня освітленість природним світлом та від світильників штучного освітлення;
7. зміна мікроклімату робочої зони;
8. фізичні динамічні та статичні навантаження;
9. монотонність праці;

При відсутності засобів захисту запиленість повітряного середовища в зоні дихання верстатників може перевищувати граничне допустимі концентрації.

7.2 Організаційно-технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії.

У цехах, що мають велику ширину, шкідливі роботи необхідно розташовувати поблизу зовнішніх стін для кращого забезпечення природної вентиляції приміщення. При внутрішньому плануванні приміщення повинні бути передбачені достатня ширина і число проходів, сходів, дверей із метою можливого усунення зустрічних людських

потоків у періоди початку і закінчення змін, а також у випадку аварійних ситуацій.

Обсяг виробничих приміщень повинен бути таким, щоб на кожного працюючого припадало не менше 4,5 м² площі, 15м³ об'єму, висота виробничого приміщення повинна бути не менше 3,2 м. Площа дільниці 60 м², об'єм – 192 м³, тобто вимоги виконуються.

7.2.1 Мікроклімат

Роботи, що виконуються на ділянках механічного цеху відносяться до категорії робіт Пб – середньої важкості. Вони пов'язані з розбиранням і збиранням вузлів і агрегатів та пристроїв. Ці роботи пов'язані з середнім фізичним навантаженням.

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

Оптимальні і допустимі норми цих параметрів в залежності від категорії робіт, періоду року. Числові значення цих норм додано в таблицю 6.1.

Таблиця 7.1 – Оптимальні і допустимі норми параметрів мікроклімату в приміщенні

Період року	Категорія	Температура, °С			Відносна вологість, %		Швидкість руху повітря, м/хв	
		Оптим.	Допустима		Оптим.	Допуст.	Оптим.	Допуст.
			Верхня гран.	Нижня гран.				
Холод	Пб	17-19	21	15	40-60	75	0.3	0.4
Тепло	Пб	20-22	27	16	40-60	70	0.4	0.5

Для нормалізації мікроклімату в виробничому приміщенні необхідно улаштувати вентиляцію і опалення. Інтенсивність опромінення 100Вт/м².

На дільниці характерне забруднення повітря виробничих приміщень отруйними газами та парами.

Попадаючи в організм людини шкідливі речовини негативно діють на людину. Концентрація шкідливих речовин у повітрі робочої зони не повинна перевищувати

допустимих значень.

Контроль вмісту шкідливих речовин у повітрі робочої зони проводиться на найбільш характерних робочих місцях. При однаковому обладнанні, або при виконанні однакових операцій контроль проводиться вибірково на окремих робочих місцях, розташованих в центрі і по периферії приміщення.

Система вентиляції приміщення буде комбінована, тобто буде поєднувати в собі механічну і природну, організовану вентиляцію.

Для компенсації втрат тепла і підтримання температури повітря в межах норми передбачається встановлення систем опалення. Система опалення буде водною (температура води 100°C). Використання такої системи дозволить підтримувати належний температурний режим з мінімально можливими витратами.

7.2.2 Освітлення

Роботи по категорії зорових робіт на даній ділянці технологічного процесу відносяться до розряду 4а. Кількісні і якісні характеристики освітлення:

Природне освітлення забезпечується подвійними вікнами.

Коефіцієнт природного освітлення:

$$e^4 = e_H^3 \cdot m \cdot C_K, \quad (7.1)$$

де $e_H^3 = 1.5$ - нормоване значення коефіцієнта природного освітлення;

$m = 0.9$ – коефіцієнт світлового клімату;

$C_K = 0.75$ - коефіцієнт сонячності клімату;

$$C_K = 1,5 \cdot 0,9 \cdot 0,75 = 1,01$$

Штучне освітлення в приміщеннях повинно задовольняти вимогам (табл. 7.2).

Освітлення робочої поверхні, що здійснюється світильниками загального освітлення в системі комбінованого повинно складати 10% від тієї, що нормується

Таблиця 7.2 – Норми освітленості приміщень і виробничих дільниць відновлення деталей

Приміщення	Площина нормування освітленості	Розряд зорової роботи	Освітленість	
			норма	діюче
Механічна дільниця	Горизонтальна 0,8м	4а	300(750)	250(700)

для комбінованого освітлення при тих джерелах світла, що використовується для місцевого освітлення (лампи розжарювання).

При цьому найменші і найбільші значення освітленості від світла загального освітлення в системі комбінованого приймаємо для люмінесцентних ламп:

- найбільша 500 лм;
- найменша 150 лм.

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

Для загального освітлення слід приймати мінімальну нерівномірність освітленості в зоні розташування робочих місць, при цьому відношення максимальної освітленості до мінімальної не повинна перевищувати для робіт II розряду при люмінесцентних лампах – 1,5.

Освітлення проходів і дільниць, де роботи не виконуються повинно складати - 25% освітлення, що створюється світильниками загального освітлення на робочому місці, але не менше 75 лк.

Показник засліпленості для світильників загального освітлення в приміщеннях не повинен перевищувати - 20.

Аварійне освітлення передбачається якщо відключення робочого освітлення може викликати:

- порушення норм обслуговування обладнання;
- тривале порушення технологічного процесу;

порушення роботи установок вентиляції і кондиціонування повітря для виробничих приміщень.

7.2.3 Виробничий шум

Джерелом шуму на дільниці є працююче обладнання та системи вентиляції.

За характером спектру шум на дільниці широкопasmовий із безперервним спектром шириною більше октави. За часовими характеристиками шум постійний, так як рівень звуку за восьмигодинний робочий день змінюється в часі не більш, ніж на 5 дБА. За походженням шум механічний (від працюючого обладнання) і аеродинамічний (від вентиляційних установок).

Гранично допустимий спектр шуму на робочих місцях на дільниці приведений у табл.7.3.

Таблиця 7.3– Допустимий спектр шуму на робочих місцях

Вид трудової діяльності	Октавні рівні звукового тиску, дБ на середньгеометричних частотах, Гц									Рівні звуку та еквівалентні рівні звуку, дБА
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
На постійних робочих місцях	107	95	87	82	78	75	73	71	69	80

Для зменшення шуму на дільниці використовують архітектурно-планувальні методи захисту. Сюди відноситься раціональне розміщення технологічного обладнання, верстатів, раціональне розміщення робочих місць, раціональне акустичне планування зон і режиму руху транспорту, створення різних шумозахищених зон в різних місцях знаходження людей.

Вимоги по допустимому рівню шуму виконуються.

7.2.4 Виробнича вібрація

Від систем вентиляції та іншого обладнання на працюючих може діяти

вібрація. Вібрація характеризується такими показниками як віброшвидкість, віброприскорення, рівень віброшвидкості, рівень віброприскорення.

Категорія вібрації 3 тип "а" - технологічна на робочих місцях. Критерій оцінки - межа зниження продуктивності праці. На працюючих діє локальна і загальна вібрація. Вона передається через руки працюючих і через підшви ніг.

Санітарні норми одночислових показників вібраційного навантаження на працюючого при тривалості зміни 8 год приведені в табл. 7.4.

Таблиця 7.4 – Норми вібраційного навантаження

Вид вібрації	Категорія вібрації за санітарними нормами	Напрямок дії	Нормативні коректовані за частотою та еквівалентні коректовані значення			
			Віброприскорення		Віброшвидкість	
			м/с ²	дБ	м/с · 10 ⁻²	дБ
Локальна	-----	X _n ; Y _n ; Z _n	2,0	126	2,0	112
Загальна	3 тип "а"	X ₀ ; Y ₀ ; Z ₀	0,1	100	0,2	92

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

Вимоги по допустимому рівню вібрації виконуються.

7.3 Організаційно – технічні рішення щодо забезпечення безпечної роботи

7.3.1 Техніка безпеки

Джерела освітлення, проводка та силові двигуни повинні бути надійно ізольовані.

Забороняється експлуатація несправного обладнання, технічного інструменту, тощо. При несправному обладнанні вирішується табличка „Працювати заборонено” або „Не працює”.

Забороняється застосування саморобних нагрівальних пристроїв.

Робітники повинні забезпечуватись справними інструментами та інвентарем.

Відходи виробництва, обтирочні матеріали, повинні прибиратися після кожної зміни.

Для миття та знежирення повинні застосовуватись негорючі суміші і розчинники. Мийні ванни з часом після закінчення роботи повинні закриватись. Підлога має бути горизонтальною, рівною без вибоїн. Біля верстатів і стендів повинні бути дерев'яні трапи на всю ширину робочої зони.

Особливу увагу необхідно приділяти при роботі з кран-балкою.

Необхідно дотримуватись інструкцій по роботі з обладнанням.

Нормативні умови на ділянці забезпечуються такими засобами:

- механізацією;
- встановлення ефективної вентиляції;
- встановлення опалення;
- застосування засобів особистої гігієни.

Для захисту рук від агресивних середовищ застосовують рукавиці і халати.

7.3.2 Електробезпека.

Однією із важливих умов безпеки обладнання є електробезпека - система організаційних та технічних засобів, які забезпечують захист людини від електричного струму. Приміщення відноситься до вологих, в яких пари вологи виділяються короткочасно в невеликій кількості і відносна вологість повітря перевищує 75%. Для подолання небезпеки ураження людини електричним струмом використовують занулення.

7.4 Пожежна безпека

Приміщення віднесено до категорії Д, а будівля, де вона розміщуються, має 1-й ступінь вогнестійкості - незгораємі стіни, перегородки і покриття з межею вогнестійкості не менш 1 години. Всі стіни, перегородки і покриття відповідають цій вимозі.

Основними причинами виникнення пожеж є коротке замикання в електропроводниках, самозаймання ганчір'я, паління в недозволених місцях, розряди блискавки і порушення правил пожежної безпеки.

Обладнання повинно бути виконано в вибухобезпечному виконанні. Необхідно своєчасно проводити протипожежний інструктаж і встановлювати жорсткий протипожежний режим. Для паління відводяться та обладнуються спеціальні місця.

Для використаного зберігального матеріалу передбачають металеві ящики з кришками та цей матеріал зберігається не більше однієї зміни.

Для запобігання пожежі від короткого замикання в провідниках їх необхідно розміщувати в металевих трубах, або гнучких, металевих кожухах.

Для захисту від блискавок, застосовують металеві стержні, які розташовані вище даху приміщення та з'єднані із землею дротом. Для оповіщення відповідних служб про пожежу застосовують телефони та теплові повідомлювачі максимальної дії ДІЛ, які спрацьовують, коли температура, навколишнього середовища досягає критичної.

За результатами проведеної роботи можна стверджувати, що діяльність виконання технологічного процесу відновлення та зміцнення валу мускули відповідає всім вимогам охорони праці.

7.5 Безпека в надзвичайних ситуаціях

7.5.1 Дія іонізуючих випромінювань на людей

Під впливом іонізуючого випромінювання атоми і молекули живих клітин іонізуються, в результаті чого відбуваються складні фізико-хімічні процеси, які впливають на характер подальшої життєдіяльності людини.

Згідно з одними поглядами, іонізація атомів і молекул, що виникає під дією випромінювання, веде до розірвання зв'язків у білкових молекулах, що призводить до загибелі клітин і поразки всього організму. Згідно з іншими уявленнями, у формуванні біологічних наслідків іонізуючих випромінювань відіграють роль

продукти радіолізу води, яка, як відомо, становить до 70% маси організму людини. При іонізації води утворюються вільні радикали H^+ та OH^- , а в присутності кисню — пероксидні сполуки, що є сильними окислювачами. Останні вступають у хімічну взаємодію з молекулами білків та ферментів, руйнуючи їх, в результаті чого утворюються сполуки, не властиві живому організму. Це призводить до порушення обмінних процесів, пригнічення ферментних і окремих функціональних систем, тобто порушення життєдіяльності всього організму.

Вплив радіоактивного випромінювання на організм людини можна уявити в дуже спрощеному вигляді таким чином. Припустімо, що в організмі людини відбувається нормальний процес травлення, їжа, що надходить, розкладається на більш прості сполуки, які потім надходять через мембрану усередину кожної клітини і будуть використані як будівельний матеріал для відтворення собі подібних, для відшкодування енергетичних витрат на транспортування речовин і їхню переробку. Під час потрапляння випромінювання на мембрану відразу ж порушуються молекулярні зв'язки, атоми перетворюються в іони. Крізь зруйновану мембрану в клітину починають надходити сторонні (токсичні) речовини, робота її порушується. Якщо доза випромінювання невелика, відбувається рекомбінація електронів, тобто повернення їх на свої місця. Молекулярні зв'язки відновлюються, і клітина продовжує виконувати свої функції. Якщо ж доза опромінення висока або дуже багато разів повторюється, то електрони не встигають рекомбінувати; молекулярні зв'язки не відновлюються; виходить з ладу велика кількість клітин; робота органів розладнується; нормальна життєдіяльність організму стає неможливою.

7.5.2 Розрахунок режимів радіаційного захисту

Під режимом роботи на виробництві в умовах радіоактивного забруднення розуміють порядок і умови роботи, переміщення і відпочинку персоналу з використанням засобів захисту, що зменшує ураження людей і скорочує вимушену зупинку виробництва.

Визначимо можливу дозу опромінення в заданих умовах радіаційного забруднення, які будуть працювати у звичайному режимі (2 зміни по 12 год.)

$$D_m = \frac{1,33 \cdot p_{1\max} \cdot (\sqrt[4]{t_k^3} - \sqrt[4]{t_n^3})}{K_{\text{noc}}} = \frac{1,33 \cdot 2 \cdot (\sqrt[4]{13^3} - 1)}{12} = 1,29 \text{ мР}, \quad (7.2)$$

де $t_n=1$ год. – час початку роботи після радіоактивного забруднення;

$t_k=1+12=13$ год. – час завершення роботи першої робочої зміни після радіоактивного забруднення;

$p_{1\max}=2$ мР/год. – рівень радіації через одну годину після радіоактивного забруднення;

$K_{\text{noc}}=12$ – коефіцієнт послаблення радіації виробничим приміщенням.

Визначимо граничне значення рівня радіації, при якому можлива робота в звичайному режимі

$$p_{\text{гр}} = \frac{D_{\text{дон}} \cdot K_{\text{noc}}}{1,33 \cdot (\sqrt[4]{t_k^3} - \sqrt[4]{t_n^3})} = \frac{0,75 \cdot 12}{1,33 \cdot (\sqrt[4]{13^3} - \sqrt[4]{1^3})} = 1,15 \text{ мР / год}. \quad (7.3)$$

Оскільки можлива доза опромінення $D_m > D_{\text{дон}}$ ($1,29 > 0,75$) та рівень радіоактивного забруднення $p_{1\max} > p_{\text{гр}}$ ($2 > 1,15$) перевищують допустимі норми, робота операторів верстатного обладнання, а отже і цеху в цілому в режимі 2 зміни по 12 год. неможлива. Для продовження виробничої діяльності об'єкта необхідно введення в дію режимів радіаційного захисту.

Розрахунок режимів радіаційного захисту проведемо в такій послідовності.

Для кожної зміни визначимо час початку робочої зміни (t_n), час кінця робочої зміни (t_k), тривалість роботи зміни (t_p) та можливу дозу опромінення (D_m).

Визначаємо час початку роботи першої зміни, для цього знаходимо коефіцієнт α :

$$\alpha = \frac{D_{дон} \cdot K_{нос}}{1,33 \cdot p_{1\max}} = \frac{0,75 \cdot 12}{1,33 \cdot 2} = 3,38. \quad (7.4)$$

Згідно довідникових даних час початку роботи першої скороченої зміни $t_{п1}=1$ год.

Для 1-ї скороченої зміни: $t_{п1} = 1$ год.

Час закінчення роботи зміни

$$t_{к1} = \left(\frac{D_{дон} \cdot K_{нос} + 1,33 \cdot p_{1\max} \cdot \sqrt[4]{t_{п1}^3}}{1,33 \cdot p_{1\max}} \right)^{\frac{4}{3}} = \left(\frac{0,75 \cdot 12 + 1,33 \cdot 2 \cdot \sqrt[4]{1^3}}{1,33 \cdot 2} \right)^{\frac{4}{3}} = 7,1 \approx 7 \text{ год}. \quad (7.5)$$

Тривалість роботи зміни $t_{р1} = t_{к1} - t_{п1} = 7 - 1 = 6$ год.

Можлива доза опромінення зміни (аналогічно (5.9))

$$D_{м1} = \frac{1,33 \cdot p_{1\max} \cdot (\sqrt[4]{t_{к1}^3} - \sqrt[4]{t_{п1}^3})}{K_{носл}} = \frac{1,33 \cdot 2 \cdot (\sqrt[4]{7^3} - \sqrt[4]{1^3})}{12} = 0,746 \text{ мР}.$$

Для 2-ї зміни: $t_{п2} = t_{п1} + t_{р1} = 1 + 6 = 7$ год.

Час закінчення роботи зміни (аналогічно (5.9))

$$t_{к2} = \left(\frac{D_{дон} \cdot K_{нос} + 1,33 \cdot p_{1\max} \cdot \sqrt[4]{t_{п2}^3}}{1,33 \cdot p_{1\max}} \right)^{\frac{4}{3}} = \left(\frac{0,75 \cdot 12 + 1,33 \cdot 2 \cdot \sqrt[4]{7^3}}{1,33 \cdot 2} \right)^{\frac{4}{3}} = 15,06 \approx 15 \text{ год}. \quad (7.6)$$

Тривалість роботи зміни $t_{р2} = t_{к2} - t_{п2} = 15 - 7 = 8$ год.

Можлива доза опромінення зміни (аналогічно (5.6))

$$D_{м2} = \frac{1,33 \cdot p_{1\max} \cdot (\sqrt[4]{t_{к2}^3} - \sqrt[4]{t_{п2}^3})}{K_{носл}} = \frac{1,33 \cdot 2 \cdot (\sqrt[4]{15^3} - \sqrt[4]{7^3})}{12} = 0,75 \text{ мР}.$$

Для 3-ї зміни: $t_{п3} = t_{п2} + t_{р2} = 7 + 8 = 15$ год.

Час закінчення роботи зміни (аналогічно (5.9))

$$t_{к3} = \left(\frac{D_{дон} \cdot K_{нос} + 1,33 \cdot p_{1max} \cdot \sqrt[4]{t_{п3}^3}}{1,33 \cdot p_{1max}} \right)^{\frac{4}{3}} = \left(\frac{0,75 \cdot 12 + 1,33 \cdot 2 \cdot \sqrt[4]{15^3}}{1,33 \cdot 2} \right)^{\frac{4}{3}} = 24,3 \approx 24 \text{ год.} \quad (7.7)$$

Тривалість роботи зміни $t_{р3} = t_{к3} - t_{п3} = 24 - 15 = 9$ год.

Можлива доза опромінення зміни (аналогічно (5.6))

$$D_{м3} = \frac{1,33 \cdot p_{1max} \cdot (\sqrt[4]{t_{к3}^3} - \sqrt[4]{t_{п3}^3})}{K_{носл}} = \frac{1,33 \cdot 2 \cdot (\sqrt[4]{24^3} - \sqrt[4]{15^3})}{12} = 0,74 \text{ мР.}$$

Для 4-ї зміни: $t_{п4} = t_{п3} + t_{р3} = 15 + 9 = 24$ год.

Час закінчення роботи зміни (аналогічно (5.10))

$$t_{к4} = \left(\frac{D_{дон} \cdot K_{нос} + 1,33 \cdot p_{1max} \cdot \sqrt[4]{t_{п4}^3}}{1,33 \cdot p_{1max}} \right)^{\frac{4}{3}} = \left(\frac{0,75 \cdot 12 + 1,33 \cdot 2 \cdot \sqrt[4]{24^3}}{1,33 \cdot 2} \right)^{\frac{4}{3}} = 34,16 \approx 34 \text{ год.}$$

Тривалість роботи зміни $t_{р4} = t_{к4} - t_{п4} = 34 - 24 = 10$ год.

Можлива доза опромінення зміни (аналогічно (5.6))

$$D_{м4} = \frac{1,33 \cdot p_{1max} \cdot (\sqrt[4]{t_{к4}^3} - \sqrt[4]{t_{п4}^3})}{K_{носл}} = \frac{1,33 \cdot 2 \cdot (\sqrt[4]{34^3} - \sqrt[4]{24^3})}{12} = 0,748 \text{ мР.}$$

Для 5-ї зміни: $t_{п5} = t_{п4} + t_{р4} = 24 + 10 = 34$ год.

Час закінчення роботи зміни (аналогічно (5.10))

$$t_{k5} = \left(\frac{D_{дон} \cdot K_{нос} + 1,33 \cdot p_{1max} \cdot \sqrt[4]{t_{n5}^3}}{1,33 \cdot p_{1max}} \right)^{\frac{4}{3}} = \left(\frac{0,75 \cdot 12 + 1,33 \cdot 2 \cdot \sqrt[4]{34^3}}{1,33 \cdot 2} \right)^{\frac{4}{3}} = 45,37 \approx 45 \text{ год} .$$

Тривалість роботи зміни $t_{p5} = t_{k5} - t_{п5} = 45 - 34 = 11$ год.

Можлива доза опромінення зміни (аналогічно (5.6))

$$D_{м5} = \frac{1,33 \cdot p_{1max} \cdot (\sqrt[4]{t_{k5}^3} - \sqrt[4]{t_{п5}^3})}{K_{носл}} = \frac{1,33 \cdot 2 \cdot (\sqrt[4]{45^3} - \sqrt[4]{34^3})}{12} = 0,7494 \text{ мР} .$$

Для 6-ї зміни: $t_{п6} = t_{п5} + t_{p5} = 34 + 11 = 45$ год.

Час закінчення роботи зміни (аналогічно (7.7))

$$t_{k6} = \left(\frac{D_{дон} \cdot K_{нос} + 1,33 \cdot p_{1max} \cdot \sqrt[4]{t_{n6}^3}}{1,33 \cdot p_{1max}} \right)^{\frac{4}{3}} = \left(\frac{0,75 \cdot 12 + 1,33 \cdot 2 \cdot \sqrt[4]{45^3}}{1,33 \cdot 2} \right)^{\frac{4}{3}} = 56,87 \approx 57 \text{ год} .$$

Тривалість роботи зміни $t_{p6} = t_{k6} - t_{п6} = 57 - 45 = 12$ год.

Можлива доза опромінення зміни (аналогічно (5.6))

$$D_{м6} = \frac{1,33 \cdot p_{1max} \cdot (\sqrt[4]{t_{k6}^3} - \sqrt[4]{t_{п6}^3})}{K_{носл}} = \frac{1,33 \cdot 2 \cdot (\sqrt[4]{57^3} - \sqrt[4]{45^3})}{12} = 0,768 \text{ мР} .$$

Згідно проведеного розрахунку режимів радіаційного захисту роботу в дві зміни на підприємстві в заданих умовах можна буде розпочинати через 34 год. після радіоактивного забруднення.

ВИСНОВКИ

Під час виконання магістерської кваліфікаційної роботи отримано такі результати.

1. Виконано техніко-економічне обґрунтування доцільності виконання МКР за означеною темою. Встановлено, що для розширення функціональних можливостей привода конвеєра стріли підйомно-транспортного пристрою, який працює в умовах обмеженої монтажної зони під привод, найперспективнішим є вмонтований гідравлічний привод;
2. Застосування критеріальних оцінок під час схемного пошуку конструкції привода дозволяє отримати найбільш раціональну його схему залежно від умов його експлуатації;
3. Виконано аналіз відомих технічних рішень, на основі сформульованих вимог та обґрунтування вибору кінематичної схеми і типу передач створено нову компактну конструкцію вмонтованого гідравлічного привода стрічкового конвеєра стріли підйомно-транспортного пристрою ;
4. Виконано необхідні проектні розрахунки та перевірені розрахунки на міцність основних вузлів та деталей розробленого привода з метою його конструювання;
5. Побудовано математичну модель вільних коливань трисекційної підвісної стріли та її дослідження показали, що власні частоти стріли значною мірою залежать від маси транспортованого вантажу та від жорсткості утримувальних канатів і можуть змінюватись, в залежності від технічних характеристик канатів і умов експлуатації стріли підйомно-транспортного пристрою, в широких діапазонах;
6. Розроблено математичну модель вільних коливань стрічкового конвеєра, який встановлено на стрілі підйомно-транспортного пристрою, що дозволило виконати дослідження впливу різних параметрів на частоти та форми вільних коливань, було встановлено, що на спектр частот вільних коливань впливає коефіцієнт завантаження, довжина завантажених

ділянок конвеєра і, практично не впливає інерційне навантаження привода.

7. Проаналізовано вплив коефіцієнтів жорсткості відтяжок і погонної маси ділянок стріли на власні частоти і форми коливань;
8. Проаналізовано вплив інерційного навантаження, довжини ділянок та коефіцієнта звантаження конвеєра на частоти та форми коливань;
9. Виконано розрахунки економічних витрат на розробку та термін окупності нового обладнання;
10. Визначено необхідні заходи та виконано розрахунки для забезпечення вимог охорони праці та безпеки у надзвичайних ситуаціях.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Техніко-економічні обґрунтування та економічні розрахунки в дипломних проектах та роботах. Навчальний посібник. – Вінниця: ВДТУ, 2003. – 75 с.
2. Заблонский К. И. Встроенные редукторы / К. И. Заблонский, Л. Е. Шустер. – В.: Техніка, 1969. – 176 с.
3. Иванченко Ф. К. Динамика металлургических машин / Ф. К. Иванченко, В. А. Красношапка – М.: Металургія, 1992. – 234 с.
4. Кожевников С. Н. Динамика нестационарных процессов в машинах / С. Н. Кожевников – К.: Наук думка, 1986. – 288 с.
5. Панкратов В.А. Динамика машин для открытых и земельных работ (Основы теории и расчета). М. «Машиностроение», 1967. – 447 с.
6. Волков Д. П. Динамика и прочность многоковшовых экскаваторов и отвалообразователей. / Волков Д. П., Черкасов В.А. М., «Машиностроение», 1969. – 408 с.
7. Искович-Лотоцкий Р.Д. Гидравлический мотор-барабан / Искович-Лотоцкий Р.Д., Пономарчук А.Ф., Полищук Л.К., // Информ. Листок №98-015 о научно-техн. достижениях. - Винница, 1989.
8. Поліщук Л. К. Вибір раціональної схеми привода конвеєра за критеріальними оцінками / Л.К. Поліщук, Р.П. Коцюбівський, С.А. Барабанов: Збірник наукових праць м. Вінниця [“Технічні науки”], (Вінниця , 3-5 квітня 2012 р) / М-во аграрної політики та продовольства України, Вінницький національний аграрний університет. –Вінниця: ВНАУ, 10т.2(59),149 – 154 с.
9. О применении гидродвигателей в приводах транспортирующих устройств / Новиков Е.Е., Пономарчук А.Ф., Полищук Л.К. // Гидропривод и гидропневмоавтоматика. – 1987. – № 23 – С. 119-122.
- 10.Иринг Ю. Проектирование гидравлических и пневматических систем /Пер. со словацк./ Иринг Ю. - Л.: Машиностроение. Ленингр. отд.,1983. – 363 с.

11. Александров М. П. Подъемно-транспортные машины / Александров М. П. изд. 5-е пер. и доп. – М.: Высшая школа, 1979. – 210 с.
12. Башта Т. М. Машиностроительная гидравлика / Башта Т. М. – М.: Машиностроение, 1979. – 672 с.
13. Элементы гидропривода. (Справочник). Изд. 2-е, перераб. и доп. Абрамов Е. И., Колесниченко К. А., Маслов В. Т. Киев, «Техніка», 1977. 320 с.
14. Пат. 16579 України. МПК⁸ B65G23/00 Мотор-барабан / Поліщук Л. К., Харченко Є. В., Пурдик В. П., Адлер О. О. ; заявник та патентовласник Вінницький нац. техн. університет. – № u200601740; заявл. 20.02.06; опубл. 15.08.06, Бюл. №8.
15. Пат. 24968 України. МПК⁸ B65G23/00 Мотор-барабан / Поліщук Л. К., Іскович-Лотоцький Р. Д., Харченко Є. В., Адлер О. О., Коцюбівський Р. П. ; заявник та патентовласник Вінницький нац. техн. університет. – № u200701202; заявл. 05.02.07; опубл. 25.07.07, Бюл. №11.
16. Чернилевский Д. В. Детали машин и основы конструирования: учебник для вузов. – М.: Машиностроение, 2006. – 656с.: ил.
17. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т. Т.3. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1978 – 728с., ил.
18. Гузенков П.Г. Детали машин: Учеб. Пособие для студентов вузов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1992. – 351с., ил.
19. Павлице В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин. Підруч. – 2-е вид. перероб. – Львів: Афіша, 2003. – 560с.
20. Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Детали машин. Курсовое проектирование: Учеб. пособие для машиностроительных спец. техникумов. – 2-е изд., перераб. и доп. – Высш. шк., 1990. – 399с., ил.
21. Киркач Н. Ф., Баласанян Р. А. Расчет и проектирование деталей машин, 2-е издание перераб. и доп. – Харьков: “Высшая школа”, 1988, – 140с.
22. Малащенко В.О., Янків В.В. Деталі машин. Курсове проектування: Навчальний посібник. – 2-е видання, виправлене і доповнене. – Львів: “Новий Світ-2000”, 2005. – 252с.

23. Расчёт экономической эффективности новой техники; Справочник (Под общей редакцией К.М.Великанова, 2-е изд. перераб. и доп. – Л. ; Машиностроение, 1990 – 448с.).
24. Методичні вказівки до опрацювання розділу «Безпека життєдіяльності» в дипломних проєктах і роботах студентів машинобудівних спеціальностей / Уклад. О. П. Тарашенко, О. В. Кобилянський. – В.: ВНТУ, 2007. – 46 с.
25. Безопасность труда в строительстве. Фадеев Ю.Л., Бородкин В.И.
26. ДБН В.2.5-28-2006. Природне і штучне освітлення.
27. Б. Ф. Сакевич. Основы разработки питань ЦО в дипломных проєктах. ВДТУ, 2001.
28. У.Я.Маргулис. Атомная энергия и радиационная безопасность. М., Энергоатомиздат, 1988 г.
29. ГОСТ 12.1.005-88. ССБТ. Воздух рабочей зоны. Общие санитарно-гигиенические требования.
30. СНиП II-4- 9. Естественное и искусственное освещение.
31. ГОСТ 12.1.012-78. ССБТ. Вибрация. Общие требования безопасности.
32. СНиП 2.04.05-86. Отопление, вентиляция и кондиционирование.
33. ГОСТ 12.1.013-78. ССБТ. Строительство. Электробезопасность. Общие требования.
34. ГОСТ 12.1.030-81. ССБТ. Электробезопасность. Защитное заземление, зануление.
35. СНиП 2.01.02-85. Противопожарные нормы.
36. СПиП II-89-80. Нормы проектирования.

Додаток А

(обов'язковий)

ВНТУ

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

“ ” _____ 2020р.

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ

на магістерську кваліфікаційну роботу

ГІДРАВЛІЧНИЙ ПРИВІД СТРИЛИ ВІДВАЛОУТВОРЮВАЧА ДЛЯ
ВІДКРИТОГО ВИДОБУВАННЯ КОРИСНИХ КОПАЛИН

08-27.МКР.006.00.000 ПЗ

Керівник проекту: Завідувач кафедри ГМ

д.т.н., професор

Поліщук Л.К.

Виконавець: ст.гр.1ГМ - 19м

Ніколайчук В.Р.

Вінниця 2020

Технічне завдання

1 Найменування та область застосування

Гідравлічний привід призначений для стрічкового конвеєра стріли відвалоутворювача, який застосовують при виконанні робіт з добування корисних копалин відкритим способом

2 Підстава для розробки

Підставою для розробки є наказ №214 від 25.09.2014 по ВНТУ про затвердження тем магістерських кваліфікаційних робіт, виданий навчальним відділом на основі подання кафедри ГМ.

3 Мета призначення розробки

Метою проекту є розробка гідроприводного агрегату конвеєра стріли підйомно-транспортного пристрою, який забезпечує функціонування транспортуючого пристрою із заданими параметрами.

4 Джерела розробки

Розробка виконується на основі попиту патентних та науково-технічних матеріалів відомих конструкцій. Виявлені відомі конструкції приводних механізмів у наступних літературних джерелах:

1. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: Підрч. – 2-е вид. Перероб. – Львів: Афіша, 2003. – 560с.
2. Панкратов В.А. Динамика машин для открытых и земельных работ (Основы теории и расчета). М. «Машиностроение», 1967.-447с.
3. Иванченко Ф.К. Конструкция и расчет подъемно - транспортных машин. - 2-е изд., перераб. и доп. - К.: Выща шк. Головное из-ство, 1988.-424с.
4. Методичні вказівки до виконання магістерської кваліфікаційної роботи зі спеціальності 133 – «галузеве машинобудування» (для всіх форм навчання) Уклад. Р. Д. Іскович-Лотоцький, Л. К. Поліщук. – Вінниця:

ВНТУ, 2018. – 43с.

5. Технічні вимоги

5.1. Склад продукції і вимоги до конструктивної будови.

5.1.1. Механізм приводу повинен складатися з таких елементів: гідромотора, з'явної вісі, редуктора, відкритої передачі внутрішнього зачеплення, корпусу барабана.

5.1.2. Габаритні розміри, мм

Довжина 2000

діаметр 1290

5.1.3. Кріплення вузла – швидкоємне та жорстке.

5.1.4. Вузол повинен бути доступним до обслуговування та мати систему фіксації

5.2. Показники призначення:

- Потужність на одному вихідному валу, кВт	47,2
- Частота обертів барабана, хв. ⁻¹	65
- Передаточне число редуктора	23,03
- Тип привода	гідрозвільчний
- Гідромотор	ИМРЦ.063444.009
- Номінальний тиск в системі, МПа	26
- Номінальні витрати робочої рідини, л/хв.	230

5.3. Механізм приводу повинен задовольняти таким показникам надійності:

1. Мотор-барабан повинен працювати безперервно до капремонту без зміни параметрів протягом, год. 20000

2. Мотор-барабан повинен безвідказно працювати, годин 10000

3. Зберігання мотор-барабана в законсервованому вигляді не більше, років 3

4. Вузли мотор-барабана повинні відповідати вимогам ремонтоздатності, які висуваються до приводів стрічкових конвеєрів відвалоутворювачів.

5.4. Вимоги до рівня уніфікації та стандартизації.

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

6. Економічні показники

Зниження вартості ремонтів та комплектуючих частин і дасть річний економічний ефект в розмірі 25171,9 грн. А це в свою чергу дасть змогу окупити вкладені на розробку кошти за 4,03 року, що менше нормативного терміну окупності, який складає 4 ... 5 років.

7. Стадії і етапи розробки

- 1) літературний та патентний пошук відомих конструкцій вузла та їх аналіз;
- 2) розробка мотор-барабана і вибір оптимального варіанта та його техніко-економічне обґрунтування;
- 3) кінематичний та силовий розрахунок привода
- 4) розрахунок розробленої конструкції на міцність та жорсткість;
- 5) математичне моделювання;
- 6) розрахунок економічного ефекту від розробки обладнання;
- 7) охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях.

8. Порядок контролю та прийому

Порядок контролю та прийому МКР визначається графіком консультації, попереднього захисту проекту, який затверджується кафедрою ГМ та остаточного захисту перед ДЕК.

Коректування стадій та етапів виконання проекту може проводитись при узгодженні з керівником проекту.

ВНТУ, ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

№	Відомості	№	Відомості
1	Відомості	1	Відомості
2	Відомості	2	Відомості
3	Відомості	3	Відомості
4	Відомості	4	Відомості
5	Відомості	5	Відомості
6	Відомості	6	Відомості
7	Відомості	7	Відомості
8	Відомості	8	Відомості
9	Відомості	9	Відомості
10	Відомості	10	Відомості
11	Відомості	11	Відомості
12	Відомості	12	Відомості
13	Відомості	13	Відомості
14	Відомості	14	Відомості
15	Відомості	15	Відомості
16	Відомості	16	Відомості
17	Відомості	17	Відомості
18	Відомості	18	Відомості
19	Відомості	19	Відомості
20	Відомості	20	Відомості

08-27/МР.006.00.000071

Відомості про організацію

ВНТУ, ІМ-194

08-27/МР.006.00.000071

Вибір раціональної схеми привода конвеєра за критеріальними оцінками

Критеріями вибору привода є:

- доступність виготовлення чи придбання
- ККД
- габаритні розміри
- вага
- вартість затрат на виготовлення

Додаткові вимоги:

- підвищена питома потужність
- можливість регулювання швидкості транспортування і крутного моменту
- реалізація необхідного закону керування

Мета роботи: вибір раціональної схеми привода за допомогою критеріальних оцінок з метою забезпечення покращених техніко-економічних показників.

Узагальнений критерій, який визначає економічність доцільність вибраного типу привода

$$E = II_{\text{отт}} + t_0 k (1 - \eta) \frac{P}{\eta} \quad (1)$$

$$P = \frac{1}{T} \int_0^T P' dt$$

t_0 - час роботи привода на протяжці року;

k - вартість 1 кВт·год;

η - ККД привода;

P - потужність на введеному валу.

T - тривалість роботи привода;

$P' = P(t)$ - закон зміни потужності в функції часу

Аналіз виразу (1) показує, що за однакової передавальної потужності, мінімальна величина суми витрат залежить від витрат на виготовлення привода $II_{\text{отт}}$ і величини ККД.

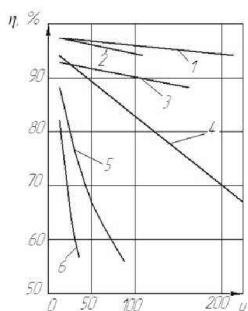


Рисунок 1 – Залежність ККД основних типів передач від передаточних чисел: 1 – планетарних типів I, II, III; 2 – рядових; 3 – планетарних типу VI з цівочним зачепленням; 4 – планетарних типів IV і V; 5 – черв'ячних глобоїдних; 6 – черв'ячних циліндричних

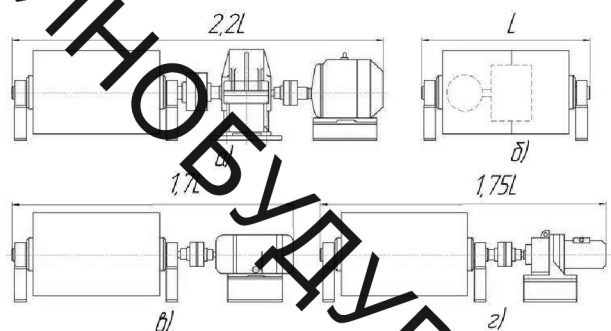


Рисунок 2 – Габарити РП(а), МБ(б), РЕД(в) та МР(г) однакових параметрів

Вага привода в залежності від габаритного об'єму

$$G = V \gamma k_3$$

- V - об'єм механічної частини привода;
- γ - усереднена питома вага матеріалів передачі;
- k_3 - коефіцієнт заповнення габаритного об'єму.

Таблиця 1 – Коефіцієнт заповнення габаритного об'єму k_3 та питома потужність k_2 для різних типів приводів.

Тип привода	k_3	k_2 , Вт/кг
Роздільний привід: КЛГ НДГР	0,72	14,5
КЛГМ НДГР	0,68	21,9
Мотор-барaban електричний МБ14/80-1,23	0,54	27,2
Мотор-барaban гідромеханічний:		
з рядовою шестополотною передачею	0,2	55,1
з спеціальним гідромеханічним	0,5	32,2
з одноступінчастою рядовою передачею	0,45	35,6
з хвостовик-передачами	0,4	—
з двоступінчастою співвісною передачею (чотиришпоночна на протилежному ступені)	0,3	53,7
з триступінчастою цвко-циліндричною співвісною передачею	0,38	—
з триступінчастою циліндрично-цвковою співвісною передачею	0,35	29,9
з двома рядовими двошпоночними передачами	0,55	67,6

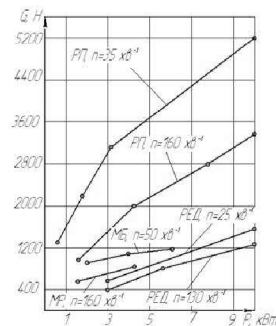


Рисунок 3 – Залежність ваги роздільного привода РП, мотор-редуктора МР, редукторного електродвигуна РЕД і мотор-барабана від потужності для різних швидкостей тихохідного вала

ВНТУ, ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

08-27МРФ006.00.000012

№	Відомості	№	Відомості
1	Відомості	1	Відомості
2	Відомості	2	Відомості
3	Відомості	3	Відомості
4	Відомості	4	Відомості
5	Відомості	5	Відомості
6	Відомості	6	Відомості
7	Відомості	7	Відомості
8	Відомості	8	Відомості
9	Відомості	9	Відомості
10	Відомості	10	Відомості
11	Відомості	11	Відомості
12	Відомості	12	Відомості
13	Відомості	13	Відомості
14	Відомості	14	Відомості
15	Відомості	15	Відомості
16	Відомості	16	Відомості
17	Відомості	17	Відомості
18	Відомості	18	Відомості
19	Відомості	19	Відомості
20	Відомості	20	Відомості
21	Відомості	21	Відомості
22	Відомості	22	Відомості
23	Відомості	23	Відомості
24	Відомості	24	Відомості
25	Відомості	25	Відомості
26	Відомості	26	Відомості
27	Відомості	27	Відомості
28	Відомості	28	Відомості
29	Відомості	29	Відомості
30	Відомості	30	Відомості

08-27МРФ006.00.000012

Аналіз вартості конструкції

ВНТУ, ІМ-19М

Аналіз відомих конструкцій вмонтованих гідравлічних приводів

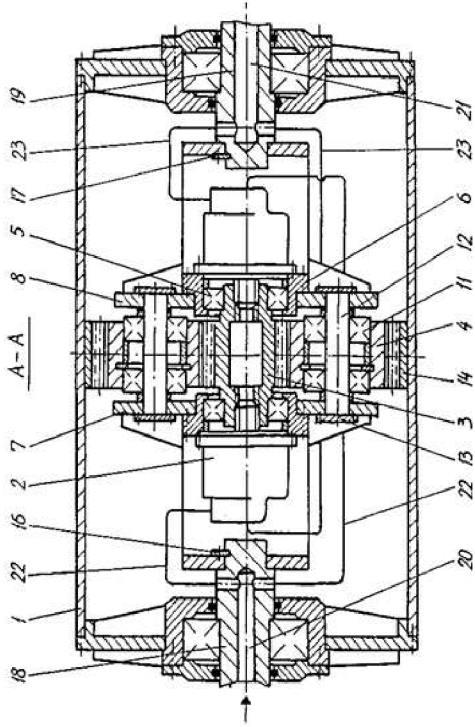


Рисунок 1 - Конструктивна схема гідравлічного мотор-барабана конструкції ВНТУ

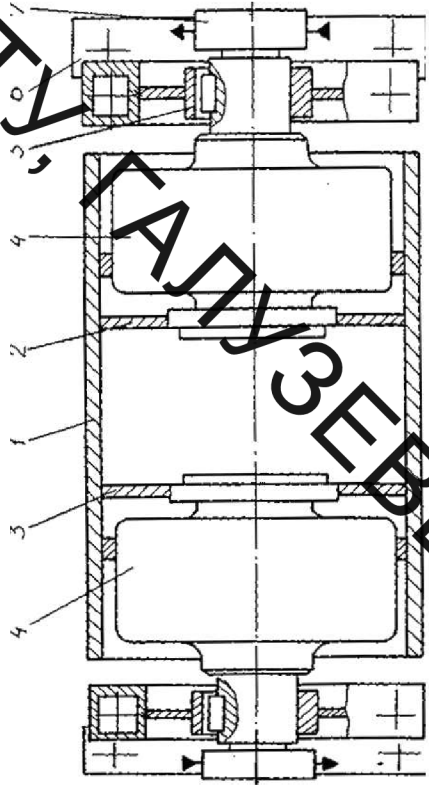


Рисунок 2 - Гідравлічний мотор-барабан з серійними гідродвигунами

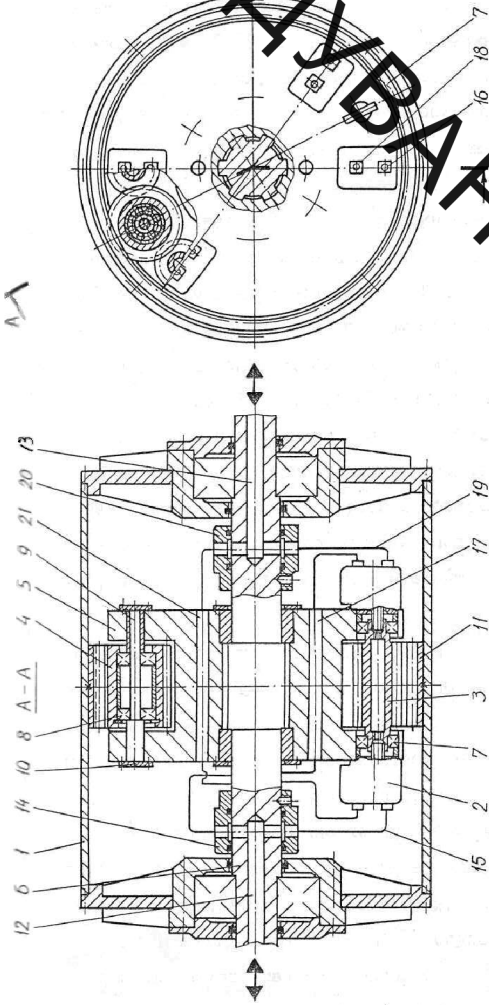


Рисунок 3 - Конструктивна схема гідравлічного мотор-барабана із серійним гідродвигуном ГМБ-2

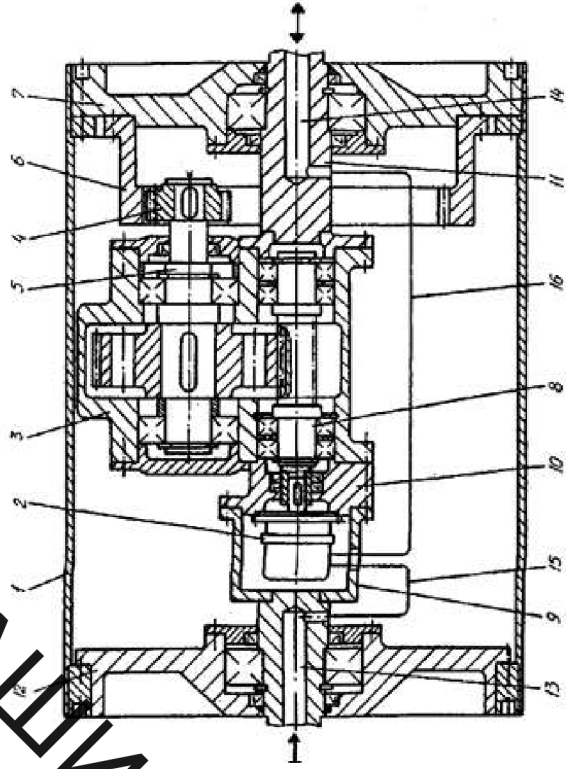


Рисунок 4 - Конструктивна схема гідравлічного мотор-барабана

Аналіз вільних коливань конвеєра

Рівняння поздовжніх коливань ділянок конвеєра запишемо у вигляді

$$\frac{a_i}{l_i^2} \frac{\partial^2 u_i}{\partial \xi_i^2} - \frac{\partial^2 u_i}{\partial t^2} = 0; \quad (i=1, 2, \dots, n), \quad (1)$$

де u_i — переміщення деякого перерізу ділянки в напрямі координати ξ_i ; $a_i = \sqrt{E/\rho_i}$ — швидкість розповсюдження хвилі пружних деформацій (E — модуль пружності, ρ_i — середня густина матеріалу); t — час.

Граничні умови інтегрування рівнянь (1) визначаємо з умови неперервності переміщень під час переходу від ділянки до ділянки і рівнянь руху дискретних мас, що розподіляють ці ділянки. Запишемо їх таким чином

$$\frac{EA}{l_i} \frac{\partial u_i}{\partial \xi_i} - \frac{EA}{l_{i+1}} \frac{\partial u_{i+1}}{\partial \xi_{i+1}} + m_{i+1} \frac{\partial^2 u_i}{\partial t^2} = 0; \quad u_{i+1} = u_i; \quad (2)$$

$$(\xi_i=1; \xi_{i+1}=0; i=1, 2, \dots, n-1),$$

$$\frac{EA}{l_n} \frac{\partial u_n}{\partial \xi_n} - \frac{EA}{l_1} \frac{\partial u_1}{\partial \xi_1} + m_1 \frac{\partial^2 u_n}{\partial t^2} = 0; \quad u_1 = u_n; \quad (3)$$

$$(\xi_n=1; \xi_1=0).$$

Розв'язок рівнянь (1), що мають вигляд гармонічних, запишемо у вигляді

$$u_i = U_i(\xi_i) \cos \omega t \quad (i=1, 2, \dots, n), \quad (4)$$

де $U_i(\xi_i)$ — амплітуда переміщення; ω — циклічна частота вільних коливань.

Після підстановки (4) в (1) отримуємо рівняння амплітудних функцій

$$U_i'' + \frac{l_i}{a_i^2} \omega^2 U_i = 0 \quad (i=1, 2, \dots, n) \quad (5)$$

Згідно методу початкових параметрів розв'язок рівнянь (5) подаємо в матричній формі

$$X_i(\xi_i) = R_i(\xi_i) \cdot X_i(0), \quad (6)$$

де

$$X_i(\xi_i) = \begin{bmatrix} U_i(\xi_i) \\ U_i'(\xi_i) \end{bmatrix}; \quad R_i(\xi_i) = \begin{bmatrix} \cos \frac{l_i \omega}{a_i} \xi_i & \frac{a_i}{l_i \omega} \sin \frac{l_i \omega}{a_i} \xi_i \\ -\frac{l_i \omega}{a_i} \sin \frac{l_i \omega}{a_i} \xi_i & \cos \frac{l_i \omega}{a_i} \xi_i \end{bmatrix}$$

Граничні умови (2) і (3) перетворюємо з урахуванням співвідношення (4) до вигляду

$$U_{i+1}(0) = \frac{l_{i+1}}{l_i} U_i'(1) - \frac{m_{i+1} l_{i+1} \omega^2}{EA} U_i(1); \quad U_{i+1}(0) = U_i(1); \quad (7)$$

$$U_i'(0) = \frac{l_i}{l_n} U_n'(1) - \frac{m_i l_i \omega^2}{EA} U_n(1); \quad U_i(0) = U_n(1). \quad (8)$$

Рівняння (7) і (8) в матричній формі набудуть вигляду:

$$X_{i+1}(0) = S_i X_i(1) \quad (i=1, 2, \dots, n-1), \quad (9)$$

де

$$S_i = \begin{bmatrix} 1 & \\ \frac{m_{i+1} l_{i+1} \omega^2}{EA} & \frac{l_{i+1}}{l_i} \end{bmatrix},$$

$$X_i(0) = S_n X_n(1), \quad (10)$$

в якому

$$S_n = \begin{bmatrix} 1 & \\ -\frac{m_1 l_1 \omega^2}{EA} & \frac{l_1}{l_n} \end{bmatrix}.$$

З урахуванням співвідношень (6), (9) та (10) запишемо

$$X_1(0) = S_n R_n(1) S_{n-1} R_{n-1}(1) \dots S_2 R_2(1) S_1 R_1(1) X_1(0). \quad (11)$$

Власні частоти системи визначаємо за допомогою рівняння (11), а форми коливань із співвідношення (6).

Подамо рівняння (11) у вигляді

$$[S_n R_n(1) S_{n-1} R_{n-1}(1) \dots S_2 R_2(1) S_1 R_1(1) - I] X_1(0) = 0 \quad (12)$$

Вираз (12) являється лінійною однорідною системою, що складається з двох рівнянь

$$c_{11} U_1(0) + c_{12} U_1'(0) \quad c_{21} U_1(0) + c_{22} U_1'(0) = 0 \quad (13)$$

Для знаходження коефіцієнтів c_{11} , c_{12} , c_{21} , c_{22} зручно використати функції — нев'язки рівняння (8) у вигляді:

$$y_1[U_1(0), U_1'(0)] = c_{11} U_1(0) + c_{12} U_1'(0); \quad (14)$$

$$y_2[U_1(0), U_1'(0)] = c_{21} U_1(0) + c_{22} U_1'(0);$$

Під час виконання обчислень за формулами (7) і (8) знаходимо початкові параметри для кожної ділянки. Оскільки стрічка має замкнений контур, то в кінці процесу обчислення ми отримуємо прийняті початкові параметри для першої ділянки. Проте з довільно взятими параметрами виникає

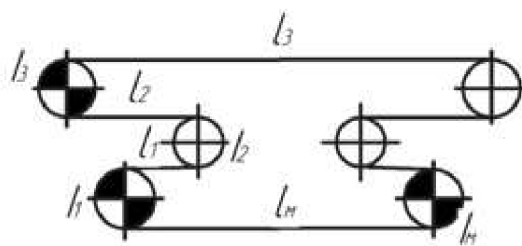


Рисунок 1 - Схема багатопровідного конвеєра

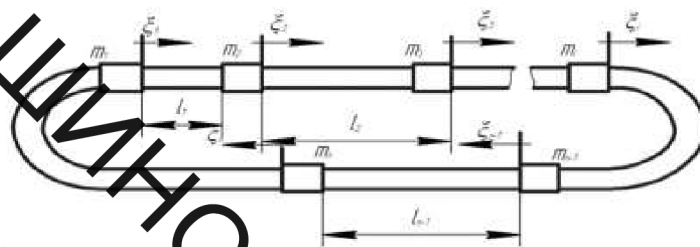


Рисунок 2 - Розрахункова схема багатопровідного конвеєра

неузгодженість прийнятих і отриманих початкових параметрів, яка виражена функціями-нев'язки y_1 і y_2 .

Обчислювальний процес знаходження нев'язок за формулами (7) і (8) можна використати для знаходження коефіцієнтів системи рівнянь (13).

Дійсно, прийнявши $U_1(0) = 1$, $U_1'(0) = 0$ і виконавши обчислення за формулами (7) і (8), отримаємо деякі нев'язки

$$c_{11} = y_1(0, 1), \quad c_{21} = y_2(0, 1). \quad (15)$$

Аналогічно, прийнявши $U_1(0) = 0$; $U_1'(0) = 1$, отримаємо нев'язки

$$c_{12} = y_1(1, 0), \quad c_{22} = y_2(1, 0). \quad (16)$$

Коефіцієнти системи (13) можна визначити для будь-якої частоти ω . Власним частотам відповідає умова наявності нетривіальних розв'язків однорідної системи рівнянь (13):

$$\begin{bmatrix} c_{11}(\omega) & c_{12}(\omega) \\ c_{21}(\omega) & c_{22}(\omega) \end{bmatrix} = 0 \quad (17)$$

Розв'язування рівнянь (17) здійснювалося чисельним методом на ЕОМ за допомогою спеціально розробленої програми.

Для аналізу впливу інерційного навантаження, довжини ділянок та коефіцієнта навантаження конвеєра на частоти та форми коливань побудовано графічні залежності, які подано на рис. 3-6.

Аналіз вільних коливань конвеєра

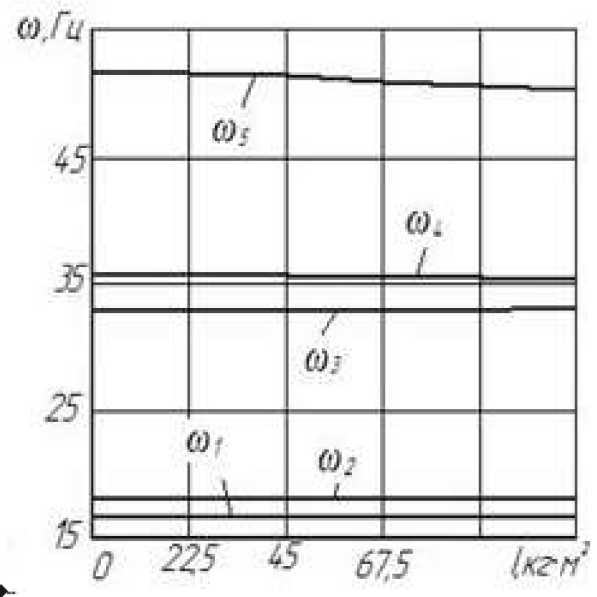
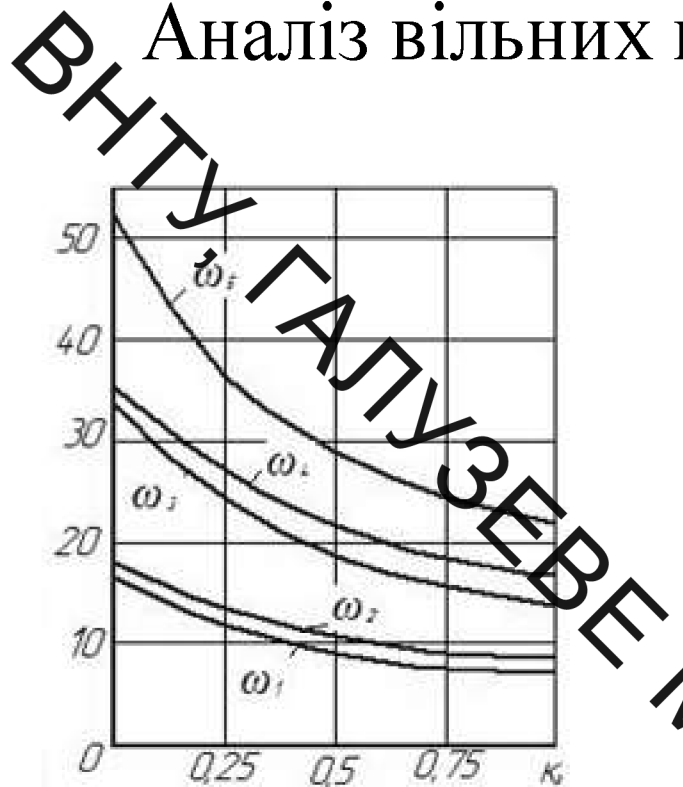


Рисунок 3 - Залежність частот власних коливань від коефіцієнту K_3 конвеєра

Рисунок 4 - Залежність частот власних коливань від приведенного моменту інерції приводних барабанів якщо $K_3=0$, довжині навантаження віток $l_B=100$ м

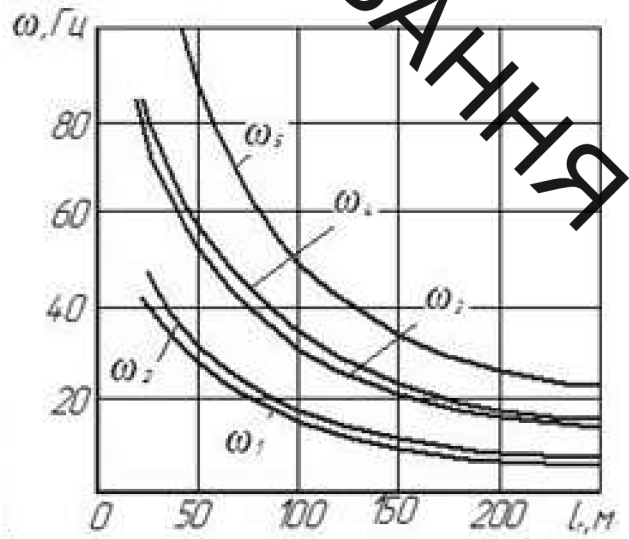
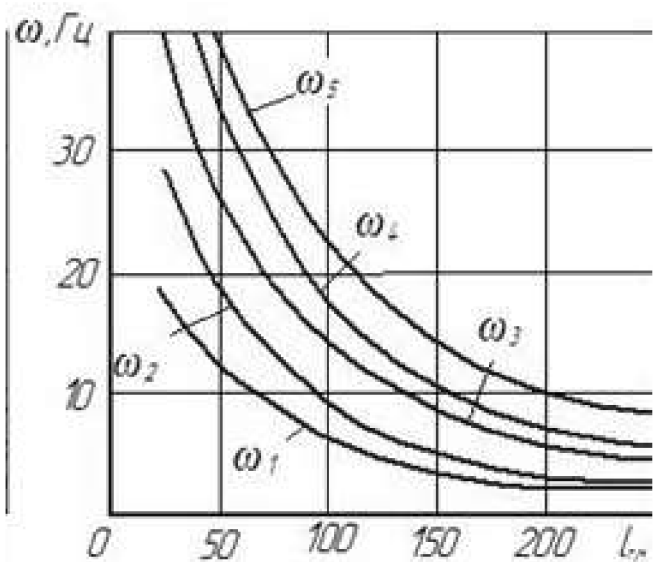


Рисунок 5 - Залежність частот вільних коливань від довжини навантажених віток при $K_3=1$

Рисунок 6 - Залежність частот вільних коливань від довжини навантажених віток при $K_3=0$

Аналіз вільних коливань механічної системи стріли підйомно-транспортного пристрою

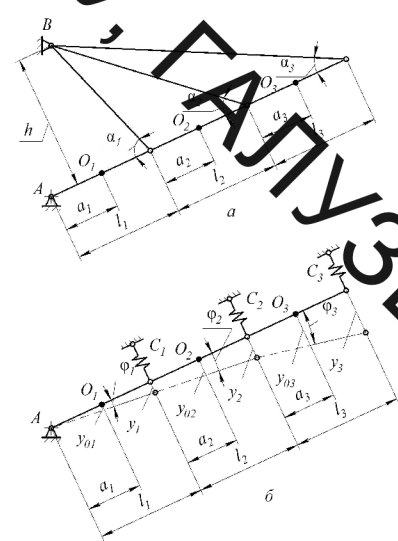


Рисунок 1 - Схема стріли відвалоутворювача (а) та її розрахункова модель (б)

Будемо вважати, що коли стріла перебуває у стані спокою, осі секцій збігаються і утворюють спільну пряму ліній процесі коливань положення системи можна охарактеризувати за допомогою кутів повороту секцій ϕ_1, ϕ_2, ϕ_3 , переміщення опорних вузлів у напрямі, перпендикулярному до осі стріли в недеформованому стані системи, будуть:

$$y_1 = \phi_1 l_1; \quad y_2 = \phi_1 l_1 + \phi_2 l_2; \quad y_3 = \phi_1 l_1 + \phi_2 l_2 + \phi_3 l_3.$$

Відповідні переміщення центрів мас секцій стріли визначаються залежностями

$$y_{o1} = \phi_1 a_1; \quad y_{o2} = \phi_1 a_1 + \phi_2 a_2; \quad y_{o3} = \phi_1 a_1 + \phi_2 a_2 + \phi_3 a_3.$$

Рух механічної системи опишемо за схемою рівняння Лагранжа другого роду

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_j} = Q_j \quad (j=1, 2, \dots, S),$$

де T і Π – кінетична і потенціальна енергії системи; q – узагальнена координата; t – час; s – число ступенів вільності. Кінетичну і потенціальну енергії системи запишемо як

$$T = \sum_{j=1}^3 \left(\frac{m_j \dot{y}_j^2}{2} + \frac{I_j \dot{\phi}_j^2}{2} \right);$$

$$\Pi = \sum_{j=1}^3 \frac{c_j y_j^2}{2}.$$

З урахуванням співвідношень (1) і (2) вирази енергій (4) і (5) перетворюємо до вигляду

$$T = \frac{m_1(\dot{\phi}_1 a_1)^2}{2} + \frac{m_2(\dot{\phi}_1 l_1 + \dot{\phi}_2 a_2)^2}{2} + \frac{m_3(\dot{\phi}_1 l_1 + \dot{\phi}_2 l_2 + \dot{\phi}_3 a_3)^2}{2} + \frac{I_1 \dot{\phi}_1^2}{2} + \frac{I_2 \dot{\phi}_2^2}{2} + \frac{I_3 \dot{\phi}_3^2}{2};$$

$$\Pi = \frac{c_1(\phi_1 l_1)^2}{2} + \frac{c_2(\phi_1 l_1 + \phi_2 l_2)^2}{2} + \frac{c_3(\phi_1 l_1 + \phi_2 l_2 + \phi_3 l_3)^2}{2}.$$

Приймаючи, що $q_1 = \phi_1$; $q_2 = \phi_2$; $q_3 = \phi_3$ і підставивши вирази (6) і (7) до рівняння Лагранжа (3), одержимо рівняння і системи вигляду

$$[I_1 + m_1 a_1^2 + (m_2 + m_3) l_1^2] \ddot{\phi}_1 + (m_2 l_1 a_1 + m_3 l_1 l_2) \ddot{\phi}_2 + m_3 l_1 a_3 \ddot{\phi}_3 + (c_1 + c_2 + c_3) \phi_1 + (c_1 + c_2) l_1 l_2 \phi_2 + c_3 l_1 l_3 \phi_3 = 0;$$

$$(m_2 a_2 l_1 + m_3 l_1 l_2) \ddot{\phi}_1 + (I_2 + m_2 a_2^2 + m_3 l_2^2) \ddot{\phi}_2 + m_3 l_2 a_3 \ddot{\phi}_3 + (c_2 + c_3) l_1 l_2 \phi_1 + (c_2 + c_3) l_2^2 \phi_2 + c_3 l_2 l_3 \phi_3 = 0;$$

$$m_3 a_3 l_1 \ddot{\phi}_1 + m_3 a_3 l_2 \ddot{\phi}_2 + (I_3 + m_3 a_3^2) \ddot{\phi}_3 + c_3 l_1 l_3 \phi_1 + c_3 l_2 l_3 \phi_2 + c_3 l_3^2 \phi_3 = 0.$$

Для визначення частот і форм вільних коливань механічної системи шукаємо розв'язки однорідної системи диференціальних рівнянь (8) – (10) у вигляді

$$\phi_1 = \Phi_1 \cos \omega t, \quad \phi_2 = \Phi_2 \cos \omega t,$$

$$\phi_3 = \Phi_3 \cos \omega t,$$

де Φ_1, Φ_2, Φ_3 – амплітуди кутових переміщень; ω – циклічна частота коливань. З урахуванням (11) рівняння (8) – (10) подаємо як

$$(B - \lambda A) \Phi = 0,$$

де

$$A = \begin{pmatrix} I_1 + a_1^2 m_1 + (m_2 + m_3) l_1^2 & m_2 l_1 a_1 + m_3 l_1 l_2 & m_3 l_1 a_3 \\ m_2 a_2 l_1 + m_3 l_1 l_2 & I_2 + m_2 a_2^2 + m_3 l_2^2 & m_3 l_2 a_3 \\ m_3 a_3 l_1 & m_3 a_3 l_2 & I_3 + m_3 a_3^2 \end{pmatrix}; \quad B = \begin{pmatrix} (c_1 + c_2 + c_3) l_1^2 & (c_2 + c_3) l_1 l_2 & c_3 l_1 l_3 \\ (c_2 + c_3) l_1 l_2 & (c_2 + c_3) l_2^2 & c_3 l_2 l_3 \\ c_3 l_1 l_3 & c_3 l_2 l_3 & c_3 l_3^2 \end{pmatrix};$$

$$\Phi = \text{col}(\Phi_1, \Phi_2, \Phi_3); \quad \lambda = \omega^2.$$

Нижчі власні частоти знаходимо, розв'язуючи задачу на власні числа

$$\det(B - \lambda A) = 0,$$

причому, значення цих частот обчислюємо як

$$f_i = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\lambda_i} \quad (i=1, 2, 3).$$

Деформація відтяжок Δ_i через зміщення стріли y_i , яке викликане цією деформацією, визначиться виразом

$$\Delta_i = y_i \cdot \sin \alpha_i, \quad (i=1, 2, 3)$$

де α_i – кут між відтяжкою і стрілою у початковому положенні. Силу, що спричинила цю деформацію, знаходимо за законом Гюка:

$$N_i = \frac{\Delta_i E A}{l_i},$$

де E – модуль пружності, A – площа поперечного перерізу відтяжок, l_i – довжина відповідної відтяжки. З урахуванням (15) та (16) жорсткість відтяжок визначимо за співвідношенням:

$$c_i = \frac{N_i}{y_i} = \frac{E A \sin^2 \alpha_i}{l_i}.$$

Виразивши довжини відтяжок через відстань від осі недеформованої стріли точки підвісу h , остаточно запиши вираз для визначення жорсткості відтяжок:

$$c_i = c_0 \cdot \sin^3 \alpha_i,$$

$$c_0 = \frac{E A}{h}.$$

де

Рисунок 2 - Схема вузла з'єднання відтяжок з шарніром секцій стріли

Дослідження частот та форм коливань виконано для стріли відвалоутворювача ОГ-7000/85 з такими параметрами: довжини секцій $l_1 = 38\text{м}$, $l_2 = 22\text{м}$, $l_3 = 30\text{м}$; відстані до центрів мас $a_1 = 19\text{м}$, $a_2 = 11\text{м}$, $a_3 = 15\text{м}$; маси секцій $m_1 = 59660\text{кг}$, $m_2 = 34540\text{кг}$, $m_3 = 47100\text{кг}$; кути нахилу між відтяжками та стрілою $\alpha_1 = 65^\circ$, $\alpha_2 = 35^\circ$, $\alpha_3 = 25^\circ$; жорсткості відтяжок $c_1 = 42,84 \cdot 105\text{Н/м}$, $c_2 = 10,87 \cdot 105\text{Н/м}$, $c_3 = 4,35 \cdot 105\text{Н/м}$; погонна маса вантажу 617кг/м .

Аналіз вільних коливань механічної системи стріли підйомно-транспортного пристрою

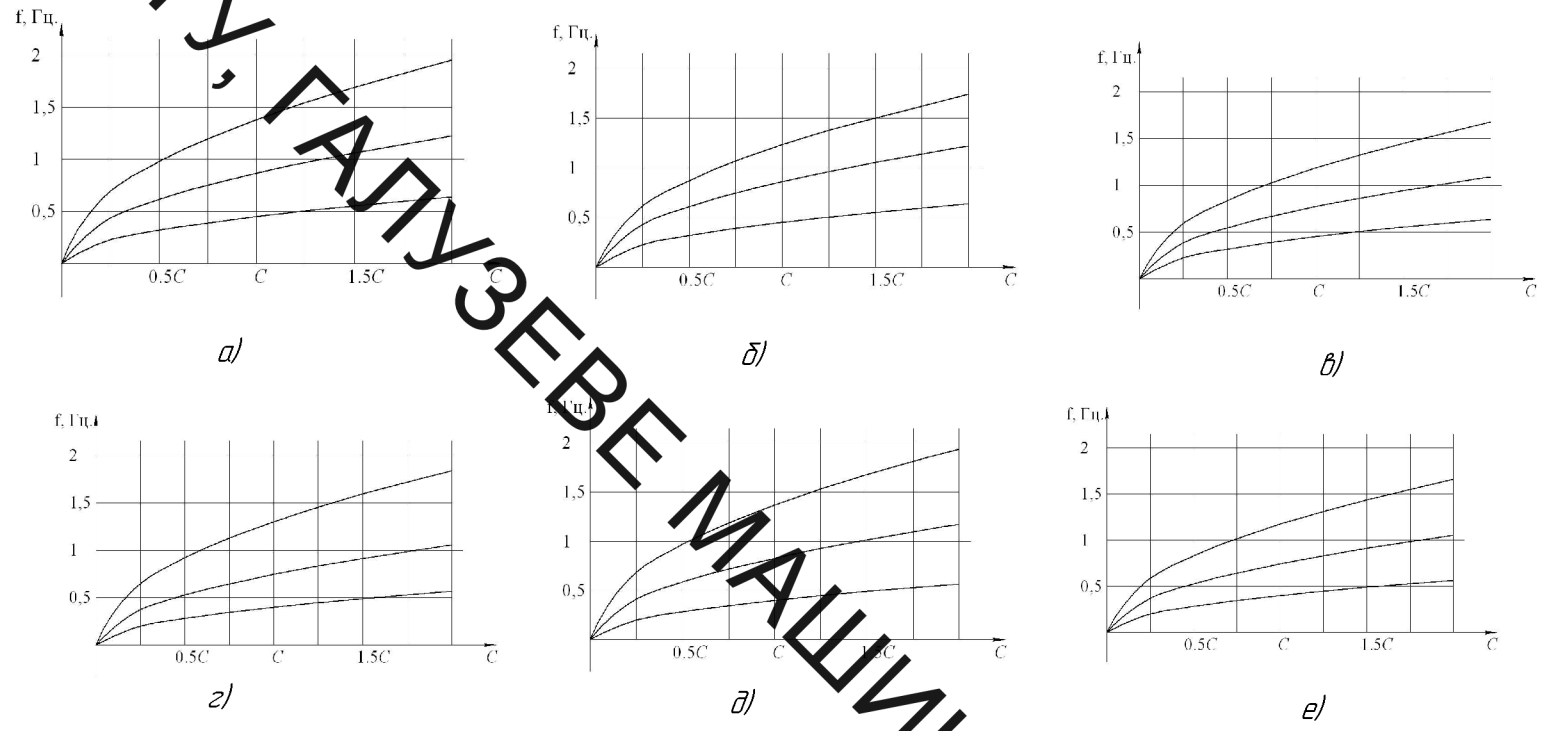


Рисунок 3 - Графіки власних частот коливань стріли в залежності від жорсткості відтяжок та ступеня завантаженості стріли при жорсткості відтяжки $C = C_0 = 57,6 \cdot 10^3$ Н/м: а) невантажена стріла; б) навантажена секція I1; в) навантажені секції I1 та I2; г) навантажені секції I2 та I3; д) навантажена секція I3; е) навантажені всі секції.

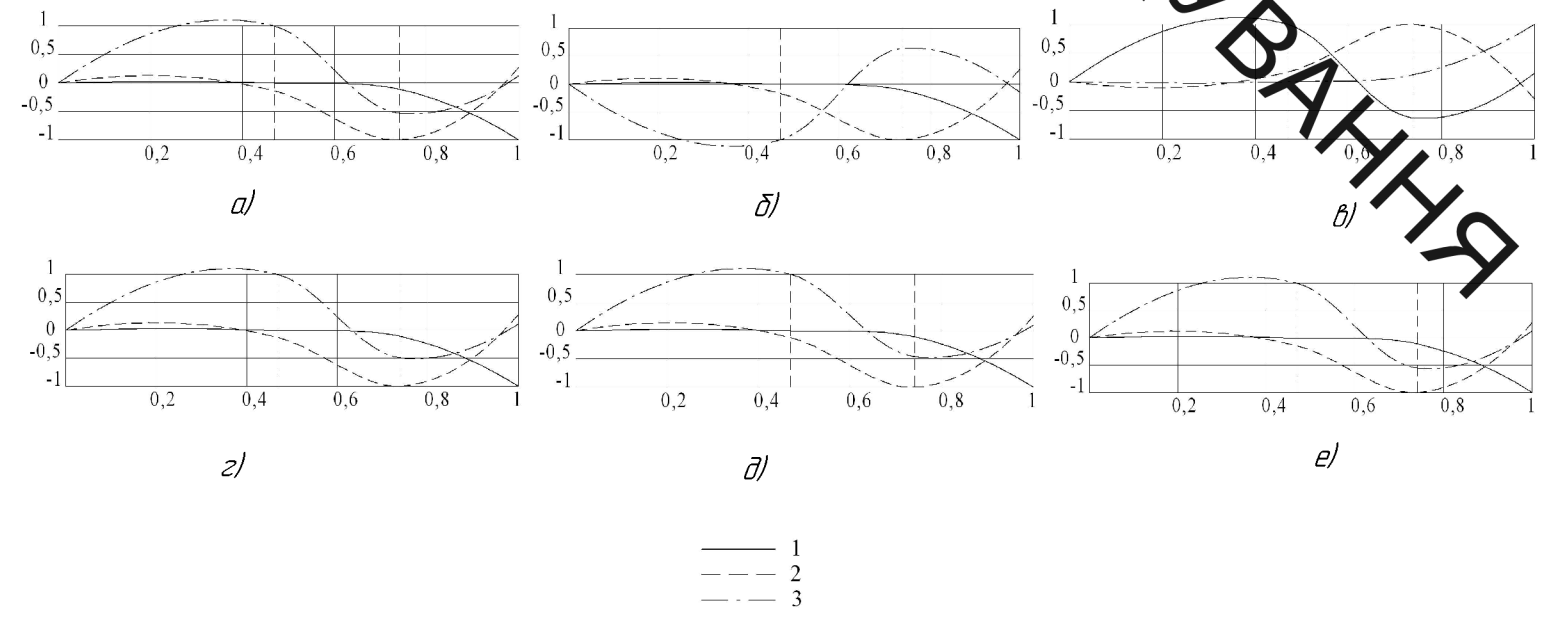
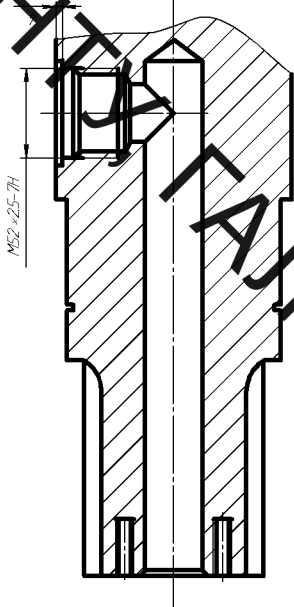


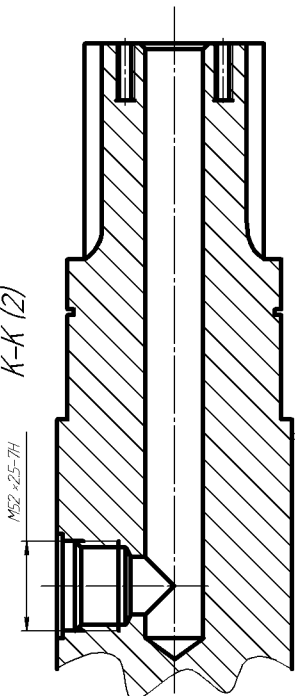
Рисунок 4 - Графіки форм коливань стріли в залежності від ступеня завантаженості стріли: а) невантажена стріла; б) навантажена секція I1; в) навантажені секції I1 та I2; г) навантажені секції I2 та I3; д) навантажена секція I3; е) навантажені всі секції.

ВНТ ТАЛУЗЕР МАШИНОБУДУВАННЯ

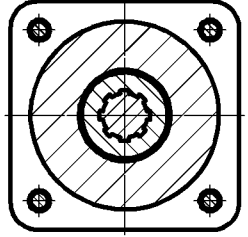
A-A (2)



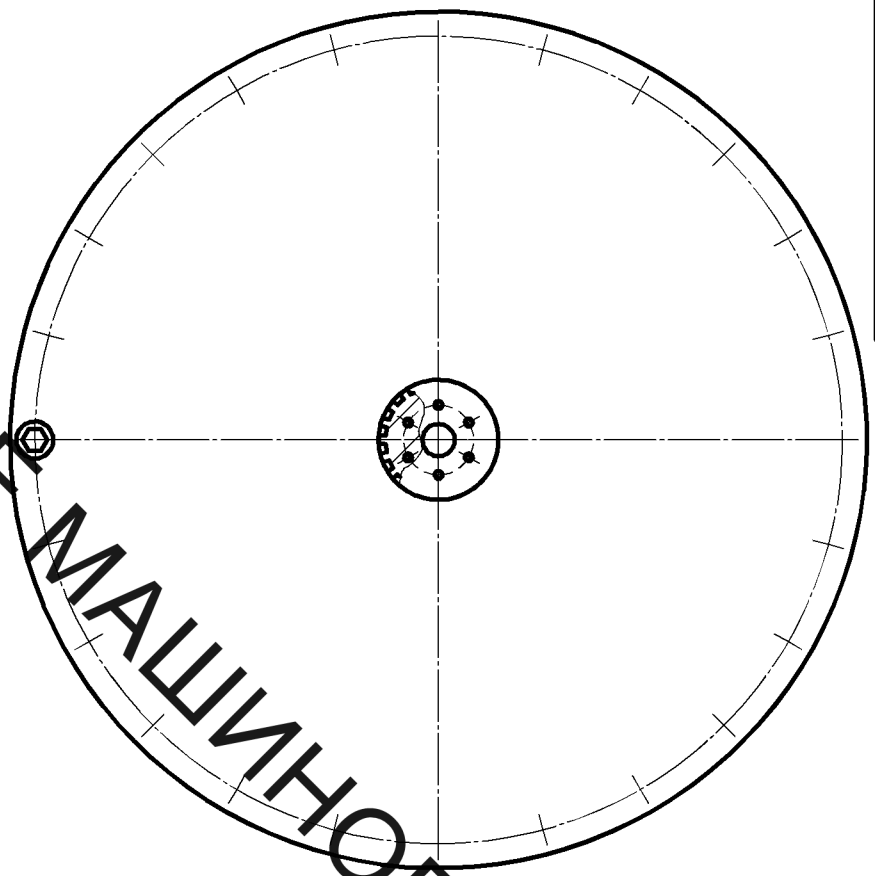
K-K (2)



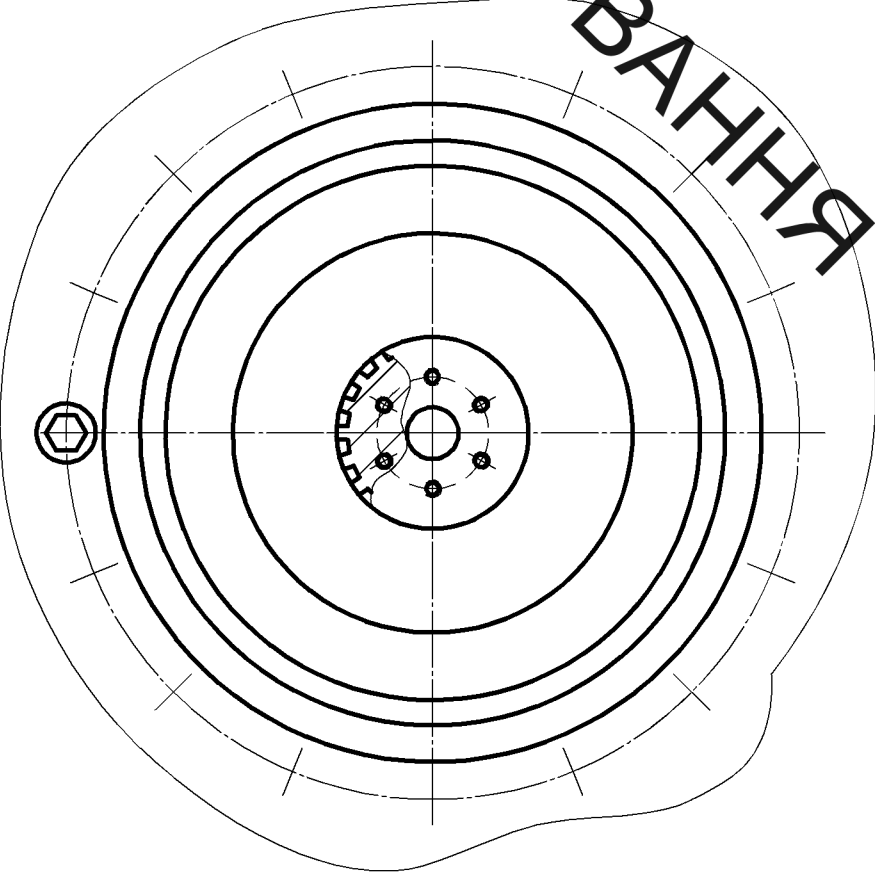
M-M (2)



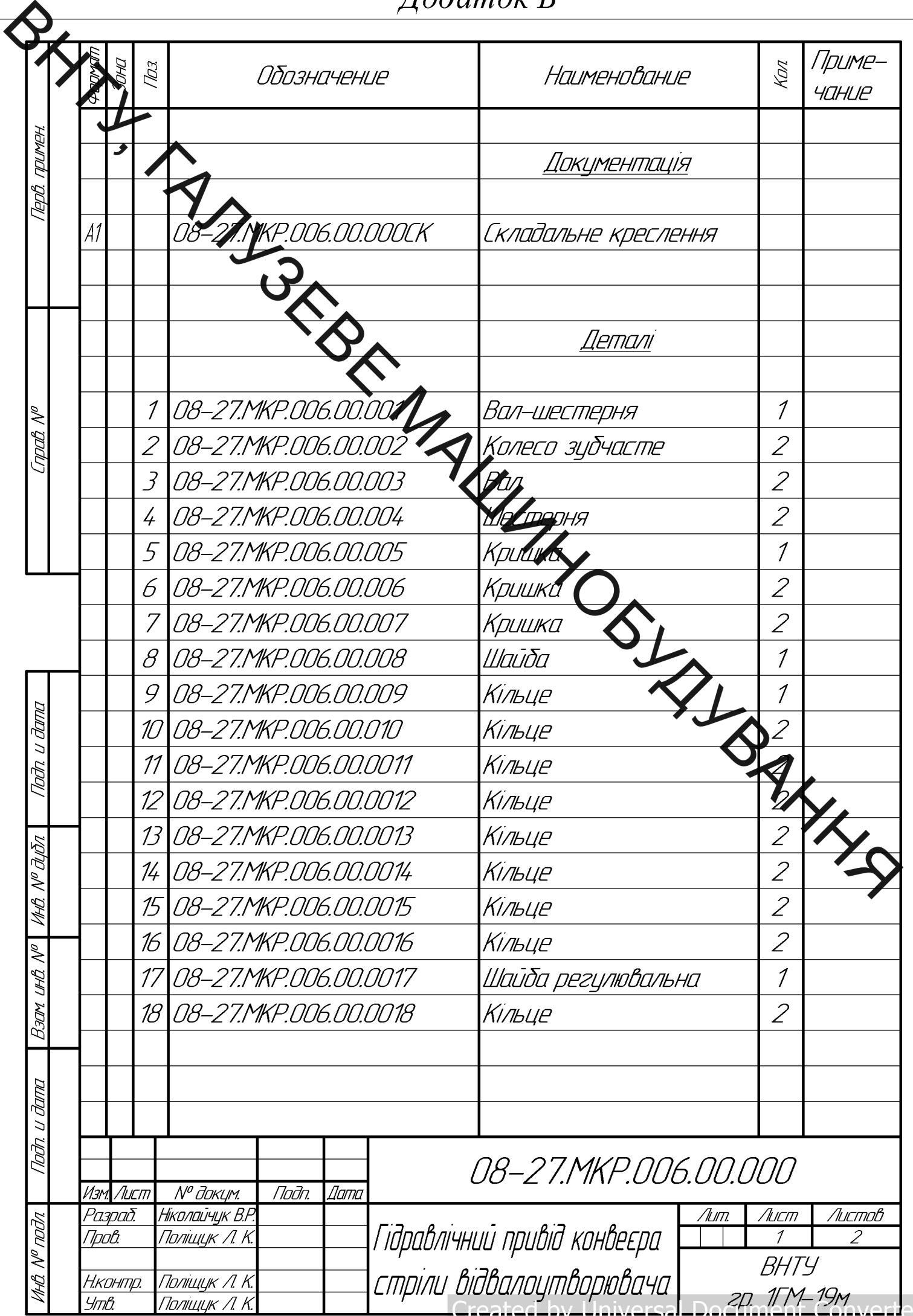
L (2) (14)



L (2)



Додаток Б



Формат Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Приме- чание
			Документація		
A1		08-27.МКР.006.00.000СК	Складальне креслення		
			Деталі		
	1	08-27.МКР.006.00.0001	Вал-шестерня	1	
	2	08-27.МКР.006.00.0002	Колесо зубчасте	2	
	3	08-27.МКР.006.00.0003	Вал	2	
	4	08-27.МКР.006.00.0004	Шестерня	2	
	5	08-27.МКР.006.00.0005	Кришка	1	
	6	08-27.МКР.006.00.0006	Кришка	2	
	7	08-27.МКР.006.00.0007	Кришка	2	
	8	08-27.МКР.006.00.0008	Шайба	1	
	9	08-27.МКР.006.00.0009	Кільце	1	
	10	08-27.МКР.006.00.0010	Кільце	2	
	11	08-27.МКР.006.00.0011	Кільце	2	
	12	08-27.МКР.006.00.0012	Кільце	2	
	13	08-27.МКР.006.00.0013	Кільце	2	
	14	08-27.МКР.006.00.0014	Кільце	2	
	15	08-27.МКР.006.00.0015	Кільце	2	
	16	08-27.МКР.006.00.0016	Кільце	2	
	17	08-27.МКР.006.00.0017	Шайба регулювальна	1	
	18	08-27.МКР.006.00.0018	Кільце	2	

08-27.МКР.006.00.000				
Изм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата
Разрад.	Ніколайчук В.Р.			
Пров.	Поліщук Л.К.			
Нконтр.	Поліщук Л.К.			
Утв.	Поліщук Л.К.			
Гідравлічний привід конвеєра стріли відвалоутворювача			Лист	Лист
				1
			Листов	
			2	
			ВНТУ	
			зр. 1ГМ-19М	
			Формат А4	

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				<i>Стандартні вироби</i>		
		19		Болт М12-8dх40.58 ГОСТ 7798-70	24	
		20		Шайба М12-7Н.5 ГОСТ 6402-70	24	
		21		Підшипник 308 ГОСТ 8338-75	4	
		22		Підшипник 3613 ГОСТ 5721-75	6	
		23		Гайка М60х2 ГОСТ 6393-73	4	
		24		Шайба 60.02.05 ГОСТ 11872-73	4	
		25		Гайка М36х2 ГОСТ 6393-73	1	
		26		Шайба 36.02.05 ГОСТ 11872-73	1	
		27		Шпонки ГОСТ 23369078 18х11х50	2	
		28		16х10х50	2	

Инд. № подл.	Подп. и дата
Взам. инв. №	Инд. № дідл.
Подп. и дата	
Инд. № подл.	

Формат		Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание			
Перв. примен.	A1				Документація					
				08-27.МКР.006.00.000СК	Складальне креслення					
Справ. №					Деталі					
		1	08-27.МКР.006.00.001	Привідний мотор-барабан	2					
		2	08-27.МКР.006.00.002	Опорна рама привода	1					
		3	08-27.МКР.006.00.003	Роликова опора	2					
		4	08-27.МКР.006.00.004	Вал мотор барабана	2					
		5	08-27.МКР.006.00.005	Стрічка конвеєра	1					
		8	08-27.МКР.006.00.006	Трубопривід	2					
Підп. и дата		6			Стандартні вироби					
		7			Накидна гайка М36х2 ГОСТ6393-73	2				
Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Підп. и дата	08-27.МКР.006.00.000							
Изм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	Розвантажувальна частина відвалоутворювача					
Разраб.	Ніколаїчук В.Р.							Лист	Лист	Листов
Пров.	Поліщук Л. К.								1	2
Н.контр.	Поліщук Л. К.							ВНТУ		
Утв.	Поліщук Л. К.				зр. 1ГМ-19М Формат А4					