

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ЕКОНОМІКИ І ТЕХНОЛОГІЙ

ННІ/факультет	Навчально-науковий технологічний інститут
Кафедра	Інжинірингу з галузевого машинобудування
Спеціальність	133 Галузеве машинобудування
Форма навчання	Заочна

## КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА

Решетник Олександр Петрович

(прізвище, ім'я, по батькові здобувача)

на тему

Механічне обладнання дробильно-збагачувального підрозділу Гірничо-збагачувального департаменту ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг». Модернізація приводу конусної інерційної дробарки

(повна назва теми)

за матеріалами

Дробильно-збагачувальний підрозділ Гірничо-збагачувального департаменту ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг»

(повна назва бази дослідження)

науковий керівник д.т.н., професор

(наук. ступінь, вчене звання)

  
(підпис)

Учитель О. Д.

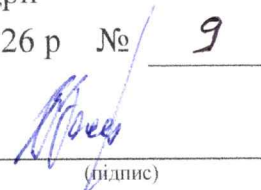
(прізвище, ініціали)

**Робота допущена до захисту в ЕК**

Протокол засідання кафедри

від 23 січня 2026 р № 9

Завідувач кафедри

  
(підпис)

д.т.н., професор

(наук. ступінь, вчене звання)

В. Й. Засельський

(ініціали, прізвище)

ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ЕКОНОМІКИ І ТЕХНОЛОГІЙ  
НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ІНСТИТУТ  
Кафедра Інжинірингу з галузевого машинобудування

Рівень вищої освіти Другий (магістерський)

Спеціальність 133 Галузеве машинобудування  
(шифр і назва)

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Завідувач кафедри ІГМ

  
(підпис)

проф., д.т.н., Засельський В. Й.  
(посада, вчене звання, прізвище ініціали)

« 20 »

жовтня

2025 року

## ЗАВДАННЯ

### НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ МАГІСТРА ЗДОБУВАЧА

Решетник Олександр Петрович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема кваліфікаційної роботи магістра

*Механічне обладнання дробильно-збагачувального підрозділу Гірничо-збагачувального департаменту ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг». Модернізація приводу конусної інерційної дробарки*

керівник кваліфікаційної роботи магістра Учитель О. Д., д.т.н., професор  
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від «20» жовтня 2025 р. № 723-ст

2. Строк подання студентом кваліфікаційної роботи до кафедри 15.01.2026

3. Вихідні дані до кваліфікаційної роботи магістра

*Умови виробництва дробильно-збагачувального підрозділу Гірничо-збагачувального департаменту ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг». Конструкція та технічна характеристика конусної інерційної дробарки, інформація про недоліки конструкції.*

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити):

4.1 Аналітична частина;

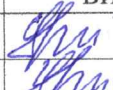
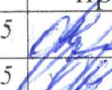



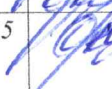
4.2 Основна частина;

4.3 Організація безпечного виробництва.

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

*1 аркуш формату А1 креслення загального виду: дробарка конусна інерційна; 2 аркуші формату А1 складальний креслення: шарнір верхній, ексцентрик, шарнір сферичний; 2 аркуші формату А1 креслення деталей: вал сферичний, вал, колодка верхня, ексцентрик, колодка нижня.*

6. Консультанти розділів кваліфікаційної роботи

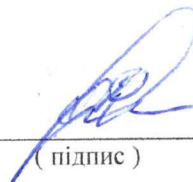
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Аналітична частина	Учитель О. Д., професор	 20.10.25	 20.10.25
Основна частина	Учитель О. Д., професор	 20.10.25	 20.10.25
Організація безпечного виробництва	Учитель О. Д., професор	 20.10.25	 20.10.25

7. Дата видачі завдання 20 жовтня 2025 р.

**КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН**


№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів кваліфікаційної роботи	Примітка
1.	Аналітична частина	21.11.2025	вик.
2.	Основна частина	15.12.2025	вик.
3.	Організація безпечного виробництва	22.12.2025	вик.
4.	Оформлення пояснювальної записки	26.12.2025	вик.
5.	Виконання графічної частини	12.01.2026	вик.
6.	Подання роботи до кафедри	15.01.2026	вик.
7.	Захист роботи в ЕК	26-31.01.2026	

Здобувач

  
(підпис)

Решетник О. П.  
(прізвище та ініціали)

Керівник кваліфікаційної роботи

  
(підпис)

Учитель О. Д.  
(прізвище та ініціали)

№ рядка	Формат	Позначення	Найменування	Кільк. арк.	№ екз.	Примітка
1						
2			<u>Документація загальна</u>			
3						
4			<u>Ново розроблена</u>			
5						
6	A1	KPM.133.26.04.00.00.000.В0	Кресленик загального виду	1	-	
7	A4	KPM.133.26.04.ПЗ	Пояснювальна записка	100	-	
8						
9			<u>Документація по</u>			
10			<u>складальним одиницям</u>			
11						
12			<u>Ново розроблена</u>			
13						
14	A2	KPM.133.26.04.01.00.000.СБ	Шарнір верхній			
15			Складальний кресленик	1	-	
16	A2	KPM.133.26.04.02.00.000.СБ	Ексцентрик			
17			Складальний кресленик	1	-	
18	A2	KPM.133.26.04.03.00.000.СБ	Шарнір сферичний			
19			Складальний кресленик	1	-	
20	A1	KPM.133.26.04.04.00.000.СБ	Шарнір нижній			
21			Складальний кресленик	1	-	
22						
23						
24						

133.26.04.KPM

Зм.	Арк.	№ документа	Підп.	Дата
Розробив		Решетник		15.01.26
Перевірив		Учитель		19.01.26
Н.контр.		Учитель		21.01.26
Затвердив		Засельський		23.01.26

Дробарка конусна інерційна  
Відомість кваліфікаційної роботи

Літ.	Аркуш	Аркушів
М	1	2

ННТІ ДУЕТ  
кафедра ІГМ  
гр. ЗГМ-24м

Копіював

Формат А4

№ рядка	Формат	Позначення	Найменування	Кільк. аркушів	№ екз.	Примітка	
1							
2			Документація по деталям				
3							
4			Наново розроблена				
5							
6	A3	KPM.133.26.04.01.00.001	Вал	1	-		
7	A3	KPM.133.26.04.02.00.001	Ексцентрик	1	-		
8	A2	KPM.133.26.04.03.00.001	Вал сферичний	1	-		
9	A3	KPM.133.26.04.03.00.005	Колодка верхня	1	-		
10	A3	KPM.133.26.04.03.00.006	Колодка нижня	1	-		
11							
12							
13							
14							
15							
16							
17							
18							
19							
20							
21							
22							
23							
24							
25							
26							
27							
28							
29							
				133.26.04.KPM			Аркуш
							2
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата			

## РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи магістра: 100 стор., 15 рис., 11 табл., 1 додаток, 21 джерел.

Об'єкт розробки — привод конусної інерційної дробарки.

Мета роботи — підвищення надійності роботи машини, поліпшення експлуатаційних характеристик, зменшення витрат на ремонт за рахунок встановлення механічного приводу, та окремих вузлів та деталей.

Метод досліджень — аналітичний, визначення динамічних навантажень у механізмах робочого органу та механічного приводу, перевірка міцності основних деталей.

Запропоновані шляхи перерозподілу динамічних навантажень, розроблена схема й проєкт встановлення механізму дебалансу на ексцентрик дробарки, перераховані та підібрані елементи кінематичного ланцюга приводу конусної інерційної дробарки.

Розглянута організація ремонтних робіт на підприємстві, методи монтажу й контролю при монтажі деталей і вузлів механізмів приводу та окремих вузлів дробарки. Запропоновані заходи щодо безпечної організації виробництва.

Зазначена модернізація дробарки дозволить поліпшити її експлуатаційні характеристики, ліквідувати причини виникнення компенсованих напружень у металоконструкціях механізмів для обертання ексцентрику дробарки.

Результати роботи можуть бути використані при реконструкції приводу конусної дробарки. Очікуваний економічний ефект від встановлення механічного приводу та окремих вузлів та деталей за розрахунками становить 270 тис. грн на рік.

*Ключові слова:* дробарка інерційна, привод, напруження, дебаланс, динамічні навантаження.

## ЗМІСТ

<b>ВСТУП.....</b>	<b>7</b>
<b>РОЗДІЛ 1 АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА.....</b>	<b>8</b>
1.1 Характеристика цеху.....	8
1.2 Призначення і область застосування обраної машини, в якості об'єкту дослідження.....	10
1.3 Технічна характеристика машини.....	10
1.4 Опис конструкції машини.....	10
1.5 Аналіз недоліків в роботі машини. Можливі причини недоліків.....	13
1.6 Формування мети та задач для її досягнення.....	14
<b>РОЗДІЛ 2 ОСНОВНА ЧАСТИНА.....</b>	<b>16</b>
2.1 Аналіз стану існуючих інноваційних рішень.....	16
2.2 Пропозиції по досягненню поставленої мети.....	23
2.3 Аналітичні розрахунки.....	25
2.3.1 Розрахунок потужності приводу.....	27
2.3.2 Силовий та кінематичний аналіз механізму.....	29
2.3.3 Розрахунок та вибір елементів кінематичної схеми.....	35
2.3.4 Розрахунки на міцність.....	45
2.4 Монтаж, ремонт, змащення.....	60
2.4.1 Прив'язка машини до технологічного тракту.....	60
2.4.2 Технологічна карта монтажу.....	61
2.4.3 Зношення відповідальних деталей та методи їх відновлення.....	68
2.4.4 Розробка графіка планово-попереджувальних ремонтів.....	71
2.4.5 Змащення.....	74
2.5 Економічна доцільність запропонованих рішень.....	80
<b>РОЗДІЛ 3 ОРГАНІЗАЦІЯ БЕЗПЕЧНОГО ВИРОБНИЦТВА.....</b>	<b>87</b>
3.1 Аналіз основних шкідливостей і небезпечностей.....	87
3.2 Заходи щодо зниження шкідливостей і небезпечностей.....	88
3.2.1 Засоби індивідуального захисту.....	91
3.2.2 Санітарно-побутові приміщення і пристрої.....	92
3.3 Пожежна профілактика.....	93
<b>ВИСНОВКИ.....</b>	<b>96</b>

<b>СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....</b>	<b>97</b>
<b>ДОДАТКИ .....</b>	<b>100</b>

## ВСТУП

В сучасних умовах розвитку гірничо-металургійного виробництва підвищення ефективності процесів дроблення гірської породи є одним із ключових завдань забезпечення стабільної роботи технологічних ліній. Особливої актуальності ця проблема набуває для підприємств повного металургійного циклу, зокрема ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг», де агломераційне виробництво відіграє визначальну роль у формуванні якості шихтових матеріалів.

На аглофабриці підприємства для подрібнення породи застосовуються конусні інерційні дробарки середнього та крупного дроблення. Водночас аналіз їхнього технічного стану свідчить про моральне й фізичне зношення основних вузлів, а також невідповідність конструктивних рішень сучасним вимогам технологічного процесу. Конструкція дробарок фактично не зазнавала суттєвих змін із моменту введення обладнання в експлуатацію, що негативно впливає на показники надійності та продуктивності.

Найбільш проблемним елементом є привод дробарки крупного подрібнення, у якому спостерігаються підвищені динамічні навантаження, значні вібрації та удари в елементах редуктора. Наявність осьових переміщень приводного валу, порушення роботи конічних зубчастих передач, а також нестабільність обертання дробильного конуса ускладнюють експлуатацію обладнання та призводять до частих простоїв. У результаті зростають витрати на технічне обслуговування і ремонт, порушується ритмічність подачі подрібненої породи на конвеєр, що негативно відображається на економічній ефективності виробництва.

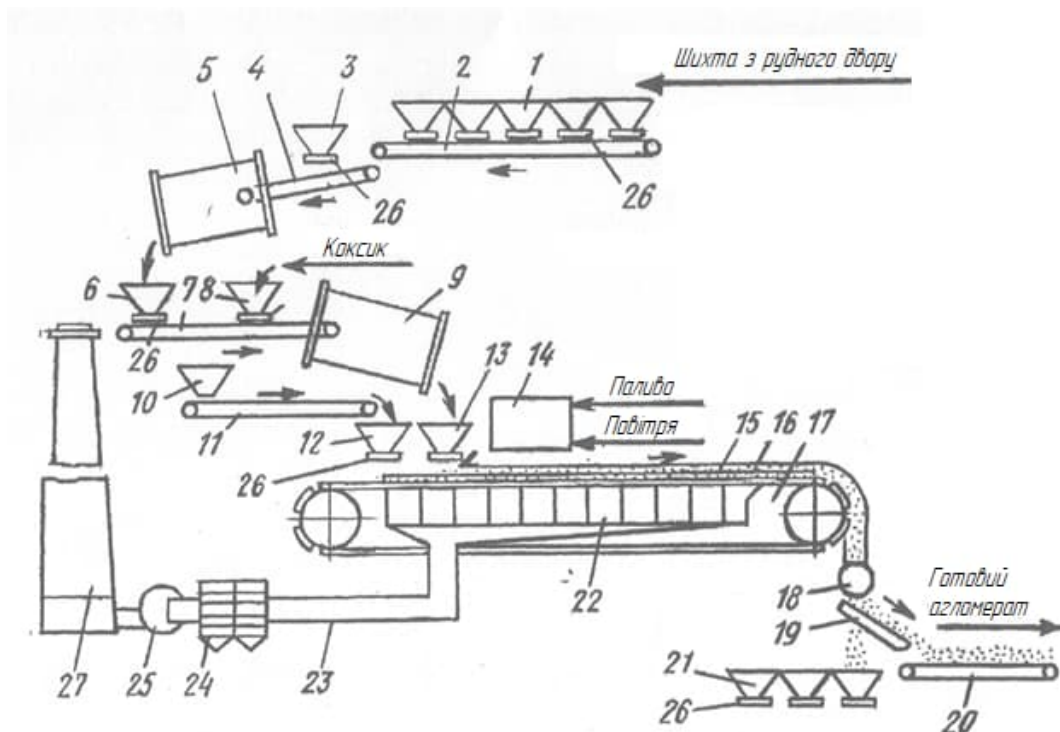
У зв'язку з цим актуальним є дослідження конструкції приводу конусної інерційної дробарки з метою її вдосконалення та підвищення надійності роботи.

## РОЗДІЛ 1

### АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА

#### 1.1 Характеристика цеху

Технологічний процес агломераційного виробництва на аглофабриці ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг» реалізується відповідно до структурної схеми, наведеної на рис. 1.1. Схема відображає послідовність підготовки, транспортування та спікання шихти з використанням основного й допоміжного обладнання.



- 1 - прийомні бункери; 2,4 - транспортні конвеєри; 3 - бункери; 5 - барабани-змішувачі; 6 - бункер; 7 - транспортер; 8 - бункер; 9 - барабан-огрудковувач;  
 10 - прийомний бункер; 11 - транспортер; 12, 13 - проміжний бункер;  
 14 - камерне горно; 15 - шихта; 16 - постіль; 17 - система завантаження;  
 18 - дробарки; 19 - грохот інерційний, 20 - транспортер; 21 - бункер відсіву;  
 22 - вакуум-камерами; 23 - колектор; 24 - циклон; 25 - екстаустер;  
 26 - живильник; 27 - димова труба

**Рис. 1.1. Технологічна схема аглофабрики**

Джерело: розроблено із використанням [1]

Сировинні компоненти з рудного двору подаються у прийомні бункери 1, звідки в заданих пропорціях транспортерними стрічками 2 та 4 направляються до первинних барабанів-змішувачів 5, що працюють із частотою обертання 8...12 об/хв. У цих апаратах відбувається механічне перемішування компонентів, їх зволоження та первинне огрудкування з метою отримання однорідної за складом і структурою шихти.

Повернення агломерату фракції 0...8 мм, яке надходить із бункера 3, вводиться в шихту як оборотний продукт. Його вміст підтримується на рівні 20...25 % від загальної маси, що забезпечує стабільність газопроникності шару під час спікання. У процесі змішування дрібні частинки зволоженої шихти укрупнюються, утворюючи гранули, що позитивно впливає на фільтраційні властивості шару.

Після первинної підготовки шихта надходить у проміжний бункер 6, звідки транспортером 7 у встановленому співвідношенні з коксиком, який подається з бункера 8, спрямовується до вторинних барабанів-огрудкувачів 9 (6...7 об/хв). У цих апаратах завершується формування гранулометричної структури шихти. Барабани оснащені автоматичними пристроями перекриття подачі води у разі зупинки агломашини.

Постіль для агломерації подається з прийомного 10 та проміжного 12 бункерів транспортером 11 і рівномірно укладається на колосникові візки перед подачею основної шихти. Підготовлена шихта 15 із проміжного бункера 13 через систему завантаження подається на агломераційні машини 17, де формується рівномірний шар висотою 330...400 мм. Рівномірність укладання забезпечується барабанним живильником і завантажувальним лотком із регульованими параметрами.

Запалювання верхнього шару шихти здійснюється камерним горном 14, що працює на природному газі. Після запалювання процес спікання відбувається під дією розрідження, створюваного вакуум-камерами 22 та екстаустером 25, при цьому продукти згоряння транспортуються колектором 23 до циклонів 24 і далі відводяться через димову трубу 27.

У хвостовій частині машини агломерат охолоджується у вакуумному режимі, після чого скидається з візків, подрібнюється у дробарках 18, розсіюється на грохотах 19 і транспортером 20 направляється до доменного цеху. Дрібна неспечена фракція (повернення) надходить у прийомні бункери 21 та повторно використовується у шихті. [1]

## 1.2 Призначення і область застосування обраної машини, в якості об'єкту дослідження

Конусні дробарки застосовують для дроблення порід з міцністю на стиснення до 300 МПа з високим ступенем абразивності. У таких дробарках матеріал роздавлюється в камері дроблення робочим конусом, що робить просторове хитання усередині нерухомого конуса. [2]

## 1.3 Технічна характеристика машини

Технічна характеристика конусної інерційної дробарки наведена в табл. 1.1.

Таблиця 1.1

### Технічна характеристика

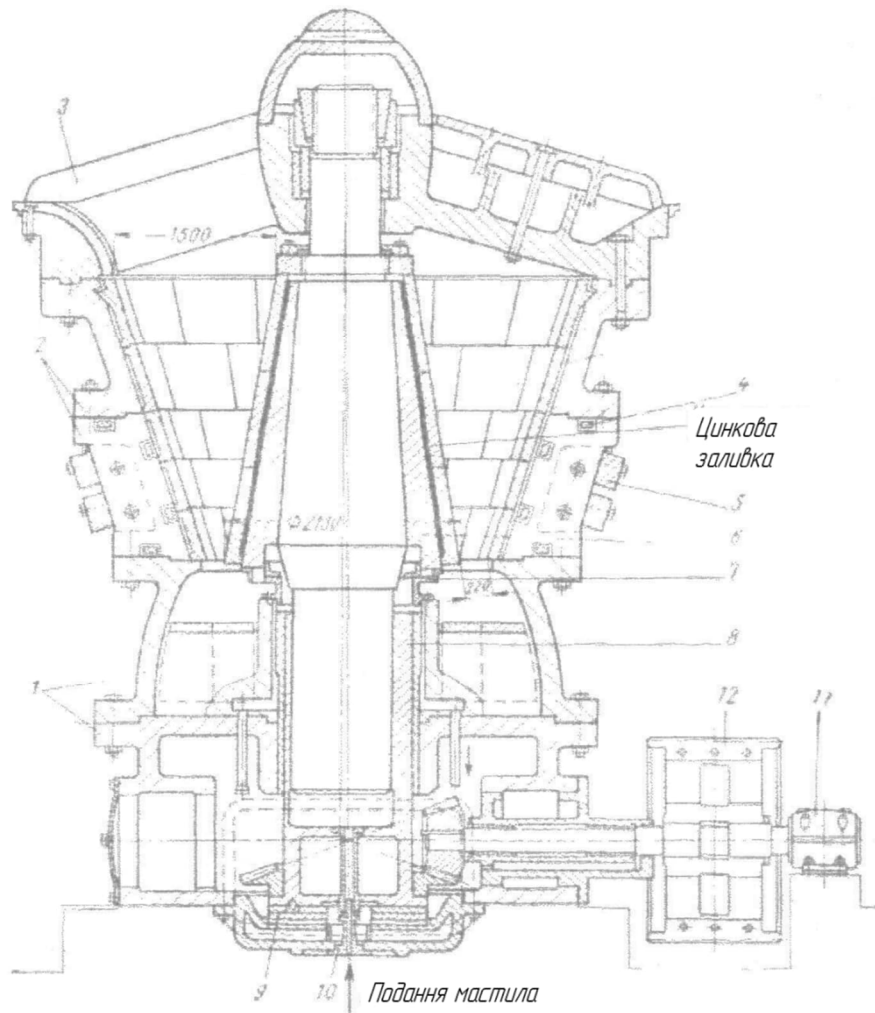
Параметр, од. вимір.	Значення
Ширина прийомного отвору, мм	1500
Найбільший розмір шматків живлення, мм	1200
Номінальна ширина розвантажувальної щілини у фазі розкриття профілів, мм	200...220
Продуктивність при номінальній ширині розвантажувальної щілини, т/год.	1500
Потужність приводного електродвигуна, кВт	300
Маса, кг (без електродвигунів)	400...450

Примітка. Джерело: дані ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг»

## 1.4 Опис конструкції машини

Корпус інерційної конусної дробарки типу ККД-1500 у вертикальному на-

прямку складається з п'яти окремих секцій, з'єднаних між собою болтовими з'єднаннями (рис. 1.2). Така компоновка зумовлена як конструктивними особливостями дробарки, так і вимогами транспортування та монтажу.



- 1 - станина; 2 - середня частина корпусу дробарки; 3 - траверса; 4 - анкера;  
 5 - скоби; 6 - рухливий конус; 7 - пилове ущільнення; 8 - ексцентрик;  
 9 - підп'ятник ковзання; 10 - підпружинений штуцер; 11 - підшипник ковзання;  
 12 - ведений шків

**Рис. 1.4. Конусна інерційна дробарка**

Джерело: розроблено із використанням [3]

Нижню частину дробарки формують перше та друге кільця корпусу, які разом утворюють станину 1. Станина оснащена двома похилими лотками, призначеними для відведення подрібненого матеріалу, а також патрубками, що дозволяють встано-

влювати приводний вал з правого або лівого боку залежно від планування виробничої ділянки.

Середню частину корпусу 2 утворюють два верхні кільця. Усі кільця корпусу є масивними великогабаритними литими деталями складної геометричної форми, що мають потужні фланці товщиною до 400 мм, додатково підсилені системою ребер жорсткості. З метою забезпечення технологічності виготовлення та можливості залізничного транспортування кільця виконані рознімними.

Під час монтажу з'єднання кілець здійснюється за допомогою болтів, анкерів 4 і скоб 5, які встановлюються з натягом за пресою посадкою. Центрування корпусних елементів виконується по циліндричних посадках із фіксацією штифтами. Для дробарок меншого типорозміру зазвичай застосовуються конусні посадки. Траверса 3 з метою зменшення габаритів виконана у вигляді окремих бічних балок.

Внутрішня поверхня середньої частини корпусу футерується п'ятьма поясами нерухомих броней, при цьому броні першого поясу спираються на виступ станини. Простір між бронями та корпусом заповнюється цементним розчином, що за умови правильної розклинки забезпечує їх надійну фіксацію до моменту зношування.

Броні рухомого конуса 6 закріплюються шляхом заливання цинком та додатково фіксуються гайками. Пилове ущільнення 7 виконане у вигляді двох сферичних кілець, які спираються на опорну шайбу станини. Під час регулювання розвантажувальної щілини при підйомі конуса встановлюють змінну шайбу відповідної товщини.

Ексцентрик 8 має зовнішній бабітовий шар, залитий урівень з тонкою стороною корпусу, при цьому підведення мастила здійснюється переважно через вертикальні канали. Аналогічні канали передбачені й у ненавантаженій зоні внутрішнього розточення, що дозволяє забезпечити мінімальні діаметральні зазори: 1...1,5 мм по зовнішній та 1...1,4 мм по внутрішній поверхні.

Ексцентрик спирається на підп'ятник ковзання 9, який складається з двох сталевих і одного бронзового диска. Верхній диск з'єднаний з ексцентриком дубелем, тоді як нижній є нерухомим. Демонтаж ексцентрика здійснюється вниз із використанням спеціального механічного підйомника.

Ведений шків 12 виконаний рознімним та встановлений на трьохопорному валу з виносним підшипником ковзання 11. Подача мастила здійснюється з нижньої частини дробарки через підпружинений штуцер 10 у внутрішню порожнину ексцентрика, після чого мастило піднімається по каналах і зазорах та, переливаючись, змащує зовнішню поверхню ексцентрика і елементи конічного зубчастого зачеплення.

### **1.5 Аналіз недоліків в роботі машини. Можливі причини недоліків**

Аналіз експлуатаційного досвіду конусних інерційних дробарок, що використовуються в умовах агломераційного виробництва, свідчить про наявність низки суттєвих конструктивних та технологічних недоліків, які негативно впливають на ефективність їх роботи та економічні показники.

По-перше, дробарки даного типу характеризуються значними габаритними розмірами, що ускладнює їх розміщення в межах виробничих приміщень і обмежує можливості модернізації або переоснащення цеху. По-друге, у процесі роботи обладнання формується підвищений рівень шуму, що погіршує умови праці обслуговчого персоналу та потребує додаткових заходів шумозахисту.

Суттєвим недоліком є інтенсивні вібрації, які передаються на фундамент і металоконструкції. При цьому конструкція дробарки не передбачає ефективних місць для встановлення віброізоляційних елементів, що призводить до регулярного зрізання кріпильних та монтажних деталей. Підвищені динамічні навантаження також спричиняють прискорене зношування вузлів і зниження надійності роботи.

В процесі дроблення спостерігається інтенсивне пилоутворення як усередині корпусу дробарки, так і на робочих майданчиках, що негативно впливає на санітарно-гігієнічні умови експлуатації. Крім того, відзначається нестабільність гранулометричного складу подрібненого матеріалу, що ускладнює подальші технологічні операції.

Часті відмови ексцентрикового вузла призводять до перекосу опорного кільця та можливого заклинювання дробарки, а підвищений ударний шум у конічній зубчастій передачі свідчить про недосконалість кінематичної схеми. Конструкція також не забезпечує достатньо надійної футеровки стінок конуса, що зумовлює їх передчасне зношування.

Додатковим ускладненням є необхідність постійного та підвищеного контролю за роботою гідравлічної системи. У сукупності зазначені фактори обумовлюють відносно низьку продуктивність дробарки при значних витратах на ремонт і технічне обслуговування, що з часом робить її експлуатацію економічно недоцільною.

### **1.6 Формування мети та задач для її досягнення**

Метою кваліфікаційної роботи є підвищення надійності роботи машини, поліпшення експлуатаційних характеристик, зменшення витрат на ремонт за рахунок встановлення механічного приводу, та окремих вузлів та деталей

Для реалізації поставленої мети в роботі вирішуються наступні основні завдання:

- Проаналізувати конструкцію та принцип дії існуючого приводу конусної інерційної дробарки, оцінити його технічний стан і функціональні показники на основі даних, отриманих під час переддипломної практики, включаючи експлуатаційні спостереження, технічне обслуговування та ремонти.
- Виявити й систематизувати основні недоліки конструкції приводу, що впливають на якість роботи, тривалість безвідмовної експлуатації та складність обслуговування, зокрема аспекти вібрації, зносу компонентів, наявності дефектів у вузлах передачі та системах змащення.
- Здійснити аналіз стану існуючих інноваційних рішень та конструктивних схем приводів конусних інерційних дробарок, що застосо-

вуються в сучасному гірничо-переробному обладнанні, з метою виявлення перспективних підходів для усунення виявлених недоліків.

- Сформувати пропозиції щодо модернізації приводу конусної інерційної дробарки, обґрунтувати вибір технічних рішень, спрямованих на підвищення механічної надійності, зниження динамічних навантажень і забезпечення ефективнішого процесу технічного обслуговування.
- Виконати розрахунки для визначення основних параметрів модернізованих вузлів і деталей приводу, включаючи оцінку міцності, кінематичних і кінетичних характеристик, оптимальних розмірних та матеріальних параметрів.
- Підготувати технічну документацію на розроблені вузли й деталі, що включає робочі креслення з необхідними розмірами, допусками й технічними вимогами, відповідно до норм і стандартів.
- Розробити рекомендації щодо монтажу, введення в експлуатацію та ремонту модернізованого приводу, а також виконати економічний розрахунок, який оцінює доцільність модернізації з точки зору зниження експлуатаційних витрат і підвищення продуктивності.
- Запропонувати заходи з організації безпечного виробництва, спрямовані на забезпечення безпечних умов роботи персоналу під час монтажу, обслуговування та ремонту модернізованого приводу, відповідно до вимог чинних нормативних документів з охорони праці.

## РОЗДІЛ 2

### ОСНОВНА ЧАСТИНА

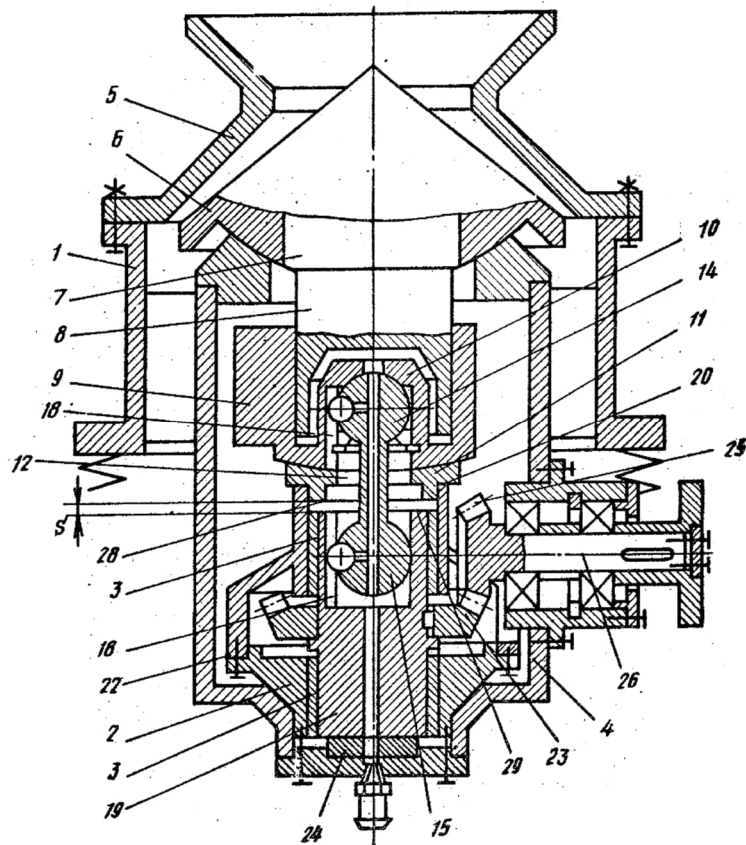
#### 2.1 Аналіз стану існуючих інноваційних рішень

Відоме технічне рішення [3] належить до класу конусних інерційних дробарок дрібного дроблення та може бути використане в гірничо-металургійній та будівельній промисловості. Основною метою даного винаходу є підвищення працездатності дробарки за рахунок удосконалення конструкції вузла дебалансу та його опор.

Конструктивна схема дробарки зображена на рис. 2.1...2.3. На рис. 2.1 зображено варіант дробарки з роз'ємним центральним стаканом і сферичним підп'ятником дебалансу, встановленим на верхньому торці центрального стакана. На рис. 2.2 наведено конструкцію з розміщенням сферичного підп'ятника дебалансу на проміжному диску, жорстко закріпленому в корпусі дробарки. На рис. 2.3 представлено дебаланс у зборі з приводним кульовим шпинделем і сферичним підп'ятником при встановленні сферичної головки з кулями в нижню шліцьову обойму.

Дробарка складається з корпусу 1, у якому розміщено центральний стакан 2 з радіальними підшипниками 3, жорстко з'єднаний із проміжним стаканом 4. У корпусі встановлені зовнішній 5 та внутрішній 6 дробильні конуси, при цьому у внутрішній конус запресований вал 7, на хвостовику 8 якого розташований радіальний підшипник із верхньою шліцьовою обоймою 10, що спирається на підп'ятник 11 дебалансу.

Підп'ятник дебалансу виконаний із центральним каналом 12 діаметром  $D_{в.}$ , у якому розміщений кульовий шпиндель 13. Шпиндель складається з верхньої 14 та нижньої 15 сферичних головок діаметром  $d_c$ , у лунках 17 яких встановлені кулі 16 діаметром  $d_{ш.}$ . Кулі взаємодіють із пазами 18 верхньої 10



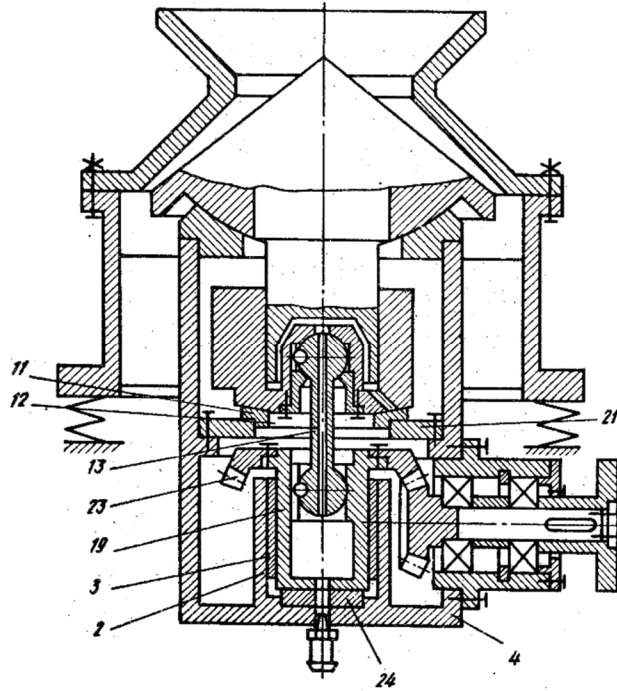
1 - корпус; 2 - центральний стакан; 3 - радіальні підшипники; 4 - проміжний стакан; 5 - зовнішній конус; 6 - внутрішній конус; 7 - вал; 8 - хвостовик; 9 - дебаланс; 10 - шліцьова обойма; 11 - підп'ятник; 12 - центральний канал; 13 - кульовий шпиндель; 14 - кулькова головка шпинделя; 15 - нижня сферична головка; 16 - кулі; 17 - лунки; 18 - нижня шліцьова обойма; 19 - нижня шліцьова обойма; 20 - верхній торець центрального стакану; 21 - проміжний диск

**Рис. 2.1 Дробарка з роз'ємним центральним стаканом й сферичним підп'ятником дебалансу**

Джерело: розроблено із використанням [4]

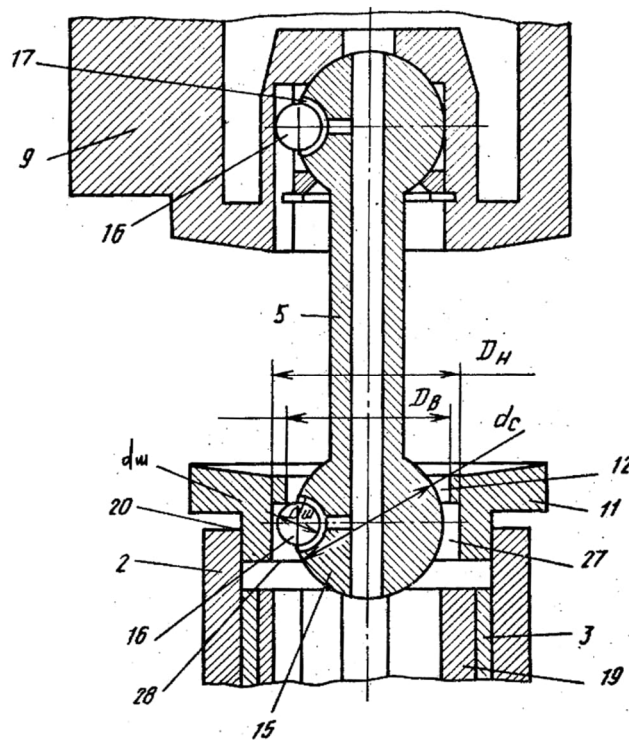
та нижньої 19 шліцьових обойм. Глибина лунок дорівнює половині діаметра кулі, що забезпечує надійне утримання куль при роботі та монтажі.

Підп'ятник 11 розміщений між дебалансом 9 і нижньою шліцьовою обоймою 19 та може встановлюватися або на верхній торець 20 центрального стакану, або на проміжний диск 21, жорстко закріплений у корпусі дробарки.



**Рис. 2.2. Конусна інерційна дробарка зі сферичним під'ятником  
дебалансу (перетин)**

Джерело: розроблено із використанням [4]



**Рис. 2.3. Дебаланс у зборі із приводним кульовим шпинделем  
і сферичним під'ятником дебалансу**

Джерело: розроблено із використанням [4]

Центральний стакан виконаний рознімним 22, що спрощує монтаж і демонтаж вузлів.

Нижня шліцьова обойма 19 з установленим на ній зубчастим колесом 23 спирається на п'яту 24 та розміщена між радіальними підшипниками 3. Зубчасте колесо перебуває у зачепленні з шестернею 25, встановленою на горизонтальному валу 26.

Підп'ятник дебалансу має додаткове нижнє розточення 27 діаметром  $D_n$ , співвісне з центральним каналом, і встановлюється з осьовим зазором  $s$  між нижнім торцем 28 підп'ятника та верхнім торцем 29 нижньої шліцьової обойми.

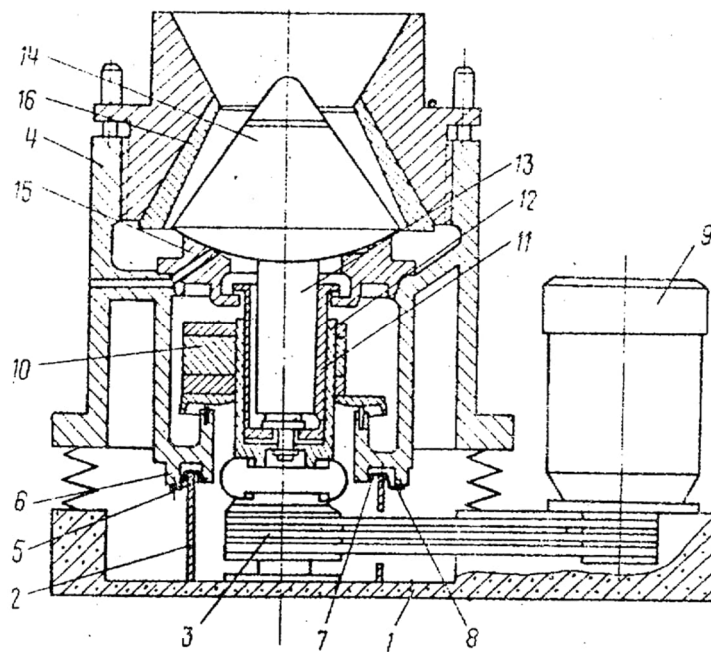
Принцип дії дробарки полягає в наступному. Обертання від горизонтального валу 26 через шестерню 25 та зубчасте колесо 23 передається на нижню шліцьову обойму 19, а далі — через кульовий шпindel 13 на дебаланс 9. Під час обертання дебалансу виникає відцентрова сила, під дією якої вал 7 разом з внутрішнім дробильним конусом 6 здійснює гіраційний рух, внаслідок чого відбувається дроблення матеріалу.

Вертикальна складова відцентрової сили передається через підп'ятник дебалансу безпосередньо на корпус дробарки, у результаті чого п'ята 24 сприймає лише власну вагу нижньої шліцьової обойми, що зменшує навантаження на опорні елементи.

Описана конструкція кульового шпинделя та підп'ятника забезпечує спрощений монтаж і демонтаж, надійну фіксацію куль і стабільну передачу крутного моменту навіть при відхиленні дебалансу від вертикальної осі. У порівнянні з прототипом запропоноване технічне рішення забезпечує підвищення працездатності дробарки, зростання коефіцієнта використання обладнання та зменшення трудомісткості експлуатаційного обслуговування.

Відоме також технічне рішення [5], яке належить до конструкцій захисних пристроїв (рис. 2.4) опорно-приводних вузлів, переважно конусних дробарок. Винахід відноситься до допоміжного обладнання конусних інерційних дробарок і призначений для захисту приводу від шкідливого впливу пилу та

мастильних матеріалів. Основною метою розробки є підвищення надійності та довговічності роботи опорно-приводного вузла дробарки.



1 - опора; 2 - кільцевий кожух; 3 - приводи; 4 - корпус; 5,6 - виступи;  
7 - еластичний матеріал; 8 - другий кільцевий елемент; 9 - електродвигун;  
10 - дебаланс; 11 - підшипниковий стакан; 12,13 - внутрішня втулка валу;  
14 - внутрішній конус; 15 - сферична опора; 16 - зовнішній конус

**Рис. 2.4 Конусна інерційна дробарка з захисним пристроєм**

Джерело: розроблено із використанням [5]

Пристрій містить опору 1 дробарки, на якій встановлений циліндричний кожух 2 приводу 3, жорстко з'єднаний з корпусом дробарки. На поверхні корпусу, зверненій у бік опори 1, виконані два концентрично розташовані кільцеві виступи: внутрішній 5 та зовнішній 6. Між зазначеними виступами розміщений верхній край кожуха 2.

З'єднання кожуха з корпусом здійснюється за допомогою кільцевих елементів 7 і 8, виготовлених з еластичного матеріалу. Один із елементів 7 з натягом установлюється на внутрішньому кільцевому виступі 5 та закріплюється на кожусі 2, тоді як другий кільцевий елемент 8 з натягом монтується на кожусі та фіксується на зовнішньому кільцевому виступі 6. Така схема за-

безпечує герметичне перекриття зазору між корпусом дробарки та кожухом приводу.

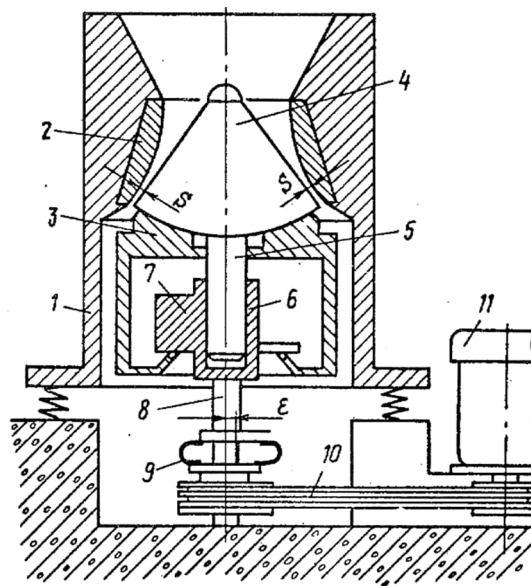
У процесі роботи дробарки крутний момент від електродвигуна 9 передається дебалансу 10, при обертанні якого разом із підшипниковим стаканом 11 відносно підшипникової втулки виникає відцентрова сила. Ця сила передається через втулку на вал 13 внутрішнього дробильного конуса 14, який здійснює рух на сферичній опорі 15, забезпечуючи процес дроблення матеріалу в зазорі між зовнішнім 16 та внутрішнім 14 конусами.

В умовах підвищених швидкостей обертання та наявності абразивного середовища утворюється значна кількість пилу, який у традиційних конструкціях може проникати в привод і викликати інтенсивне зношування його елементів. У запропонованому винаході проникнення пилу та розбрикування мастила ефективно обмежується кільцевими еластичними елементами 7 і 8, які створюють гнучке ущільнення між рухомими та нерухомими частинами.

Крім захисної функції, еластичні кільцеві елементи виконують роль компенсаторів коливань корпусу дробарки відносно нерухокої опори. За рахунок пружної деформації при натягу вони знижують передачу динамічних навантажень на трансмісію, що суттєво зменшує ймовірність її передчасного виходу з ладу.

Згідно з експлуатаційними даними, застосування даного захисного пристрою дозволяє збільшити термін служби передачі опорно-приводного вузла щонайменше у три рази для однієї дробарки, що підтверджує високу техніко-економічну ефективність запропонованого рішення.

Відоме технічне рішення [5] належить до обладнання для дроблення різних матеріалів, зокрема до конусних інерційних дробарок (рис. 2.5), та може бути використане на збагачувальних фабриках чорної й кольорової металургії. Винахід спрямований на вдосконалення конструкції приводу дробарки шляхом підвищення його надійності та стабільності роботи в умовах дії значних динамічних навантажень.



1 - корпус; 2 - зовнішній конус; 3 - сферична опора; 4 - внутрішній конус;  
5 - вал; 6 - підшипникова втулка; 7 - дебаланс; 8 - вал; 9 - верхня частина муфти; 10 - передача; 11 - електродвигун.

### Рис. 2.5 Конусна інерційна дробарка (привод)

Джерело: розроблено із використанням [6]

Дробарка містить корпус 1, у верхній частині якого встановлений зовнішній дробильний конус 2. Внутрішній конус 4 розміщений на сферичній опорі 3 та має вал 5, на якому встановлена підшипникова втулка 6. На цьому ж валу розташований дебаланс 7, що приводиться в рух через вал 8 за допомогою пелюсткової муфти 9, з'єднаної передачею 10 з електродвигуном 11.

Ключовою особливістю даного винаходу є конструктивне зміщення осі верхньої частини пелюсткової муфти 9 відносно осі валу 8. Це зміщення здійснюється в бік, діаметрально протилежний неврівноваженій частині дебалансу 7, на величину  $\xi$ , яка вибирається залежно від фізико-механічних властивостей матеріалу, що підлягає дробленню. Зміщення виконують до початку роботи дробарки шляхом попереднього налаштування положення муфти.

У процесі роботи крутний момент від електродвигуна 11 передається через передачу 10 і пелюсткову муфту 9 на вал 8 і дебаланс 7. При обертанні

дебалансу відносно підшипникової втулки 6 виникає відцентрова сила, яка через втулку передається на вал 5 внутрішнього конуса 4. Внаслідок цього внутрішній конус здійснює гіраційний рух на сферичній опорі 3, що забезпечує процес дроблення матеріалу в зазорі між зовнішнім 2 та внутрішнім 4 конусами.

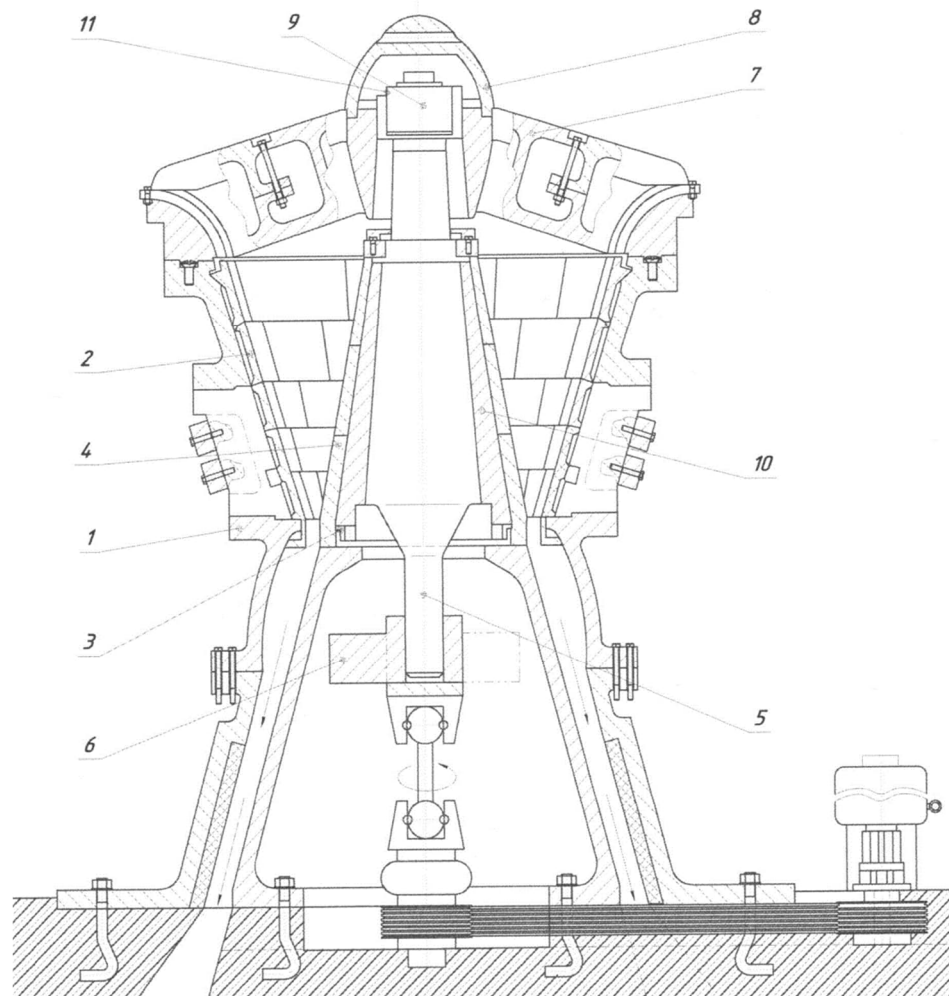
Зміщення центру мас верхньої частини муфти 9 у бік, протилежний центру мас неврівноваженої частини дебалансу 7, дозволяє частково компенсувати дію динамічних навантажень, які виникають у приводі під час роботи дробарки. Це забезпечує роботу пелюсткової муфти в недеформованому або близькому до нього стані навіть при передачі максимального крутного моменту.

Таким чином, запропоноване технічне рішення створює сприятливі умови роботи елементів привода, знижує рівень напружень у муфті та суміжних деталях і, як наслідок, підвищує надійність і довговічність привода конусної інерційної дробарки.

## **2.2 Пропозиції по досягненню поставленої мети**

Враховуючи зазначені вище недоліки, проведений аналіз існуючих інноваційних рішень спираючись на технічне рішення зазначене у винаході [6] пропонуємо наступну модернізацію привода конусної інерційної дробарки, конструктивна схема якого зображена на рис 2.6.

Інерційна дробарка складається з корпусу 1, у якому закріплений зовнішній дробильний конус 2, а також сферичної опори 3, призначеної для встановлення опорного конуса 4. На валу 5 опорного конуса розміщений дебаланс 6, що має можливість обертання відносно осі валу. Зовнішній конус 2 змонтований у регульовальному кільці 7, яке з'єднане з корпусом 1 різьбленням і оснащене завантажувальною вирвою 8.



1 - корпус; 2 - конус; 3 - сферична опора; 4 - опорний конус; 5 - вал; 6 - дебаланс;  
7 - регулювальне кільце; 8 - завантажувальна воронка; 9 - підшипник шарнірний;  
10 - внутрішній конус; 11 - воронка

**Рис. 2.6. Привод конусної інерційної дробарки**

Джерело: розроблено із використанням [7]

На вершині опорного конуса 4 за допомогою шарніра 9 встановлений внутрішній конус 10, виконаний у вигляді тонкостінної конічної оболонки, що охоплює опорний конус. Центр шарніра 9 співпадає з центром радіуса  $b$  сферичної опори 3, що забезпечує узгодженість рухів елементів дробильної системи. У верхній частині внутрішній конус 10 обладнаний власною завантажувальною воронкою 11, розміщеною всередині основної воронки 8.

Під час роботи вихідний матеріал подається у завантажувальну воронку 8 та одночасно потрапляє у внутрішню воронку 11, унаслідок чого потік рівномір-

но розподіляється на дві частини. Одна частина матеріалу надходить у камеру дроблення між зовнішнім 2 та внутрішнім 10 конусами, а інша – у внутрішню камеру між внутрішнім 10 і опорним 4 конусами. При обертанні дебалансу 6 виникає відцентрова сила, яка змушує опорний конус 4 здійснювати гіраційний рух на сферичній опорі 3. У результаті цього відбувається одночасне дроблення матеріалу в обох камерах.

Розвантажувальні щілини в нижніх частинах камер є рівними та еквівалентними щілині традиційних інерційних дробарок, а компенсація зношування робочих поверхонь забезпечується поворотом регульовального кільця 7. Завдяки симетричному навантаженню та узгодженій кінематиці конусів 4 і 10 досягається рівномірний режим дроблення та зменшення зношування робочих поверхонь. Використання рухливої завантажувальної воронки 11, закріпленої на внутрішньому конусі, сприяє псевдорозрідженню шару матеріалу та покращує його переміщення в камери дроблення, що в сукупності дозволяє досягти підвищеної, практично подвоєної, продуктивності дробарки порівняно з відомими аналогами.

### 2.3 Аналітичні розрахунки

Припустимо, що в якості матеріалу, який подрібнюється, виступає руда, та відповідає відношення

$$\frac{e}{d_{\max}} = 30\%.$$

Вихідні дані:

вміст класу, мм	0...12
у вихідному живленні дорівнює, % тобто $\alpha^\circ = 0,25$	25
точність відсівання (ККД дробарки), % $\varepsilon = 0,92$	92
щілина між дроблячими конусами дробарки, мм	10
ширина прийомного отвору, мм	1500
найбільший розмір шматків живлення, мм	1200

номінальна ширина розвантажувальної щілини у фазі розкриття профілів, мм	200-220
продуктивність при номінальній ширині розвантажувальної щілини, т/год	1500

Використовуючи формулу для циркуляційних навантажень одержимо наступне значення

$$\frac{e}{a} = \frac{10}{12} = 0,83 = 83\%, \text{ і } \frac{e}{d_{\max}} = 30\%, \quad (2.1)$$

де  $e$  – щілина між конусами дробарки.

Знаходимо циркулююче навантаження

$$C = 3,5 \cdot \left( \frac{e}{a} - \frac{e}{d_{\max}} \right) = 3,5 \cdot (83 - 30) = 185\%. \quad (2.2)$$

Кількість матеріалу, що надходить в дробарку

$$\begin{aligned} \Pi &= Q \cdot (1 - \varepsilon \cdot \alpha_0) \cdot \left( 1 + \frac{C}{100} \right) = \\ &= 120 \cdot (1 - 0,92 \cdot 0,25) \cdot \left( 1 + \frac{185}{100} \right) = 260 \text{ т/год,} \end{aligned} \quad (2.3)$$

де  $Q$  – годинна продуктивність т/год.;  $\varepsilon$  – точність відсівання, %  $\varepsilon = 0,92\%$ ;  $\alpha_0$  – вміст класу у вихідному живленні.

Повна подача до воронки дорівнює

$$Q + \Pi = 120 + 260 = 380 \text{ т/год,}$$

де  $Q$  – годинна продуктивність т/год.;  $\Pi$  – кількість потрапляючого матеріалу в дробарку.

Якби замикання циклу виконувалось без попереднього просівання то номінальне значення  $C$  збереглося б на тім же рівні  $C = 185$ , але оборотний потік у цьому випадку дорівнює

$$\Pi_0 = \frac{C}{100} \cdot Q = \frac{185}{100} \cdot 100 = 220. \quad (2.4)$$

Загальне число матеріалу, що надійшло у дробарку

$$\Pi = \Pi_0 + Q = 220 + 120 = 340 \text{ т/год.}$$

Робота дробарки була б трохи полегшена, але дробарка була б значно навантажена.

### 2.3.1 Розрахунок потужності приводу

Розрахунок продуктивності дробарки яка працює в замкнутому циклі необхідно вести паралельно двома методами.

Перевіряємо дробарку на пропускну здатність [8]

$$q = \frac{\Pi}{e} = \frac{340}{10} = 34 \text{ т/год,} \quad (2.5)$$

де  $\Pi$  – загальне число матеріалу, що надійшов, у дробарку;  $e$  – щілина дробарки.

Продуктивність дробарки по готовому продукту

$$Q^1 = q \cdot a = 10 \cdot 15 = 150 \text{ т/год.} \quad (2.6)$$

Визначимо бічну поверхню конуса, що дробить

$$F = \pi \cdot \frac{D + D_1}{2} \cdot L = 3,14 \cdot \frac{2,1 + 0,48}{2} \cdot 1 = 4 \text{ м}^2, \quad (2.7)$$

де  $D$  – діаметр нижньої підстави;  $D_1$  – діаметр верхньої підстави;  $L$  – робоча довжина утворюючої.

Кут прецесії ( кут між віссю конуса й віссю дробарки)

$$\varepsilon = 2^\circ 0,5' \text{ (} \operatorname{tg} \varepsilon = 0,036 \text{)}. \quad (2.8)$$

Повне зусилля дроблення

$$R = 46 F = 46 \cdot 4 = 184 \text{ т.} \quad (2.9)$$

Вертикальна його, складова

$$R_v = 40 \cdot F = 40 \cdot 4 = 160 \text{ т.} \quad (2.10)$$

Горизонтальна складова

$$R_H = 30 \cdot F = 30 \cdot 4 = 120 \text{ т,} \quad (2.11)$$

де  $F$  – бічна дробляча поверхня конусу.

Ексцентриситет у середній площині

$$a_{\text{cp}} = \frac{H}{2} \cdot \operatorname{tg} \varepsilon = \frac{0,8}{2} \cdot 0,036 = 0,015 \text{ м.} \quad (2.12)$$

Споживана потужність при  $n_0 = 200$  коливань у хвилину при загальному ККД механізму  $\eta = 0,5$  буде дорівнювати

$$N_0 = \frac{3 \cdot F \cdot a_{\text{cp}} \cdot n_0}{\eta} = \frac{3 \cdot 4 \cdot 0,15 \cdot 200}{0,5} = 26,6 \text{ кВт}, \quad (2.13)$$

де  $n_0 = 200$  – кількість хитань у хвилину;  $\eta = 0,5$  – загальний ККД механізму;  $0,15$  – коефіцієнт ексцентриситету.

Необхідна потужність мотор-редуктора визначається по формулі

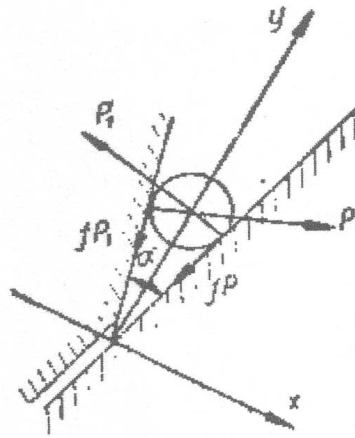
$$N_{\text{дв}} = 3 \cdot N_0 = 3 \cdot 26,6 = 74,8 \text{ кВт}. \quad (2.14)$$

### 2.3.2 Силовий та кінематичний аналіз механізму

Силовий і кінематичний аналіз роботи конусної інерційної дробарки доцільно розпочати з визначення основних геометричних і силових параметрів процесу захоплення та дроблення породи, зокрема кута захвату матеріалу дробильними конусами. Кутом захвату  $\alpha$  у конусній інерційній дробарці для крупного дроблення називають кут між утворюючими поверхнями внутрішнього дробильного конуса та зовнішньої конічної чаші у верхній частині робочого простору в момент їх максимального зближення (рис. 2.7).

Величина кута захвату є одним з визначальних параметрів, що впливають на умови захоплення, утримання та руйнування шматка матеріалу в робочій камері дробарки. Для забезпечення стійкого затискання шматка породи між робочими поверхнями необхідно виконання умови рівноваги сил, що діють на нього. Для конусних дробарок середнього та дрібного дроблення ця умова зводиться до вимоги, щоб кут захвату  $\alpha$  був меншим за подвоєний кут тертя між матеріалом і поверхнями дроблення. На практиці для більшості

конструкцій конусних інерційних дробарок значення кута захвату приймають у межах  $16...20^\circ$ , а середнє розрахункове значення становить близько  $18^\circ$ .



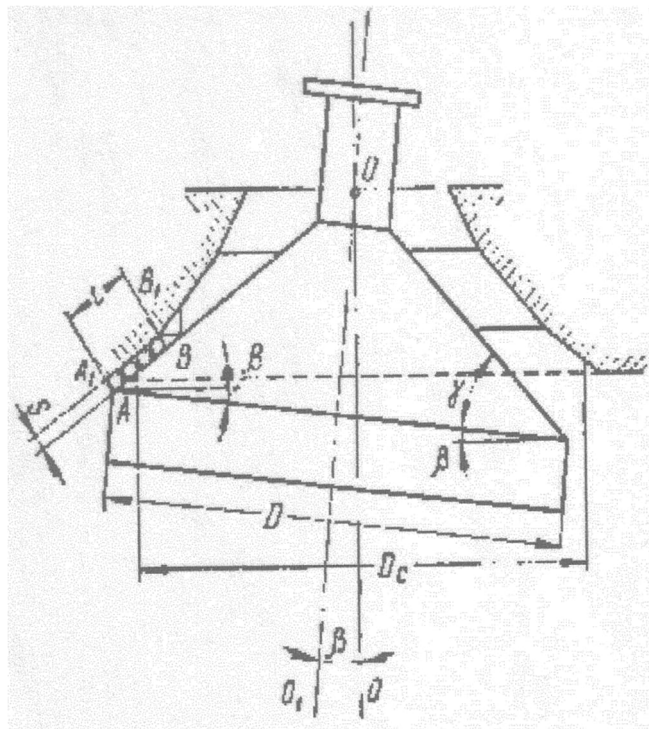
**Рис. 2.7. Зображення кута захвату породи конусної інерційної дробарки**

Джерело: розроблено із використанням [9]

Особливістю конусних дробарок для великого дроблення є наявність у нижній частині робочої камери паралельної зони, що характеризується довжиною  $l$  та шириною  $s$ . Основне призначення цієї зони полягає в формуванні готового продукту з максимальним розміром шматків, який не перевищує ширини паралельної щілини  $s$ . Ефективність роботи паралельної зони безпосередньо залежить від часу перебування матеріалу в ній.

Паралельна зона забезпечує задану крупність продукту лише за умови, що час проходження шматків матеріалу через цю зону буде не меншим за час одного повного оберту ексцентрикового стакану. За виконання цієї умови кожний шматок матеріалу щонайменше один раз піддається максимальному затисканню між дробильними поверхнями в паралельній зоні, що гарантує його руйнування до необхідного розміру (рис. 2.7). Таким чином, геометричні параметри робочої камери та кінематичні характеристики привода мають бути узгоджені між собою для забезпечення стабільної та ефективної роботи дробарки.

Під час руху в паралельній зоні шматки матеріалу ковзають по поверхні дробильного конуса, яка нахилена до горизонту під змінним кутом. Значення цього кута змінюється в межах від  $(\gamma - \beta)$  у точці максимального зближення дробильних поверхонь до  $(\gamma + \beta)$  у точці їх найбільшого розходження. Тут  $\gamma$  кут нахилу бічної поверхні дробильного конуса до його основи (див. рис. 2.8), а  $\beta$  – кут між віссю  $OO$  дробарки та віссю дробильного конуса.



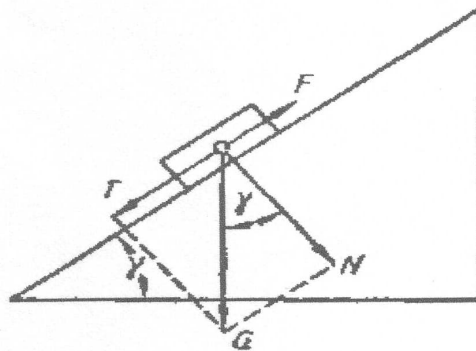
**Рис. 2.8. Розвантаження дробленого продукту в конусній інерційній дробарці**

Джерело: розроблено із використанням [9]

Під час виведення формули для визначення швидкості обертання ексцентрикового стакана приймається, що шматки подрібнюваного матеріалу ковзають по похилій площині з середнім кутом нахилу до горизонту. Рух ковзання відбувається під дією сили тяжіння. Вплив інерційних сил, які виникають унаслідок обертання осі дробильного конуса, не враховується.

Практично розмір максимального шматка, одержуваного в дробарці, перевищує ширину паралельної зони.

Користуючись, схемою зображеною на рис. 2.9 знайдемо величину сили, що змушує шматок ковзати по похилій площині.



**Рис. 2.9. Сили діючі на шматок матеріалу, що дробиться, при ковзанні його по конусу, що дробить**

Джерело: розроблено із використанням [9]

Вагу шматка  $G$  розкладемо на складові – нормальну  $N$  і паралельну  $T$  до поверхні ковзання [9]

$$T = G \cdot \sin\gamma \text{ та } N = G \cdot \cos\gamma, \quad (2.15)$$

де  $G$  – вага шматка;  $N$  –  $T$  – нормалі до поверхні ковзання.

Звідки одержимо наступні значення

$$T = 100 \cdot \sin 18^\circ \text{ та } N = 100 \cdot \cos 18^\circ; \quad (2.16)$$

$$T = 100 \cdot 0,30 = 30,9 \text{ та } N = 100 \cdot 0,95 = 95,1.$$

Сила тертя  $F$ , спрямована убік протилежний ковзанню шматка, при величині коефіцієнта тертя ковзання  $f$  дорівнює

$$F = f \cdot N = f \cdot G \cdot \cos\gamma = \\ F = 0,88 \cdot 95,1 = 0,88 \cdot 100 \cdot \cos 18^\circ = 178,8 \text{ Н}, \quad (2.17)$$

де  $f$  – коефіцієнт тертя ковзання,  $f = 0,88$ ;  $N$  – прийнята нормаль до площини.

Сила яка пересуває шматок по похилій площині, дорівнює різниці сил  $T$  і  $F$  [10]

$$m \cdot a = T - F = T - N \cdot f, \quad (2.18)$$

де  $f$  – коефіцієнт тертя ковзання,  $f = 0,88$ ;  $N$  – прийнята нормаль до площини.

Ця рівність показує, що рушійна сила при даних куті нахилу площини  $\gamma$  і коефіцієнті тертя ковзання  $f$  не міняється в усі час ковзання шматка. Шматок під дією постійної сили буде рухатися рівноприскорено.

Позначивши через  $a$  постійне прискорення шматка, а через  $m$  його масу, можна на підставі другого закону Ньютона написати рівняння

$$m \cdot a = T - F = G \cdot (\sin\gamma - f \cdot \cos\gamma). \quad (2.19)$$

Заміняючи вагу через масу шматка й прискорення сили ваги  $g$ , одержимо

$$\begin{aligned} a &= g \cdot (\sin\gamma - f \cdot \cos\gamma) = \\ &= 9,8 \cdot (\sin 18^\circ - \cos 18^\circ) = 9,8 \cdot 30,9 \cdot 95,1 = 287,98 \text{ м/с}^2, \end{aligned} \quad (2.20)$$

де  $g$  – прискорення вільного падіння матеріалу;  $\gamma$  – кут нахилу бічної поверхні;  $f$  – коефіцієнт тертя ковзання,  $f = 0,88$ .

Прискорення тіла дорівнює похідній від швидкості тіла  $v$  за часом

$$a = \frac{dv}{dt} = g \cdot (\sin\gamma - f \cdot \cos\gamma) = \quad (2.21)$$

$$= \frac{14,8}{1} = 9,8 \cdot (30,9 - 0,88 \cdot 95,1) = 6,2 \text{ м/с}^2,$$

де

$$dv = g \cdot (\sin\gamma - f \cdot \cos\gamma) \cdot dt;$$

$$dv = 9,8 \cdot (30,9 - 0,88 \cdot 95,1) \cdot 1 = 14,8 \text{ м/с}^2,$$

$dt$  – величина постійна.

Постійну інтегрування визначаємо з початкових умов.

При  $t = 0$  швидкість шматка в його русі уздовж похилої площини також дорівнює 0, а отже, і  $P = 0$  одержимо рівняння

$$\begin{aligned} v &= \frac{ds}{dt} \cdot g \cdot (\sin\gamma - f \cdot \cos\gamma) \cdot t = \\ &= \frac{265}{1} \cdot 9,8 \cdot (30,9 - 0,88 \cdot 95,1) \cdot 0 = \\ &265 \cdot 9,8 \cdot (30,9 - 83,6) = 51,2 \text{ м/с}^2, \end{aligned} \quad (2.22)$$

де

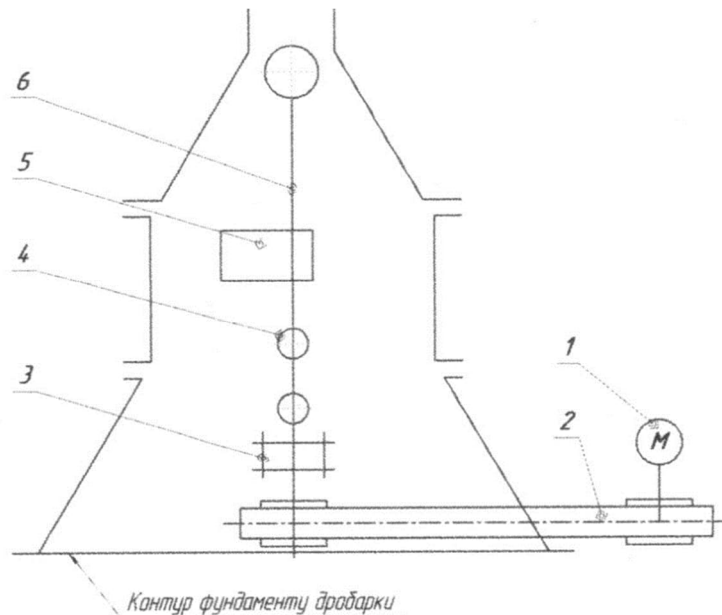
$$ds = \frac{1}{2} \cdot g \cdot t^2 \cdot (\sin\gamma - f \cdot \cos\gamma) + C; \quad (2.23)$$

$$ds = \frac{1}{2} \cdot 9,8 \cdot (30,9 - 0,88 \cdot 95,1) + 0 = 265 \text{ мм.}$$

Пройдений шматком шлях умовно приймемо 300 мм.

### 2.3.3 Розрахунок та вибір елементів кінематичної схеми

Кінематична схема приводу дробарки зображена на рис. 2.10.



1 - планетарний мотор-редуктор; 2 - пасова передача; 3 - муфта; 4 - сферичний шарнір; 5 - дебаланс; 6 - ексцентрик

**Рис. 2.10.** Кінематична схема приводу конусної інерційної дробарки  
(розроблено автором)

Тип пасової передачі	клиноремінна;
Передатне число пасової передачі	$U_{\text{рем}} = 2,8;$
Передатне число мотор-редуктора	$U_{\text{ред}} = 5,6;$
ККД пасової передачі	$\eta_{\text{пас.пер.}} = 0,94$
Час роботи привода ,год.	$L = 15000;$
Режим роботи	Двозмінний.

Розрахунок пасової передачі ведемо за методикою висвітленою у [10].

Розраховуємо момент на ведучому валу

$$T_{\text{вед}} = T_{\text{ед}} = P_{\text{ед}} \cdot 10^3 \cdot 30 / \pi \cdot n_{\text{дв}} =$$

$$= 75 \cdot 10^3 \cdot 30/\pi \cdot 1460 = 300 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (2.24)$$

де  $T_{\text{ед}}$  – момент на вихідному валу електродвигуна;  $P_{\text{ед}}$  – потужність мотору планетарного мотор редуктора.

Виберемо діаметр провідного шківа –  $D_1 = 340$  мм.

Розрахуємо швидкість паса

$$\begin{aligned} v &= \pi \cdot D_1 \cdot n_{\text{дв}}/60 \cdot 10^3 = \\ &= \pi \cdot 340 \cdot 1460/60 \cdot 10^3 = 20 \text{ м/с}, \end{aligned} \quad (2.25)$$

де  $\pi = 3,14$  – статичний коефіцієнт;  $D_1$  – діаметр провідного шківа;  $n_{\text{дв}}$  – число обертів двигуна.

По потужності мотору

$$P_{\text{дв}} = 75 \text{ кВт і } n_{\text{дв}} = 1460 \text{ об/хв}, \quad (2.26)$$

Вибираємо стандартний тип ременя: тип Б.

Розраховуємо діаметр веденого шківа

$$\begin{aligned} D_2 &= D_1 \cdot U_{\text{рем}} \cdot (1 - \xi) = \\ &= 340 \cdot 2,8 \cdot (1 - 0,01) = 850 \text{ мм}. \end{aligned} \quad (2.27)$$

Вибираємо найближче значення з нормального ряду чисел –  $D_2 = 850$  мм.

Розраховуємо фактичне передаточне число пасової передачі

$$\begin{aligned} U_{\text{факт}} &= D_2/D_1 \cdot (1 - \xi) = \\ &= 850/340 \cdot (1 - 0,01) = 2,89, \end{aligned} \quad (2.28)$$

де  $D_1$  – діаметр провідного шківа;  $D_2$  – діаметр веденого шківа.

Розраховуємо міжосьову відстань

Прийmemo його рівним

$$D_1 + D_2 = 340 + 850 = 1190 \text{ мм}, \quad (2.29)$$

Довжина ременя [11]

$$\begin{aligned} L_p &= 2 \cdot a + \pi \cdot (D_1 + D_2)/2 + (D_2 - D_1)^{2/4} \cdot a = \\ &= 2 \cdot 1190 + \pi/2 \cdot (340 + 850) + 260^2/4 \cdot (340 + 850) = 3267 \text{ мм}. \end{aligned} \quad (2.30)$$

Вибираємо найближче з нормального ряду чисел –  $L_p = 4000$  мм.

Тоді уточнюємо міжосьова відстань по стандартній довжині

$$\begin{aligned} a &= [2 \cdot L - \pi \cdot (D_1 + D_2) + [(2 \cdot L - \pi \cdot (D_1 + D_2))^2 - \\ &\quad 8 \cdot (D_2 - D_1)^2]^{1/2}] / 8 = \\ &= 2 \cdot 4000 - 3,14 \cdot (340 + 850) + [(2 \cdot 4000 - 3,14 \times \\ &\quad \times (340 + 850))^2 - \frac{8 \cdot (340 + 850)^2}{8}]^{1/2} = 1190 \text{ мм}. \end{aligned} \quad (2.31)$$

Визначаємо кут обхвату пасу [11]

$$\begin{aligned} \alpha &= 180 - (D_1 - D_2) \cdot 57/a = \\ &= 180 - 260 \cdot 57/1190 = 152,56^\circ \approx 150. \end{aligned} \quad (2.32)$$

Виходить, коефіцієнт кута обхвату, що відповідає куту обхвату рівному  $150^\circ$  –  $C_\alpha = 0,92$ .

Коефіцієнт, що враховує довжину ременя

$$L_p/L_0 = 4000/4240 = 0,9457 \rightarrow C_L = 0,98. \quad (2.33)$$

Коефіцієнт режиму роботи дробарки при двозмінному режимі роботи –  
 $C_{\text{реж}} = 1,38$ .

Потужність, передана при стандартних умовах ременем Б, довжиною

$$L_0 = 4240 \text{ мм } P_0 = 10,90 \text{ кВт}. \quad (2.34)$$

Припустиме навантаження на ремінь

$$P_{\text{допуст}} = P_0 \cdot C_\alpha \cdot C_L / C_{\text{реж}} = 10,90 \cdot 0,92 \cdot 0,98 / 1,38 = 8,9 \text{ кВт},$$

де  $P_0$  – потужність, передана при стандартних умовах ременем;  
 $C_\alpha$  – коефіцієнт кута обхвату;  $C_L$  – коефіцієнт, що враховує довжину ременя;  
 $C_{\text{реж}}$  – коефіцієнт режиму роботи дробарки при двозмінному режимі роботи.

Визначення числа  $g_{\text{fcsd}}$

$$Z = P_{\text{дв}} / P_{\text{допуст}} \cdot C_z = Z = 75 / 8,9 \cdot 0,9 = 9,01, \quad (2.35)$$

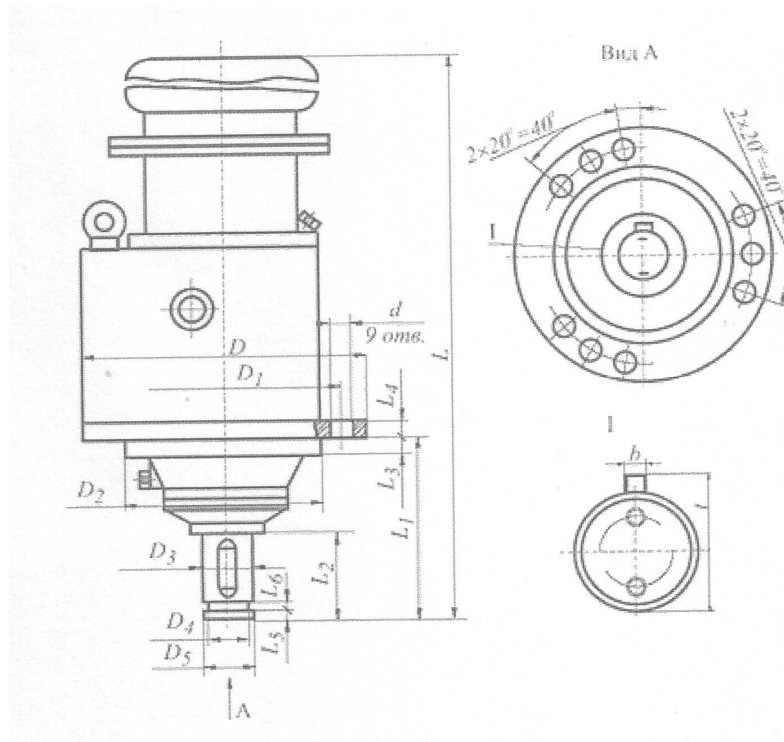
де  $C_z = 0,9$

Приймаємо  $Z = 9$

Зусилля, що діє з боку пасової передачі

$$\begin{aligned} F_P &= 1,7 \cdot P_{\text{дв}} \cdot 10^3 \cdot C_{\text{реж}} \times \\ &\times \sin(\alpha_{\text{рем}}/2) / v_{\text{ременя}} \cdot 3_\alpha \cdot C_z = \\ &1,7 \cdot 75 \cdot 10^3 \cdot 1,38 \cdot \sin(152,56/2) / 11 \cdot 0,95 \cdot 0,9 = 3635 \text{ Н}. \end{aligned} \quad (2.36)$$

Згідно розрахунків навантажень наведених вище обираємо планетарний мотор-редуктор типу МПО-2-500-22-40 рис. 2.11, габаритні та приєднувальні розміри якого зазначені в табл. 2.1.



**Рис. 2.11. Планетарний мотор-редуктор типу МПО-2-500-22-40**

Джерело: розроблено із використанням [12]

Таблиця 2.1

### Габаритні та приєднувальні розміри

Позначення планетарного мотор-редуктора	$L$	$L_1$	$L_2$	$L_3$	$D$	$D_1$	$D_2$	$d$	$b$
МПО-2-500-22-40	1980	1770	300	80	880	800	750	23	15

Примітка. Джерело: розроблено із використанням [12]

Технічна характеристика:

– маркування при монтажі	Ф-1В;
– передатне число об/хв	40;
– крутний момент на вихідному валу	1800;
– типорозмір електродвигуна	АІМ250S4;
– потужність, кВт	75;

– вага, кг

880.

Розрахунок і вибір пелюсткової муфти

Визначаємо розрахункове число обертів тихохідної муфти [13]

$$M_{\text{т.м.}}^{\text{рас.}} = \frac{M_{\text{т.м.}}^{\text{рас.}} \cdot i_{\text{ред}}}{\eta_{\text{мех}}} = \frac{307 \cdot 40}{0,97} = 12280 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (2.37)$$

де  $i_{\text{ред}} = 40$  – передатне відношення редуктора;  $\eta_{\text{мех}} = 0,97$  – ККД планетарного редуктора через пасову передачу.

Визначаємо розрахункове число обертів муфти

$$n_{\text{т.м.}}^{\text{рас.}} = \frac{n_{\text{дв}}}{i_{\text{ред}}} = \frac{700}{40} = 17,5. \quad (2.38)$$

Умова вибору муфти

$$[M_{\text{кр}}]^{\text{т.м.}} \geq M_{\text{т.м.}}^{\text{рас.}} \quad 23140 \text{ Н} \cdot \text{м} > 12280 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$[n_{\text{т.м.}}]^{\text{т.м.}} \geq n_{\text{т.м.}}^{\text{рас.}} \quad 1900 \text{ об/хв} > 17,5 \text{ об/хв}$$

Характеристика муфти:

– крутний момент

$$[M_{\text{кр}}] = 23140 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

– число обертів, що допускається

$$[n]^{\text{т.м.}} = 1900 \text{ об/хв};$$

– маховий момент

$$вД^2 = 161,8 \text{ Н} \cdot \text{м}^2;$$

– маса комплекту

$$m = 37 \text{ кг}.$$

Габаритні розміри муфти:

$$Д = 380 \text{ мм};$$

$$Д_1 = 290 \text{ мм};$$

$$Д_2 = 190 \text{ мм};$$

$$Д_3 = 270 \text{ мм};$$

$$L_1 = 330 \text{ мм};$$

$$В = 50 \text{ мм};$$

$$l = 160 \text{ мм}$$

### Розрахунок валу сферичного шарніру [13]

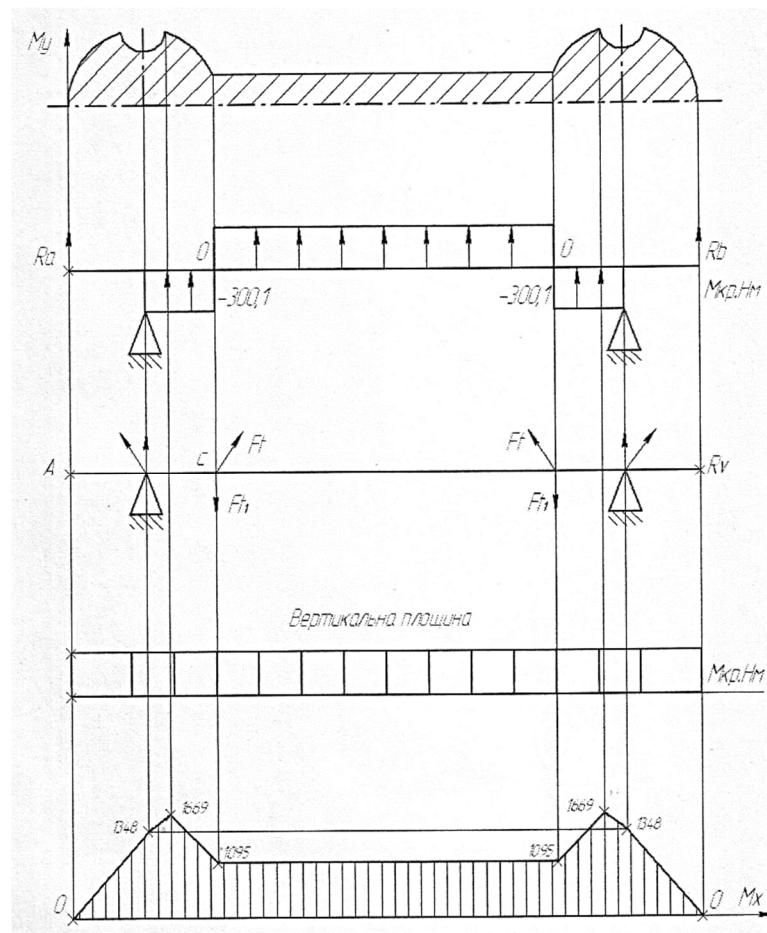
Будемо вважати, що сила, що діє з боку зовнішнього стакану, на бігову доріжку внутрішнього кільця сфери, прикладена в геометричному центрі радіального елемента.

Будемо вважати, що геометричний центр радіальних елементів визначається в осьовому напрямку і лежить на окружності діаметром

$$d_{\text{cp}} = \frac{D + d}{2} = \frac{300 + 200}{2} = 250 \text{ мм}, \quad (2.39)$$

де  $D$  – наружний діаметр валу шарніру у зборі з радіальними елементами;  $d$  – внутрішній діаметр валу шарніру без радіальних елементів;

Формування розрахункової схеми валу шарніру показано на рис. 2.12.



**Рис. 2.12. Формування розрахункової схеми валу шарніру**  
(розроблено автором)

При установці радіальних елементів в розпір спостерігається зсув опор на розрахунковій схемі усередину щодо тіл кочення на величину 1.

Розрахункова довжина валу дорівнює 800 мм.

Розрахунок валу на статичну міцність.

Замінімо шарнірні опори силами реакції, а сили, що діють у зубчастому зачепленні, приведемо до осі валу.

$$\begin{aligned} M_a &= F_a \cdot d_w / 2 = F_t \cdot tg\beta \cdot d_w / 2 = \\ &= (2 \cdot M_{\Sigma max} / d_w) \cdot tg\beta \cdot d_w / 2 = M_{\Sigma max} \cdot tg\beta = 216 \cdot 0,31 = \\ &= 62,96 \text{ Н} \cdot \text{м}, \end{aligned} \quad (2.40)$$

де  $F_a$  – дотична напруга на контур вала;  $d_w$  – внутрішній діаметр отворів вала;  $F_t$  – крапкове навантаження у площині;  $tg\beta$  – можливий кут перекосу;  $M_{\Sigma max}$  – сума дотичних моментів.

$$\begin{aligned} M_t &= F_t \cdot d_w / 2 = (2 \cdot M_{\Sigma max} / d_w) \cdot d_w / 2 = M_{\Sigma max} = \\ &= 216 \text{ Н} \cdot \text{м}. \end{aligned} \quad (2.41)$$

Розкладемо реакції опор на складові по осях, і знайдемо їх.

Складові по осі X:

$$\sum M_y^c = -x_a \cdot l_{pac} + F_t \cdot l_{k2} = 0; \quad (2.42)$$

$$x_a = (F_t \cdot l_{k2}) / l_{pac} = (2764,8 \cdot 26,75 \cdot 10^3) / 67,5 \cdot 10^3 = 1095,68 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$\sum M_y^a = x_c \cdot l_{pac} - F_t \cdot l_{k1} = 0; \quad (2.43)$$

$$x_c = (F_t \cdot l_{k1})/l_{pac} = (2764,8 \cdot 40,75 \cdot 10^{-3})/67,5 \cdot 10^{-3} = 1669,12 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

де  $x_a$  – статичний коефіцієнт;  $l_{pac}$  – коефіцієнт при встановленні радіальних елементів у розпір;  $F_t$  – крапкове навантаження у площині;  $M_{\Sigma max}$  – сума дотичних моментів.

Складові по осі У:

$$\sum M_x^c = -y_a \cdot l_{pac} + M_a + F_r \cdot l_{k2} = 0; \quad (2.44)$$

$$\begin{aligned} y_a (M_a + F_r \cdot l_{k2})/l_{pac} = \\ = (62,96 + 1048,032 \cdot 26,75 \cdot 10^{-3})/67,5 \cdot 10^{-3} = 1348,07 \text{ Н}; \end{aligned}$$

$$\sum M_x^a = y_c \cdot l_{pac} + M_a - F_r \cdot l_{k1} = 0; \quad (2.45)$$

$$\begin{aligned} y_c = (-M_a + F_r \cdot l_{k1})/l_{pac} = \\ = (-62,96 + 1048,032 \cdot 40,75 \cdot 10^{-3})/67,5 \cdot 10^{-3} = -300,1 \text{ Н}, \end{aligned}$$

де  $y_a$  – статичний коефіцієнт по осі у;  $l_{pac}$  – коефіцієнт при встановленні радіальних елементів у розпір;  $F_t$  – крапкове навантаження у площині;  $M_{\Sigma max}$  – сума дотичних моментів.

Складові по осі Z:

$$\sum F_z = F_a - z_c = 0; z_c = F_a = 805,87 \text{ Н}.$$

Допущення:

- зневажаємо впливом на міцність дотичних напружень від поперечної сили;

- не враховуємо циклічний характер навантаження валу, а також вплив на міцність конструктивних (концентрація напруги) і технологічних факторів.

По епюрах внутрішніх силових факторів видно, що небезпечним перерізом в радіальних переходах поверхонь валу реалізується плоский спрощений напружений стан. Для визначення еквівалентної напруги в крапках навантажень скористаємося третьою теорією міцності.

Запишемо умову міцності

$$\sigma_{\text{екв}}^{\text{E}} = [\sigma], \text{ для сталі 40X } [\sigma] = 80 \text{ МПа}; \quad (2.46)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{екв}}^{\text{III}} = \sigma_1 - \sigma_3 &= \left( (\sigma/2) + \sqrt{(\sigma/2)^2 + \tau^2} \right) - \left( (\sigma/2) - \sqrt{(\sigma/2)^2 + \tau^2} \right) = \\ &= \sqrt{\sigma^2 + 4 \cdot \tau^2}. \end{aligned}$$

Для нашого випадку скористаємося приватною формулою для визначення  $\sigma_{\text{екв}}$

$$\sigma_{\text{екв}}^{\text{E}} = \frac{32}{\pi \cdot d^3} \cdot V_{3\Gamma}^2 + M_{\Sigma \text{max}}^2. \quad (2.47)$$

Підставимо даний вираз для  $\sigma_{\text{екв}}^{\text{E}}$  в умову міцності и виразимо параметр зовнішнього діаметра валу  $d$

$$\frac{32}{\pi \cdot d^3} \cdot \sqrt{M_{3\Gamma}^2} + M_{\Sigma \text{max}}^2 \leq [\sigma]; \quad (2.48)$$

$$d^3 \geq \left( 32 \cdot \sqrt{M_{3\Gamma}^2} + M_{\Sigma \text{max}}^2 \right) / [\sigma] \cdot \pi; \quad d \geq \sqrt{\left( 32 \cdot \sqrt{M_{3\Gamma}^2} + M_{\Sigma \text{max}}^2 \right) / [\sigma] \cdot \pi};$$

$$[d] = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot \sqrt{70,79^2 + 216^2}}{80 \cdot 10^6 \cdot 3,14}} = \sqrt[3]{\frac{7273,34}{251,33 \cdot 10^6}} = 3,07 \cdot 10^{-2} \text{ м} = 30,7 \text{ мм},$$

де 32 – постійний коефіцієнт (статичний);  $M_{зг}^2$  – згинаючий момент сил;  $M_{\Sigma max}^2$  – сумарний момент сил;  $[\sigma]$  – постійна величина за ГОСТ 6636-69;  $\pi$  – постійна величина.

За ГОСТ 6636-69 «Нормальні лінійні розміри» вибираємо розмір  $[d]_{ГОСТ} = 30 \text{ мм}$  (внутрішній посадковий діаметр валу).

Конструктивно дозволяється приймати максимальний діаметр у межах

$$d = \max \text{ за } [d]_{дсту} = \max(0,44; 0,31) = 0,44 \text{ м} = 440 \text{ мм}.$$

### 2.3.4 Розрахунки на міцність

Перевірочний розрахунок валу на витривалість виконаємо з урахуванням форми циклів нормального й дотичного напружень, конструктивних і технологічних факторів. Перевірочний розрахунок полягає у визначенні розрахункового фактичного коефіцієнта запасу міцності й порівнянні його зі значенням нормативного коефіцієнта [11]

$$n \leq [n], \quad (2.49)$$

де  $[n]$  – значення нормативного коефіцієнта запасу міцності.

Значення  $n$  знайдемо за формулою

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} = \frac{20,53 \cdot 6,22}{\sqrt{20,53^2 + 6,22^2}} = 5,95, \quad (2.50)$$

де  $n_\sigma$  – фактичний коефіцієнт запасу міцності по нормальних напругах;  $n_\tau$  – фактичний коефіцієнт запасу міцності по дотичних напруженнях.

Величину  $n_\sigma$  визначимо по формулі:

$$n_\sigma = \sigma_{-1} / [(k_\sigma \cdot \beta \cdot \sigma_a / \varepsilon_\sigma) + \sigma_m \cdot \psi_\sigma], \quad (2.51)$$

де  $\sigma_{-1} = 410$  МПа для сталі 40Х (термообробка поліпшення) – границя витривалості сталі при симетричному вигині;  $k_\sigma = 1,77$  – (для канавки, отриманою пальцевою фрезою) – ефективний коефіцієнт концентрації нормального напруження при вигині;  $\beta = 1,2$  – коефіцієнт, що відбиває вплив якості обробки поверхні валу (вид обробки – гостріння);  $\varepsilon_\sigma = 0,81$  – коефіцієнт масштабного фактору (відповідає діаметру валу рівному 44 мм);  $\psi_\sigma = 0,1$  – коефіцієнт, що відбиває вплив асиметрії циклу на втомну міцність;  $\sigma_a$  – амплітуда циклу нормальне напруження при вигині;  $\sigma_m$  – середня напруга циклу при вигині.

При визначенні параметрів циклу ( $\sigma_m$  і  $\sigma_a$ ) будемо використати наступні допущення:

- максимальні й мінімальні напруги реалізуються в одній і тій же небезпечній крапці, положення якої було визначено раніше;
- будемо вважати, що згинальний момент у перетині змінюється пропорційне крутному моменту.

Значення  $\sigma_a$  обчислюється по формулі

$$\sigma_a = (\sigma_{max} - \sigma_{min}) / 2. \quad (2.52)$$

Значення  $\sigma_m$  обчислюється по формулі

$$\sigma_m = (\sigma_{max} + \sigma_{min}) / 2. \quad (2.53)$$

Знайдемо величину по формулі

$$\sigma_{max} = M_{3Г}^{max} / W_x, \quad (2.54)$$

де  $M_{3Г}^{max} = 70,79 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ;

$$W_x = 0,1 \cdot d^3 - b \cdot t_1 \cdot (b - t_1)^2 / d.$$

Момент перетину валу з двома шпонковими канавками

$$W_x = 0,1 \cdot (44 \cdot 10^{-3})^3 - \frac{12 \cdot 10^{-3} \cdot 5 \cdot 10^{-3} \cdot (44 \cdot 10^{-3} - 5 \cdot 10^{-3})^2}{44 \cdot 10^{-3}} = 6,44 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3; \quad (2.55)$$

$$\sigma_{max} = \frac{70,79}{6,44 \cdot 10^{-6}} = 11 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Величину  $\sigma_{min}$  обчислимо по формулі

$$\begin{aligned} |\sigma_{min}| &= |M_{\Sigma(9)} / M_{\Sigma max}| \cdot \sigma_{max} \cdot |y_{(9)} / y_{max}| = \frac{19,88}{216} \cdot 11 \cdot 10^6 \cdot \sin 90^\circ = \\ &= 1,012 \cdot 10^6 \text{ Па.} \end{aligned}$$

У результаті розрахунків одержимо, що

$$\sigma_{max} = \sigma_3 = 11 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{min} = \sigma_9 = -1,012 \text{ МПа,}$$

де

$$\sigma_a = (\sigma_{max} - \sigma_{min})/2 = \frac{11 - (-1,012)}{2} = 6,006 \text{ МПа}; \quad (2.56)$$

$$\sigma_m = (\sigma_{max} + \sigma_{min})/2 = \frac{11 + 1,012}{2} = 4,994 \text{ МПа}. \quad (2.57)$$

Визначимо значення коефіцієнта запасу міцності по нормальних напругах  $n_\sigma$  по формулі

$$n_\sigma = \frac{410 \cdot 10^6}{\frac{1,77 \cdot 1,2}{0,81} \cdot 7,5 \cdot 10^6 + 3,04 \cdot 10^6 \cdot 0,1} = 20,53, \quad (2.58)$$

де значення  $n_\tau$  визначається по формулі

$$n_\tau = \tau_{-1} / [(k_\tau \cdot \beta \cdot \tau_a / \varepsilon_\tau) + \tau_m \cdot \psi_\tau],$$

де  $\tau_{-1} = 240$  МПа для сталі 40Х – границя витривалості сталі при симетричному крутінні;  $k_\tau = 2,22$  – ефективний коефіцієнт концентрації напруження при крутінні;  $\beta = 1,2$  – коефіцієнт, що відбиває вплив якості обробки поверхні валу;  $\varepsilon_\tau = 0,75$  – коефіцієнт масштабного фактору;  $\psi_\tau = 0,05$  – коефіцієнт, що відбиває вплив асиметрії циклу на втомну міцність валу;  $\tau_a$  – амплітуда циклу дотичних напружень при крутінні;  $\tau_m$  – середня напруга циклу при крутінні.

Закон розподілу дотичних напружень  $\tau(\varphi)$  збігається із законом зміни сумарного моменту  $M_{\Sigma(\varphi)}$ .

Обчислимо значення  $\tau_{max}$  по формулі

$$\tau_{max} = M_{\Sigma}^{max} / W_x,$$

де  $M_{\Sigma}^{max} = 216 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ;

$$\begin{aligned} W_x &= 0,2 \cdot d^3 - b \cdot t_1 \cdot (d - t_1)^2 / d = \\ &= 0,2 \cdot (44 \cdot 10^{-3})^3 - \\ &- \frac{12 \cdot 10^{-3} \cdot 5 \cdot 10^{-3} \cdot (44 \cdot 10^{-3} - 5 \cdot 10^{-3})}{44 \cdot 10^{-3}} = \\ &= 14,96 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3; \end{aligned} \quad (2.59)$$

$$\tau_{max} = \frac{216}{14,96 \cdot 10^{-6}} = 14,44 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Аналогічно обчислимо  $\tau_{min}$

$$\tau_{min} = M_{\Sigma}^{min} / W_x = \frac{-107,25}{14,96 \cdot 10^{-6}} = -7,17 \cdot 10^6 \text{ Па.} \quad (2.60)$$

Знаючи  $\tau_{max}$  і  $\tau_{min}$ , визначимо значення  $\tau_a$  і  $\tau_m$

$$\tau_a = (\tau_{max} - \tau_{min}) / 2 = \frac{14,44 \cdot 10^6 - (-7,17 \cdot 10^6)}{2} = 10,81 \cdot 10^6 \text{ Па;}$$

$$\tau_m = (\tau_{max} + \tau_{min}) / 2 = \frac{14,44 \cdot 10^6 - 7,17 \cdot 10^6}{2} = 3,64 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Обчислимо коефіцієнт запасу міцності  $n_{\tau}$  по формулі

$$n_{\tau} = \frac{240 \cdot 10^6}{\frac{2,22 \cdot 1,2}{0,75} \cdot 10,81 \cdot 10^6 + 3,64 \cdot 10^6 \cdot 0,05} = 6,221, \quad (2.61)$$

де  $\tau_{-1} = 240$  МПа для сталі 40Х – границя витривалості сталі при симетричному крутінні;  $k_{\tau} = 2,22$  – ефективний коефіцієнт концентрації напруг при крутінні;  $\beta = 1,2$  – коефіцієнт, що відбиває вплив якості обробки поверхні валу;  $\varepsilon_{\tau} = 0,75$  – коефіцієнт масштабного фактору;  $\psi_{\tau} = 0,05$  – коефіцієнт, що відбиває вплив асиметрії циклу на втомну міцність валу.

Розрахункове значення фактичного коефіцієнта запасу міцності вийшло більшим значення нормативного коефіцієнта запасу міцності

$$n \geq [n], 5,95 > 2,5,$$

це задовольняє розрахунку валу на витривалість.

Перевірочний розрахунок валу та радіальних елементів в парі на міцність.

Визначення ресурсу радіальної передачі.

Ресурс передачі обчислимо по формулі

$$\begin{aligned} L_{\Pi} &= 365 \cdot \Gamma \cdot K_{\Gamma} \cdot 8 \cdot C \cdot K_c \\ &= 365 \cdot 7 \cdot 0,658 \cdot 2 \cdot 8 \cdot 0,875 = 23536,66 \text{ годин,} \end{aligned} \quad (2.62)$$

де  $\Gamma = 7$  – кількість років служби передачі;  $K_{\Gamma} = (\text{число робочих днів у місяці})/365 = 240/365 = 0,658$  – коефіцієнт річного використання;  $C = 2$  – кількість змін;  $8$  – тривалість робочої зміни в годинах;  $K_c = (\text{кількість годин у змінах})/8 = 7/8 = 0,875$  – коефіцієнт змінного використання.

Радіальні елементи (кулі) виготовляють більш твердими (твердість поверхонь визначається термообробкою) так як вони випробовують більше циклів навантаження.

Отже, для рівномірного зношування куль та посадкових місць вала шарніру твердість матеріалу куль повинна бути вище твердості матеріалу валу на 3...5 одиниць по шкалі Роквелла.

Розрахунок внутрішньої поверхні стакану на міцність по контактних напругах.

Розрахунок проводимо для стакану, як найбільш слабкого елемента.

Запишемо умову міцності [14]

$$\sigma_H \leq [\sigma_H], \quad (2.63)$$

де  $\sigma_H$  – діюча напруга при циклічному контактному впливі;  $[\sigma_H]$  – контактна напруга, що допускається

$$[\sigma_H] = (\sigma_a \cdot k_{HL}) / k_H, \quad (2.64)$$

де  $\sigma_H$  – межа контактної витривалості при базовому числі циклів навантаження (залежить від матеріалу й термообробки);

$$\sigma_H = 17 \cdot HRC + 200 = 17 \cdot 50 + 200 = 1050 \text{ МПа}, \quad (2.65)$$

$k_{HL}$  – коефіцієнт довговічності

$$k_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}},$$

де  $N_{HO} = 4 \cdot 10^6$  – базове число циклів навантаження [13];  $N_{HE}$  – число циклів за весь період експлуатації;

$$N_{HE} = 60 \cdot c \cdot n_1 \cdot L_n, \quad (2.66)$$

де  $c = 1$  – кількість контактів однієї кулі під кутом за один оберт;

$$N_{HE} = 60 \cdot 140 \cdot 23536,66 = 197,71 \cdot 10^6,$$

$$k_{HL} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{197,71 \cdot 10^6}} = 0,522.$$

Так як в нас термообробка поверхонь куль – поверхневе загартування,  
то

$$1 \leq k_{HL} \leq 1,8,$$

отже, приймаємо  $k_{HL} = 1$ .

Вичислимо значення  $[\sigma_H]$

$$[\sigma_H] = \frac{1050 \cdot 10^6}{1,25} \cdot 1 = 840 \cdot 10^6 \text{ Па} \quad (2.67)$$

Значення  $\sigma_H$  обчислимо по формулі

$$\sigma_H = \frac{\alpha}{a_w \cdot i_\phi} \cdot \sqrt{\frac{(i_\phi + 1)^3 \cdot k_K \cdot k_D \cdot M_\Sigma^{max}}{\frac{t_k}{\cos\beta} \cdot V_k}}, \quad (2.68)$$

де  $\alpha = 340000 \text{ Н} \cdot \text{м}^2$  – коефіцієнт, який залежить від матеріалу стакану та куль (сталь - сталь);  $k_D$  – коефіцієнт динамічності, що відбиває нерівномірність роботи кулькової передачі (залежить від швидкості й точності передачі);  $k_K$  – коефіцієнт концентрації, що відбиває нерівномірність розподілу напруження по довжині лінії контакту;

$$k_d \cdot k_K = 1,3,$$

$V_k = 1,35$  – коефіцієнт, що відбиває підвищену навантажувальну здатність;  
 $a_w = 100 \cdot 10^{-3}$  м – міжосьова відстань;  $t_k = 25 \cdot 10^{-3}$  м – ширина венця  
 стакану;  $\beta = 16^\circ 15' 37''$  – кут нахилу лінії зуба;  $M_{\Sigma max} = 216$  Н·м – макси-  
 мальный сумарний момент.

Отже,  $\sigma_H$  дорівнює

$$\sigma_H = \frac{340000}{100 \cdot 10^{-3} \cdot 3,57} \cdot \sqrt{\frac{(3,57 + 1)^3 \cdot 1,3 \cdot 216}{\frac{25 \cdot 10^{-3}}{0,96} \cdot 1,35}} = 831,54 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Як видно з розрахунку, умова міцності по контактних напругах вико-  
 нується:  $831,54 \cdot 10^6 < 840 \cdot 10^6$ . Отже, вид термохімічної обробки повер-  
 хонь куль та стакану обрано вірно.

Визначення контактних напружень.

Визначимо контактні напруження, що допускаються в кінематиці реду-  
 ктор-пасова передача

$$[G]_K = 2,75 \cdot HB \cdot R_{PK} = 2,75 \cdot 260 = 715 \text{ МПа.} \quad (2.69)$$

Напруга вигину, що допускається, для центральних коліс у планетар-  
 ному механізмі при нульовому (пульсуючому) для дробарки циклі

$$[G_o]_u = \frac{1,6 \cdot G_{-1}}{[n] \cdot K_r} \cdot K_{PH}. \quad (2.70)$$

Межа витривалості

$$G_{-1} = 0,35 \cdot G_B + 110 = 0,35 \cdot 930 + 110 = 435 \text{ МПа}$$

де коефіцієнт запасу міцності  $[n] = 1,5$ ;  $K_r = 1,6$ .

$$[G_o]_u = \frac{1,6 \cdot 435}{1,5 \cdot 1,6} = 290 \text{ МПа}, \quad (2.71)$$

Напруги вигину, що допускаються, для зубів сателітів, що працюють обома сателітами

$$[G_{-1}]_u = \frac{G_{-1}}{[n] \cdot K_r} \cdot K_{PH}, \quad (2.72)$$

при однакових сателітах і центральних коліс

$$[G_{-1}]_u = \frac{435}{1,5 \cdot 1,6} \cdot 1 = 182 \text{ МПа}. \quad (2.73)$$

Визначаємо міжосьові відстані з розрахунку на контактну міцність.

При однакових припуску напругах, що, для коліс обох пар розрахунок на міцність ведемо для пари зовнішнього зачеплення з паском ланцюгової передачі.

Так як  $Z_1 < Z_2$ , те шестірнею є сонячне колесо  $Z_1$ , а колесом-сателіт  $Z_2$ .

Передаточне число даної пари у відносному русі  $i_{12}^h = 1,75$  коефіцієнт навантаження в припущенні несиметричного розташування зубчастих коліс щодо опор попередньо приймаємо  $K = 1,5$ .

Вибір шпонки швидкохідного валу.

Перевіряємо міцність шпонкового з'єднання під веденим шківом пасової передачі  $d = 50$  мм

Беремо шпонку призматичну: Сталь 60

Візьмемо  $L_{ш} = 60$  мм

Перевіримо шпонку на зминання

$$\sigma_{см} = 2 \cdot T_1 / (h - t_1) \cdot d \cdot L_{ш} \leq [\sigma_{див}] = 100 \text{ МПа}, \quad (2.74)$$

$$\sigma_{см} = 2 \cdot 270 \cdot 10^3 / (10 - 6) \cdot 50 \cdot 60 = 45 \text{ МПа} < 100 \text{ МПа},$$

де  $b = 16$  мм – ширина шпонки;  $L_{ш} = 45 \dots 180$  мм – робоча довжина;  $h = 10$  мм – висота шпонки;  $t_1 = 6$  мм – глибина занурення у вал;  $t_2 = 4,5$  мм – висота випирання шпонки.

Перевіряємо міцність шпонкового з'єднання під колесом тихохідного валу  $d = 87$  мм.

Беремо шпонку призматичну: Сталь 60.

Перевіримо шпонку на зминання

$$\sigma_{см} = 2 \cdot T_1 / (h - t_1) \cdot d \cdot L_{ш} \leq [\sigma_{див}] = 100 \text{ МПа}, \quad (2.75)$$

$$\sigma_{см} = 2 \cdot 1500 \cdot 10^3 / (14 - 9) \cdot 87 \cdot 70 = 98 \text{ МПа} < 100 \text{ МПа},$$

де  $b = 25$  мм – ширина шпонки;  $L_{ш} = 70 \dots 280$  мм – робоча довжина;  $h = 14$  мм – висота шпонки;  $t_1 = 9$  мм – глибина занурення у вал;  $t_2 = 5,4$  мм – висота випирання шпонки. Візьмемо  $L_{ш} = 70$  мм.

Перевіряємо міцність шпонкового з'єднання під напівмуфтою тихохідного валу  $d = 71$  мм.

Беремо шпонку призматичну: Сталь 60

Перевіримо шпонку на зминання

$$\sigma_{\text{см}} = 2 \cdot T_1 / (h - t_1) \cdot d \cdot L_{\text{ш}} \leq [\sigma_{\text{див}}] = 100 \text{ МПа}, \quad (2.76)$$

$$\sigma_{\text{см}} = 2 \cdot 1500 \cdot 10^3 / (12 - 7,5) \cdot 71 \cdot 100 = 93,8 \text{ МПа} < 100 \text{ МПа},$$

де  $b = 20$  мм ширина шпонки;  $L_{\text{ш}} = 50 \dots 220$  мм – робоча довжина;  $h = 12$  мм – висота шпонки;  $t_1 = 7,5$  мм – глибина занурення у вал;  $t_2 = 4,9$  мм – висота випирання шпонки. Візьмемо  $L_{\text{ш}} = 100$  мм.

Обрані нами шпонки перевірені на зминання. Всі вони задовольняють нас, результати розрахунків зведені в табл. 2.2

Таблиця 2.2

### Характеристика обраних шпонок

Шпонка	$b$	$h$	$L$	$t_1$	$t_2$
Під колесом	25	14	70	9	5,4
Під муфтою	20	12	100	7,5	4,9
Під промвал.	16	10	60	6	4,5

Примітка. Джерело: розроблено автором

Визначимо статистичний момент розрахункової конусної інерційної дробарки.

Статистичний момент дебалансу, що має перетин у вигляді сектора кругового кільця із зовнішнім радіусом  $R$  і внутрішнім  $r$  і товщиною  $h$

$$M_{\text{ст}} = \frac{2}{3} \cdot (R^3 - r^3) \cdot \sin \alpha \cdot h \cdot \gamma, \quad (2.77)$$

де  $\alpha = 90^\circ$  – половина кута сектора.

Необхідний статистичний момент дебалансу

$$M_{\text{ст}} = \frac{13500 \cdot 0,5}{4} = 1687 \text{ кг/см.}$$

З конструктивних міркувань приймаємо  $r = 250$  см,  $h = 180$  см.

Маємо рівняння

$$\frac{2}{3} \cdot (R^3 - 12^3) \cdot 1 \cdot 18,8 \cdot 7,85 \cdot 10^{-3} = 1192 \quad (2.78)$$

Звідки

$$R^3 = \frac{1687}{\frac{2}{3} \cdot 450 \cdot 7,85 \cdot 10^{-3}} + 12^3 = 19718 \text{ см}^3,$$

де  $R = 450$  см – зовнішній радіус делалансу;  $r = 250$  см – внутрішній (посадковий) діаметр дебалансу;  $h = 180$  см – прийнята за розрахунками товщина дебалансу.

Розрахунок ексцентрику та дебалансу дробарки на синхронізацію [15]:

Розрахунок зводиться до імовірно – статистичній оцінці не виявлення у праці механізмів ексцентрика конусної інерційної дробарки перекручувань траєкторії коливань, що перевищують деякі наперед задані значення.

Максимально можливий розкид  $q_w$  парціальних швидкостей обертання дебалансу ексцентрика дробарки.

$$L^* = \frac{n_c}{n_c - n_{\text{НОМ}}}, \quad (2.79)$$

де  $n_c = 100$  об/хв – синхронна швидкість обертання електродвигуна;

$n_{\text{НОМ}} = 965$  об/хв – номінальна швидкість обертання електродвигуна;

$L_H = M_{\text{НОМ}} = 2223$  кг/см – номінальний момент електродвигуна.

$$L^* = \frac{1000}{1000 - 965} \cdot 2223 = 63514 \text{ кг/см},$$

$$K^* = \frac{30}{\pi} \cdot \frac{L_n}{n_c - n_{yj\nu}} = \frac{30}{3,14} \cdot \frac{2223}{1000 - 965} = 607 \text{ кг/см} \cdot \text{с}, \quad (2.80)$$

$$q_w^{(c)} = \frac{1}{4} \cdot \frac{n_c - n_{\text{НОМ}}}{n_c} = \frac{1000 - 965}{4 \cdot 1000} = 0,00875 = 0,875\%,$$

де  $q_k = 57\%$

$$\nu = \frac{K}{K^*} = \frac{14,9}{607} = 0,0245,$$

де

$$K = \frac{M_{\text{тр}}}{w} = \frac{4 \cdot F \cdot f \cdot d}{2 \cdot w} = \frac{2 \cdot 8850 \cdot 0,005 \cdot 17}{101} = 14,9 \text{ кг/см} \cdot \text{с},$$

$M_{\text{тр}}$  – момент тертя в 4-х опорних підшипниках ексцентрику;  $f = 0,005$  – номінальний коефіцієнт тертя в сферичних роликоті підшипниках ексцентрику.

$$\frac{\nu}{(1 + \gamma)^2} = \frac{(2,45 \cdot 10^{-2})^2}{(1 + 2,45 \cdot 10^{-2})^2} = 5,72 \cdot 10^{-4},$$

$$q_w = \sqrt{q_w^{(c)} + \frac{\nu^2}{(1 + \gamma)^2} \cdot q_k^2} = \sqrt{0,875^2 + 6,72 \cdot 10^{-4} \cdot 57^2} = 1,62\%. \quad (2.81)$$

Гранично можливий розкид  $q_w$  парціальних швидкостей від обертів дебалансу становить 1,62 %.

Максимально можлива різниця  $\alpha$  фаз обертання дебалансу.

При зовсім однакових парціальних швидкостях обертання осьових центрів дебалансу різниця фаз обертання  $\alpha$  дорівнює нулю.

Однак, як обчислено в розділі розходження парціальних швидкостей може досягати 1,62 %.

Ідеалізуючи ексцентрик у вигляді стрижня з масою  $M = 9,99 \text{ (кг} \cdot \text{с}^2\text{)}/\text{см}$ , маючого довжину  $L = 3000 \text{ см}$  одержимо момент інерції щодо його центра ваги

$$I_{\text{КС}} = \frac{M}{12} \cdot L^2 = \frac{9,99}{12} \cdot 3000 = 387969 \frac{\text{кг} \cdot \text{с}^2}{\text{см}}$$

Одержимо загальний момент інерції  $I$  ексцентрику дробарки

$$I = I_{\text{КС}} + M_{\alpha_0}^2 + 2 \cdot m \cdot \alpha^2 = 378969 + 9,99 \cdot 41^2 + 2 \cdot 1,89 \cdot 125^2 = 463825 \text{ кг} \cdot \text{с}/\text{м}/\text{с}^2. \quad (2.82)$$

Модуль вібраційного моменту  $|W_{12}|$

$$|W_{12}| = \left( \frac{P \cdot \xi}{g} \right)^2 \cdot \frac{\alpha^2}{I} = \left( \frac{3375}{981} \right)^2 \cdot \frac{125^2}{463825} = 0,426.$$

Максимально можлива величина  $\alpha$  різниці фаз обертання дебалансу

$$\alpha = \frac{q_w}{|W_{12}| \cdot \frac{2 \cdot L^*}{(K + K^*)^2}} = \frac{0,00875 \cdot (607 + 14,9)^2}{0,426 \cdot 2 \cdot 63514} = 0,0625 \text{ рад.}$$

Оцінка максимально можливих перекручувань траєкторії коливань.

З-за можливості появи різниці фаз  $\alpha = 0,0125 \text{ рад}$  дебалансу поряд з лінійною силою, що обурює, практично колишньої величини може створюва-

ти осцилюючий крутний момент, що може викликати крутильні коливання ексцентрику дробарки щодо осі, що проходить через центр ваги дробарки перпендикулярно площині обертання вібраторів. Цей осцилюючий момент може мати амплітуду

$$M_{\text{осц}} = \alpha \cdot F \cdot \alpha = 125 \cdot 35400 \cdot 0,0625 = 276563. \quad (2.83)$$

Амплітуда  $A_{\varphi}$  вимушених крутильних коливань складе

$$A_{\varphi} = \frac{M_{\text{осц}}}{I \cdot \omega^2} = \frac{276563}{469825101^2} = 5,85 \cdot 10^{-5} \text{ рад,}$$

де  $M_{\text{осц}}$  – осцилюючий момент;  $I$  – загальний момент інерції ексцентрику дробарки;  $\omega^2$  – модуль вібраційного моменту.

Можливість появи таких перекручувань можна вважати прийнятною, тому використання саме синхронізації можна вважати виправданим.

## **2.4 Монтаж, ремонт, змащення**

### **2.4.1 Прив'язка машини до технологічного тракту**

Перед монтажем приводу дробарки виконують приймання фундаменту, яке передбачає контроль відповідності його геометричних параметрів проєктним вимогам як у плані, так і за висотними відмітками. Перевіряють правильність встановлення анкерних болтів, їхні габарити та взаємне розташування. Окрему увагу приділяють стану і точності монтажу плашок, які закріплюють поздовжні та поперечні осі фундаменту, а також реперів, що визначають висотні позначки опорних площадок для встановлення обладнання [16].

За вихідну нульову висотну відмітку приймається рівень фундаменту. Поверхня, на яку спирається рама з приводом, повинна бути строго горизон-

тальною. Контроль горизонтальності рами здійснюється за допомогою теодоліта або нівеліра. Вимірювальний прилад встановлюють на раму привода та по контуру монтажних вузлів дробарки, після чого виконують перевірку її положення в горизонтальній площині.

Для забезпечення правильного встановлення рами привода та монтажних вузлів у плані, під час виготовлення конструкції на рамі наносять позначки базових осей. Це дає змогу точно орієнтувати обладнання під час монтажу.

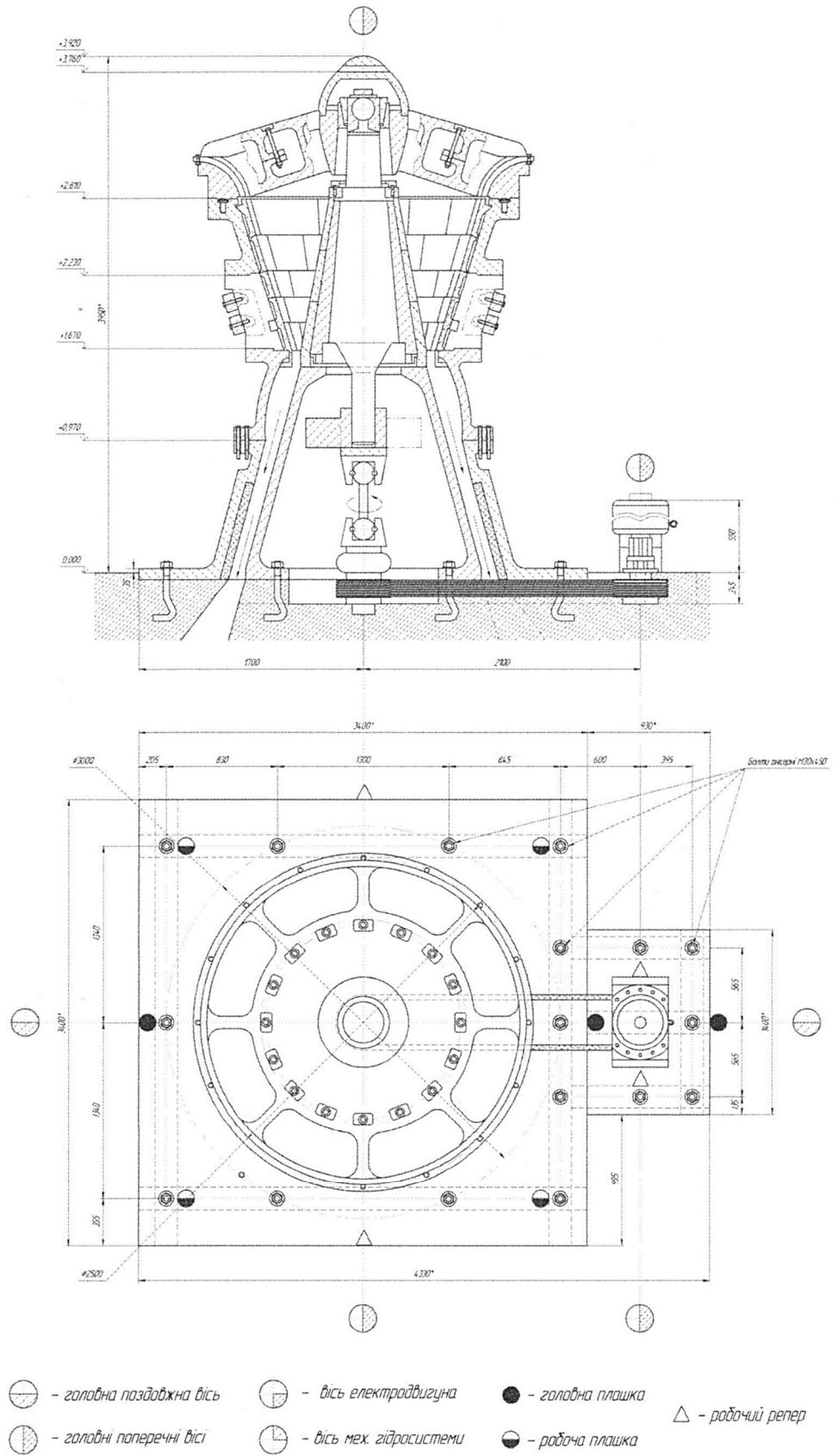
Перед початком будівництва об'єкта та монтажу технологічного обладнання розробляють і закладають геодезичну розбивочну основу будівельного майданчика. Вона включає планову та висотну складові. Планова геодезична основа являє собою сукупність закріплених точок із визначеними координатами, тоді як висотна основа формується з реперів — точок із відомими висотними відмітками.

Точки будівельної сітки зазвичай інвертують і використовують як репери висотної розбивочної основи, прив'язуючи їх до державної нівелірної мережі.

На основі геодезичної розбивочної основи будівельного майданчика проєктують і виносять у природу геодезичне обґрунтування монтажу, яке включає систему планових осей та висотних відміток, необхідних для встановлення і вивірки обладнання. Усі планові осі та висотні відмітки поділяють на основні та допоміжні. [16] Схема геодезичного обґрунтування монтажу конусної інерційної дробарки наведена на рис. 2.13.

#### **2.4.2 Технологічна карта монтажу**

Вузли дробарки доставляються до місця монтажу у зібраному стані залізничним транспортом. Їх розвантаження здійснюється мостовим краном. Для запобігання пошкодженню чалочних канатів на гострих кромках деталей під них обов'язково підкладають захисні прокладки.

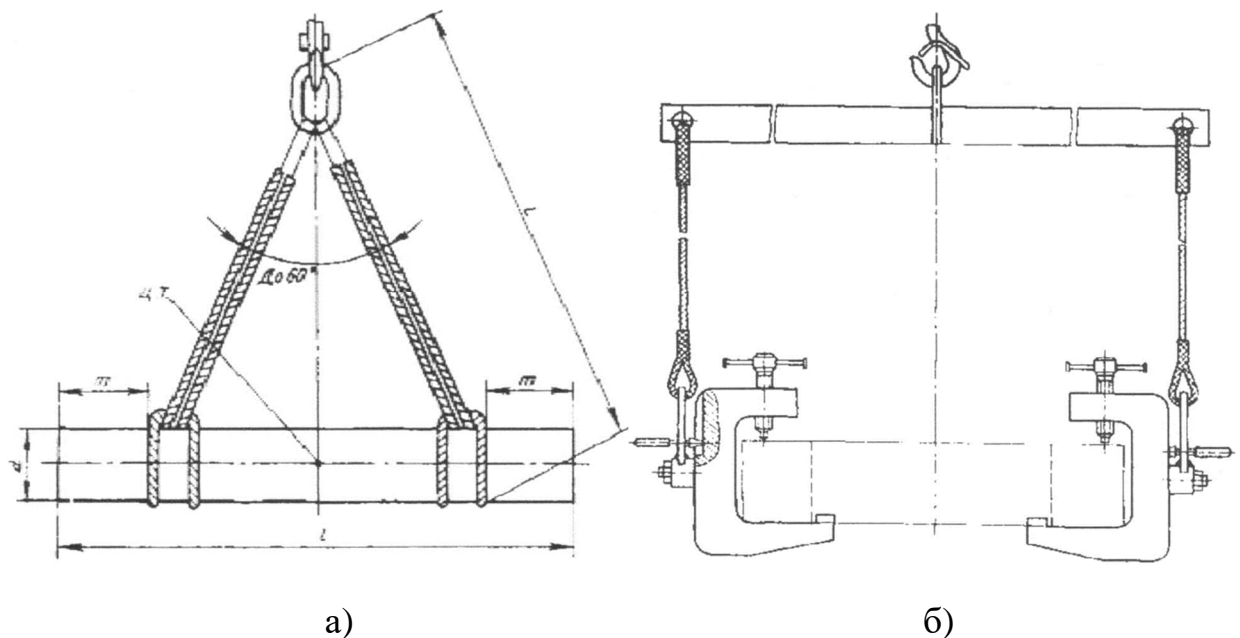


**Рис. 2.13** Геодезичне обґрунтування монтажу дробарки  
(розроблено автором)

Вузли приводу та окремі великогабаритні деталі після розвантаження встановлюють на спеціальні опорні підкладки, не допускаючи їх розміщення безпосередньо на ґрунті.

При цьому відстань від поверхні ґрунту до нижньої поверхні встановлених вузлів повинна бути не менше 200 мм. Під час розвантаження також контролюється, щоб відстань між розміщеним обладнанням і віссю залізничної колії становила не менше 2,5 м.

Схеми стропування ексцентрика та окремих елементів рами наведені на рис. 2.14.

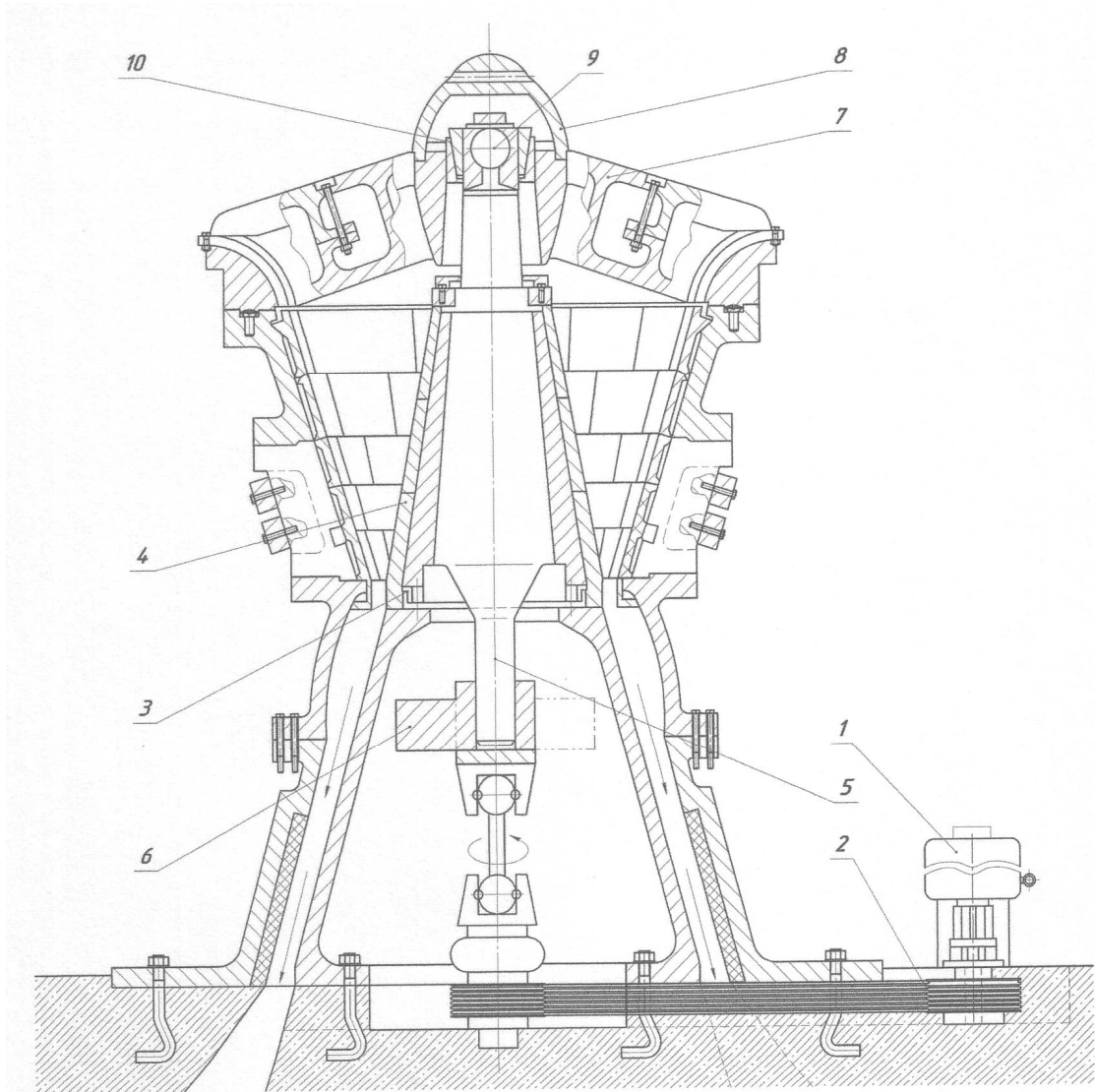


а - ексцентрик; б - листова заготівка

**Рис. 2.14. Схема строповки**

(розроблено автором)

Монтаж елементів дробарки доцільно виконувати поетапно, починаючи з окремого встановлення основних вузлів і деталей, відповідно до монтажного креслення (рис. 2.15). Насамперед здійснюють установлення корпусу дробарки, ретельно вивіряючи його положення за рівнем, після чого виконують остаточне закріплення. Після цього переходять до монтажу ексцентрика дробарки, забезпечуючи його точне виставлення відповідно до проєктних вимог.



№ поз.	Найменування	Кількість	Одиниці	Загальна
			Вага	
1	Планетарний мотор – редуктор МПО-2-500-22-40	1	880	880
2	Ремінь клиновий А-1500Т ГОСТ 1284-86	9	4,22	37,98
3	Конус рухомий	1	950	950
4	Захисна броня	1	1100	1100
5	Ексцентрик	1	2035	2035
6	Дебаланс	1	450	450
7	Верхня броня корпусу	1	2011	2011
8	Кришка	1	255	255
9	Сфера	1	180	180
10	Підшипник шарнірний 1-ЕШС15КУ ГОСТ 3635-78	1	655	655

**Рис. 2.15. Монтажне креслення приводу конусної інерційної дробарки**  
(розроблено автором)

Установлення дебалансу виконують лише після завершення монтажу ексцентрика.

Направляючі воронки до розвантажувального бункера та завантажувального отвору монтують після встановлення футеровки, що дає змогу забезпечити правильне взаємне розташування елементів. Після остаточного затягування фундаментних болтів приступають до монтажу пелюсткової муфти та шків пасової передачі. Далі виконують установлення металевих конструкцій приводної станції на проєктній висотній відмітці.

Після завершення монтажу основного обладнання здійснюють встановлення елементів наявного приводу, зокрема електродвигуна, редуктора, проміжних валів і муфт. На заключному етапі проводять остаточну вивірку та перевірку змонтованого обладнання з метою виявлення можливих неточностей і дефектів, що забезпечує надійну та безпечну експлуатацію дробарки.

Технологічна карта монтажу вузлів та деталей конусної інерційної дробарки наведено в табл. 2.3.

Відомість необхідних для монтажу матеріалів приведена в табл. 2.4, відомість монтажного устаткування, пристроїв та інструментів наведена в табл. 2.5.

Таблиця 2.4

#### Відомість необхідних для монтажу матеріалів

Найменування	Од. вимірювання	Кількість
Гас технічний	л	14,1
Обтиральні матеріали	кг	2
Кисень	м <sup>3</sup>	3

Примітка. Джерело: розроблено автором





Таблиця 2.5

## Відомість монтажного устаткування та інструментів

Найменування	Од. вимірювання	Кількість
Ключі гайкові від <u>S12</u> до <u>S100</u>	<u>шт</u>	12
<u>Електромостовий</u> кран Q = 20/5 т	<u>шт</u>	1
Кувалда	<u>шт</u>	2
Зубило слюсарне	<u>шт</u>	2
Строп <u>СКП 5×2500</u> ДСТУ <u>БВ 2,8-10-98</u>	<u>шт</u>	2
Рівень слюсарний	<u>шт</u>	1

Примітка. Джерело: розроблено автором

### 2.4.3 Зношення відповідальних деталей та методи їх відновлення

Основним завданням ремонту є повне відновлення працездатності деталі або складальної одиниці до стану, що відповідає рівню нових виробів, із забезпеченням усіх встановлених технічних вимог. Крім цього, під час ремонту передбачається підвищення несучої здатності та довговічності елементів шляхом застосування сучасних методів відновлення деталей і прогресивних технологій їх зміцнення. [17]

Ремонтні роботи виконують відповідно до ремонтних креслень, на яких зазначають лише ті розміри, допуски та технічні вимоги, що повинні бути забезпечені безпосередньо в процесі ремонту. Ремонтну документацію розробляють на основі детального аналізу характерних дефектів, пошкоджень і зносів деталей з метою максимально повного врахування всіх необхідних видів ремонтних операцій. У разі, якщо дефекти мають систематичний характер, у технології ремонту передбачають спеціальні заходи, спрямовані на підвищення несучої здатності та зносостійкості відповідних елементів.

За придатністю до ремонту деталі поділяють на дві основні групи. До першої належать неремонтопридатні деталі, ремонт яких технічно неможливий або заборонений нормативними вимогами. До них відносять пружини з тріщинами або зламами, клинові ремені, а також вали зі скручуванням або

тріщинами. До другої групи належать усі інші типові та нетипові деталі й механізми, які допускається відновлювати.

Ремонт валів і осей повинен забезпечувати усунення таких характерних дефектів, як викривлення (прогин), зношування шийок і цапф, пошкодження поверхонь під сальники, порушення посадкових поверхонь, розбивання шпонкових пазів, а також ушкодження різьбових з'єднань. У разі наявності викривлення ремонтні роботи починають з виправлення валу. Прямолінійність валу або ексцентрика перевіряють за допомогою індикатора при встановленні в центрах токарного верстата або на призмах. Для валів із частотою обертання до 500 об/хв допустимий прогин становить 0,15 мм на 1 м довжини, але не більше 0,3 мм на всю довжину; при частоті понад 500 об/хв – відповідно 0,1 мм на 1 м, але не більше 0,2 мм загалом.

Прогини валів і осей до 0,5 мм усувають шліфуванням, а при більших значеннях застосовують холодне виправлення або виправлення нагріванням із боку опуклої частини, при якому вирівнювання відбувається за рахунок внутрішніх напружень матеріалу.

Відновлення зношених поверхонь валів відповідального призначення здійснюють, як правило, методом хромування або обробкою на ремонтний розмір зі зменшенням діаметра не більше ніж на 3 %. В інших випадках допускається застосування наплавлення, напилення або металізації. За значних зносів ефективним є вібродугове наплавлення. При цьому довжина наплавленої ділянки повинна перевищувати довжину шийки валу, щоб зона концентрації напружень не збігалася з жолобником.

Ремонт шпонкових пазів виконують шляхом фрезерування під збільшений розмір із подальшою механічною обробкою або заварюванням зношеного паза та нарізуванням нового зі зміщенням на  $90^\circ$  або  $120^\circ$ . Шліцьові з'єднання при незначних зносах відновлюють вібродуговим наплавленням або методом вдавнення, а при значних – газовим чи електродуговим наплавленням. Для зменшення термічного впливу доцільно наплавляти матеріал лише з одного боку шліца.

Незначні пошкодження різьби усувають прогоном різьбонарізного інструменту. У разі зриву двох і більше ниток або значного зношування профілю різьби зовнішню різьбу відновлюють наплавленням із подальшим нарізуванням нової на старому або новому місці, а внутрішню різьбу виконують у повторно просвердлених отворах.

Під час ремонту підшипників ковзання відновлюють втулки та вкладиші. Чавунні й бронзові втулки зі значним зношуванням або тріщинками підлягають бракуванню. Бронзові втулки з невеликим зношуванням (до 2 %) відновлюють обтисненням із подальшою обробкою до необхідних розмірів. Вкладиші ремонтують шляхом перезаливання або металізації. Наприклад, зношений шар свинцевої бронзи відновлюють застосуванням псевдосплаву мідь-свинець.

Ремонт складальних одиниць із підшипниками кочення зводиться до відновлення посадкових поверхонь корпусів, оскільки самі підшипники кочення ремонту не підлягають. Посадкові поверхні відновлюють наплавленням із наступною механічною обробкою, а при значній товщині стінок корпусу можливе застосування додаткових ремонтних деталей.

Під час ремонту зубчастих передач усувають зношування зубів по товщині, викришування та злам зубів, зношування отворів маточин, шліців і шпонкових пазів, тріщини ободів і маточин, а також порушення з'єднання зубчастих вінців з маточинами. Зубчасті колеса механізмів підйому та інших відповідальних механізмів при наявності зазначених дефектів, як правило, замінюють новими незалежно від ступеня зношування зубів, допускаючи їх подальше використання лише в менш відповідальних вузлах.

Відновлення товщини зубів здійснюють наплавленням, коригуванням профілю, напресуванням зубчастого вінця. Наплавлення застосовують для шестірень і коліс відкритих тихохідних передач низької точності: при модулях до 5...6 мм — суцільним кільцевим наплавленням, а при модулях понад 10 мм — по зношеному профілю зуба. Ремонт коригуванням полягає у зменшенні діаметра ділильної окружності колеса до ремонтного значення з пода-

льшою механічною обробкою для отримання нормальної товщини зуба. При цьому сполучену шестірню, як менш дорогу деталь, виготовляють новою з позитивною корекцією. [17]

#### **2.4.4 Розробка графіка планово-попереджувальних ремонтів**

Ремонт конусної інерційної дробарки проводиться з метою відновлення її справного стану та забезпечення повної працездатності. Під справністю дробарки розуміють такий стан, коли вона повністю відповідає вимогам первісної технічної документації. Працюючою вважається установка, у якій всі основні параметри перебувають у допустимих межах, а резервні механізми працюють без відмов. Працездатність дробарки визначається її здатністю виконувати призначені функції, при цьому незначні відхилення другорядних параметрів не впливають на роботу устаткування.

Сам ремонт можна розглядати як сукупність організаційних та технічних заходів, спрямованих на підтримку або відновлення вартості основних фондів. До таких заходів також відносять заміну несправних механізмів і деталей. Залежно від характеру ушкоджень та ступеня зношування деталей, розрізняють три види ремонтів: поточний, середній та капітальний.

Під час поточного ремонту виконують, здебільшого, регулювальні роботи, заміну або відновлення окремих деталей і вузлів, а також усунення дрібних пошкоджень. Середній ремонт передбачає частковий розбір устаткування з усуненням виявлених дефектів; у деяких випадках окремі вузли можуть пройти капітальну реставрацію. Капітальний ремонт включає повне розбирання агрегату, детальну перевірку всіх вузлів і деталей та усунення будь-яких поломок. При цьому часто зношені деталі замінюють новими, а наприкінці виконують регулювання та випробування всіх механізмів спочатку на холостому ходу, а потім під навантаженням.

Відповідно до положення про технічне обслуговування та ремонти механічного обладнання підприємств чорної металургії компанії «АрселорМіт-

тал Кривий Ріг», для дроблячого обладнання передбачено три види ремонтів: поточний (Т1), середній (Т2) та капітальний (К). Витрати на поточні ремонти включаються до собівартості продукції цехів, а витрати на капітальні ремонти покриваються за рахунок амортизаційного фонду. Реконструкція дробарки здійснюється за рахунок кредитних коштів із відповідною зміною балансової вартості агрегату.

Зміст конкретних робіт для кожного виду ремонту розробляють відділи головних механіків підприємства «АрселорМіттал Кривий Ріг». Для поточного ремонту (Т1) основні роботи включають зовнішній огляд дробарки та очищення її від пилу, бруду, масла, каменів і сторонніх предметів. Крім того, проводять обтягування болтів кріплення лицювальних плит фундаменту, регулювання клинів механізмів, ревізію та обслуговування мастилопроводів, ремонт і перезавантаження систем змащення, налагодження гідроапаратури насосів і систем керування, огляд механізмів завантаження та частковий ремонт металоконструкцій. Також перевіряють електрообладнання, регулюють кінцеві вимикачі та виявляють дефекти, що підлягають усуненню під час наступного ремонту.

Середній ремонт (Т2) включає всі роботи поточного ремонту, а додатково передбачає заміну бронзових втулок у гідроциліндрах, заміну швидкозношуваних лицювальних плит, наплавлення поверхонь дроблячого та стаціонарного конусів, ревізію й ремонт маслоохолоджуючих пристроїв, огляд і ремонт металоконструкцій усіх механізмів дробарки, а також часткову заміну гідроапаратури насосів і систем керування. Крім того, у ході середнього ремонту уточнюють перелік дефектів і визначають деталі та вузли, які підлягатимуть реставрації або заміні під час капітального ремонту. [18]

Перспективний планово-попереджувальних ремонтів наведений в табл. 2.6.

Таблиця 2.6

## Графік планово-попереджувальних ремонтів

Місяці	Січень			Лютий			Березень			Квітень			Травень			Червень			Липень			Серпень			Вересень			Жовтень			Листопад			Грудень					
	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3			
Ремонти	-	П	-	П	-	-	-	П	-	П	-	С	-	П	-	-	П	-	-	П	-	-	П	-	П	-	-	П	-	-	П	-	-	П	-	-	П	-	-

Примітка. Джерело: дані ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг»

### 2.4.5 Змашення

Визначення режиму плинун рідини в гідросистемі.

Розрахункова формула [19]

$$Re = \frac{V \cdot d}{\nu}, \quad (2.84)$$

де  $V$  – швидкість потоку;  $d$  – внутрішній діаметр труби;  $\nu = 0,23$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості;  $Re$  – число Рейнольда, що при ламінарному режимі  $Re \leq 2200 \dots 2300$ , а при турбулентному –  $Re > 2200 \dots 2300$ .

Знаходимо чому дорівнює число Рейнольда в трубопроводах:  
у напірному трубопроводі

$$Re = \frac{600 \cdot 4}{0,23} = 10434 > 2200 \dots 2300, \quad (2.85)$$

в усмоктувальному трубопроводі

$$Re = \frac{120 \cdot 9}{0,23} = 4695 > 2200 \dots 2300,$$

у зливному трубопроводі

$$Re = \frac{200 \cdot 7}{0,23} = 6086 > 2200 \dots 2300,$$

Таким чином, рух рідини у всіх трубопроводах гідросистеми турбулентний.

Розрахунок і вибір напору трубопроводу.

Швидкість руху рідини в напірному трубопроводі приймаю  $V_H = 6$  м/с [19].

Витрата рідини визначаємо по витраті в споживані, тоді внутрішній діаметр трубопроводу знаходимо із залежності [19].

$$V_H = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_1^2}, \quad (2.86)$$

де  $V_H$  – швидкість плинину рідини, м/с;  $Q$  – витрата рідини, л/хв;  $d_1$  – внутрішній діаметр труби, мм.

Звідки

$$d_1 = 4,6 \cdot \sqrt{\frac{Q}{V_H}} = 4,6 \cdot \sqrt{\frac{456}{6}} = 40 \text{ мм.} \quad (2.87)$$

Приймаю для напірного трубопроводу безшовну, циліндричну, гарячекатану трубу зі сталі 20, що допускає таку напругу, на розтягування

$$[\sigma]_p = 95 \text{ мПа.}$$

У гідросистемі напірний трубопровід піддається внутрішньому статичному тиску й працює в умовах усталістних навантажень. Визначаємо товщину стінки з умови

$$\Delta_1 = \frac{d_1}{2} \cdot \left( \sqrt{\frac{[\sigma]_p + \rho_{ж}}{[\sigma]_p - \rho_{ж}}} - 1 \right) = \frac{40}{2} \cdot \left( \sqrt{\frac{95 + 16}{95 - 16}} - 1 \right) = 3,7 \text{ мм.} \quad (2.88)$$

Приймаю  $\Delta_1 = 5$  мм, тоді зовнішній діаметр трубопроводу буде дорівнювати

$$d_{\text{зовн.1}} = d_1 + 2 \cdot \Delta_1 = 40 + 2 \cdot 5 = 50 \text{ мм},$$

що відповідає ГОСТ 8732-70 [8].

Розрахунок і вибір усмоктувального трубопроводу.

Приймаю швидкість руху рідини в усмоктувальному трубопроводі рівну  $V_B = 1,2$  м/с [19], тоді внутрішній діаметр усмоктувального трубопроводу буде дорівнювати

$$d_2 = 4,6 \cdot \sqrt{\frac{Q}{V_B}} = 4,6 \cdot \sqrt{\frac{456}{1,2}} = 90 \text{ мм}. \quad (2.89)$$

Усмоктувальний трубопровід працює в умовах деякого розрідження, тому товщину стінки для нього приймаю  $d_2 = 2$  мм, тоді зовнішній діаметр усмоктувального трубопроводу буде дорівнювати

$$d_{\text{зовн.2}} = d_2 + 2 \cdot \Delta_2 = 90 + 2 \cdot 2 = 94 \text{ мм},$$

що відповідає ГОСТ 8732-70 [8].

Розрахунок і вибір зливального трубопроводу.

Приймаю швидкість руху рідини в зливальному трубопроводі рівну  $V_C = 2$  м/с [19], тоді внутрішній діаметр зливального трубопроводу буде

$$d_3 = 4,6 \cdot \sqrt{\frac{Q}{V_C}} = 4,6 \cdot \sqrt{\frac{456}{2}} = 70 \text{ мм}. \quad (2.90)$$

Для зливального трубопроводу приймаю циліндричну, безшовну, гарячекатану трубу зі сталі 20 з допуском напруги, що, на розтягання  $[\sigma]_p = 95$  МПа.

Знаходимо товщину стінки для зливального трубопроводу

$$\Delta_3 = \frac{d_3}{2} \cdot \left( \sqrt{\frac{[\sigma]_p + \rho_{\text{ж}}}{[\sigma]_p - \rho_{\text{ж}}}} - 1 \right) = \frac{70}{2} \cdot \left( \sqrt{\frac{95 + 16}{95 - 16}} - 1 \right) = 6,5 \text{ мм.}$$

Тоді зовнішній діаметр зливального трубопроводу буде дорівнювати

$$d_{\text{зовн.3}} = d_3 + 2 \cdot \Delta_3 = 70 + 2 \cdot 6,5 = 83 \text{ мм.}$$

Для зливного трубопроводу приймаю циліндричну, безшовну, гарячекатану трубу зі сталі 20.

Вибір робочої рідини для гідросистеми дробарки

Особливістю умов, у яких буде працювати гідросистема, є підвищена температура навколишнього середовища й вплив теплового випромінювання на робочу рідину, що зменшує її в'язкість.

При підвищених температурах (понад 150°C) застосовуються синтетичні полісилоксанові рідини.

Вони витримують нагрівання до 370°C, мають в'язкість у широких межах, однак володіють рядом недоліків.

Ці рідини розчиняють матеріал ущільнень, уступають мінеральним маслам по протизносним їм властивостям, що змащують, мають дуже високу плинність.

Тому як робоча рідина приймаю суміш у складі 80 % масла індустріального 30 (в'язкість при температурі 50°C  $V = 28$  вод. ст. або  $^{\circ}E = 3,1$ ; температура спалаху 230°C) і 20% полісилоксанової рідини  $^{\circ}E = 16$ .

В'язкість суміші буде дорівнювати

$$\begin{aligned} \textcircled{\circ} E_{\text{сум.}} &= \frac{a \cdot E_1 + b \cdot E_2 + k \cdot (\textcircled{\circ} E_1 - \textcircled{\circ} E_2)}{100} = \\ &= \frac{0,83 \cdot 3,1 + 0,2 \cdot 16 - 25 \cdot (3,1 - 16)}{100} = 3,3 = 23 \text{ Ст,} \end{aligned}$$

де  $a$  і  $b$  – зміст компонентів, у %;  $\textcircled{\circ} E_1$  і  $\textcircled{\circ} E_2$  – в'язкість компонентів;  $k$  – емпіричний компонент.

Розрахунок необхідного робочого тиску насоса з урахуванням втрат тиску в гідросистемі.

Гідросистема складається з однієї головної напірної лінії. Розрахунок потрібного тиску насоса ведемо по цій лінії, тому що ця лінія сама потужна в гідросистемі.

Максимальний тиск рідини в гідросистемі знаходимо по формулі

$$P_{\text{н}} = P_{\text{с.ц.}} + \sum \Delta p, \quad (2.91)$$

де  $P_{\text{с.ц.}} = 16$  мПа, тиск для силових циліндрів;  $\sum \Delta p$  – сумарні втрати тиску, які становлять

$$\begin{aligned} \sum \Delta p &= \sum \Delta p_{\text{с.ц.}} + \sum \Delta p_{\text{р.п.}} + \sum \Delta p_{\text{кл.}} + \sum \Delta p_{\text{р.}} + \\ &+ \sum \Delta p_{\text{м.п.}} + \sum \Delta p_{\text{н.тр.}} \end{aligned} \quad (2.92)$$

де  $\sum \Delta p_{\text{с.ц.}}$  – втрати тиску в силових гідроциліндрах;  $\sum \Delta p_{\text{кл.}}$  – втрати тиску у зворотних клапанах;  $\sum \Delta p_{\text{р.}}$  – втрати тиску в розподільниках;  $\sum \Delta p_{\text{р.п.}}$  – втрати тиску в регуляторах потоку;  $\Delta p_{\text{м.п.}}$  – місцеві втрати;  $\Delta p_{\text{н.тр.}}$  – втрати тиску в напірному трубопроводі.

Втрати тиску визначаються по формулах [19] і за паспортними даними.

Втрати тиску в силових гідроциліндрах становлять

$$\sum \Delta p_{\text{м.п.}} = 0,05 \cdot P_{\text{с.ц.}} \cdot n = 0,05 \cdot 16 \cdot 6 = 4,8 \text{ мПа.} \quad (2.93)$$

Втрати тиску у зворотних клапанах

$$\sum \Delta p_{\text{кл.}} = 0,3 \cdot 1 = 0,3 \text{ мПа.} \quad (2.94)$$

Втрати тиску в регуляторах потоку

$$\sum \Delta p_{\text{р.п.}} = \Delta p_{\text{р.п.}} \cdot n = 0,4 \cdot 6 = 2,4 \text{ мПа.} \quad (2.95)$$

Втрати в розподільниках

$$\sum \Delta p_{\text{р.}} = \sum \Delta p_{\text{р.}}^{\text{с.ц.}} \cdot n = 0,3 \cdot 6 = 1,8 \text{ мПа.} \quad (2.96)$$

Втрати тиску в напірному трубопроводі

$$\Delta p_{\text{н.тр.}} = \frac{650 \cdot Q_{\text{н}} \cdot l}{d_{\text{н.тр}}^4} = \frac{650 \cdot 2831,3 \cdot 40}{40^4} = 28,8 \text{ мПа,} \quad (2.97)$$

де  $Q_{\text{н}}$  – номінальна витрата рідини л/хв;  $l$  – довжина трубопроводу, м;  $d_{\text{н.тр}}$  – діаметр напірного трубопроводу, мм.

Місцеві втрати тиску становлять

$$\begin{aligned} \sum \Delta p_{\text{м.п.}} &= \mu \cdot \frac{V_H^2 \cdot \gamma}{2 \cdot g} \cdot n = \\ &= 0,125 \cdot \frac{600^2 \cdot 0,0009}{2 \cdot 9,81} \cdot 60 = 1,24 \text{ мПа}, \end{aligned} \quad (2.98)$$

де  $V_H$  – швидкість рідини в напірному трубопроводі, див/с;  $n$  – кількість вигинів трубопроводу.

Визначення ємності бака для робочої рідини.

Ємність бака визначається з 4-х хвилинної максимальної продуктивності гідронасоса [19].

У нашому випадку бак будемо розраховувати по максимальній 4-х хвилинній продуктивності 6 гідронасосів

$$V_6 = Q_H \cdot n \cdot t = 470 \cdot 6 \cdot 4 = 11280 \text{ л} = 11,28 \text{ м}^3, \quad (2.99)$$

де  $Q_H$  – номінальна подача насоса, л/хв;  $n$  – число насосів;  $t$  – час, хв.

Приймаємо розміри бака (в метрах)  $L \times B \times H = 2 \times 2,5 \times 1,6$ , де  $L$  – довжина бака;  $B$  – ширина;  $H$  – висота.

Бак має повітряний і масляний фільтри, показчик рівня мастила.

Карта змащування дробарки приведена в табл. 2.6. Схема точок змащування приведені на рис. 2.16.

## 2.5 Економічна доцільність запропонованих рішень

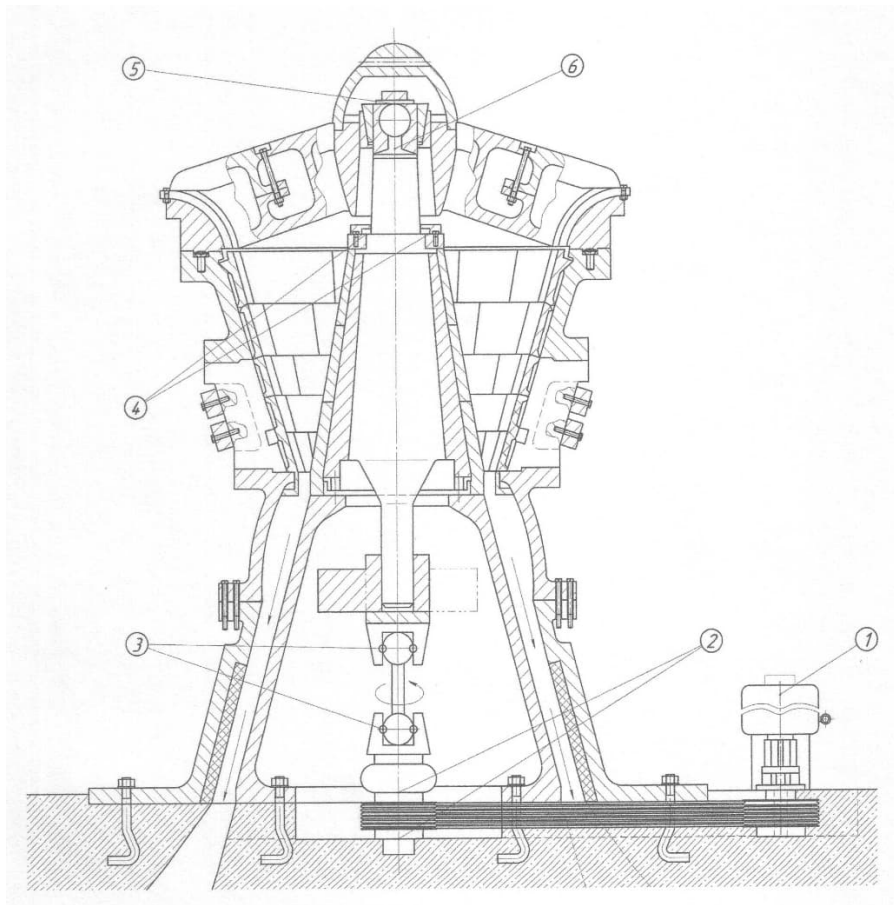
Вартість витрат:

$$K_H = 7711 + 8500 + 9000 + 1110 + 530 + 1220 = 28071 \text{ грн.}$$

### Карта змащення дробарки

№ з/п	Найменування та позначення вузлів	Найменування мастильних матеріалів	Спосіб нанесення	Періодичність перевірки	Кількість мастила у літрах
1	Планетарний мотор-редуктор	Індустріальне І50А ГОСТ 20799-75	Масляна ванна	Через 3 місяці	18
2	Відкрита зубчаста пара	Графітна (ВУС із А) ГОСТ 3333-55	Ручна	Через 3 дні	0,8
3	Муфти граничного моменту	Графітна (ВУС із А) ГОСТ 3333-55	Масляна ванна	Через 3 дні	0,8
4	Опорні блоки	Канатна 39 В ГОСТ 5570-69	Ручна	Через 10 днів	~1,5
5	Шарнірна система	Трансмісійне (нігрол) ГОСТ 610-72	Масляна ванна	Через 2 місяці	~160
6	Сфера, підшипник	УНЮЛ-2 ГОСТ 23510-79	Шприцем	За умовами експлуатації	3,0

Джерело: дані ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг»



**Рис. 2.11. Схема розташування точок змащення дробарки**  
(розроблено автором)

Величина капітальних вкладень на здійснення модернізації розраховується по формулі

$$KB - K_H + M + D - L + PR, \quad (2.100)$$

де  $K_H$  – вартість нового обладнання;  $M$  – вартість монтажу;  $D$  – вартість демонтажу;  $L$  – ліквідаційна вартість обладнання, що підлягає демонтажу й реалізації;  $PR$  – витрати на проєктні роботи.

Вартість проведеного монтажу становить 10% від вартості нового комплексу обладнання й складе

$$M = 0,1 \cdot K_H = 0,1 \cdot 28071 = 2807,10 \text{ грн.} \quad (2.101)$$

Вартість демонтажу становить 5% від вартості нового комплексу обладнання

$$D = 0,05 \cdot K_H = 0,05 \cdot 28071 = 1403,55 \text{ грн.} \quad (2.102)$$

Демонтоване обладнання не підлягає реалізації, а залишається в цеху для забезпечення ремонтів інших вузлів та деталей, що залишилися без реконструкції. Витрати на проєктні роботи становлять 5% від розміру капітальних вкладень, які становлять вартість необхідного устаткування, його монтаж і інші види робіт.

$$\begin{aligned} PR &= (K_H + M + D) \cdot 0,05 = \\ &= (28071 + 2807,10 + 1403,55) \cdot 0,05 = 1614,0825 \text{ грн.} \end{aligned} \quad (2.103)$$

Таким чином, капітальні вкладення складуть

$$KB = 28071 + 2807,10 + 1403,55 + 1614,0825 = 33895,7325 \text{ грн.}$$

Для проведення заходів щодо впровадження проєкту необхідно затратити 33895,7325 грн.

Для визначення економічної ефективності заходів проєкту необхідно визначити собівартість проєктного варіанта. Для цього визначимо зміну обсягу виготовленої продукції, що відбудеться під впливом скорочення простоїв на ремонт і обслуговування (за даними цеху).

Розрахуємо зміну фактичного часу роботи устаткування.

$$\Delta T_{\phi} = \Delta T_{\text{НП}} + \Delta T_{\text{ТР}} = 1 + 10 = 11 \text{ годин,} \quad (2.104)$$

де  $\Delta T_{\text{НП}} = 1 \text{ год}$  – скорочення часу нерегламентованих простоїв;  
 $\Delta T_{\text{ТР}} = 10 \text{ год}$  (6 + 4) – скорочення часу на планові ремонти 1-й і 2-й категорії.

Обсяг виробництва продукції зросте

$$Q_{\text{ПР}} = P_{\text{ПР}} \cdot \Delta T_{\phi} = 156 \cdot 11 = 1716 \text{ т,} \quad (2.105)$$

де  $P_{\text{ПР}} = 156 \text{ т/год}$  продуктивність устаткування.

Коефіцієнт росту продукції складе

$$K_p = Q_{\text{ЗВ}} + Q_{\text{ПР}} / Q_{\text{ЗВ}} = (2015230 + 1716) / 2015230 = 1,00085.$$

Впровадження запропонованого заходу не робить значного впливу на величину заданого на 1 т продукції, тому проєктна їхня кількість залишиться майже на рівні звітнього.

При розрахунку собівартості ціни прийняті на рівні звітньої калькуляції. Калькуляція собівартості показана в табл. 2.7.

Таблиця 2.7

**Калькуляція собівартості одиниці продукції (на 1 тону) з урахуванням  
зміни обсягу продукції**

Статті витрат	До модернізації			Після модернізації		
	В, тонн	На одиницю продукції	На річний обсяг	В, тонн	На одиницю продукції	На річний обсяг тис.
Сировина	2015230	1187,52	2393129,0	2016946	1187,52	2395163,71
Усього відходів	54911	1,91	3848,4		1,91	3852,36686
Усього брак	862	0,04818	97,1		0,04818	97,17646
Разом (-) відходи й брак	55773	1,9578	3945,42		1,9578	3948,7769
Усього по		1185,5618	2389183,5		1185,561	2391214,17
Видатки по переділу						
Енерговитрати (усього)		11,80	23779,714		11,80	23799,9628
Основна з/п виробничих робітників		2,78	5600,1		2,7765	5600,1
Відрахування на соцстрах		1,463956	2949		1,4621	2949
Утримування основних засобів		5,642	11370,0		5,6372	11370,0
Амортизація основних фондів		0,6321	1273,9		0,63412	1278,98436
Поточний рем.		2,74	5520,9		2,73658	5519,5329
Інші видатіси по цеху		0,99179	1998,7		0,99095	1998,7
Разом видатків по переділу		26,049253	52492,314		26,0314	52503,5054
Виробнича собівартість		1211,611	2441674,8		1211,599	2443730,82

Джерело: дані ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг»

Для розрахунку калькуляційних статей собівартості з урахуванням впливу всіх факторів необхідно розрахувати зміну статей під впливом прямих та змінних витрат. До них відносяться витрати на утримання основних коштів, витрати на поточні ремонти й амортизація.

$$\begin{aligned} \Delta AM &= KB \cdot N_A / 100 = 33895,7325 \cdot 15 / 100 = \\ &= 5084,359875 \text{ грн,} \end{aligned} \quad (2.106)$$

де  $KВ = 33895,7325$  грн. – капітальні вкладення;  $H_A$  – норма амортизації, 15% річних.

Розраховуючи на одиницю продукції це складе

$$\begin{aligned} \Delta A' &= \Delta A / Q \cdot K_p = 5084,359875 / 2015230 \cdot 1,00085 = \\ &= 0,00381128. \end{aligned} \quad (2.107)$$

Витрати на проведення поточного ремонту по базовому варіанті складають 2,74 грн/т, час, затрачуваний на усунення позапланових простоїв, пов'язаних з поломками механізму 30 годин (по даним механічної служби цеху), а час, затрачуваний на поточні ремонти становить 45 годин (по даним механічної служби цеху). Тоді вартість однієї години простоїв, пов'язаних з ремонтом механізму.

$$З_{ПР} = З_{ТР} / T_{ВП} + T_{ТР}, \quad (2.108)$$

де  $З_{ТР} = 2,74$  грн/т – витрати по статті «Поточний ремонт» базової калькуляції;  $T_{ВП} = 30$  год – час, пов'язаний з позаплановими зупинками через несправності встаткування;  $T_{ТР} = 45$  год – час, затрачуваний на планові простої.

$$З_{ПР} = 2,74 / ((913 - 30) + (432 - 45)) = 0,00215 \text{ грн/т}. \quad (2.109)$$

За рахунок зниження трудомісткості проведення планових ремонтів на 45% (по даним механічної служби цеху) витрати по статті ремонт складуть

$$\begin{aligned} З_{ПР}^П &= З_{ПР}^Б \cdot 0,45 \cdot T_{ПР} = 0,00215 \cdot 0,45 \cdot 10 = \\ &= 0,009675 \text{ грн/т}. \end{aligned} \quad (2.110)$$

При тій же трудомісткості робіт на усунення непланових простоїв, але при скороченні тривалості таких простоїв на 2 години, витрати складуть

$$Z_{\text{ПН}}^{\text{В}} = Z_{\text{ПР}}^{\text{В}} \cdot T_{\text{ПН}} = 0,00215 \cdot 1 = 0,00215 \text{ грн/т.} \quad (2.111)$$

Прибуток від зниження витрат складе

$$\begin{aligned} \Delta\Pi &= (C_1 - C_2) \cdot Q_{\text{ПР}} = \\ &= (1211,611 - 1211,599) \cdot 2016946 = 24203,352 \text{ грн.} \end{aligned} \quad (2.112)$$

Визначимо строк окупності капітальних вкладень

$$T = \text{КВ}/\Delta\Pi = 33895,7325/24203,352 = 0,944 \text{ року.} \quad (2.113)$$

Порівняння основних техніко-економічних показників до й після впровадження заходу щодо модернізації представлено в табл. 2.8.

Таблиця 2.8

### Зведена таблиця ТЕП

Найменування показників	Од. вим.	Величина показників		Відхилення абсолютні (+,-)
		До впровадження	Після впровадження	
Річний обсяг виробництва	тон	2015230	2016946	+1716
Продуктивність праці	тон/чол	4686,5814	4690,57209	3,99
Річний фонд зарплати, усього	грн	14861109,6	14861109,6	-
Середньодобова чисельність працюючих	чол	430	430	-
у тому числі: основних робітників	чол	380	380	-
Середньомісячна заробітна плата 1-го працюючого	грн	2880,06	2880,06	-
Вартість основних засобів	грн	7943128,96	7994397,61	+51268,65
Фондовіддача	грн	3,80561	3,7844	-0,02121
Фондоозброєність	грн./чол	18472,3929	18591,62235	+119,229
Витрати на виробництво продукції, усього	т. грн	2441674,84	2443730,825	+2055,985
Собівартість одиниці продукції	грн	1211,611	1211,599	-0,012
Капітальні витрати	грн		33895,7325	33895,7325
Річний економічний ефект	грн		24203,352	24203,352
Коефіцієнт економічної ефективності	-		1,4	
Строк окупності	років		0,7	

Джерело: дані ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг»

## РОЗДІЛ 3

### ОРГАНІЗАЦІЯ БЕЗПЕЧНОГО ВИРОБНИЦТВА

#### 3.1 Аналіз основних шкідливостей і небезпечностей

Умови праці на агломераційній характеризуються наявністю низки небезпечних і шкідливих виробничих факторів, які негативно впливають на санітарно-гігієнічний стан робочих місць. До небезпечних факторів, що можуть безпосередньо загрожувати життю та здоров'ю працівників, належать підвищений рівень шуму, зумовлений рухом залізничних поїздів, робота на висоті, а також дія електричного струму напругою 380 В.

Крім того, на працівників впливають шкідливі фактори виробничого середовища. До них відносяться хімічно шкідливі речовини, наявні в повітрі робочої зони, підвищена запиленість та шум. Гранично допустимі концентрації шкідливих речовин регламентуються картою санітарно-гігієнічних умов праці, наведеною в табл. 3.1.

Таблиця 3.1

#### Карта санітарно-гігієнічних умов праці

Фактори виробничого середовища й трудового процесу	Нормативне значення (ГДІ, ГДУ)	Фактична величина
Шкідливі хімічні речовини, мг/м <sup>3</sup> 3-4 клас безпеки оксиду вугл.	2,0	2,9
Пил переважно SiO <sub>2</sub> 10 - 70% фіброгенної дії, мг/м <sup>3</sup>	6,0	12,8
Вібрація (загальна й локальна)	92	104
Шум, дБ(А)	80	101
Мікроклімат у приміщенні: - температура повітря, С° - швидкість руху повітря м/с - відносна вологість повітря, %	13-19 до 0,5 75	25,7 0,2 45,5

Джерело: дані ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг»

Одним із найбільш небезпечних шкідливих факторів на аглофабриці є пил, що утворюється внаслідок роботи механізмів. Пил фіброгенної дії негативно впливає на органи дихання, може спричиняти розвиток

професійних захворювань, зокрема пилового бронхіту, а також значно погіршує виробничу обстановку, знижуючи видимість і ускладнюючи орієнтування в межах робочої зони.

Тривалий вплив шкідливих факторів виробничого середовища може викликати функціональні порушення серцево-судинної та нервової систем, що в окремих випадках призводить до часткової або повної втрати працездатності. Важливу роль у забезпеченні безпеки праці відіграє освітленість робочої зони. Недостатнє освітлення або низька контрастність об'єктів знижують видимість потенційних небезпек, таких як перепади висот або рухомі елементи обладнання. Тому для створення безпечних умов праці необхідно дотримуватися нормативних вимог щодо освітлення та забезпечувати рівномірний розподіл світла з метою зменшення втоми зору, уникнення різких тіней і блиску, що можуть призводити до засліплення.

Окремим небезпечним фактором є теплове випромінювання в зоні роботи агломашин. Тривалий вплив високих температур на організм людини може спричиняти опіки середнього ступеня, а також ураження дихальних шляхів.

### **3.2 Заходи щодо зниження шкідливостей і небезпечностей**

Оскільки відділення дроблення агломераційної фабрики фактично розміщене у напіввідкритому просторі, на умови праці персоналу суттєво впливають несприятливі метеорологічні чинники. До них належать коливання температури повітря, підвищена вологість, значна швидкість повітряних потоків, а також наявність шкідливого пилу. Зменшення негативного впливу цих факторів на працівників, які виконують роботи безпосередньо у виробничій зоні, можливе насамперед за рахунок застосування засобів індивідуального захисту, зокрема респіраторів, спеціального теплового одягу та захисного взуття.

Для операторів, що перебувають у кабінах керування, доцільно реалізувати комплекс інженерних заходів, спрямованих на покращення мікроклімату. Зокрема, кабіни необхідно герметизувати з метою запобігання проникненню пилу, а також обладнати системами вентиляції, кондиціонування та опалення відповідно до пори року й погодних умов. Додатково рекомендується закрити дробарки захисними кожухами для обмеження поширення пилу в робочому просторі та встановити аспіраційні системи для його ефективного видалення.

Зменшення впливу підвищеного рівня шуму на обслуговуючий персонал досягається шляхом шумоізоляції кабін керування та застосування конструктивних рішень, що знижують рівень акустичних коливань у зоні роботи обладнання.

Для усунення або зменшення негативного впливу виробничої вібрації на працівників відділення дроблення доцільно застосовувати комплекс технічних і організаційних заходів. Зокрема, ефективним є встановлення віброізолюючих опор під робочі місця та обладнання, зниження вібраційної активності машин шляхом забезпечення належного статичного і динамічного балансування обертових деталей. У кінематичних схемах приводів рекомендується використовувати косозубі або шевронні зубчасті передачі замість прямозубих, а також, за можливості, замінювати підшипники кочення підшипниками ковзання, у тому числі з текстолітовими вкладишами. Додатково доцільно застосовувати густі мастильні матеріали та підвищувати жорсткість конструкцій шляхом встановлення додаткових ребер жорсткості.

У випадках, коли перелічені заходи не забезпечують необхідного зниження рівня вібрації, слід застосовувати індивідуальні антивібраційні засоби захисту, зокрема спеціальні рукавиці та напівчоботи. Також рекомендується обмежувати тривалість безпосереднього контакту працівників з вібруючим обладнанням, організовуючи регламентовані перерви тривалістю близько 20 хвилин через 1...2 години після початку зміни та через дві години після обідньої перерви. Під час відпочинку доцільно

виконувати гімнастичні вправи та самомасаж кінцівок. З метою підвищення загальної працездатності, стійкості організму до шкідливих чинників і збереження трудової активності рекомендується впровадження виробничої гімнастики, вітамінної профілактики двічі на рік та спеціального харчування.

Для запобігання ураженню працівників електричним струмом необхідно обладнати електроустановки захисними огороженнями та розмістити попереджувальні знаки й плакати з написом «Обережно! Електрична напруга!». Під час виконання ремонтних і налагоджувальних робіт напругу з обладнання слід повністю знімати, виключаючи можливість його випадкового або самовільного ввімкнення. На пускових пристроях при цьому необхідно вивішувати застережні плакати «Не вмикати — працюють люди!», а за потреби застосовувати додаткові захисні засоби.

Перед початком робіт обов'язково перевіряють відсутність напруги за допомогою переносних вольтметрів або індикаторів безпосередньо в зоні виконання робіт, після чого електроустановку заземлюють. Додатковим заходом безпеки є встановлення на електродвигунах захисних кожухів, які при відкриванні автоматично розривають електричне живлення.

Контроль технічного стану ізоляції електромереж доцільно здійснювати за допомогою мегаомметрів не рідше одного разу на сім днів, при цьому опір ізоляції має бути не меншим за 0,5 МОм. Перевірку опору захисного заземлення рекомендується виконувати методом амперметра–вольтметра з використанням електростатичних вольтметрів і вимірювача опору типу М4-16 не рідше одного разу на 14 днів.

З метою запобігання накопиченню зарядів статичної електрики необхідно заземлювати обладнання та комунікації, на яких можливе їх утворення, причому кожну систему слід заземлювати щонайменше у двох точках. Для відведення статичних зарядів, що накопичуються на тілі людини, робочі майданчики рекомендується обладнати гумовим покриттям, а пішохідні доріжки — асфальтовим. Контроль параметрів статичної електрики доцільно здійснювати за допомогою струнних електрометрів, а для

визначення густини зарядів використовувати гальванометри постійного струму. [21]

### **3.2.1 Засоби індивідуального захисту**

Відповідно до чинних санітарних і будівельних норм, зокрема вимог СНіП № 539 від 28.10.2003, працівники виробничих підрозділів повинні бути забезпечені спеціальним одягом і засобами індивідуального захисту. Основне призначення таких засобів полягає у зменшенні або повному усуненні негативного впливу небезпечних і шкідливих факторів виробничого середовища на організм людини.

Оснащення робочих місць здійснюється згідно з галузевими стандартами та передбачає обов'язкову видачу повного комплексу засобів індивідуального захисту, необхідних для безпечного виконання технологічних, монтажних і ремонтних робіт. До складу таких засобів входять, зокрема, пристрої для захисту органів дихання від пилу й шкідливих аерозолів. Найпоширенішими серед них є фільтрувальні респіратори та пилозахисні маски типу «Пелюстка».

Захист шкірних покривів і тіла працівників від дії підвищених температур, агресивних середовищ і механічних ушкоджень забезпечується використанням спеціального робочого одягу, до якого належать костюми, куртки, брюки та інші елементи спецодягу. Для зменшення ризику травмування нижніх кінцівок застосовується захисне взуття, конструкція якого розрахована на роботу в умовах значних механічних навантажень і можливого падіння важких предметів.

Руки працюючих захищаються спеціальними рукавицями, тип і матеріал яких підбирають залежно від характеру виконуваних робіт. Захист голови забезпечується використанням захисних касок, оснащених внутрішніми амортизаційними елементами, а при роботі в зонах з інтенсивним тепловим випромінюванням — теплоізоляційних шоломів.

Для зниження теплового навантаження на працівників і захисту обличчя від твердих частинок, що відлітають у процесі обробки матеріалів, застосовують прозорі захисні щитки та маски. Під час виконання зварювальних робіт використовують спеціальні зварювальні щитки зі світлофільтрами, які забезпечують захист очей і шкіри обличчя від іскор, бризок розплавленого металу та шкідливого оптичного випромінювання.

Зменшення негативного впливу виробничого шуму на органи слуху досягається шляхом використання засобів індивідуального акустичного захисту, до яких належать протишумові навушники, шоломи, вушні вкладиші та заглушки. Окрему групу становлять захисні окуляри різних конструкцій, призначені для запобігання механічним, хімічним і променевим ушкодженням очей, у тому числі засліпленню під час дії електричної дуги.

### **3.2.2 Санітарно-побутові приміщення і пристрої**

Згідно з чинною санітарно-гігієнічною класифікацією виробничих процесів, визначеною нормативними вимогами СНіП 2.09.04-87, технологічні операції, що виконуються в агломераційному цеху, відносяться до категорії 2А. Для цієї групи характерні значні фізичні навантаження та дія комплексу несприятливих виробничих факторів, що обумовлює підвищені вимоги до організації санітарно-побутового забезпечення персоналу.

Відповідно до зазначеної категорії, у складі побутових приміщень агломераційного цеху передбачено наявність душових і умивальних, гардеробних, санітарних вузлів, пунктів харчування, місць питного водопостачання, а також медичного пункту. Гардеробні приміщення використовуються для зберігання особистого та спеціального одягу працівників. Їхня місткість визначається виходячи з фактичної чисельності персоналу зміни з додатковим резервом у розмірі 5 %, при цьому кожен працівник забезпечується окремою індивідуальною шафою.

Площа та кількість інших побутових приміщень розраховуються з урахуванням максимальної чисельності працівників у найбільш завантаженому зміні. Кількість душових установок приймається з нормативного розрахунку одна душова сітка на трьох працівників, а умивальників — один водорозбірний кран на двадцять осіб. Душові та умивальні приміщення розміщуються поряд із гардеробними, що забезпечує зручність і раціональність побутового обслуговування.

Для організації харчування персоналу в структурі цеху функціонує їдальня, розрахована за нормативом одне посадкове місце на чотирьох працівників. З метою відновлення водно-сольового балансу організму, порушеного внаслідок роботи в умовах підвищених температур, у виробничих приміщеннях встановлюються питні фонтанчики та автомати з підсоленою газованою водою. У теплу пору року працівникам додатково надаються білково-вітамінні напої. Пункти питного водопостачання розташовуються на відстані не більше 75 м від робочих місць, при цьому їх кількість визначається з розрахунку один пристрій на сто працівників.

Санітарні вузли розміщуються з урахуванням вимог доступності та зручності користування, а відстань від робочих місць до вбиралень не перевищує 75 м. Кількість санітарно-технічних приладів встановлюється відповідно до нормативного співвідношення — один прилад на п'ятнадцять осіб.

Медичне обслуговування персоналу, який працює в умовах безперервного виробничого циклу, забезпечується здоров'ям II категорії. Він відповідає встановленим вимогам і призначений для надання первинної медичної допомоги працівникам безпосередньо на території підприємства.

### **3.3 Пожежна профілактика**

У відділенні дроблення можливе виникнення пожеж унаслідок дії низки небезпечних факторів. Зокрема, джерелом займання може стати електрообладнання при роботі в режимах перевантаження, перегріву або у

разі короткого замикання електричних кіл, що відноситься до пожеж класу Е. Крім того, існує небезпека загорання горючих мастильних матеріалів при потраплянні в них іскор механічного чи електричного походження, впливі теплового випромінювання від нагрітих поверхонь або дії відкритого полум'я, що відповідає пожежам класу В. Окрему загрозу становить самозаймання промасленого обтирального матеріалу, яке класифікується як пожежа класу А. Також можливе виникнення займання внаслідок дії статичної електрики або атмосферних електричних розрядів.

Зниження пожежної небезпеки у відділенні досягається шляхом реалізації комплексу організаційних і технічних заходів. Системи керування електрообладнанням оснащені автоматичними пристроями захисту від перевантажень і коротких замикань, зокрема автоматами максимального струму та плавкими запобіжниками. Кількість горючих мастильних матеріалів, що знаходяться безпосередньо у виробничому приміщенні, обмежується добовою потребою, тоді як основні запаси зберігаються у спеціально обладнаному пожежобезпечному складі.

Для зменшення ризику перегріву електродвигунів застосовуються системи замкнутої примусової вентиляції, які забезпечують охолодження та очищення повітря від пилу. Промаслене ганчір'я збирається у металеві контейнери з щільно зачиненими кришками, після чого наприкінці зміни вивозиться за межі цеху та утилізується у спеціально відведеному місці. Відведення статичних електричних зарядів здійснюється за допомогою системи заземлення обладнання та металевих конструкцій.

Відповідно до вимог НАПБ Б.03.002-2007 виробничий процес у відділенні дроблення за вибуховою, вибухопожежною та пожежною небезпекою відноситься до категорії «Д». Імовірність ураження обладнання блискавкою знижена завдяки застосуванню системи блискавкозахисту І категорії, виконаної згідно з вимогами СН 305-77.

Для ліквідації можливих осередків загорання поблизу основного технологічного обладнання передбачені первинні засоби пожежогасіння

відповідно до вимог «Правил пожежної безпеки в Україні». Норми їх оснащення для відділення дроблення наведені у табл. 3.2.

Таблиця 3.2

### Перелік і норми необхідних первинних засобів пожежогасіння

Категорія приміщення	Захисна площа, м <sup>2</sup>	Клас пожежі	Пінні вогнегасники ємністю 10 л	Порошкові вогнегасники ємністю 5 л	Вуглекислотні вогнегасники ємністю 5 л
Дз	4400	A D E	6 - -	6 6 6	- - 6

Джерело: дані ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг»

Гасіння пожеж водою здійснюється за допомогою пожежного водопроводу, об'єднаного з виробничою мережею водопостачання. На його трасі, поблизу електроустановок, установлені пожежні крани, оснащені брезентовими рукавами та пожежними стволами. По периметру складських приміщень у підземних колодязях розміщені пожежні гідранти.

Автоматичні системи пожежогасіння та пожежної сигналізації для даного відділення чинними нормативними документами не передбачені. На території складу встановлюються пожежні щити з розрахунку один щит на кожні 5000 м<sup>2</sup> площі. Комплектація щитів включає три вогнегасники, ящик із піском, вогнетривке покривало, а також багри, ломи, лопати та сокири у нормативній кількості.

## ВИСНОВКИ

Конусні дробарки застосовують для дроблення порід з міцністю на сти-снення до 300 МПа з високим ступенем абразивності. У таких дробарках ма-теріал роздавлюється в камері дроблення рухомим конусом, що робить прос-торове хитання усередині нерухомого конуса.

Основними елементами дробарки є корпус, рухомий та не рухомий ко-нуси, механізм хитання, привод.

Як показав досвід експлуатації до основних недоліків дробарки можна віднести інтенсивні вібрації, які передаються на фундамент і металокон-струкції, частий вихід з ладу ексцентрикового вузла, підвищені ударні навантаження у конічній зубчастій передачі.

На підставі проведеного аналізу існуючих інноваційних рішень пропоную рухомий конус встановити у сферичну опору, а на його валу розмістити дебаланс, який має можливість обертання відносно осі валу. Вал спирається на нижній шарнірний ексцентрик, який приводиться в рух електродвигуном через пасову передачу.

Така конструкція дозволить зменшити динамічні навантаження, споживання електроенергії, збільшити міжремонтний період.

Річний економічний ефект складає – 158 тисяч гривень. Термін окупності капітальних вкладень складає один рік.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Основи металургійного виробництва металів і сплавів: підручник для студентів металургійних спеціальностей вищих навчальних закладів / Д. Ф. Чернега, В. С. Богушевський, Ю. Я. Готвянський [та ін.]; за ред. Д. Ф. Чернеги, Ю. Я. Готвянського. – Київ: Вища школа, 2006. – 503 с.
2. Білецький В. С., Олійник Т. А., Смирнов В. О., Скляр Л. В. Основи техніки та технології збагачення корисних копалин / В. С. Білецький та ін. – Львів: Ліра-К, 2020. – 634 с.
3. Сокур М. І., Білецький В. С., Єгурнов О. І., Воробйов О. М., Смирнов В. О., Божик Д. П. Підготовка корисних копалин до збагачення: навч. посібник / М. І. Сокур, В. С. Білецький, О. І. Єгурнов, О. М. Воробйов, В. О. Смирнов, Д. П. Божик. – Київ : ПП Щербатих О. В., 2017. – 226 с.
4. Конусна інерційна дробарка: а. с. 1733077 : В02С 2/02 / Є. С. Митрофанов. № 3799741/33; заявл. 10.10.1984; опубл. 15.05.1992, Бюл. № 18. 5 с.
5. Пилозахисний пристрій опорного приводного вузла: а. с. 1699603: В02С 2/02 / Л. П. Зарогатский. № 4387860/33; заявл. 16.03.1988; опубл. 23.12.1991, Бюл. № 47. 2 с.
6. Конусна інерційна дробарка: а. с. 1565503 : В02С 2/02 / Л. П. Зарогатский. № 4459192/23-33; заявл. 12.07.1988; опубл. 23.05.1990, Бюл. № 19. 2 с.
7. Конусна інерційна дробарка: а. с. 1256782: В02С 2/02 / В. В. Варабин. № 3807214/29-33; заявл. 29.10.1984; опубл. 29.09.1986, Бюл. № 34. 2 с.
8. Дробарки: конструкція, розрахунки, особливості експлуатації / Б. В. Клушанцев, А. И. Косарев, Ю. А. Муйземнек. – М.: Машиностроение, 1990. – 320 с
9. Большаков В. І., Учитель А. Д., Засельський В. Й., Пополов Д. В., Учитель С. А., Коноваленко В. В. Розрахунок металургійних машин. Обладнання обжигових та агломераційних цехів / В. І. Большаков та ін. – Кривий Ріг : Чернявський, 2012. – 336 с.

10. Левенсон Л. Б. Дробильно-сортировочные машины и установки для переработки каменных материалов / Л. Б. Левенсон. – М. : Гос. изд-во лит. по строительству и архитектуре, 1952. – 428 с.
11. Деталі машин. Курсове проєктування: навч. посіб. / В. О. Малащенко, В. В. Янків. – Львів: Новий Світ-2000, 2021. – 228 с.
12. Мотор-редуктори планетарні МПО1М, МПО2М. ТОВ «ГІДРОМЕХАНІКА». URL: <https://gidromehanika.com.ua>.
13. Деталі машин: підручник / А. В. Міняйло, Л. М. Тіщенко, Д. І. Мазоренко та ін. – Київ: Агроосвіта, 2013. – 448 с.
14. Максимович В. М., Коцюба А. Ю., Лавренчук С. В. Плоскі контактні задачі теорії пружності для тіл складної форми / В. М. Максимович, А. Ю. Коцюба, С. В. Лавренчук. – Луцьк : ЛНТУ, 2012. – 98 с.
15. Чоловський Р. Г. Вібрації та автоматичне балансування машин з вертикальною віссю обертання і змінним дисбалансом ротора: дис. канд. техн. наук : спец. 05.02.02 / Роман Геннадійович Чоловський. — Хмельницький: Хмельницький нац. ун-т, 1999.
16. Жук А. Я., Малишев Г. П., Желябіна Н. К., Таратута К. В. Монтаж металургійного обладнання: навч. посіб. / А. Я. Жук, Г. П. Малишев, Н. К. Желябіна, К. В. Таратута. – Київ : Кондор, 2017. – 328 с.
17. Жук А. Я., Малишев Г. П., Желябіна Н. К., Таратута К. В. Ремонт металургійного обладнання: навч. посіб. / А. Я. Жук, Г. П. Малишев, Н. К. Желябіна, К. В. Таратута. – Київ: Видавничий дім «Кондор», 2017. – 236 с.
18. Жук А. Я., Малишев Г. П., Желябіна Н. К., Таратута К. В. Технічне обслуговування металургійного обладнання: навч. посіб. / А. Я. Жук, Г. П. Малишев, Н. К. Желябіна, К. В. Таратута. – Київ: Кондор, 2024 – 286 с.
19. Максименко О. П., Перемітько В. В., Самохвал В. М. Теорія і практика змащування металургійних машин: навч. посіб. / О. П. Максименко, В. В. Перемітько, В. М. Самохвал. – Дніпропетровськ: Системні технології, 2006. – 172 с.

20. Бойчук І. М. Економіка підприємства: підручник. І. М. Бойчук. – К.: Кондор-Видавництво, 2016 – 378 с.
21. Шеремет В.О. Охорона праці на гірничо-метелургійному комбінаті: навчальний посібник / В.О. Шеремет. – Дніпропетровськ: Пороги, 2003. – 387 с.

## ДОДАТКИ