Міністерство освіти та науки України

Запорізький національний університет

(повне найменування вищого навчального закладу)

Інженерний навчально-науковий інститут ім. Ю.М. Потебні

(назва факультету)

Кафедра металургійного обладнання

(повна назва кафедри)

ВИПУСКНА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА БАКАЛАВРА

на тему «Модернізація конструкції валкової дробарки»

Виконав: студент групи 6.133З-с2

Алексєєнко Денис Віталійович _____

(ПІБ) (підпис)

спеціальності 133 Галузеве машинобудування»

(шифр і повна назва)

спеціалізація

_____

(шифр і повна назва)

освітньо-професійна програма

133.00.12 Металургійне обладнання

(шифр і повна назва)

Керівник Шевченко І.А. _____

(прізвище та ініціали) (підпис)

Н.контроль Васильченко Т.О. _____

(прізвище та ініціали) (підпис)

Запоріжжя – 2026 року

Запорізький національний університет
(повне найменування вищого навчального закладу)
Факультет _Інженерний навчально-науковий інститут ім.Ю.М. Потебні_____

Кафедра _ Металургійного обладнання_____

Рівень вищої освіти _бакалавр_____
(перший (бакалаврський) рівень)
Спеціальність 133 Галузеве машинобудування_____
(шифр і повна назва)
Спеціалізація _____
(шифр і повна назва)
Освітньо-професійна програма Галузеве машинобудування _____
(шифр і повна назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри А.О.Власов
_____
“____” _____2026 р.

З А В Д А Н Н Я
ДО ВИПУСКНОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ БАКАЛАВРА

АлексєєнкоДенис Віталійович

1.Тема роботи: Модернізація конструкції валкової дробарки

керівник роботи Шевченко І.А., к.т.н., доцент_____,
(прізвище, ім’я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
затверджені наказом вищого навчального закладу від 23.12.2025 №1831-с
2. Термін подання студентом роботи: 01.06.2026
3. Вихідні дані до роботи: Об’єкт розробки – робочі органи валкової дробарки. Границя міцності початкового матеріалу при стисканні > 160 МПа, межа регулювання розвантажувальної щілини – 6…20 мм, число обертів робочих органов -135 об/мин, продуктивність - < 6,5 м^3/год (10 т/год), привід: 2 двигуни типу АДМ90L4У3: номінальна потужність двигуна - 2х2,2 кВт, число обертів - 1400 об/хв, передаточне число - 2,6, механізм Джеймса: передаточнечисло від валу до шестерні – 4.
4.Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): 1. Загальна частина; 2. Спеціальна частина; 3. Експлуатаційна частина; 4. Охорона праці та техногенна безпека; Висновки; Список використаних джерел.

6. Консультанти розділів кваліфікаційної роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1	Шевченко І.А., доцент		
2	Шевченко І.А., доцент		
3	Шевченко І.А., доцент		
4	Шевченко І.А., доцент		

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№п/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітки
1	Збір матеріалу для роботи	13.05.2026-20.05.2026	
2	Групування та аналіз зібраного матеріалу. Уточнення завдань кваліфікаційної роботи	21.05.2026-27.05.2026	
3	Виконання теоретичної частини роботи	26.05.2026-29.05.2026	
4	Виконання графічної частини роботи	30.05.2026-05.06.2026	
5	Написання та оформлення пояснювальної записки	06.06.2026-10.06.2026	
6	Перевірка кваліфікаційної роботи консультантом	11.06.2026-13.06.2026	
8	Оформлення кваліфікаційної роботи	За графіком	
9	Захист проекту у ДЕК	За графіком	

Студент _____ _____
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____ Шевченко І.А.
(підпис) (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Алексєєнко Д.В. Модернізація конструкції валкової дробарки.

Кваліфікаційна випускна робота для здобуття ступеня вищої освіти бакалавра за спеціальністю 133 – Галузеве машинобудування, науковий керівник І.А. Шевченко. Інженерний навчально-науковий інститут запорізького національного університету ім. Ю.М. Потебні ЗНУ, кафедра «Металургійне обладнання», 2026.

В роботі проведено огляд існуючих конструкцій валкових дробарок, їх конструктивні особливості та робота. Запропоновано варіант модернізації валкової дробарки з метою підвищення ефективності процесів дроблення та подрібнення шляхом використання багатогранних валків з циклоїдальним рухом. Проведено розрахунки навантажень на вузли дробарки, приділено увагу питанням техногенної безпеки та екології.

Ключові слова: валкова дробарка, профіль валка, подрібнення, потужність, редуктор Джеймса.

ABSTRACT

Alekseenko D.V. Modernization of the design of a roll crusher.

Qualification final work for obtaining a bachelor's degree in specialty 133 - Industrial mechanical engineering, scientific supervisor I.A. Shevchenko. Engineering Educational and Scientific Institute of Zaporizhia National University named after Y.M. Potebnia ZNU, Department of "Metallurgical Equipment", 2026.

The paper reviews existing designs of roller crushers, their design features and operation. A variant of modernization of the roller crusher is proposed in order to increase the efficiency of crushing and grinding processes by using multifaceted rollers with cycloidal motion. Calculations of loads on the crusher components are carried out, attention is paid to issues of technogenic safety and ecology.

Keywords: roller crusher, roller profile, crushing, power, James gearbox.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ ……. 6

ВСТУП ……... 7

1 ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА ……. 9

1.1 Область застосування валкових дробарок …… 9

1.2 Класифікація валкових дробарок …….. 11

1.3 Огляд конструкцій валкових дробарок ……. 15

2 СПЕЦІАЛЬНА ЧАСТИНА ……. 22

2.1 Конструктивні особливості та робота валкової дробарки зі складним рухом валків ……... 22

2.2 Розрахунок основних параметрів дробарки зі складним рухом робочих органів …… 31

2.3 Розрахунок геометричних характеристик робочих органів дробарки …….. 37

2.4 Розрахунок технологічних характеристик дробарки …….. 38

2.5 Визначення кінематичних параметрів дробарки ……. 41

2.6 Розрахунок планетарного механізму …… 42

2.7 Визначення силових параметрів планетарного механізму та розрахунок на міцність ……. 44

2.8 Визначення діючих навантажень на валу ……. 47

2.9 Вибір вольниць ……. 50

3 ЕКАСПЛУАТАЦІЙНА ЧАСТИНА …….. 52

3.1Технічне обслуговування валкової дробарки ……... 52

3.2 Заходи з технічного обслуговування валкової дробарки …… 53

3.3 Технологічні розрахунки ……... 54

3.4 Монтаж валкової дробарки …….. 63

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНОГЕННА ЕЗПЕКА ……. 64

4.1 Загальні відомості …… 64

4.2 Повітря робочої зони …….. 65

4.3 Виробничий шум ……. 65

4.4 Вібрації ……... 65

4.5Обертові частини механізму ……. 66
4.6 Засоби індивідуального захисту (ЗІЗ) ……. 66
4.7 Пожежна безпека …… 66
ВИСНОВКИ …….. 69
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ ……. 70
СПИСОК ВИКОНАНИХ КРЕСЛЕНЬ …… 74
ДОДАТКИ ……. 75

СКОРОЧЕННЯ ТА УМОВНІ ПОЗНАКИ

D	Діаметр валка
L	Довжина валка
A	Кут захвату
N	Частота обертання валка
A	Зазор між валком і нерухомою щокою
D	Діаметр валка
D	Середній розмір куска після подрібнення
A_{Σ}	Повна витрата енергії на подрібнення матеріалу визначеної крупності
i	Ступінь подрібнення матеріалу
A_V	Енергія, необхідна для однакової зміни форми геометрично подібних і однорідних тіл
A_{δ}	Робота, затрачувана на подрібнення
m	Маса валка
$tg\alpha$	Коефіцієнт тертя
$P_{\text{ср}}$	Сила дроблення
S_F	Коефіцієнт безпеки
M	Коефіцієнт Пуассона;
n_m	Запас міцності текучості
k_{Fv}	Коефіцієнт динамічного навантаження
$\sigma_{зл}$	Границя міцності на злом
$\sigma_{ст}$	Границі міцності на стиск
σ	Нормальне напруження
τ	Дотичне напруження
ε	Деформація шматка
E	Модуль пружності
$\omega_{\text{н}}$	Кутова швидкість вала
$\omega_{\text{с}}$	Кутова швидкість шестерні
L	Розрахункова довговічність вальниці

ВСТУП

Багато промислових виробництв: металургійні, гірські та інші, переробляють і використовують у великих кількостях сипучі матеріали різних класів крупності. Найчастіше, необхідна крупність досягається подрібненням великих фрагментів на дробарках.

Валкові дробарки - важливий елемент технологічних процесів дроблення різних матеріалів, починаючи від гірських порід і закінчуючи будівельними матеріалами, призначені для руйнування кускових і сипких матеріалів, є валкові подрібнювачі – дробарки і млини. Їх основними перевагами є простота конструкції приводного механізму та робочого органу, а також надійність експлуатації.

В металургії валкові подрібнювачі застосовуються на багатьох етапах технологічного процесу, є металургія [1,6-10]. Зокрема в валкові дробарки використовують для крупного й середнього дроблення природного антрациту, сирого коксу, випаленої поворотної продукції (випаленого бою) тощо.

Незважаючи на високі характеристики традиційних валкових дробарок, їх конструкції постійно вдосконалюються як у напрямку універсалізації, так і спеціалізації, що за час застосування валкових подрібнювачів сприяло створенню їх численних типорозмірів.

Об'єкт модернізації - валки валкової дробарки.

Мета роботи – модернізації валкової дробарки шляхом використання багатогранних валків з циклоїдальним рухом та перевірка роботоздатності дробарки, визначення оптимальних оборотів валків.

В роботі проведено огляд валкових дробарок та їх конструктивних особливостей. Запропоновано варіант модернізації валкової дробарки шляхом використання багатогранних валків з циклоїдальним рухом. Проведено розрахунки навантажень на вузли дробарки, приділено увагу питанням техногенної безпеки та екології.

Вдосконалення конструкції сприятиме підвищенню продуктивності дробарки, зниженню навантажень на обладнання та зменшенню частоти технічного обслуговування.

Кваліфікаційна робота складається з вступу, 4 розділів, висновків та списку використаних джерел. Загальний обсяг роботи 71 сторінок, 15 рисунків та списка використаних джерел з 30 позицій.

1 ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА

1.1 Область застосування валкових дробарок

Валкові дробарки знайшли широке застосування в різних галузях промисловості: в металургії , на гірничо-збагачувальних комбінатах, при виробництві будівельних матеріалів, сільському господарстві, медицині тощо. Валкові дробарки - один з найбільш конструктивно простих і поширених видів дробарок [6-10]. Питома вага дробарок даного типу в кольоровій металургії доходить до 40%. Вперше валкова дробарка виготовлена в 1806 р. у Великій Британії.

В металургії фракційний склад дробленого матеріалу коксу, агломерату, вугілля істотно впливає перебіг технологічного процесу.

Валкові дробарки застосовуються для дроблення матеріалів середньої і високої твердості (міцністю до 150 МПа), особливо ефективні валкові дробарки для подрібнення в'язких і вологих матеріалів. Валкові дробарки незамінні для циклів вторинного дроблення твердих порід, таких як вапняк, вугілля, рудні матеріали.

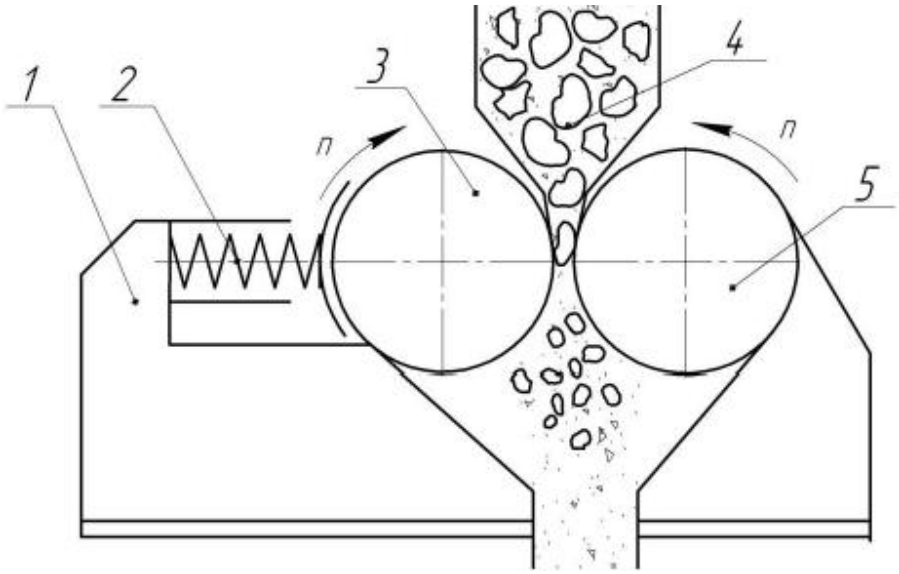
Валкова дробарка є різновидом дробильних машин, в якій для подрібнення матеріалу використовуються два протилежно обертові валка (рис.1.1).

В зубовалкових дробарках матеріал подрібнюється в основному розколюванням, в гладко валкових - роздавлюванням і частково стиранням.

Валки, як правило, обертаються з однаковою швидкістю. В тому випадку, коли швидкості різні, посилюється стираюча дія валків на дроблений матеріал.

Застосування валків з різною робочою поверхнею - гладкою, ребристою, дірчастій або зубчастої - диктується фізико-механічними

властивостями дробленого матеріалу, а також технологічним призначенням продукту дроблення.



1 - станина; 2 - пружини; 3 - рухомий валок; 4 - бункер; 5 - нерухомий валок

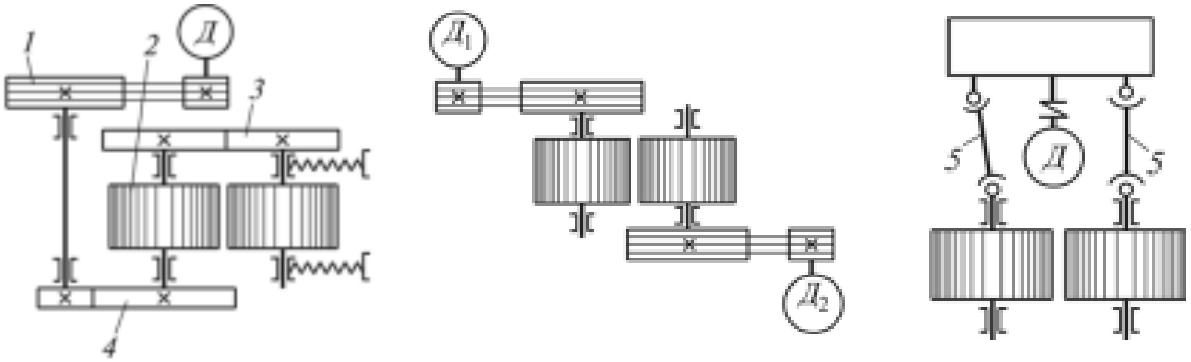
Рисунок 1.1 - Технологічна схема роботи валкової дробарки [1]

Діаметр гладких валків має бути в 15-20 разів більше розміру шматка, що надходить, а оскільки зазвичай валки виготовляють діаметром не більше 1200 мм (рідше 1500 мм), то розмір надходячих шматків подрібнювального матеріалу не повинен перевищувати 70 мм. Тому валкові дробарки з гладкими валками придатні лише для середнього і дрібного дроблення. Один з істотних недоліків дробарок з гладкими валками - випуск продукту лещадної форми. Дробарки з ребристими або рифленими валками можуть захоплювати шматки, розміри яких в 1,5 2,0 рази більше розміру шматків, що захоплюються гладкими валками: валки з зубчастою поверхнею дроблять шматки, розмір яких становить 0,5 і більше діаметра валка.

Ступінь подрібнення залежить від властивостей дробленого матеріалу і конструкції валків. При дробленні в зубчатих валках в'язких глинистих матеріалів ступінь подрібнення доходить до 11-12 і навіть більше. Для дроблення кам'яних порід середньої і малої міцності використовують

дробарки з гладкими валками, для кращого захоплення шматків один з валків виконують рифленим.

Привід валкової дробарки може бути одинарним (рис. 1.6 а) - один двигун для двох валків - і подвійним - кожен валок приводиться в обертання від свого двигуна (рис. 1.6б). В якості приводу також використовують редуктор з карданним валом 5 (рис.1.6в) Готовий продукт відрізняється рівномірністю.



а б в

1 - клинопасова передача, 2 - валок, 3, 4 - зубчаста передача, 5 - карданний вал

Рисунок 1.6 - Схеми приводу двовалкової дробарки

1.2 Класифікація валкових дробарок

Відповідно до ДСТУ 2411–94 валкова дробарка - це дробарка, у якій руйнування оброблюваного матеріалу відбувається методами роздавлювання, розколювання, зламу та стирання (при цьому руйнування методами удару й зрізу для валкових подрібнювачів не характерно)[3].

Валкові дробарки відрізняються різноманіттям конструктивних рішень в залежності від виду оброблюваної сировини. Класифікують їх за такими основними ознаками [4]:

- за принципом дії (за характером дії на подрібнювальний матеріал): валкові дробарки, які діють роздавлюванням; дробарки, в яких матеріал

подрібнюється роздавлюванням і одночасно стиранням, розколюванням або розриванням; дробарки, в яких матеріал подрібнюється роздавлюванням і частково ударом.

- за кількістю робочих органів (числом валків) - одно-, двох-, тривалкові та чотиривалкові (рис.1.2): одновалкові дробарки мають один єдиний приводний валок. Подрібнення відбувається між робочим органом і колосниковою решіткою або підвішеною щокою; двохвалкові - з одним рухомим валком для регулювання ступеня подрібнення матеріалу, і одним нерухомим робочим органом. Тривалкові і чотиривалкові - дозволяють домогтися тонкого подрібнення подрібнювальних матеріалів або ж середнього ступеня подрібнення матеріалів з підвищеною твердістю.

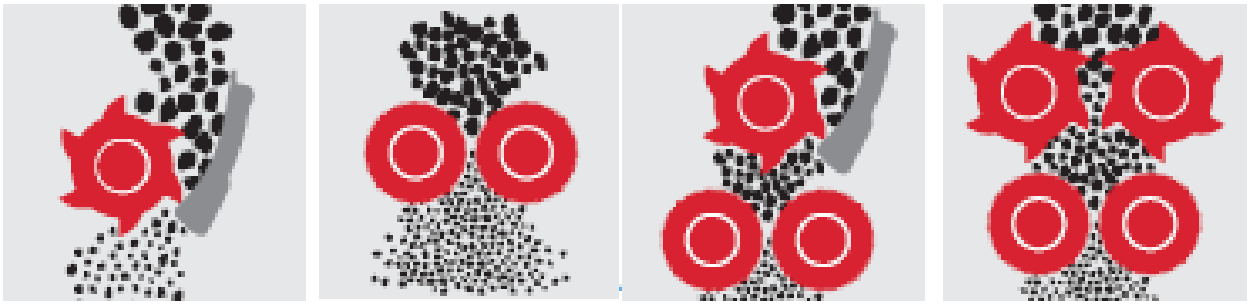


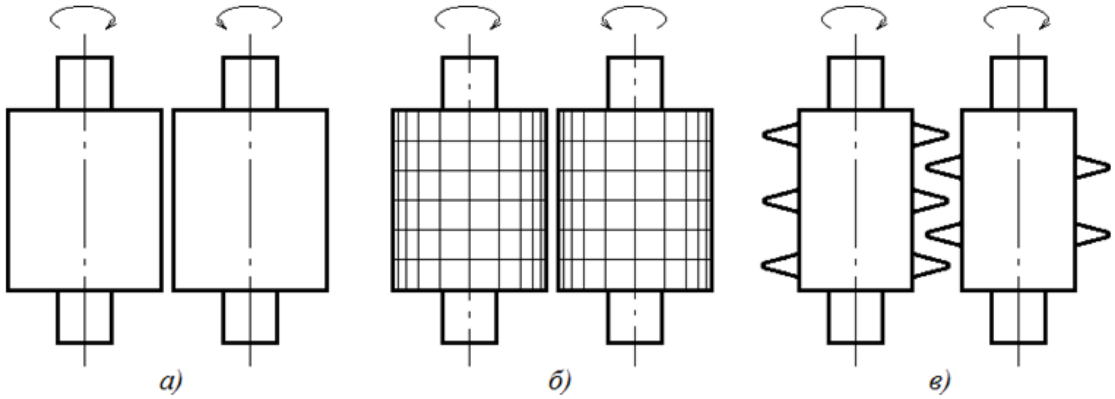
Рисунок 1.2 – Схеми розташування валків

а – одновалкова; б – двохвалкова; в – тривалкова; г – чотиривалкова

- *за формою робочих поверхонь валків*: дробарки з гладкими, рифленими, зубчатими, ребристими (рис.1.3).

Для дроблення міцних порід застосовують дробарки з гладкими валками (рис.1.3, а). Відсутність виступаючих частин на робочій поверхні гарантує мінімальне зношування, але існують проблеми з втягуванням великих шматків. Так, розмір шматка повинен бути в 20 і більше разів меншим, ніж діаметр валка, тому сфера застосування обмежена дрібним дробленням.

Для збільшення розміру шматків, що втягуються, застосовують рифлені (рис.1.3,б) і зубчасті валки (рис.1.3,в), для яких розмір втягуваних шматків становить не більше, відповідно, 1/10 і 1/2 від діаметра валка [1], тому зубчасто-валкові дробарки можуть застосовуватися при середньому і, частково, крупному дробленні. Гострі вершини та кромки зубів створюють високу локальну концентрацію контактних напруг, що сприяє руйнуванню шматка розколюванням із зменшеною енергоємністю та виходом дрібниці.



а – гладкі; б - рифлені; в – зубчасті

Рисунок 1.3 – Види валків в валкових дробарках [4]:

- залежно від частоти обертання валків (швидкохідні - колова швидкість валків становить 4...7 м/с; тихохідні - 2...3 м/с).

Класифікація конструкцій валкових подрібнювачів наведена на рис.1.4 [4].

Серед валкових дробарок найбільшого поширення набули двовалкові дробарки з гладкими валками (рис.1.3,а) (максимальний середній розмір грудок вихідного матеріалу, який захоплюють валки, становить приблизно 5 % від діаметр валка), рифленими валками (8…10 %) і зубчастими (25…50 %). При цьому ступінь дроблення дробарок з гладкими валками становить 2–4, з рифленими валками (рис.1.3,б) – 2–6 і з зубчастими (рис.1.3,в) – 3–10 [6-10].

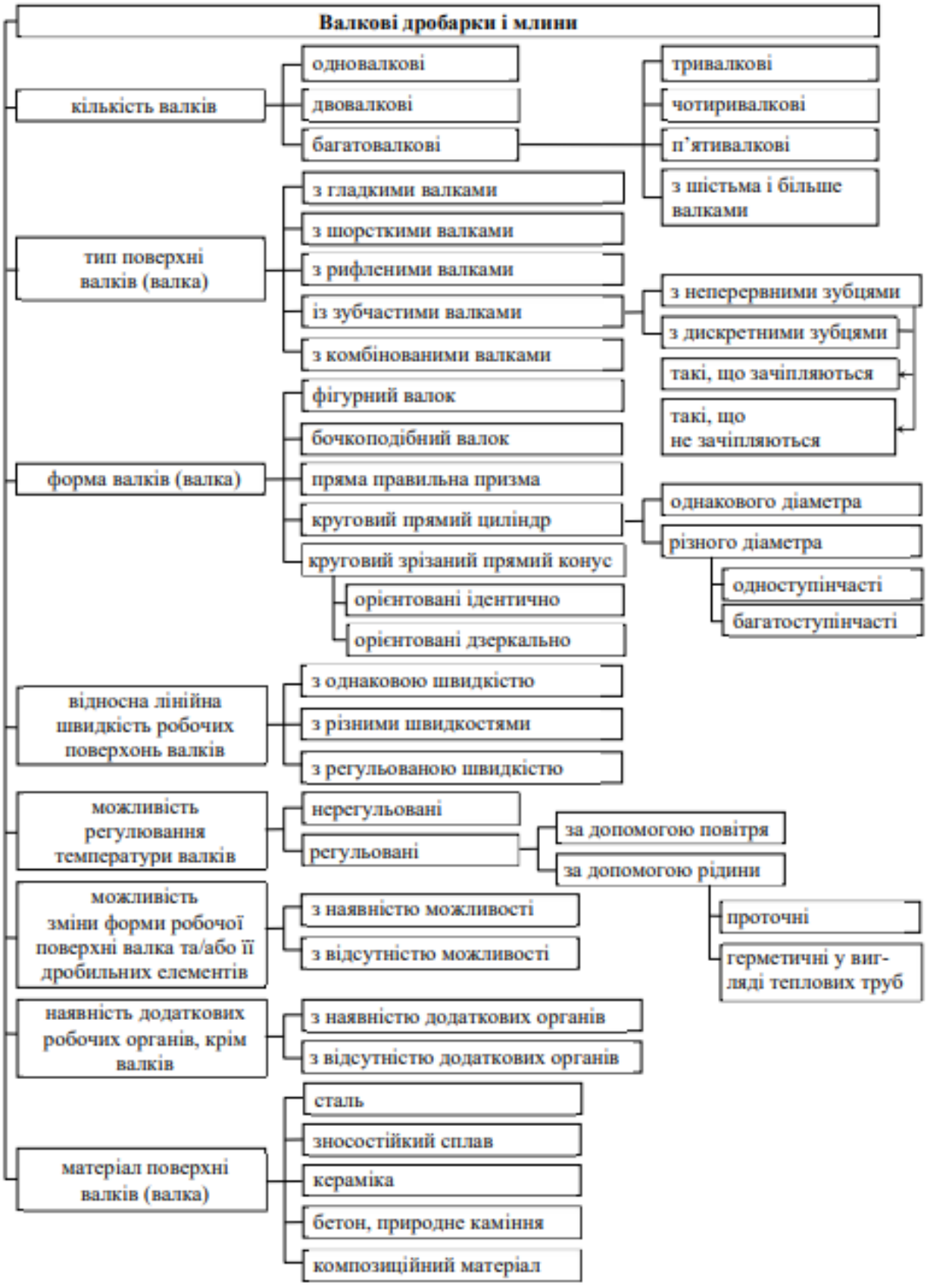


Рисунок 1.4 – Класифікація валкових дробарок і млинів [4]

Об’ємна продуктивність дробарок з гладкими валками досягає 65 $м^3$/год (дробарка ДГ 1500×600), з рифленими – 54 $м^3$/год (дробарка ДГР 600×400) і з зубчастими – 500 $м^3$/год (дробарка ДДЗ 16). Розміри валків дробарок (діаметр і ширина) – від 400×250 у дробарки ДГ 400×250 до 1600×2000 мм у дробарки ДДЗ 16 [6-10].

1.3 Огляд конструкцій валкових дробарок

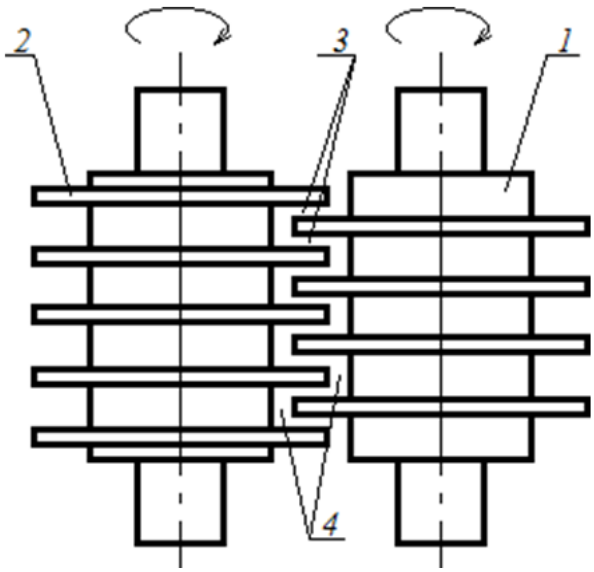
Досвід багатьох фірм свідчать про значне поширення валкових дробарок різних конструкцій. Останнє пояснюється тим, що валкові дробарки найбільш пристосовані для переробки матеріалів, схильних до налипання або містять липкі включення. Застосування дробарок інших типів на переробці таких матеріалів або взагалі неможливо, або викликає часті простої, пов'язані з тривалою і трудомісткою очищенням камери дроблення [4,5].

1.3.1 Валкові дробарки із періодичним профілем валків

Відома конструкція дробарки, у якої бандажі валків 1 мають періодичний профіль з прямокутними виступами 2 (рис.1.5), іменованими різальними елементами і розташованими в шаховому порядку, при цьому зазори між бічними поверхнями сусідніх різальних елементів радіальні зазори мають різні величини [4].

Однією перевагою даної дробарки є можливість застосування згинальних навантажень до великих шматків при їх затисканні хоча б трьома різальними елементами на сусідніх валках. Друга перевага полягає в класифікації матеріалу за рахунок збільшених радіальних зазорів 4, які провалюються дрібні частинки. Недоліками даної конструкції, на наш погляд, є невеликий ступінь дроблення і неможливість ефективного

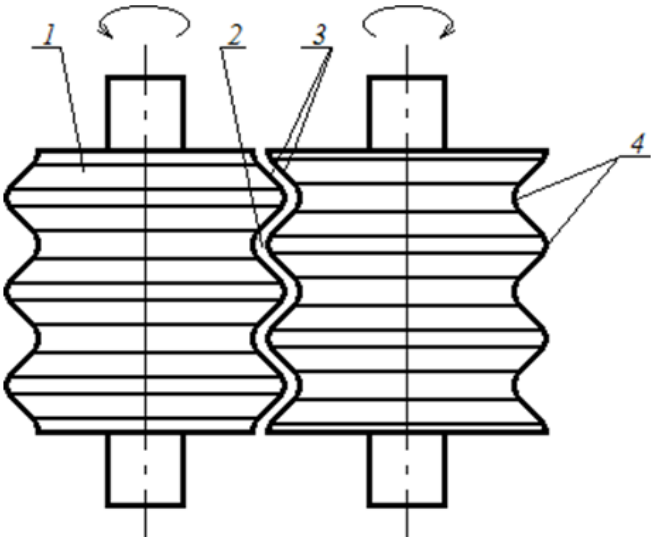
руйнування дрібних частинок. Крім того, різниця зазорів 3 і 4 призводить до більшого розкиду кінцевого продукту по крупності та перевитрати енергії.



1 – бандаж; 2 - ріжучий елемент; 3 - зазор бічний; 4 - радіальний зазор

Рисунок 1.5 – Схема валків з періодичним прямокутним профілем [4]

Варіант валкової дробарки має періодичний хвильовий профіль бандажів валків 1 із постійним зазором у площині осей валків 2 (рис.1.6) [4]. Профілі сусідніх валків мають конічні ділянки 3, на яких утворюють конусів паралельні один одному, а також закруглення між 4 конічними ділянками, які виконані з постійним зазором в площині осей валків. Руйнування великих шматків проводиться за рахунок вигину при їх затисканні силами тертя між виступом і западиною сусідніх профілів. Крім того, на відміну від валків з періодичним прямокутним профілем, на конічних ділянках здійснюється комбіноване вплив на дрібні шматки силами роздавлювання та зсуву, що призводить до зниження енергоспоживання. Наявність постійного зазору між сусідніми валками призводить до зменшення розкиду крупністю готового продукту. Проте, така конструкція валків призводить до зміни кута захоплення, величина якого є важливою для незубчастих дробарок, оскільки впливає на максимальний розмір шматка, що втягується в дробарку.

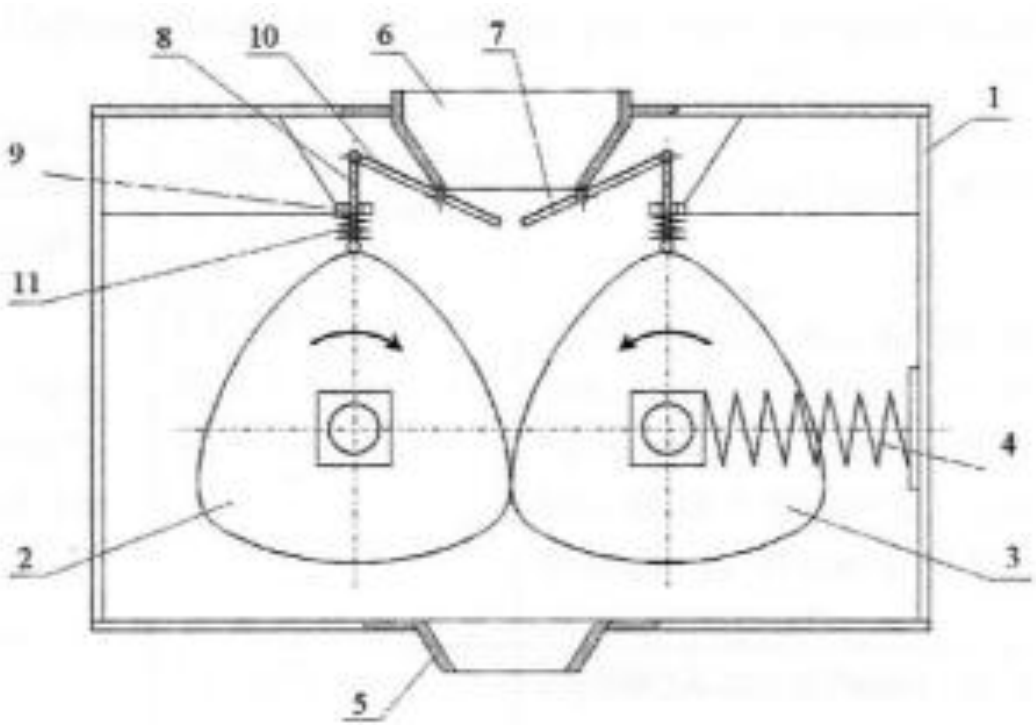


2 – бандаж; 2 – постійний зазор; 3 – конічні ділянки; 4 - округлення

Рисунок 1.6 – Схема валків з періодичним хвильовим профілем [4]

1.3.2 Валкові дробарки зі складним рухом робочих органів

Відповідно до запропонованої конструкції, яка наведена на рисунку 1.7 (Патент №87163 від 16.03.2015р), дробильна машина має два робочих органи, які встановлені на опорах та змонтовані на рамі, а також привід робочих органів [11]. Особливістю цієї конструкції, спрямованою на підвищення питомої ефективності, є можливість контролювати зносостійкість приводних елементів та швидкість руху робочих органів. Поперечний переріз робочих органів виконано у формі сегмента кола. Крім того, робочі органи змонтовані на опорах, що хитаються від приводу, і оснащені кріпленням між рамою та робочими органами за допомогою пружних елементів та керованими пневматичними системами, які з'єднані золотниковим розподільником з джерелом подачі повітря. Отже, валки із зазначеною формою поперечного перерізу мають, за однакового радіуса кривини, істотно менші розміри поперечного перерізу порівняно зі звичайними циліндричними валками.

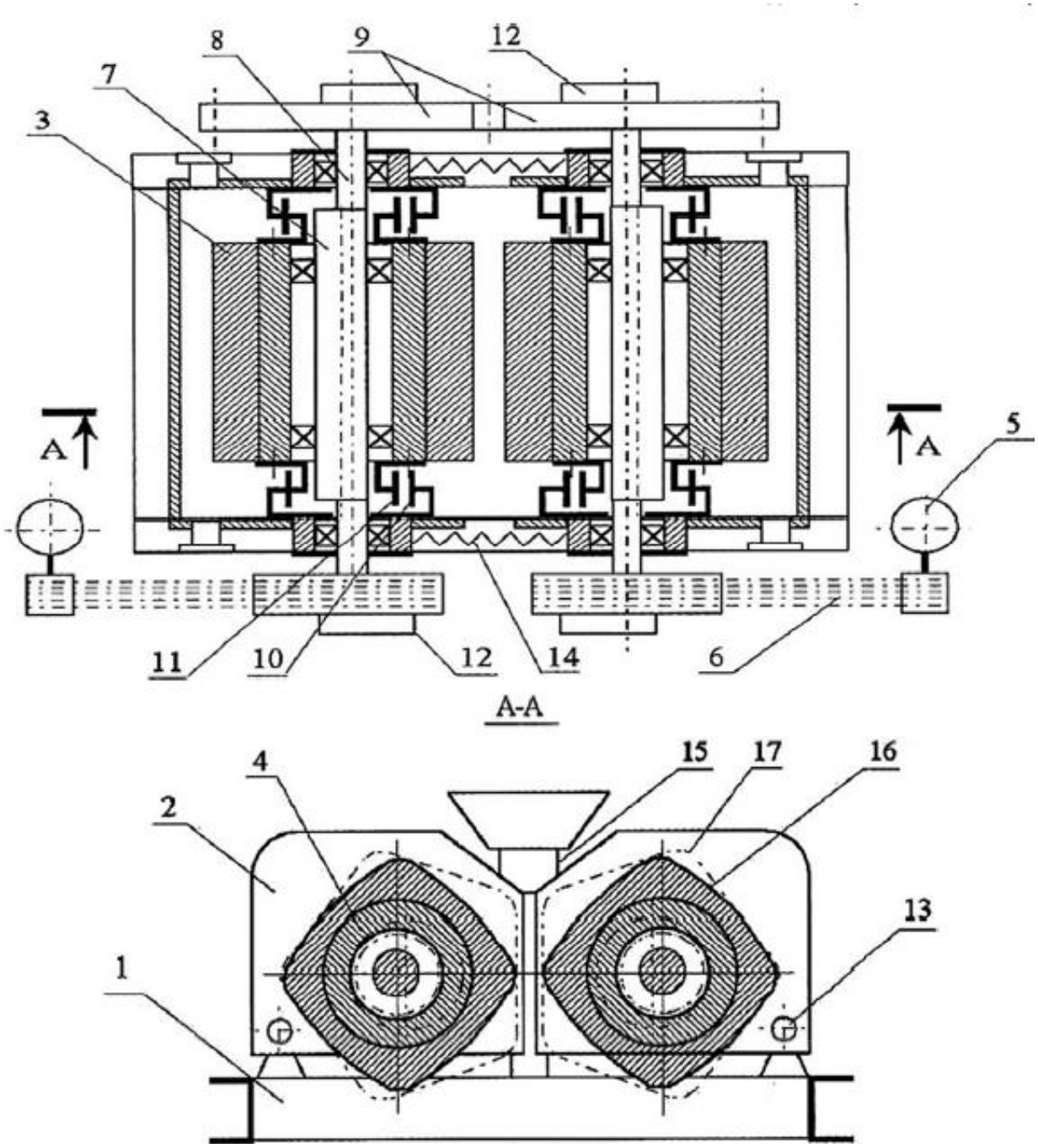


1 - корпус; 2, 3 - гладкі валки; 4 - амортизатор; 5 - розвантажувальна лійка; 6 - бункер; 7 - шибери; 8 - штовхачі; 9 - упорні напрямні втулки; 10 - важелі; 11 - зворотні пружини.

Рисунок 1.7 - Конструкція валкової дробарки зі складним обертальним рухом робочого органу [11]

На рис.1.8 представлена схема конструкції дробарки з циклоїдальними робочими органами, які здійснюють циклоїдальний рух (Патент № 29666 Республики Казахстан). Ідея полягає у створенні дробарки із застосуванням принципово нового планетарно-роторного руху валків, що дозволяє зменшити габаритні розміри та масу дробарки.

Кінематична схема приводу РВ реалізована за допомогою планетарного механізму Джеймса, який містить центральну шестірню внутрішнього зачеплення, водило і сателіт (планетарку) зовнішнього зачеплення. Водило отримує обертання від приводного двигуна. Робочий орган валкової дробарки співвісно пов'язаний із сателітом і робить з ним планетарний рух, при цьому вершини описують ту чи іншу гіпоциклоїду.



1 – рама; 2 – блок; 3 – дробильна плита; 4 - маточина;
5 – електродвигун; 6 – клинопасова передача; 7 – водило; 8 – приводний ексцентриковий вал; 9 – зубчасті колеса; 10 – коронне колесо планетарного редуктора; 11 – сателіт; 12 - противаги; 13 – шарнір;
14 – пружина; 15 - упор; 16 - багатокутник (перетин валка);
17 – гіпоциклоїда

Рисунок 1.8 – Схема конструкції дробарки

У загальному випадку розроблена нами дробарка містить корпус 1 (рис.1.8), на якому передбачені два багатогранних циклоїдальних валка 16, що складаються з бандажа 3 і маточини 4 і привід, який включає двигун 5 і пасова передача 6. Робочі органи 16 розміщені на ексцентрикодила. Зустріч синхронізований рух валків 8 кінематично пов'язані з зубчастими колесами 9.

Кінематичний зв'язок кожного з циклоїдальних валків 16 з приводним двигуном містить планетарний редуктор, коронне колесо 10, яке з внутрішніми зубцями жорстко закріплено на корпусі 1, а сателіт 11 жорстко і співвісно пов'язаний з циклоїдальним валком 16.

Поперечний переріз кожного робочого органу є правильною багатокутною фігурою, що збігається з внутрішньою огинаючої родини гіпоциклоїд.

Циклоїдні робочі органи, описані циклоїдами, мають чотиригранну форму. Усередині робочого органу розміщено найпростішу планетарну передачу (механізм Джеймса) з внутрішнім зачепленням.

За допомогою механізму Джеймса обертальний рух циклоїдального робочого органу стає складним рухом зовнішніх поверхонь плит, що дроблять. Це забезпечує постійний зазор між поверхнями окремих плит кількість плит z=4.

Таким чином, підвищується термін служби дроблювальних плит і скорочуються витрати, пов'язані з експлуатацією обладнання, що в результаті призводить до зниження собівартості виробу.

Криволінійна форма броньових плит, а також циклоїдальний рух робочих органів забезпечують збільшення питомих тисків на матеріал, що дробить, що призводить до ефективних умов їх руйнування.

Таким чином, при нерівномірній зміні об'єму камери дроблення забезпечується постійне значення ширини розвантажувальної щілини, максимальна продуктивність і задана крупність кінцевого продукту.

Валки дробильної машини виконані по взаємоогинальних циклоїдальних кривих і вони здійснюють циклоїдальний рух. Така

конструкція валків та їх циклоїдальний рух дозволяють отримати мінімально можливу енергоємність робочого процесу. Валок дробарки має більший периметр, ніж традиційний валок і, отже, менше зношується.

Циклоїдальний рух валків дозволить зменшити габаритні розміри та масу дробарки, при цьому розширяться технологічні можливості машини.

При зміні швидкості руху валків (при нерівномірному русі від максимальної швидкості до мінімальної і навпаки) відбувається інтенсифікація на подрібнювальний матеріал. Виникаючі вібраційні впливи зменшують зусилля дроблення та енергоємність робочого процесу.

2 СПЕЦІАЛЬНА ЧАСТИНА

Мета - розрахунок основних параметрів дробарки з багатогранними валками та циклоїдальним рухом робочих органів, перевірка її роботоздатності та визначення оптимальних оборотів валків.

2.1 Конструктивні особливості та робота валкової дробарки зі складним рухом валків

На рис.2.1 надано загальний вигляд валкової дробарки, робочі органи якої є багатогранними і мають циклоїдальний рух. Використання таких робочих органів зі складним рухом призводить до зменшенню їх діаметру.

Робочий орган (валок) - це циклоїдальне тіло постійної ширини, точки якого при складному русі утворюють криві лінії – гіпоциклоїди [6-8, 19].

Технічні параметри дробарки:

1. Міцність початкових шматків	не більш 160 МПа
2. Розміри початкових шматків	не більш 100 мм
3. Регульовані розміри подрібнених шматків	10…40 мм
4. Продуктивність	33 $м^3$/ч
5. Потужність	30 кВт
6. Число електродвигунів	2 шт
потужність	15 кВт
модель	4А16054У2
частота обертання	1500 об/хв
7. Частота обертання робочих органів	110 об/хв
8. Габаритні розміри	2100х1800х1480 мм
9. Вага	2800 кг

Дробарка складається з рами 1, розвантажувального пристрою 2, двох блоків нижніх 3, двох блоків верхніх 4, завантажувального пристрою 5, двох

циклоїдальних валків 6, огородження зубчастої передачі для синхронізації руху валків 7, двох огорож клинопасових передач 8, двох двигунів передач до 1 дробарки 9. Рама 1 – це металева зварна конструкція. На рамі розміщені всі вузли дробарки. Розвантажувальний пристрій 2 служить для прийому подрібнювального матеріалу та обмеження його розсипання. Блоки нижні 3 зроблені з листової сталі, в них встановлені циклоїдальні робочі органи 6. Нижні блоки рухом і встановлені на рамі за допомогою шарнірів 11. Блоки верхні 4 призначені для встановлення робочих органів. Вони з'єднуються з нижніми блоками пружинними болтовими з'єднаннями. Завантажувальний пристрій 5 завантажують вихідний матеріал дробарку. Циклоїдні валки 6 (рис.2.1) є робочими органами дроблення і мають циклоїдальну форму (тіло постійної ширини). Усередині циклоїдального валка 6 знаходиться планетарна передача – механізм Джеймса. Ексцентриковий вал 1 (рис.2.2) обертається в 2-х вальницях 2, які розміщені в корпусах зубчастих коліс 3 і 4. Основний корпус 5 (рис.2.2) обертається в двох підшипниках 6, які розташовані на шийках ексцентрикового валу 1.

За допомогою механізму Джеймса обертальний рух циклоїдального валка стає складним рухом зовнішніх поверхонь дроблячих плит 8 (рис.2.2). Таким чином, забезпечується постійний зазор між дроблячими плитами обох робочих органів. Кожен робочий орган отримує рух від двигуна 9 (рис.2.1). На кінцях ексцентрикових валів робочих органів розміщені зубчасті колеса, які дають синхронне обертання робочих органів дробарки. Дробильні плити 8 (рис.2.2, 2.3) з'єднуються з основним корпусом 5 прихватами 9.

Огородження 7 (рис.2.1) зроблено з листової сталі та захищає зубчасту передачу для синхронізації руху валків від пошкодження.

Огородження зубчастих передач 8 також виконано з листової сталі і огороджує клинопасові передачі. Обертання від двигунів 9 до валків 6 передаються за допомогою клинопасових передач 10 (рис.2.1). Валки, що обертаються назустріч один одному, дозволяють отримувати постійний зазор між поверхнями плит валків, змінюється при цьому нахил граней плит. При

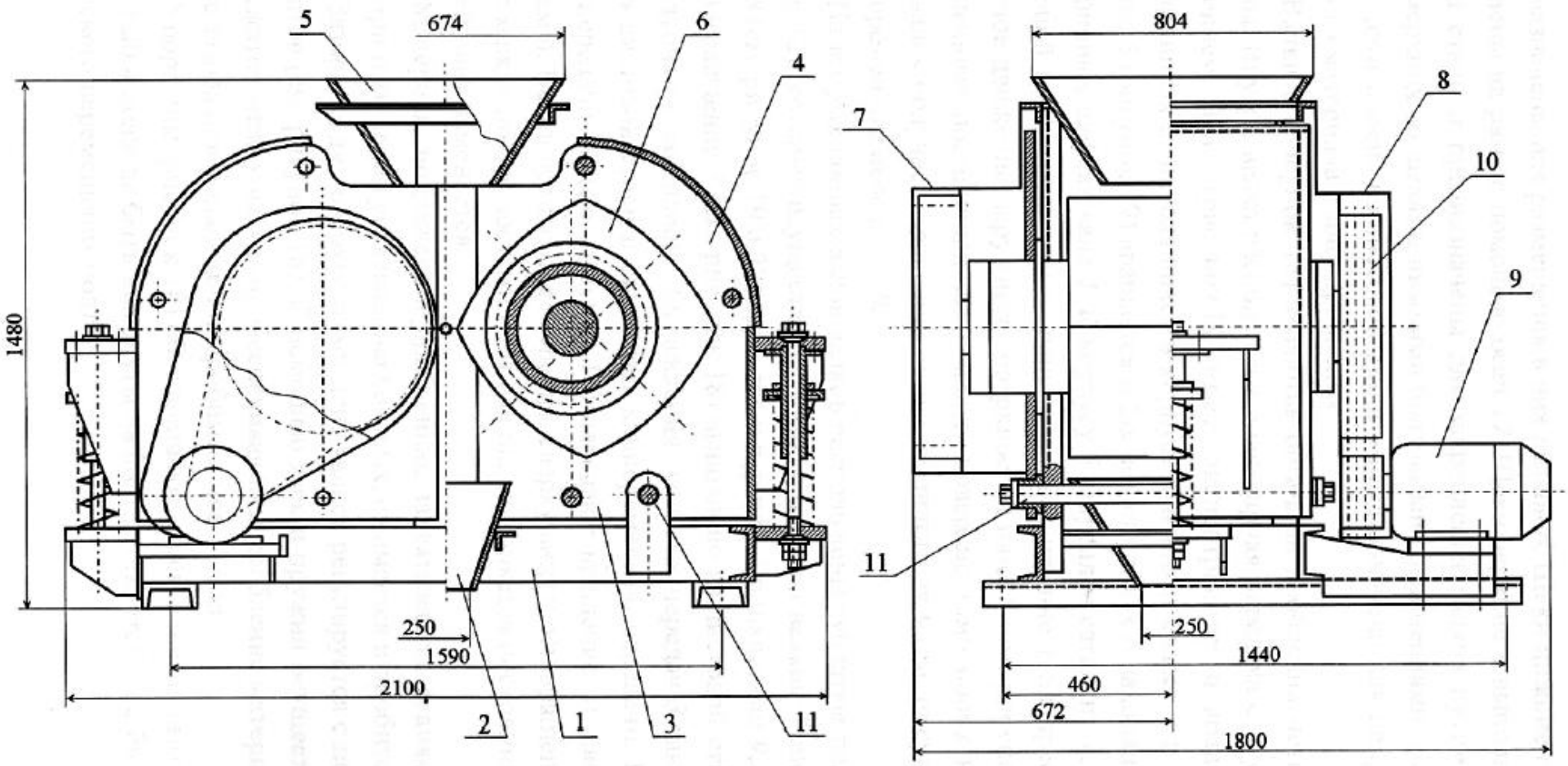


Рисунок 2.1 - Загальний вид дробарки з циклоїдальним рухом валків

1 – рама; 2 - розвантажувальний пристрій; 3 – блок нижній; 4 – блок верхній; 5 - завантажувальний пристрій; 6 – циклоїдальний валок; 7 - огородження зубчастої передачі для синхронізації руху валків; 8 - огородження клинопасової передачі; 9 - двигун дробарки; 10 - клинопасова передача від двигуна до валків; 11 – шарнір.

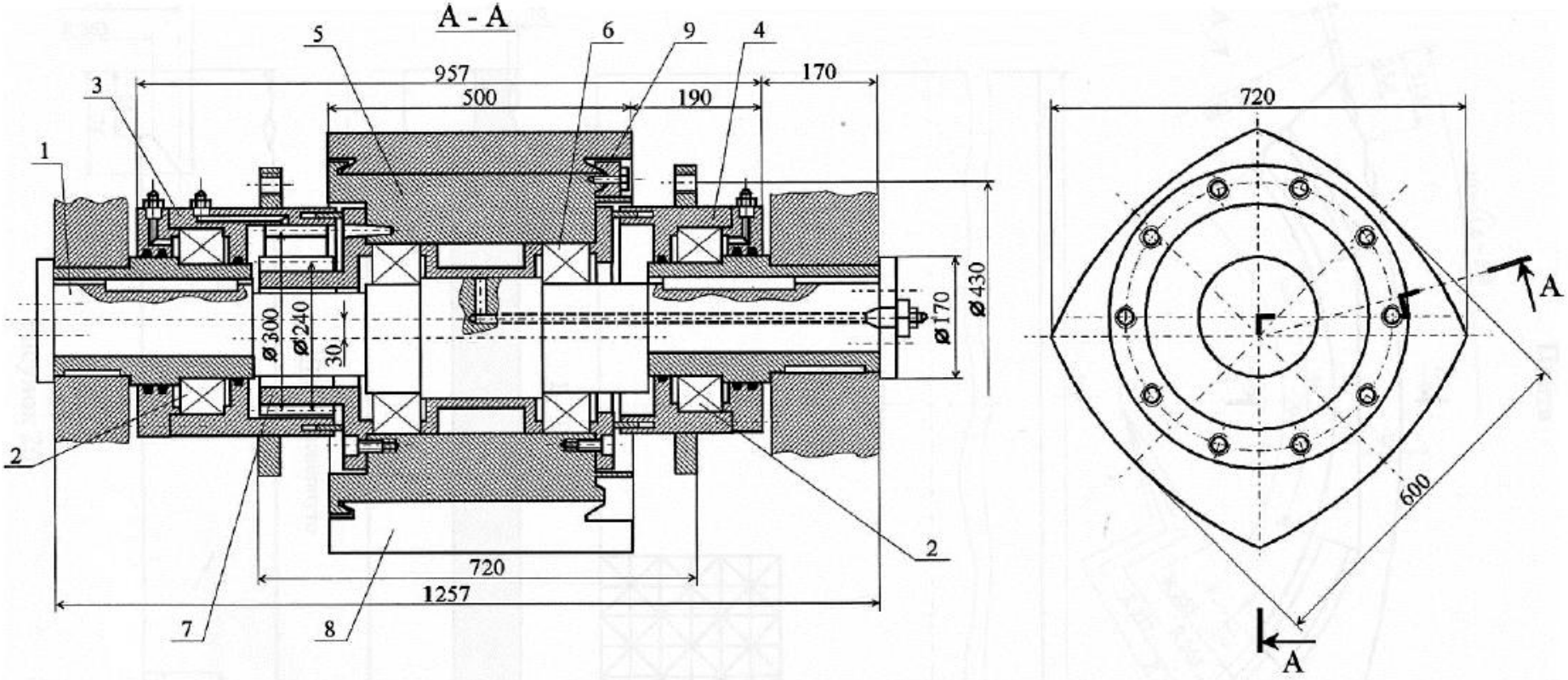


Рисунок 2.2 - Циклоїдальний валок:

1 – ексцентриковий вал; 2 – вальниці; 3,4 - корпуси зубчастих коліс; 5 – основний корпус; 6 – вальниця; 7 – сателіт; 8 – дробильна плита; 9 - прихват.

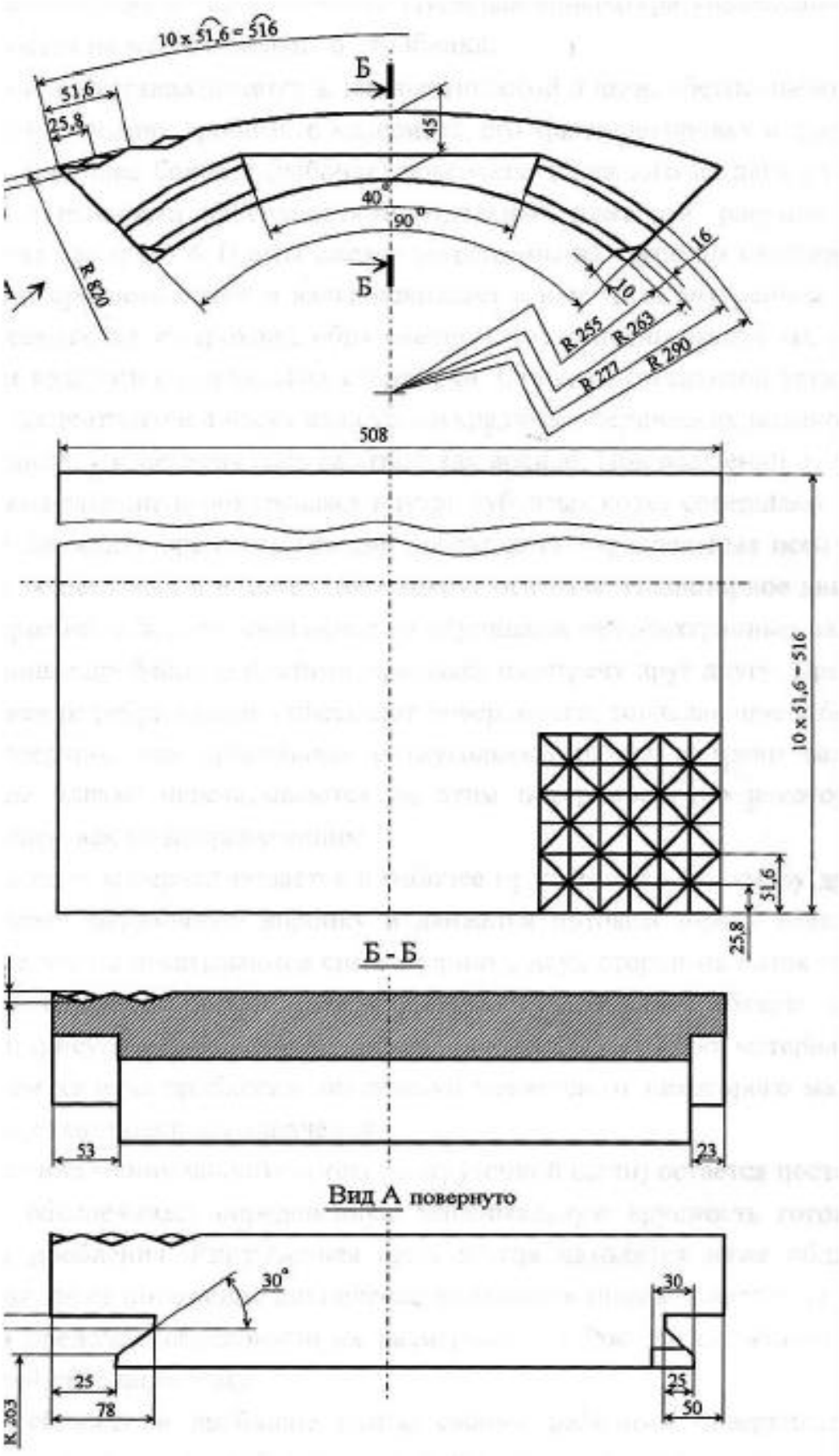


Рисунок 2.3 - Дробильна плита

захопленні подрібнювального матеріалу гранями двох валків змінюється кут нахилу, що призводить до стискання та подрібнення.

Регулювання зазору поверхні плит і встановлення їх зазорів, а також зусилля стиснення між валками проводиться за допомогою гайок, болтів і пружин, при цьому забезпечуючи подрібнення матеріалу, а також збільшення вихідної щілини при проходженні не подрібнених предметів. Для забезпечення мінімального проміжку між упорами (10 мм) гайки загортаються на болтах таким чином, щоб болти не мали вільного осьового переміщення. Для отримання рівномірної подачі матеріалу, його транспортування та просіювання дробарка встановлена в технологічну лінію, до складу якої входить пускова апаратура управління, а також розраховується і підбирається живлення трифазним струмом асинхронних двигунів 4А16054U2 з напругою струму 220/360 і частотою 50 Гц.

У дробарки робоча зона кожного із 2-х робочих органів утворена робочими зонами дробильних плит (рис.2.2). Кількість плит $z = 4$. Плити надійно встановлені на маточинах шестерень. Контур поперечного перерізу робочого органу відповідає контуру внутрішньої огинаючого сімейства епіциклоїд, який утворений точками гіпоциклоїди, або відповідає контуру квадрата з опуклими сторонами. Маточини шестерні встановлені на 2-рядних роликових сферичних вальницях на ексцентриковій частині валу. Ексцентрик валу діє як водило. Коли шестерні обертаються від приводу робочих органів, при цьому обкочуючись усередині зубчастих коліс, то здійснюють циклоїдальний рух, при якому обертається кожен навколо 2-х осей паралельно встановлених: навколо валу і таким чином навколо ексцентрика. Циклоїдальний рух також виконується за допомогою циклоїдальних робочих органів, які надійно з'єднані зі маточинами, утвореними дробильними плитами і обертаються назустріч один одному. Таким чином, ребра робочих органів описують поверхні, які збігаються з бічними поверхнями рівносторонніх п'ятикутних призм, а грані робочих органів (дробильні плити)

перекочуються за цими поверхнями з невеликим ковзанням вздовж цих поверхонь.

Завантажений матеріал подається до робочої зони (камера дроблення) через завантажувальний пристрій, потім рухається потоком між робочими органами. Дробильні плити (рис.2.3) зближуються в зоні подрібнення та розходяться в зоні вивантаження (рис.2.4), при цьому накочуючись симетрично з обох боків на потік матеріалу, так що покращуються умови для вивантаження матеріалу.

Об'єм камери дроблення періодично змінюється від максимального до певного мінімального значення.

Значення мінімального зазору (розвантажувальної щілини) залишається сталим, що забезпечує задану максимальну крупність кінцевого продукту подрібнення. Вивантажувальна щілина постійно знаходиться нижче зони подрібнення, але її положення періодично змінюється по вертикалі в межах, що визначаються розміром (довжина дуги) робочих дробильних поверхонь плит.

При зближенні дробильні плити впливають робочими зонами на шматки матеріалу, що обробляється, подрібнюючи їх шляхом роздавлювання.

Шматки матеріалу піддаються роздавлюванню в зоні подрібнення, в якому кут між дотичними до зон дробильних плит дорівнює куту захоплення, а також куту, при якому шматки подрібнювального матеріалу захоплюються дробильними плитами силами тертя. Зона подрібнення циклічно рухається між робочими зонами плит вертикально (рис.2.4) Дрібний матеріал падає з робочої зони через щілину.

Цикл дроблення припиняється, коли ребра багатогранних робочих органів зближуються в робочому просторі до мінімальної щілини. Далі ребра багатогранних робочих органів переміщаються вниз по вертикалі, потім розходяться різні сторони друг від друга.

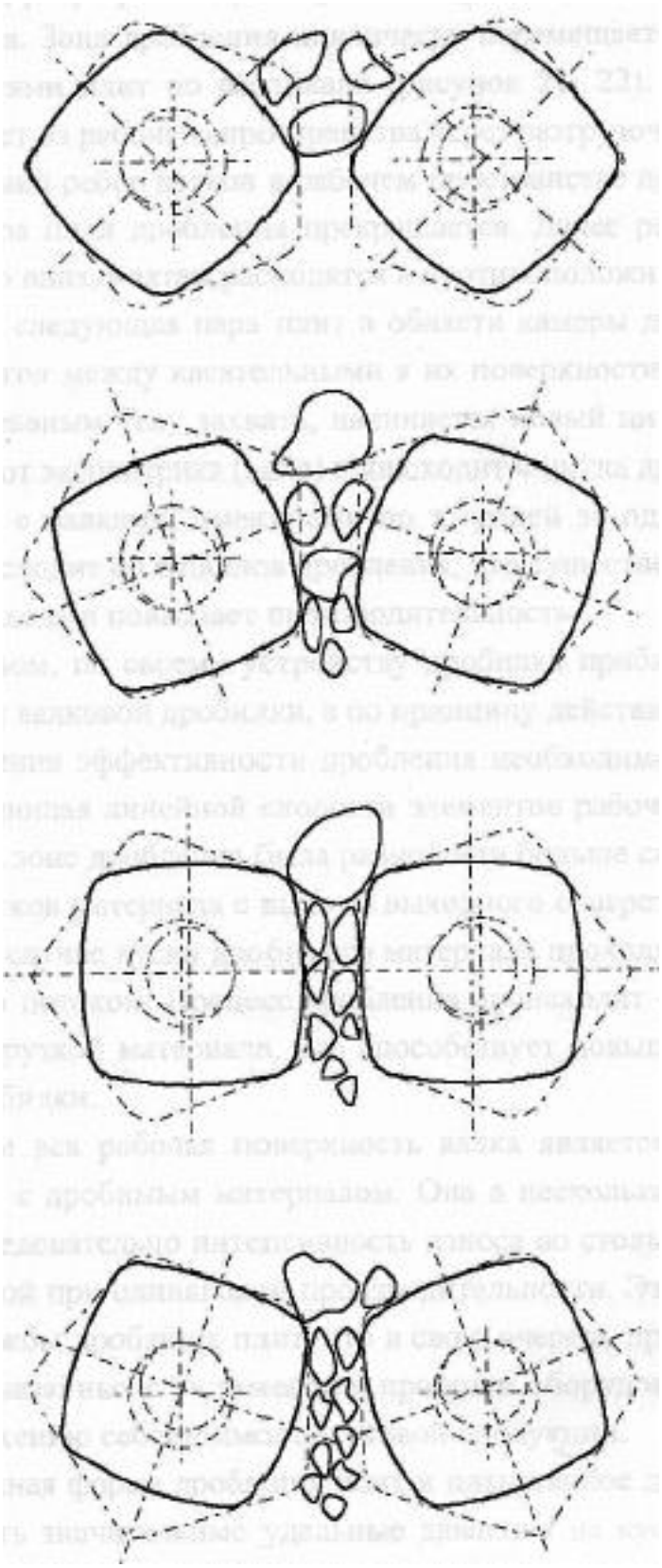


Рисунок 2.4 - Положення чотиригранних робочих органів під час роботи дробильної машини

Потім наступна пара дробильних плит області камери подрібнення зближується і тоді, коли кут між дотичними до поверхонь в зоні подрібнення дорівнює куту захоплення, то починається новий цикл подрібнення і т.д. За 1 оборот ексцентрика виходить 4 цикли подрібнення.

У дробильної машини з робочими органами, які мають за кількістю граней *z* і здійснюють 1 оборот навколо осі валу, виходить по *z* циклів подрібнення, що істотно дозволяє підвищити продуктивність і зменшити час холостого ходу.

Отже, за своєю конструкцією дробильна машина наближається до традиційної валкової дробарки, а відповідно до принципу роботи - до щокової.

Щоб підвищити ефективність подрібнення необхідно, щоб дотична складова вектора швидкості робочої поверхні дробильних плит в зоні дроблення повинна дорівнювати або перевищувати швидкість вільного переміщення шматків матеріалу від висоти виходу бункера. При цьому безперервність проходження подрібненого матеріалу між робочими органами дотримується. Процес дроблення здійснюється одночасно із завантаженням та вивантаженням матеріалу, що сприяє підвищенню ефективності дробильної машини.

Майже вся робоча зона робочого органу активна, тобто взаємодіє з матеріалом, що подрібнюється. Інтенсивність зносу набагато нижча, ніж у щоковій з тією ж продуктивністю. Збільшення терміну служби дробильної поверхні призводить до мінімальних витрат, пов'язаних з обслуговуванням та ремонтом, у результаті – знизиться собівартість продукції.

Циклоїдальний рух робочих органів та криволінійна форма дробильних плит дозволяють створювати значний питомий тиск у зоні подрібнення, при цьому покращуючи умови для руйнування.

За рахунок кругового руху робочих органів динаміки сил інерції, напругами в конструкціях будуть нижчими, ніж у конструкціях щокової

дробильної машини під час руху щоки, тим самим знижується маса, збільшується надійність роботи.

Розміри поперечного перерізу робочих органів у розглянутій конструкції дробильної машини приблизно в 2 рази менше, ніж у традиційних валкових дробильних машинах, при однаковій кривизні робочих зон.

2.2 Розрахунок основних параметрів дробарки зі складним рухом робочих органів

2.2.1 Кут захоплення робочих органів

Кут захоплення в дробильних машинах - кут між двома дотичними до поверхні дробильних плит робочих органів у точках початку подрібнення матеріалу. На невраховані маси подрібнювального матеріалу, що має форму кулі, діють нормальні сили P від дробильних плит обох робочих органів та сили тертя, які рівні Pf, де f – коефіцієнт тертя матеріалу про робочий орган (рис.3.5).

Шматок затягується робочими органами, за умови, що

$2Pf\cos\frac{\alpha}{2} \geq 2P\sin\frac{\alpha}{2}$, а $f > tg\frac{\alpha}{2}$, $f = tg\varphi$, φ - кут стирання.

Звідси, кут початку подрібнення дробарки з циклоїдальними робочими органами також як у традиційних валкових дробильних машинах не може бути більше подвійного кута тертя, $\alpha > 2\varphi$.

Відношення розміру d шматка оброблюваного робочими органами і радіуса R робочого органу, обчислюється з умов при відомих параметрах щілини розвантажувальної записується у вигляді рівняння:

$$R + \frac{a}{2} = \left(R + \frac{d}{2}\right)\cos\frac{\alpha}{2} \quad \text{або}$$

$$2R + a = (2R + d)\cos\frac{\alpha}{2} \qquad (2.1)$$

Поділивши на *d* виходить:

$$\frac{2R}{d}+\frac{a}{d}=\left(\frac{2K}{d}+1\right)\cos\frac{\alpha}{2}$$

Тоді, що ступінь дроблення в традиційних дробильних машинах дорівнюватиме чотирьом, а $\frac{a}{d}=0{,}25$.

$$\frac{R}{d}=\frac{1}{2}\cdot\frac{\cos\frac{\alpha}{2}-0{,}25}{1-\cos\frac{\alpha}{2}}. \qquad (3.2)$$

За $\frac{R}{d}\approx 10,\ \ \varphi\approx 17^{\circ}$, f = 0,3 для скальних порід:

$$R = 10d. \qquad (2.3)$$

Для традиційних валкових дробильних машин з гладкими циліндричними робочими органами відношення $\frac{D}{d}\approx 20,\ \ D = 20d$ [6-8]. Отже, габарити поперечного перерізу циклоїдального робочого органу при однакових умовах подрібнення, в 2 рази менше габариту поперечного перерізу традиційного циліндричного робочого органу з діаметром *D*, $R=\frac{D}{2}$.

$$R = (5+6)d, \qquad (2.4)$$

тобто, розміри циклоїдальних робочих органів приблизно 2 рази менше традиційних циліндричних за однакових умов.

Отже, вирішуються 2 практично важливі завдання:

1) розрахунок граничних розмірів завантажених шматків матеріалів для даної валкової дробарки;

2) розрахунок розмірів поперечного перерізу робочих органів, якщо відомо, якого розміру шматки матеріалу доведеться на ній дробити.

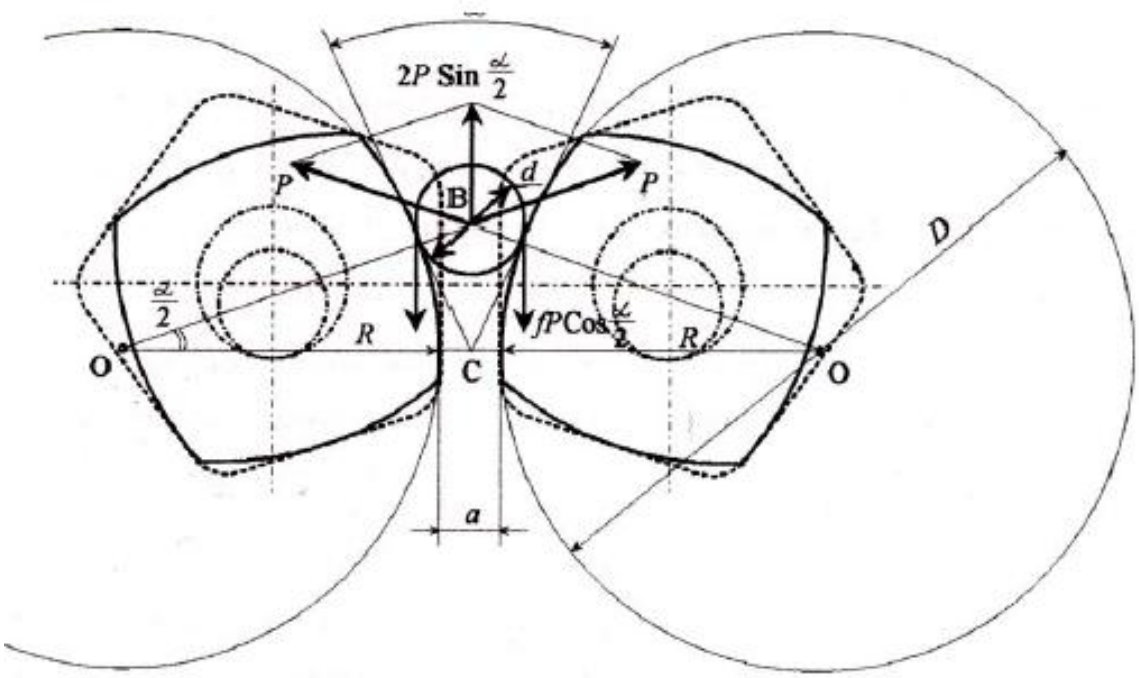


Рисунок 2.5 - Схема визначення кута захоплення робочих органів

2.2.3 Число оборотів ексцентрикового валу та робочого органу

Дробильні машини працюють циклічно. До складу циклу входить неодружена (неробоча) та робоча частини.

Неробоча (холоста) частина циклу відповідає руху вершин дроблять вниз до того положення, де починається наступний цикл дроблення.

Безпосередньо дроблення (робоча частина циклу) починається зі становища валків, де кут між поверхнями дроблять плит у точці торкання з шматком оброблюваного каменю дорівнює куту захоплення.

Положення вихідного шматка каменю, що обробляється заданого розміру буде гранично нижнім.

При подальшому обертанні робочих органів шматки каменю, що обробляється, дробляться.

Робоча частина циклу закінчується тоді, коли пара вершин робочого органу знаходиться на певній відстані один від одного у верхньому положенні, що дорівнює ширині вихідної щілини.

Залежно від значення кутової швидкості валків дробарки захоплення шматків матеріалу та процес дроблення може відбуватися по-різному.

При великій кутовій швидкості валків шматки матеріалу будуть захоплені, крім того вони почнуть дробитися, перш ніж перемістяться до допустимого нижнього положення.

Таким чином, зменшиться значення поверхні робочих органів, які активно взаємодіють із матеріалом, що призводить до більш інтенсивного зношування робочих органів.

При кутовий швидкості робочих органів, коли шматки матеріалу встигнуть переміститися в нижнє положення, але при цьому вони накопичаться в робочій зоні, викликаючи переповнення і, отже, підвищене споживання енергії для дроблення, а також можливе поломку деталей дробарки.

Кутова швидкість робочих органів буде оптимальною, коли маса матеріалу, що рухається з верхньої частини конвеєра живлення, буде переміщатися в робочу зону дробильної машини як суцільна подрібнена маса з товщиною мінімальної розміру шматка.

Такий рух забезпечується за умови, що час t_2 вільного удару об поверхню робочого органу оброблюваного матеріалу з точки, яка обумовлена положенням робочих органів в кінці циклу до точки його самого нижнього положення, буде дорівнює часу t_3 повороту вершин поперечного перерізу робочих органів в неробочій (холостий) частини циклу (рис.2.6).

Час t_1 руху шматка вертикально h_1, тобто від верхньої точки падіння до позиції 1 руйнування матеріалу на робочу поверхню, яке знайдемо з виразу:

$$h_1 = V_0 t + \frac{g t_1^2}{2}, \qquad (2.5)$$

де V_0 – початкова швидкість падіння шматка, яка залежить від швидкості падіння верхньої точки;

g – постійне значення, 9,81 м/с^2.

Розв'язавши рівняння:

$$\frac{gt_1^2}{2} + V_0 t_1 - h_1 = 0 \qquad (2.6)$$

Відносно t_1 отримуємо:

$$t_1 = \frac{-V_0 \pm \sqrt{V_0^2 + 2gh_1}}{g}. \qquad (2.7)$$

Швидкість подрібненої маси в положенні 1:

$$V_1 = V_0 + gt_1. \qquad (2.8)$$

якщо $V_0 = 0$,

$$t_1 = \sqrt{\frac{2h_1}{g}}, \quad V_1 = \sqrt{2gh_1}. \qquad (2.9)$$

Переміщення подрібненої маси вертикально в робочій зоні дробильної машини, тобто з позиції 1 до нижньої позиції 2 під дією сили тяжіння, яке отримаємо з виразу:

$$h_2 = V_1 t_2 + \frac{gt_2^2}{2} \quad . \qquad (2.10)$$

Розв'язавши квадратне рівняння:

$$\frac{gt_2^2}{2} + V_1 t_2 - h_2 = 0 \qquad (2.11)$$

щодо t_2 знаходимо:

$$t_2 = \frac{-V_1 \pm \sqrt{V_1^2 + 2gh_2}}{g}. \qquad (2.12)$$

Швидкість шматка подрібнювального матеріалу в позиції 2 дорівнює:

$$V_2 = V_1 + gt_2 \qquad (2.13)$$

при $V_0 = 0$

$$t_1^2 = \frac{-\sqrt{2gh_1} \pm \sqrt{2gh_1 + 2gh_2}}{g}, \qquad (2.14)$$

$$V_2 = \sqrt{2gh_1} + gt_1^2 \qquad (2.15)$$

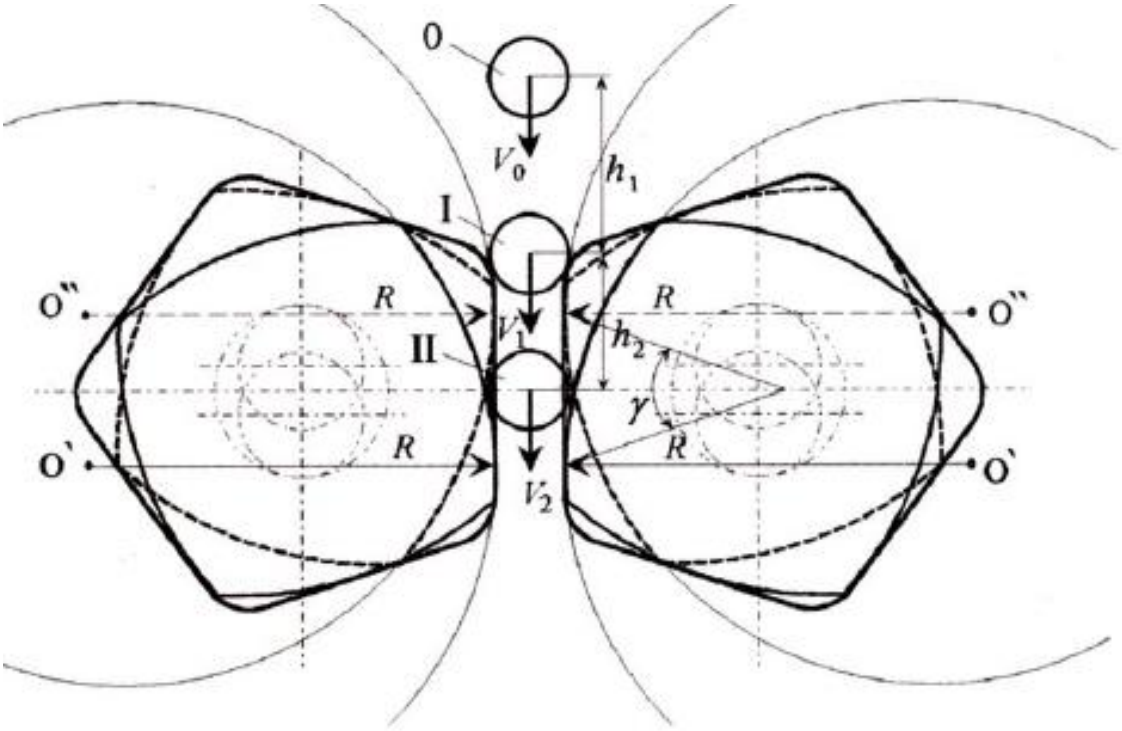


Рисунок 2.6 - Схема визначення числа оборотів приводного валу

Час обертання точки, що описує гіпоциклоїд на кут у неодруженій частині циклу, яке знайдемо з пропорції:

$$\omega_1 - 1c, \qquad \frac{\pi\gamma^0}{180^0} - t_3,$$

де ω_1 - кутова швидкість робочих органів, рад/с;

$\pi/180^o$ – коефіцієнт переводу;

γ - кут повороту робочого органу з крайнього нижнього положення в крайнє верхнє положення, що визначається з формули $\gamma = \frac{180^o}{z}$.

Тоді:

$$t_3 = \frac{\pi\gamma}{180^o \omega_1} = n\frac{r}{6n_1}, \qquad (2.16)$$

де n_1 - число оборотів робочих органів, об/хв.

число оборотів робочих органів n_1 визначимо з умови $t_2=t_3$ за наступною залежністю:

$$n_1 = \frac{\gamma}{6t_2}. \qquad (2.17)$$

Знаючи величину n_1, частота обертання циклоїдального валка дорівнюватиме:

$$n=z\cdot n_1 . \qquad (2.18)$$

Для запобігання ударам шматків подрібнювального матеріалу об ребра робочих органів, при найменшому зазорі плит один від одного, тоді в кінці процесу подрібнення має виконуватися така умова:

$$V_{\min} \geq V_1$$

де $V_{\min} = \omega_1 r(c-1)$- найменша швидкість точки, що описує гіпоциклоїд.)

2.3 Розрахунок геометричних характеристик робочих органів дробарки

Ексцентриситет ексцентриків (довжину водила) приймаємо рівним e = 30мм. Тоді діаметр сателіту планетарного редуктора:

$$dc = 8 \cdot e = 8 \cdot 30 = 240 \text{ мм}$$

Діаметр коронного колеса:

$$\frac{D_k}{D_c} = \frac{300}{240} = \frac{5}{4}. \qquad (2.19)$$

Діаметр циліндричного гладкого валка, еквівалентного по захоплюючій здатності чотиригранного валку з опуклими гладкими гранями (розроблюваному) в мм.

$$D_2 = 20\cdot d, \qquad (2.20)$$

де d – розмір, що характеризує максимальну крупність вихідних шматків дробного матеріалу, мм (d = 100 мм).

$$D_2 = 20\cdot 100 = 2000 \text{ мм}.$$

Діаметр циліндричного рифленого валка за зазначених вище умов:

$$D = 10\cdot d = 10\cdot 100 = 1000 \text{ мм}. \qquad (2.21)$$

Радіус кривизни сторони поперечного перерізу гладкого валка (2.20):

$$R = \frac{D_2}{2} = \frac{2000}{2} = 1000 \text{ мм}. \qquad (2.22)$$

Радіус кривизни поперечного перерізу квадратного рифленого валка (рис. 2.7).

$$R = \frac{D}{2} = \frac{1000}{2} = 500\,\text{м}. \qquad (2.23)$$

Орієнтуючись на рифлені квадратні валки і забезпечуючи деякий запас захоплюючої здатності приймаємо R = 660 мм.

Тоді діаметр еквівалентного циліндричного валка:

$$D = 2R = 2\cdot 660 = 1320 \text{ мм}. \qquad (2.24)$$

Ширина та висота поперечного перерізу квадратного валка

$$B = R - 2 = 660 - 2\cdot 30 = 600 \text{ мм}. \qquad (2.25)$$

Діагональ поперечного перерізу валка

$$C = B + 4 = 600 + 4\cdot 30 = 720 \text{ мм}. \qquad (2.26)$$

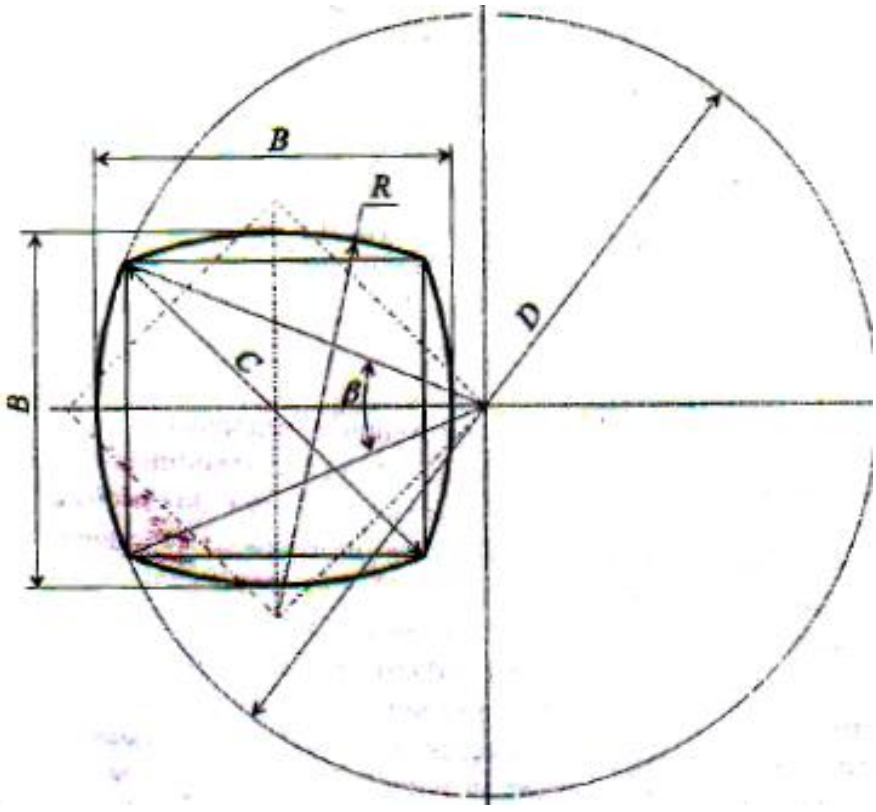


Рисунок 2.7- Схема визначення основних геометричних розмірів валка

Довжина дуги сторони поперечного перерізу валка

$$\ell_д = \beta \cdot R, \qquad (2.27)$$

де β - центральний кут обхвату дуги сторони поперечного перерізу валка, радий (β=π/4).

$$\ell_д = 3{,}14 \cdot 660/4 = 518{,}1 \text{ мм}.$$

Довжину валка приймаємо *L=500мм*.

2.4 Розрахунок технологічних характеристик дробарки

Продуктивність дробарки. Об'ємна продуктивність дробарки м^3/год визначається як обсяг стрічки подрібнювального матеріалу шириною, яка дорівнює довжині L робочого органу, і товщиною, яка дорівнює ширині d вивантажувальної щілини, що проходить між валками, що обертається, за 1 годину [19]:

$$П_0 = 60 \cdot \mu \cdot V \cdot n, \qquad (2.28)$$

де μ - коефіцієнт, який враховує ступінь розпушування матеріалу (μ = 0,2-0,3 - для міцних матеріалів);

V - обсяг стрічки матеріалу, який проходить між валками за один оборот робочих органів, м^3/об;

n - частота обертання валка (n = 100-120 об/хв)

$$V = k\ell_Д \cdot z \cdot L \cdot a, \qquad (2.29)$$

де k = 0,7-0,8 коефіцієнт, що враховує зменшення довжини дуги робочої поверхні валка;

z - число граней валка (z = 4);

L - Довжина валка, м (L = 0,50);

a - ширина вихідної щілини, м (0,01- 0,04 м).

$$V = 0{,}29 \cdot 4 \cdot 0{,}5 \cdot (0{,}01 - 0{,}04) = (0{,}01 - 0{,}04)\ \text{м}^3/\text{об}\ .$$

Об'ємна продуктивність за мінімальної ширини вихідної щілини (a = 0,01 м), м^3/год.

$$П_{об} = 60 \cdot 0{,}3 \cdot 0{,}003 \cdot 100 = 5{,}4\ \text{м}^3/\text{ч}.$$

Масова продуктивність, т/год:

$$П_м = П_{об}\, \rho, \quad (2.30)$$

де ρ – насипна щільність щебеню (ρ=1,4÷1,7 т/м^3).

$$П_м = 5{,}4 \cdot 1{,}55 = 8{,}37 \approx 8{,}4\ \text{т/год}$$

Об'ємна продуктивність при максимальній ширині вихідної щілини (a =0,04 м), м^3/год.

$$П_{об} = 60 \cdot 0{,}3 \cdot 0{,}01 \cdot 110 \approx 19{,}8\ \text{м}^3/\text{год} \approx 20\text{м}^3/\ \text{год}$$

Масова продуктивність:

$$П_м = 19{,}8 \cdot 1{,}5 = 29{,}7 \approx 30\ \text{т/год}$$

З залежності (2.28) показано збільшення продуктивності дробильної машини пропорційно числу оборотів валів n.

Окружна швидкість робочої зони становить 2…4 м/с традиційних дробильних машинах (з циліндричними робочими органами).

При підвищених оборотах швидкостей можна побачити «відставання» подрібненої маси, тобто. вони гірше захоплюються валками.

Це у свою чергу веде до швидкого зносу робочих органів, збільшення енергоємності, появи вібраційного впливу дробарки та можливої відмови деталей.

Оптимальне число обертань циклоїдальних робочих органів, які здійснюють планетарний рух, необхідно визначити на основі експериментальних досліджень.

Зусилля дроблення. Сила подрібнення P, Н визначається як множення межі міцності подрібненої маси на стиск σ_{cm} , Па і площі, що відбувається натискання робочого органу подрібнення матеріалу F, м^2 і коефіцієнтів, що враховують розпушування та одночасне руйнування матеріалу:

$$P_{ср} = \sigma_{ст} \cdot F \cdot \mu \cdot \lambda, \qquad (2.31)$$

де $\sigma_{ст}$ - границя міцності матеріалу на стиск, Па (для матеріалів середньої міцності $\sigma_{ст} = 160 \cdot 10^7$ Па); сж

F - площа, де відбувається натискання робочого органу подрібнення матеріалу, м^2;

μ - коефіцієнт, який враховує розпушування матеріалу;

λ- коефіцієнт, що враховує одночасність руйнування матеріалу.

Площа F дорівнює:

$$F = L \cdot \ell, \qquad (2.32)$$

де L – довжина валка;

ℓ – довжина дуги, що відповідає половині кута захвату (при $\alpha/2$ = 170 ℓ =0,29 R).

$$F = 0{,}50 \cdot 0{,}29 \cdot 0{,}5 = 0{,}072 \text{ м}^3$$

За формулою (2.31) знаходимо середнє зусилля дроблення:

$$P_{ср} = 160 - 106 - 0{,}072 - 0{,}3 - 0{,}015 = 51840 \text{ Н}.$$

Потужність приводу дробарки. Орієнтовна потужність приводу визначається за такою формулою:

$$N_{\max} = 13{,}7 \cdot 10^{-8} \frac{\sigma_{cm}^2 П_M}{\eta E \gamma} \cdot \lg i, \qquad (2.33)$$

де σ_{cm} - границя міцності матеріалу при стисканні, кгс/см^2;

$П_м$ - продуктивність дробарки, кг/год;

η - загальний к.к.д. дробарки;

E - модуль пружності матеріалу (для гранітів $E = 3 \cdot 10^5 \div 6 \cdot 10^5$ кгс/см^2);

γ - питома вага матеріалу, чисельно рівна насипної щільності ρ = 1,5 кгс/см^3;

i - ступінь подрібнення (i = 4).

$$N_{\max} = 13{,}7 \cdot 10^{-8} \frac{1600^2 \cdot 29{,}7 \cdot 10^3}{0{,}55 \cdot 6 \cdot 10^5 \cdot 1{,}5} \cdot 0{,}6 = 12{,}4 \text{ кВт.}$$

2.5 Визначення кінематичних параметрів дробарки

Частота обертання валу двигуна n_1 = 1500 об/хв.

Кутова швидкість обертання валу двигуна:

$$\omega_1 = \pi \cdot n_1/30 = 3{,}14 \cdot 1500/30 = 157 \text{ с}^{-1} . \quad (2.34)$$

Передавальне число клинопасової передачі:

$$i_1 = d_{p2} / d_{p1} (1-\varepsilon) , \quad (2.35)$$

де d_{p1}, d_{p2} - діаметри відповідно ведучого (d_{p1} = 130 мм) та веденого (d_{p2} = 440 мм) шківів;

ε - відносне ковзання ременя (ε = 0,02).

$$i_1 = (440/130) \cdot (1 - 0{,}02) = 3{,}3.$$

Окружна швидкість паса:

$$\upsilon_p = \frac{\pi d_{pq} n}{60} = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}13 \cdot 1500}{60} = 10{,}2 \text{ м/с.} \quad (2.36)$$

Частота обертання водила (приводного валу):

$$n_2 = n_B = \frac{n_1}{i_1} = \frac{1500}{3{,}3} = 455 \text{ об/хв.}$$

Кутова швидкість водила:

$$\omega_2 = \omega_н = \pi n_2/30 = 3{,}14 \cdot 120/30 = 50{,}5\ c^{-1}.$$

Частота обертання валка:

$$n_3 = n_c = \frac{n_2}{i_{21}} = \frac{455}{4} = 114 \text{ об/хв.}$$

Кутова швидкість обертання валка:

$$\omega^3 = \omega_в = \pi n_3/30 = 3{,}14 \cdot 114/30 = 11{,}93\ c^{-1}.$$

2.6 Розрахунок планетарного механізму

Мета розрахунку: визначити основні геометричні, кінематичні та силові параметри механізму.

Дані для розрахунку: ділильна міжосьова відстань $a_w = e = 30$ мм; відношення ділильного діаметра колеса $D_k = d_2$=300мм до тривалого діаметру сателіту $d_c = d_1 = 240$ мм дорівнює 5/4, потужність на водилі $N_в = 12{,}4$ кВт. Під час розрахунку використовувалися літературні джерела [14,15,19].

Розрахунок геометричних властивостей. Ділильна міжосьова відстань:

$$a_w = (z_2 - z_1) \cdot m/2\ , \qquad (2.37)$$

де z_2 - число зубів коронного колеса;

z_1 – число зубів сателіту;

m – модуль зубів.

Модуль вибираємо з ряду значень нормальних модулів таким, щоб різниця (z_2 - z_1) була цілим числом. Іншою умовою при виборі модуля є умова виникнення інтерференції зубів. Відповідно до рекомендацій [14,15] число зубів на коронному колесі z_2 має дорівнювати z_1+7.

Приймаємо модуль m = 5мм.

Число зубів сателіту z_1 і колеса z_2 дорівнює:

$$z_1 = d_1/m = 240/5 = 48 ; \qquad z_2 = d_2/m = 300/5 = 60$$

За формулою (3.37) знаходим:

$$\alpha_\omega = (60 - 48)\cdot 5/2 = 30 \text{ мм}.$$

Діаметр вершин зубів сателіту d_{a1} та колеса d_{a2}

$d_{a1} = d_1 + 2m = 240+2\cdot 5 = 250$ мм; $d_{a2} = d_2 - 2m = 300-2\cdot 5 = 290$ мм.

Діаметр западин зубів сателіту d_{a1} та колеса d_{a2}:

$$d_{f1} = d_1 - 2(c + m) = 240-2(1,25+5) = 227,5 \text{ мм};$$
$$d_{f2} = d_2 + 2(c + m) = 300+2(1,25+5) = 287,5 \text{ мм}.$$

Тут c = 0,25m – радіальний зазор (c = 0,25·5 = 1,25 мм).

Ширина зубчастого вінця сателіту:

$$b_1 = \psi_{вd} \cdot d_1 = 0.5\cdot 240 = 120 \text{ мм},$$

де $\psi_{вd}$ - коефіцієнт ширини зубчастого вінця по початковому діаметру при симетричному розташуванні зубчастого колеса щодо опор $\psi_{вd}$ = 0,4…1,6.

Розрахунок кінематики планетарного механізму. Передавальне число планетарного механізму при провідному водbлі (від водила до сателіту) [14,15]:

$$i_n = i^3_{H1} = z_1/(z_1 - z_2) = 48/(48-60) = -4. \quad (2.38)$$

Передаточне число між ланками «сателіт – коронне колесо»:

$$i^3_{H1} = z_2/z_1 = 60/48 = 5/4\ . \quad (2.39)$$

К.К.Д. планетарного механізму:

$$\eta_n = \eta^3_{H1} = 1/[1+(i^3_{H1}-1)\cdot(1-\eta^3_{H1})/\eta^3_{H1}] = 1/[1+(4-1)(1-0,98)/0,98]=0,95 \quad (2.40)$$

Силовий розрахунок планетарного механізму. Середній момент на водилі:

$$T_2 = N_{max}/2\omega_2\eta_n = 12,4\cdot10^3/250.5\cdot0,95 = 129,2 \text{ Нм} \quad (2.40)$$

Середній момент на сателіті:

$$T_3 = T_2\cdot in\cdot \eta_n = 129,2\cdot4\cdot0,95=491,1 \text{ Нм} \quad (2.41)$$

Середній момент на валу двигуна:

$$T_1 = T_2/i_1\cdot \eta_k\ , \quad (2.42)$$

де η_k - к.к.д. клинопасової передачі ($\eta_k = 0,96$).

$$T_1 = 129,2 / 3,3\cdot0,96 = 40,8 \text{ Н},$$

Окружне зусилля в зубчастому зачепленні:

$$F_t = 2T_3\cdot10^3/d_1 = 2\cdot491,1\cdot10^3/240 = 4092,5 \text{ Н}.$$

Радіальна сила в зубчастому зачепленні:

$$F_r = F_t tg\alpha = 4092{,}5 \cdot \text{tg}20^0 = 1473{,}3 \text{ Н},$$

де α - кут зачеплення (α=20^0).

2.7 Визначення силових параметрів планетарного механізму та розрахунок на міцність

Для виготовлення зубчастих коліс планетарного механізму приймаємо матеріали:

- сателіт – сталь 45 ДСТУ 7809:2015, термічна обробка – покращена, твердість по Брінелю НВ 220-240,
- колесо – сталь 45, термічна обробка – покращена, твердість за Брінелем НВ 200-220.

Для зубчастих коліс планетарного механізму приймаємо восьму ступінь точності – 8.

Розрахунок зубів на контактну витривалість. Вираз для перевірочного розрахунку зубів проектованої передачі на контактну міцність відповідно до записується у вигляді:

$$\sigma_H = z_H z_M z_B \sqrt{\omega_{Ht}\left(i_{13}^H - 1\right)/ d_\omega i_{13}^H} \le [\sigma_H], \qquad (2.43)$$

де $\sigma_н$ - контактні напруження, що діють у передачі, МПа;

$z_н$ - коефіцієнт, що враховує форму сполучення поверхні зубів ($z_н$ = 1,76);

$z_м$ - коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів сполучених зубів ($z_м$ = 275 · 10^3Па);

z_B - коефіцієнт, що враховує сумарну довжину прямолінійної ділянки;

ω_{Ht} - питома розрахункова сила по колу;

$[\sigma_H]$ - допустимі контактні напруження.

$$z_B = \sqrt{\frac{4-\varepsilon_{CT}}{3}} = \sqrt{\frac{4-1,6}{3}} = 0,9, \qquad (2.44)$$

де $\varepsilon_{ст}$ - коефіцієнт торцевого перекриття ($\varepsilon_{ст}$ = 1.6);

$$\omega_{нt} = F_t \cdot k_{нα} \cdot k_{нβ} \cdot k_{нγ} / b_1,$$

де $k_{нα}$ - коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження ($k_{нα}$ = 1);

$k_{нβ}$ - коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження по довжині ($k_{нβ}$ = 1);

$k_{нγ}$ - коефіцієнт динамічного навантаження ($k_{нγ}$ = 1.1);

$$\omega_{Ht} = 4092,5 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,1/120 = 37,5 \text{ Н/мм}. \qquad (2.45)$$

Допустима контактне напруження:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\lim}}{S_H} z_r z_v k_{Hl}, \qquad (2.46)$$

де $\sigma_{H\lim}$ - границя точкової втоми поверхонь зубів із базовим числом періодів напруг, МПа.

Для вуглецевих та легованих сталей при твердості НВ ≤ 350:

$$\sigma_{H\lim} = 2\text{НВ} + 70 = 2 \cdot 220 + 70 \le 510 \text{ МПа}. \qquad (2.47)$$

де $S_н$ - коефіцієнт безпеки ($S_н$ = 1,1);

z_r - коефіцієнт, що враховує шорсткість поверхонь зубів (z_r = 1);

z_v - коефіцієнт, що враховує окружну швидкість передачі (z_v = 1);

$k_{нl}$ - коефіцієнт довговічності, що залежить від відношення $N_{не} / N_{но}$,

де $\underline{N_{не}}$ - робоче число циклів напруг у зубах з постійним режимом завантаження:

$$N_{не} = 60 \cdot c \cdot n_3 \cdot t = 60 \cdot 1 \cdot 120 \cdot 5000 = 36 \cdot 10^6,$$

де c - число однакових зубчастих коліс, що зчеплюються з розрахунковими (c =1);

t - тривалість роботи передачі під навантаженням (t = 5000 год);

$N_{но}$ - базове число циклів напруг у зубах ($N_{но}$ =12·10^6).

$$N_{не} / N_{но} = 36 \cdot 10^6 / 12 \cdot 10^6 = 3.$$

Тоді $k_{нl}$ = 1.

За формулою (2.46) знаходимо:

$$[\sigma_н] = 510 / 1{,}1 \cdot (1 \cdot 1 \cdot 1) = 464 \text{ МПа}$$

Для запобігання крихкому руйнуванню поверхонь зубів, граничні контактні напруження$[\sigma_{нmax}]$ повинні бути не більше $2{,}8\sigma_m$, тобто.

$$[\sigma_{нmax}] \le 2{,}8\sigma_m \quad \text{або} \quad [\sigma_{нmax}] \le 2{,}8 \cdot 390 = 1092 \text{ МПа},$$

де σ_m - границя плинності сталі. Для сталі 45 при термообробці – покращення σ_m =390 МПа.

Тепер за формулою (2.43) знаходимо:

$$\sigma_H = 1{,}76 \cdot 275 \cdot 0{,}9 \cdot \sqrt{\frac{37{,}5(1{,}25-1)}{16 \cdot 1{,}25}} = 100{,}2 \text{ МПа} < [\sigma_н] = 464 \text{ МПа}.$$

Таким чином, умова контактної міцності зубців планетарної передачі виконується.

Розрахунок зубів на згинальну витривалість. Умова міцності зубів на вигин при перевірочному розрахунку має вигляд:

$$\sigma_F = Y_F \cdot Y_E \cdot Y_\beta \cdot \omega F_t \cdot m \le [\sigma_F], \qquad (2.48)$$

де Y_F - коефіцієнт форми зуба (Y_F = 3,8);

Y_E - коефіцієнт перекриття зубів (Y_E = 1);

Y_β - коефіцієнт нахилу зубів (Y_β = 1);

ω_{Ft} - питома розрахункова окружна сила, МПа;

$[\sigma_F]$ – допустима напруга на вигин для зубів (2.50).

$$\omega_{Ft} = k_{F\alpha} \cdot k_{F\beta} \cdot k_{Fv} \cdot F_t / б1, \quad (2.49)$$

де $k_{F\alpha}$ - коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження ($k_{F\alpha}$ =1);

$k_{F\beta}$ - коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження за довжиною ($k_{F\beta}$ =1);

k_{Fv} - коефіцієнт динамічного навантаження (k_{Fv} = 1,1);

$$\omega_{Ft} = 4092{,}5 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1{,}1120 = 37{,}5 \text{ Н/мм}.$$

Допустима напруга на вигин для зубів:

$$[\sigma_F] = (\sigma_{Flim} / S_F) \cdot k_{FL} \cdot k_{FS}, \quad (2.50)$$

де $\sigma_{F\ lim}$ – границя витривалості або базове число циклів напруги матеріалу зубів при згинанні. Для вуглецевих та легованих сталей при твердості НВ ≤ 350:

$$\sigma_{F\ lim} = 1{,}35 \cdot \text{НВ} + 100 = 1{,}35 \cdot 220 + 100 = 397 \text{ МПа}; \quad (2.51)$$

S_F - коефіцієнт безпеки (S_F =1.1);

k_{FL} - коефіцієнт довговічності по вигину;

k_{FS} - коефіцієнт впливу навантаження на зуби. k_{FS} = 1 при односторонній дії навантаження.

$$k_{FL} = \sqrt[m]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}} = \sqrt[5]{\frac{4 \cdot 10^6}{36 \cdot 10^6}} = 0{,}85, \quad (2.52)$$

де N_{FO} – робоча кількість циклів навантажень, (N_{FO}= $4 \cdot 10^6$);

NF_E – еквівалентна кількість циклів навантажень:

$$NF_E = 60 \cdot n \cdot t = 60 \cdot 1 \cdot 120 \cdot 5000 = 36 \cdot 10^6.$$

Оскільки $N_{FE} > NFO$, приймаємо k_{FL}=1; [σ_F]=397 1,1·1·1=360 МПа,

Остаточна умова міцності (2.48):

$$\sigma_F = 3{,}8 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 37{,}5/5 = 28{,}5 \text{МПа} \leq [\sigma_F] = 360 \text{ МПа}$$

Таким чином, умова міцності зубів на вигин дотримано.

2.8 Визначення діючих навантажень на валу

На вал з боку валка діють такі навантаження (рис.2.8):

- сила дроблення $P_{ср}$ = 51840Н (змінна);
- відцентрова сила інерції маси валка $P_{ц}$;
- сила тяжіння валка $P_{т}$;
- радіальна сила в зубчастому зачепленні F_r.

Відцентрова сила інерції:

$$P_{ц} = m \cdot \omega_2^2 \cdot e = 545 \cdot 50{,}5^2 \cdot 0{,}03 = 41697\ H, \qquad (2.53)$$

де m – маса валка (m ≈ 545 кг).

Сила тяжіння валка P_m ≈ 5450 Н.

Радикальна сила в зубчастому зачепленні F_r = 1473,3 H.

Найбільш несприятливе поєднання навантажень показано на рис.2.8 результуюча сила:

$$P_p = \sqrt{(P_Ц + P_T + F_r)^2 + P_{ср}^2} = \sqrt{(41697 + 5450 - 1473{,}3)^2 + 51840^2} = 69152 \text{ Н}. \qquad (2.54)$$

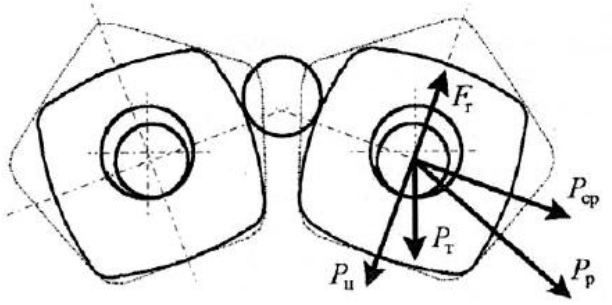


Рисунок 2.8 - Поєднання навантажень, що діють на вал

Розрахункова схема валу представлена на рис.2.9.

Реакція $R_A=R_B=P_P/2 = 44162/2 = 22081\ H$.

Згинальний момент у небезпечному перерізі:

$$Mu = (Pp/2)\cdot\tau_1 = (44162/2)\cdot 0{,}25 = 5520{,}3\ H\cdot\text{м}. \quad (2.55)$$

Еквівалентний момент

$$M_e = \sqrt{M_u^2 + T_2^2} = \sqrt{5520{,}3^2 + 192{,}2^2} = 5500\ \text{Н}\cdot\text{м}. \quad (2.56)$$

Матеріал валу – сталь 45 (поковка) $\sigma_в = 530$ МПа;
$\sigma_т = 275530$ МПа; твердость НВ 156…197.

Границя витривалості при крученні:

$$\tau_{-1} = 0{,}22\cdot \sigma_в = 0{,}22\cdot 530 \approx 117\ \text{МПа}.$$

Допустима напруга при крученні (пульсуючий цикл):

$$[\tau] = 1{,}4\cdot\tau_{-1}/n = 1{,}4\cdot 117/2 \approx 82\ \text{МПа},$$

де n - коефіцієнт запасу міцності.

Діаметр цапфи перевірно:

$$d_ц = \sqrt[3]{\frac{16T_2 10^3}{\pi[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16\cdot 129{,}2\cdot 10^3}{3{,}14\cdot 82}} = 20{,}6\ \text{мм}. \quad (2.57)$$

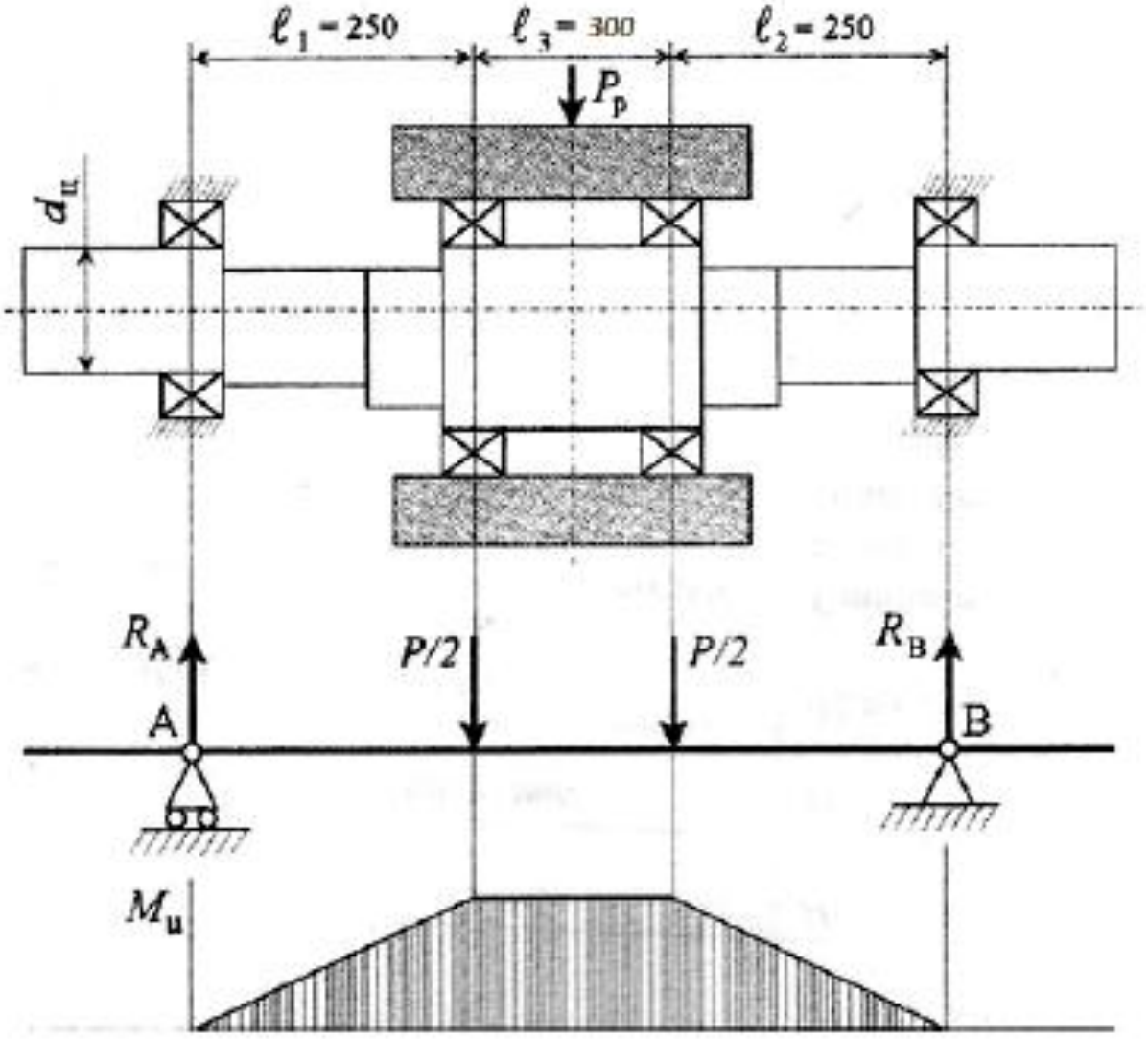


Рисунок 2.9 - Розрахункова схема валу дробарки

Конструктивно діаметр цапфи прийнято 90 мм.

Допустима напруга вигину при пульсуючому циклі:

$$[\sigma_ц] = \frac{1{,}4\sigma_{-1}}{k_0 n}, \qquad (2.58)$$

де σ_{-1} - границя витривалості при згинанні (σ_{-1}=0,43$\sigma_в$ = 273 Мпа);

k_0 - коефіцієнт, що враховує наявність концентратів напружень (за наявності жолобника k_0 = 2÷2,8).

$$[\sigma_u] = \frac{1{,}4 \cdot 273}{2{,}8 \cdot 2} = 68 \text{ МПа}.$$

Необхідний діаметр валу в небезпечному перерізі, мм

$$[d\ ] = \sqrt[3]{\frac{M_e 10^3}{0{,}1[\sigma_u]}} = \sqrt[3]{\frac{6900 \cdot 10^3}{0{,}1 \cdot 68}} = 100 \text{ мм}. \qquad (2.59)$$

Конструктивно діаметр валу прийнято 120 мм.

Еквівалентне напруження, МПа:

$$\sigma_e = \frac{32 \cdot 10^6}{\pi d^3}\sqrt{M_e^2 + 0{,}75T_2^2} = \frac{32 \cdot 10^6}{3{,}14 \cdot 1{,}2^3}\sqrt{6900^2 + 0{,}75 \cdot 140{,}7^2} = 40{,}78 \text{ МПа}. \qquad (2.60)$$

Запас міцності за межами текучості

$$n_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_e} = \frac{275}{40{,}68} = 6{,}76. \qquad (2.61)$$

Отже, прийняті конструктивно розміри валу задовольняють умову його міцності.

2.9 Вибір вальниць

Орієнтуючись на роликові сферичні радіальні дворядні вальниці (ДСТУ ГОСТ 24696:2008) вибираємо для опори валка і валу однакові вальниці типу 3524 з параметрами [12,13]:

D = 120 мм; D = 215 мм; B = 58 мм; C= 415000Н; C_0 = 325 000 Н.

Еквівалентне навантаження:

$$P_e = (X \cdot V \cdot P_2 + Y \cdot P_a) \cdot k_\sigma \cdot k_m, \qquad (2.62)$$

де X та Y – коефіцієнти радіального та осьового навантажень (X=1; Y=0);

V - коефіцієнт безпеки (V = 1,2);

P_2 - радіальне навантаження ($P_2 = P_2/2$ = 27594 Н);

k_m - температурний коефіцієнт (k_m = 1,1 при робочій t_0 = 150 0С).

$$P_e = 1 \cdot 1{,}2 \cdot 27594 \cdot 2{,}5 \cdot 1{,}1 = 65563 \text{ Н} \quad (2.63)$$

Розрахункова довговічність, млн.об:

$$L = \left(\frac{C}{P_e}\right)^3 = \left(\frac{415000}{65563}\right)^3 = 253{,}6 \text{ млн.об.} \quad (2.64)$$

Розрахункова довговічність, год:

$$L_H = \frac{L \cdot 10^6}{60n} = \frac{253?6 \cdot 10^6}{60 \cdot 480} = 8{,}8 \cdot 10^3 \text{ год,} \quad (2.65)$$

що більшою за встановлену.

3 ЕКСПЛУАТАНІЙНА ЧАСТИНА

3.1Технічне обслуговування валкової дробарки

Технічне обслуговування валкової дробарки включає регулярний огляд (мінімум 4 рази на рік), очищення від матеріалу, змащування підшипників та перевірку зносу валків. Особлива увага приділяється затягуванню болтів, налаштуванню зазору між валками, а також перевірці приводу на холостому ходу. Заборонено регулювати зазори під час роботи.

Основні заходи технічного обслуговування [19-22]

- Регулярний огляд: огляд стану зношуваних деталей і вузлів, особливо в перші три місяці після пуску (рекомендується двічі на місяць).
- Очищення: після зупинки очистити зовнішні частини від пилу, бруду та очистити робочу зону від матеріалу.
- Змащування: регулярне змащування підшипникових вузлів згідно з інструкцією з експлуатації.
- Перевірка зазорів: контроль та регулювання зазору між валками, що визначає ступінь подрібнення (регулювати тільки на зупиненій машині).
- Контроль зносу: перевірка поверхні валків на наявність тріщин, зносу або нерівностей.
- Ремонтні роботи:
  - Поточний ремонт: проводиться у позазмінний час шляхом заміни окремих вузлів.
  - Проміжний ремонт: виконується в міру зносу деталей.
  - Капітальний ремонт: одночасна заміна багатьох деталей та складальних одиниць.
- Охорона праці: проводити огляд та змащування, стоячи на механізмах, заборонено.

Валкова дробарка повинна працювати без сторонніх шумів, а температура підшипників не повинна перевищувати норму (зазвичай не вище 35-40°C над температурою навколишнього середовища).

3.2 Заходи з технічного обслуговування валкової дробарки

1. Незалежно від того, як матеріал подається до дробарки, необхідно встановити надійний пристрій для видалення іржі, щоб запобігти потраплянню іншого сміття в дробарку.
2. Перевірте рівень масла в головній і допоміжній коробках передач, щоб забезпечити достатню подачу масла.
3. Дробарку необхідно запускати без навантаження, а будь-які залишки матеріалів усередині дробарки необхідно перевірити та видалити перед запуском. Перевірте рівень масла в головній і допоміжній коробках передач, щоб забезпечити достатню подачу масла.
4. Запустіть дробарку, щоб досягти нормальної швидкості, і починайте подачу тільки тоді, коли немає аномальних умов. Якщо дробарка зупиняється на тривалий час або запускається вперше, великий шків слід прокрутити вручну 2-3 разів наперед, щоб переконатися, що машина працює безперебійно, а потім двигун потрібно кілька разів «покрутити» . Тільки після того, як двигун обертається в правильному напрямку, дробарку можна офіційно запустити.
5. Регулярно відбирайте зразки та перевіряйте, чи відповідає розмір частинок продукту дробарки вимогам. При необхідності відстань між дробильними валками можна відрегулювати.
6. Під час нормальної зупинки необхідно заздалегідь припинити подачу, і лише після того, як усі матеріали будуть вивантажені з дробарки, машину можна вимкнути.
7. Редуктори головної та допоміжної передач дробарки змащуються трансмісійним маслом, а мастило всередині коробок слід своєчасно

замінювати влітку та взимку. При зміні міцності, розміру частинок або коефіцієнта подрібнення матеріалу дробарки слід відрегулювати тиск азоту в буферному циліндрі. Величина тиску є помірною, щоб задовольнити потреби сили стиснення дробильного ролика. Надмірне зусилля затиску прискорить знос компонентів і збільшить споживання електроенергії. Занадто мала сила затиску збільшить кількість наддрібних частинок у продукті дроблення та спричинить часту вібрацію та стрибки активного дробильного ролика. Діапазон використання тиску азоту в буферному балоні становить 1.5-4МПа.

8. Після технічного обслуговування дробарки під час повторного складання дробильного валика верхньої секції та затискної муфти слід суворо контролювати момент затягування круглої гайки та з'єднувального болта. При затягуванні болтів затискної муфти також слід звернути увагу на їх послідовність. Спочатку слід затягнути діагональні болти, а потім – середні. При цьому слід звернути увагу на рівномірність і рівномірність зазорів з обох боків розрізної поверхні муфти.
9. При відкритті кришки коробки передач головної та додаткової передач для технічного обслуговування та ремонту необхідно замінити гумову ущільнювальну смужку та перед повторним встановленням на нерухому ущільнювальну поверхню рівномірно нанести шар герметика, щоб запобігти витіканню масла та витоку з ущільнювальної поверхні.
10. Вальниці поступального шатунного пристрою верхнього і нижнього дробильних вальців дробарки змащені консистентним мастилом, а конструкція вимагає використання консистентного мастила № 2 або № 3 на основі кальцію. Під час нормального виробництва кришку масляної чашки слід закручувати раз на тиждень для введення мастила.

3.3 Технологічні розрахунки

3.3.1 Розрахунок зусилля напресування ходового колеса на вал

Вихідні дані:

- з'єднання виконано на посадці $\varnothing\ 190\frac{H8}{S7}$
- діаметр з'єднання $d = 190$ мм
- внутрішній діаметр вала $d_1 = 0$
- зовнішній діаметр охоплюючої деталі $Д = 700$ мм
- довжина спряжуваної поверхні $l = 200$ мм
- матеріал вала сталь 40Х
- матеріал колеса сталь 50Г2Л
- модуль пружності $E_1 = E_2 = 2{,}12 \cdot 10^5$ МПа
- коефіцієнт Пуассона $\mu_1 = \mu_2 = 0{,}3$
- клас шорсткості:
  - отвір колеса 5
  - посадочного місця вала 6

Визначаємо параметри шорсткості [23]:

- поверхні отвору колеса: $R_{ZД} = 20$ мкм; $R_{AД} = 5$ мкм;
- поверхні вала: $R_{Zd} = 10$ мкм; $R_{ad} = 2{,}5$ мкм.

Посадку виготовлено по системі отвору:

- посадка і квалітет отвору – *H8*;
- посадка і квалітет вала – *S7*.

Граничні відхилення розмірів:

- отвір Ø190 H8 верхнє $ES = 72$ мкм;
  нижнє $EI = 0$ мкм [9], с. 75;
- вал Ø190 S7: верхнє $_{ES} = 168$ мкм [9], с. 38;
  нижнє $_{EI} = 122$ мкм.

Найбільший натяг в з'єднанні: $N_{\max} = _{ES} - EI = 168 - 0 = 168$ *мкм.*

Найменший натяг з'єднання: $N_{\min} = EI - ES = 122 - 72 = 50$ *мкм.*

Середній натяг з'єднання: $N_{ср} = \frac{N_{\max} + N_{\min}}{2} = \frac{168 + 50}{2} = 109$ *мкм.*

Поправка на зменшення виступів шорсткості з'єднувальних поверхонь:

$$\gamma_ш' = 1{,}2(R_{ZД} + R_{Zd}) = 1{,}2(20+10) = 36 \text{ мкм};$$
$$\gamma_ш'' = 5(R_{АД} + R_{ad}) = 5(5+2{,}5) = 37{,}5 \text{ мкм}.$$

Із отриманих значень для подальших розрахунків приймаємо більше значення: $\gamma_ш = 37{,}5$ мкм.

Розрахунковий натяг: $N_P = N_{ср} + \gamma_ш = 109 + 37{,}5 = 146{,}5$ *мкм.*

Допоміжні коефіцієнти:

$$C_1 = \frac{1+\left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{1-\left(\frac{d_1}{d}\right)^2} - \mu_1 = \frac{1+\left(\frac{0}{190}\right)^2}{1-\left(\frac{0}{190}\right)^2} - 0{,}3 = 0{,}7 \;;\quad C_2 = \frac{1+\left(\frac{d}{Д}\right)^2}{1-\left(\frac{d}{Д}\right)^2} + \mu_2 = \frac{1+\left(\frac{140}{700}\right)^2}{1-\left(\frac{140}{700}\right)^2} + 0{,}3 = 1{,}4.$$

Питоме тиснення на спряжених поверхнях при напресуванні:

$$P = \frac{N_P}{d \cdot \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2}\right)} = \frac{0{,}1465}{190 \cdot \left(\frac{0{,}7}{2{,}12 \cdot 10^5} + \frac{1{,}4}{2{,}12 \cdot 10^5}\right)} = 77{,}8 \text{ МПа.}$$

Зусилля напресування колеса на вал при коефіцієнті тертя $f = 0{,}1$:

$$F_H = f \cdot \pi \cdot d \cdot l \cdot p = 0{,}1 \cdot 3{,}14 \cdot 190 \cdot 200 \cdot 77{,}8 = 98831 \text{ кН.}$$

Розрахунок температури нагріву колеса при встановленні на вал:

$$t = \frac{N_{\max} + \gamma}{\alpha d} + t_0 = \frac{0{,}168 + 0{,}036}{190 \cdot 11 \cdot 10^{-6}} + 20 = 120^0 C.$$

де γ – мінімальний зазор, необхідний для збирання вузла; приймаємо мінімальний зазор посадки 0,6; γ = 0,036 мм;

α – коефіцієнт лінійного розширення; для сталі $\alpha = 11 \cdot 10^{-6}$;

t_0 - початкова температура; приймаємо t_0 = 20 ℃.

3.3.2 Розрахунок зусилля напресування вальниці на вал

Вихідні дані:

- посадка внутрішнього кільця $\varnothing\ 170\frac{L6}{m6}$
- посадка зовнішнього кільця $\varnothing\ 360\frac{H7}{l6}$
- тип підшипника та його серія 3634
- параметри вальниці d×Д×В = 170×360×120
- клас шорсткості поверхні шийки вала 7
- діаметр отвору вала $d_0 = 0$
- коефіцієнт Пуассона матеріалу вала і вальниці $\mu_в = \mu_п = 0{,}3$
- модуль пружності матеріалу вала і вальниці $E_в = E_п = 2{,}12 \cdot 10^5$ МПа

Висота мікронерівностей на посадочному місці вала R_{Zd} = 6,3 мкм.

Граничні відхилення розмірів з'єднувальних деталей:

- кільця $\varnothing\ 170\ L6$: верхнє ES = 0 мкм; нижнє EI = - 18 мкм [23];
- вал $\varnothing\ 170\ m6$: верхнє $_{ES}$ = 40 мкм; нижнє $_{EI}$ = 15 мкм [23].

Найбільший натяг в з'єднанні: $N_{\max} = _{ES} - EI = 40 - (-18) = 58$ *мкм.*

Найменший натяг з'єднання: $N_{\min} = _{EI} - ES = 15 - 0 = 15$ *мкм.*

Середній натяг з'єднання: $N_{ср} = \frac{N_{\max} + N_{\min}}{2} = \frac{58 + 15}{2} = 36{,}5$ *мкм.*

Зменшення натягу внаслідок зменшення висоти мікронерівностей R_{Zd} на посадочній поверхні вала при напресуванні вальниці:

$$\Delta N = 0{,}2 \cdot 0{,}6 \cdot R_{Zd} = 2 \cdot 0{,}6 \cdot 6{,}3 = 7{,}56 \ \ мкм.$$

Ефективний натяг з'єднання:

$$N_e = N_{cp} + \Delta N = 36{,}5 + 7{,}56 = 44{,}06 \ \ мкм.$$

Питоме тиснення при заданому ефективному натягу:

$$P = \frac{N_в}{\frac{1}{E_n}\left(\frac{\left(\frac{d_1}{d}\right)^2 + 1}{\left(\frac{d_1}{d}\right)^{2-} - 1} + 0{,}3\right) + \frac{1}{E_в}\left(\frac{\left(\frac{d}{d_0}\right)^2 + 1}{\left(\frac{d}{d_0}\right)^2 - 1} - \mu_в\right)} =$$

$$= \frac{0{,}04406}{\frac{1}{2{,}12 \cdot 10^5}\left(\frac{\left(\frac{217{,}5}{170}\right)^2 + 1}{\left(\frac{217{,}5}{170}\right)^2 - 1} + 0{,}3\right) + \frac{1}{2{,}12 \cdot 10^5}\left(\frac{\left(\frac{170}{0}\right)^2 + 1}{\left(\frac{170}{0}\right)^2 - 1} - 0{,}3\right)} = 5{,}49 \ \ МПа,$$

де d_0 – діаметр отвору вала;

d_1 – приведений зовнішній діаметр внутрішнього кільця підшипника:

$$d_1 = \frac{D + 3d}{4} = \frac{360 + 3 \cdot 170}{4} = 217{,}5 \ \ мм.$$

Зусилля напресування внутрішнього кільця підшипника на вал:

$$F_H = f \cdot \pi \cdot d \cdot B \cdot P = 0{,}1 \cdot 3{,}14 \cdot 170 \cdot 120 \cdot 5{,}49 = 35166 \ Н = 35 \ кН.$$

де f – коефіцієнт тертя при напресуванні на контактних поверхнях деталей;

$f = 0,1…0,2$; приймаємо $f = 0,1$.

3.3.3 Розрахунок температури нагріву вальниці

Вальниці з діаметром внутрішнього кільця $d \geq 100$ мм слід встановити його завчасно нагрів до температури [19-22]:

$$t = \frac{N_{\max} + \gamma}{\alpha d} + t_0 = \frac{50,058 + 0,008}{170 \cdot 11 \cdot 10^{-6}} + 20 = 65^0 C.$$

Отже, температура нагріву не перевищує визначеного нормативу (100 ℃).

3.3.4 Вибір канату для виготовлення стропа для стропування редуктора ВКУ-765

Вихідні дані:

- вага редуктора Q = 900 кг
- кількість віток стропа z = 4
- кут нахилу вітки стропа $\alpha = 30^0$
- метод стропування підхват
- відстань між стропами a = 400 мм

Зусилля в одній вітці стропа:

$$F_{\max} = \frac{G}{z \cos \beta} \cdot K_H = \frac{9000}{4 \cdot \cos 30^0} \cdot 1,4 = 3663 \ кН.$$

де $K_н$ – коефіцієнт, який враховує нерівномірність розподілу зусилля між вітками стропа. При кількості z = 4: $K_н$ = 1,3…1,4, приймаємо $K_н$ = 1,4.

Розривне зусилля в канаті:

$$F_{роз} = F_{max} \cdot K = 3663 \cdot 12 = 43956\ Н = 44\ кН$$

де K – коефіцієнт запасу міцності, який залежить від методу стропування;

при стропуванні на підхват K = 12:

Вибір каната. За ДСТУ EN 12385-4:2017 [24] обираємо канат, який має наступну характеристику:

Тип	ЛК-Р6х19+1о.с
Розривне зусилля	$F_{роз}$ = 47,1 кН
Діаметр каната	d = 9,7 мм
Маркерувальна група	$G_в$ = 1764 МПа

Визначаємо довжину стропа:

$$L = \frac{2a}{2\sin\alpha} + l_{обх} = \frac{2 \cdot 400}{2\sin 30^0} + 300 = 1300\ \ мм,$$

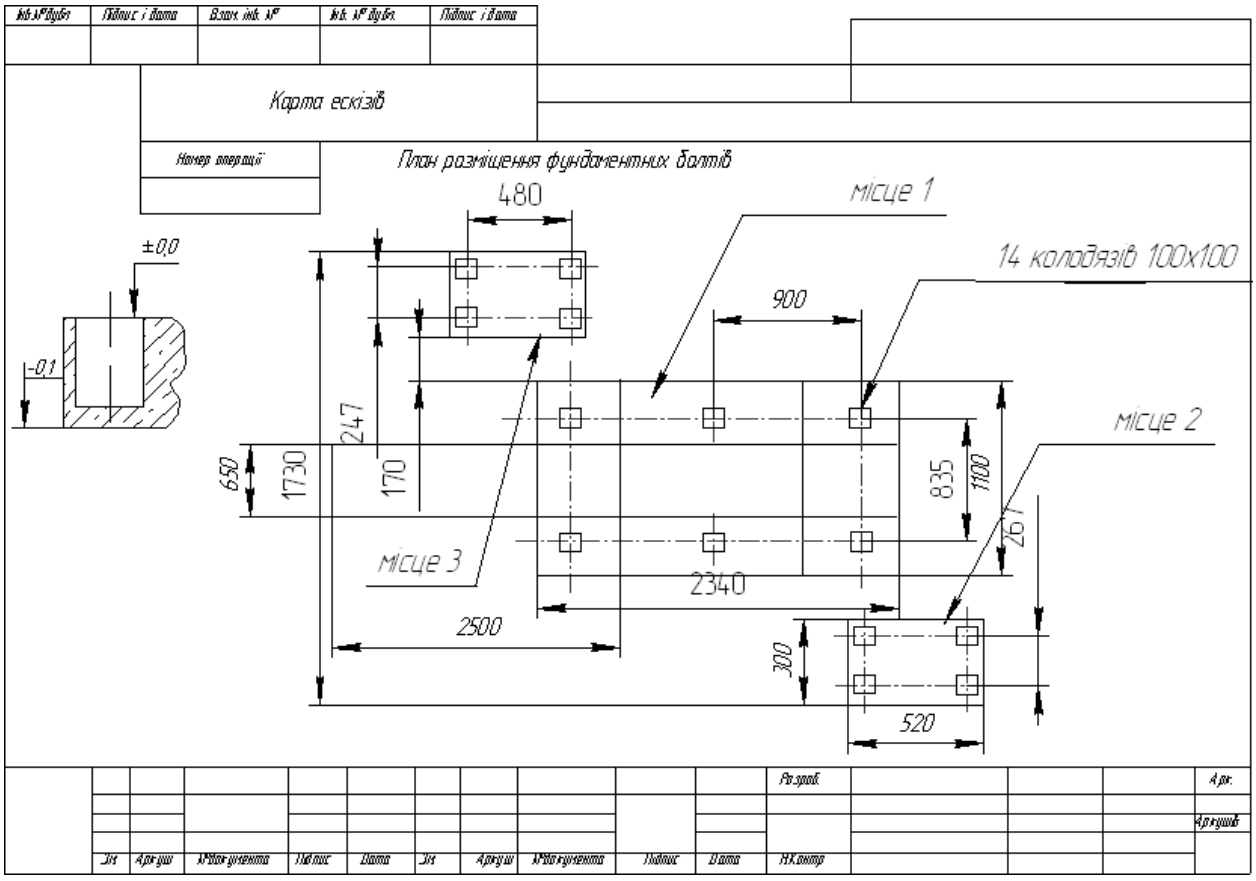
де $l_{обх}$ – довжина канату на обхват; приймаємо $l_{обх}$ = 500 мм.

Вибір стропа. За ДСТУ Б В.2.8-10-98 обираємо строп двопетльовий, який має характеристику [25]:

Тип	СКП-0,80
Вантажопідйомність	Q = 0,56 т
Розривне зусилля	$F_{роз}$ = 47100 Н
Діаметр каната	$d_к$ =0,7 мм
Довжина стропа	L = 2000мм
Довжина петлі	l = 320 мм

3.4 Монтаж валкової дробарки

3.4.1 План розміщення фундаментних болтів



4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНОГЕННА ЕЗПЕКА

4.1 Загальні відомості

Організація безпечних умов праці — ключовий аспект діяльності будь-якого підприємства, надто коли йдеться про експлуатацію потенційно небезпечного обладнання, такого як валкова дробарка. В межах чинного законодавства України, зокрема Закону «Про охорону праці», передбачено чіткий механізм забезпечення прав працівників на безпечні та нешкідливі умови праці [26-28]. Він включає в себе заходи щодо контролю шкідливих і небезпечних факторів, профілактики виробничого травматизму, підвищення культури безпеки праці та організації ефективної системи управління охороною праці.

4.2 Повітря робочої зони

Одним з головних факторів, що впливають на безпеку та здоров’я працівників, є якість повітря в робочому середовищі. Під час роботи дробарки утворюється значна кількість пилу, який забруднює повітря в приміщенні. Залежно від характеристик подрібнюваного матеріалу, утворюється пил різного складу — від інертного до хімічно активного, який може мати токсичний або алергенний вплив на організм. Особливу небезпеку становлять дрібнодисперсні частинки пилу, розмір яких не перевищує 10 мкм. Вони можуть потрапляти глибоко в легені, осідаючи на альвеолах, і провокувати розвиток пневмоконіозів, хронічного бронхіту та інших професійних захворювань. Крім того, пил може мати вибухонебезпечні властивості, особливо за наявності високої концентрації у повітрі та джерел іскор. Для зниження пилового навантаження передбачаються такі заходи [26-28]:

- Герметизація джерел пиловиділення;
- Загальнообмінна та локальна витяжна вентиляція;

- Застосування пиловловлювальних установок та фільтрів;
- Періодичне вологе прибирання;
- Автоматизація подачі сировини у дробарку для мінімізації відкритих процесів.

Відповідно до норм ДСН 3.3.6.042-99, мікроклімат у виробничому приміщенні повинен відповідати вимогам: температура 18–22 °С, відносна вологість 40–60 %, швидкість руху повітря — до 0,3 м/с [27].

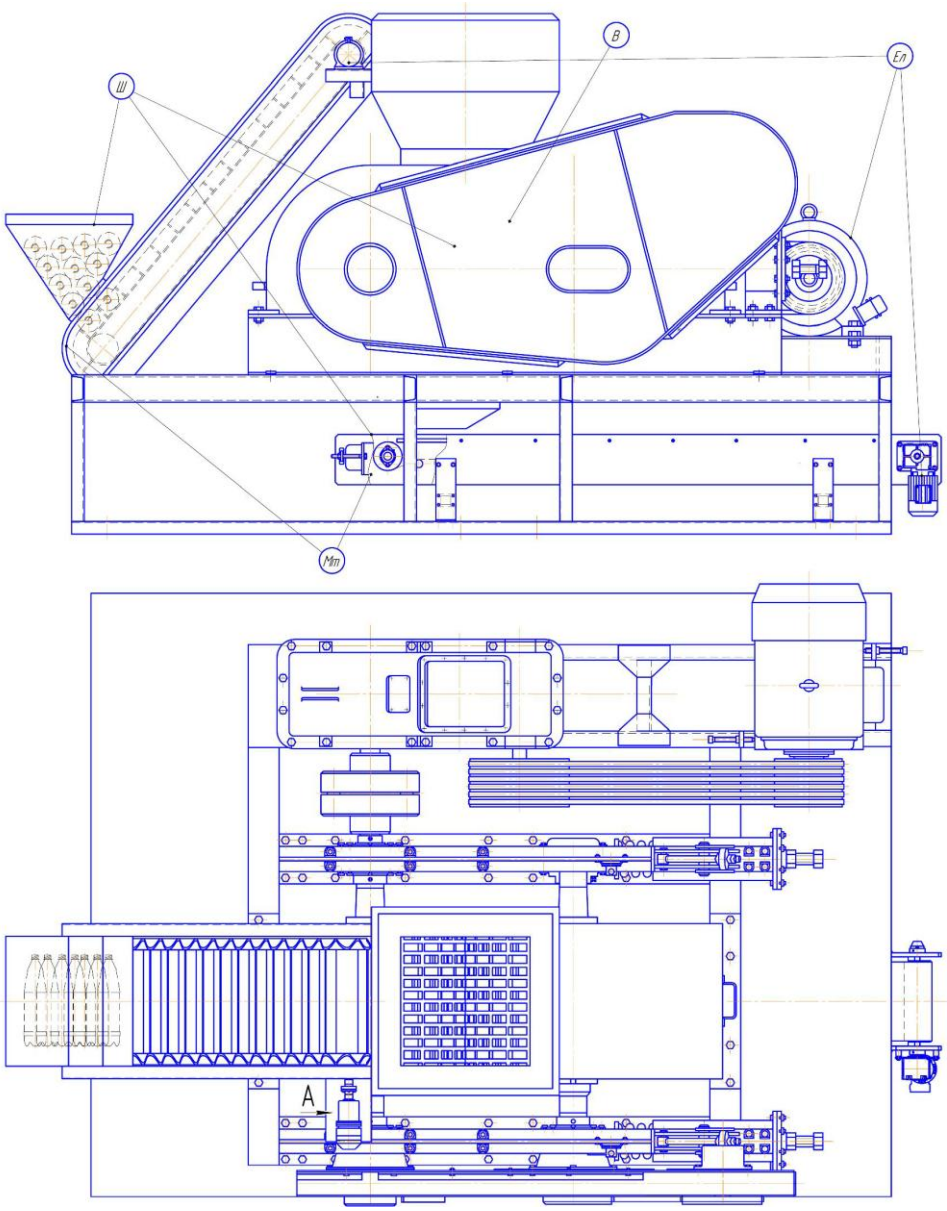


Рисунок 4.1 - Схема обладнання зі вказаними небезпечними та шкідливими чинниками: В – вібрація; Ш – шум; М – механічні травми; Ел – електронебезпека.

4.3 Виробничий шум

Шумове навантаження — ще один критичний фактор ризику. Валкова дробарка, як і більшість механічних пристроїв, створює інтенсивний шум у процесі роботи. Джерелами шуму є обертові вали, механічні зіткнення матеріалу з поверхнею валків, редуктори, підшипники та двигуни. Згідно з ДСН 3.3.6.037-99, рівень шуму на робочих місцях не повинен перевищувати 80 дБ [28]. Тривале перебування в умовах підвищеного шуму негативно впливає на слух, нервову систему, концентрацію уваги тощо.

4.4 Вібрації

Під час дроблення твердих матеріалів у дробарці виникають інтенсивні вібрації. Вони передаються через корпус на основу, а також на елементи конструкцій і в певних випадках — на працівників. Постійна дія вібрації може викликати так звану вібраційну хворобу, що вражає нервову, судинну, кістково-м’язову системи. Відповідно до ДСТУ ISO 5349-1:2005, встановлено допустимі рівні вібрації: для локальної — до 2,0 м/с², а для загальної (цілого тіла) — не більше 0,63 м/с² при 8-годинному робочому дні [28].

4.5 Обертові частини механізму

Механізми, що обертаються, становлять потенційно високий 41 ризик травматизму. Вали, муфти, шківи, передавальні механізми, відкриті ланцюгові чи зубчасті передачі — все це може спричинити захоплення одягу, волосся або кінцівок працівника. Згідно з вимогами ДСТУ EN ISO 14120:2019, усі рухомі частини виробничого обладнання, що становлять небезпеку, мають бути обладнані надійними захисними огородженнями (екранами, кожухами) [26-28].

4.6 Засоби індивідуального захисту (ЗІЗ)

ЗІЗ є обов’язковим елементом забезпечення безпеки праці при роботі з валковою дробаркою. Працівники мають бути забезпечені:

- Захисними окулярами або щитками від пилу;
- Респіраторами або фільтрувальними напівмасками класу FFP2 або FFP3;
- Шумозахисними навушниками або вушними вкладишами;
- Захисними рукавицями, що попереджають порізи й натирання;
- Одягом з щільної тканини, без вільних елементів, які можуть бути захоплені обертовими деталями;
- Спецвзуттям з нековзною підошвою та металевим носком. Всі ЗІЗ мають регулярно перевірятися на справність і підлягають заміні у разі зношування [27].

4.7 Пожежна безпека

Пожежна безпека — критично важливий аспект експлуатації валкової дробарки. Незважаючи на те, що дробарка не належить до джерел відкритого вогню, її конструкція та умови експлуатації створюють низку ризиків виникнення загоряння. Найпоширеніші причини пожеж на дільницях дроблення:

- перегрів підшипників і двигунів, особливо за відсутності належного мастила;
- іскроутворення в місцях контакту металевих частин;
- порушення цілісності електропроводки, коротке замикання;
- скупчення горючого пилу, який може спалахнути від іскри або нагрітого елемента;
- недотримання вимог ППБ (правил пожежної безпеки) персоналом.

Для запобігання пожежам реалізуються такі заходи:

- регулярна ревізія електрообладнання, перевірка контактів, вимірювання температури підшипників і кабелів;
- контроль мастила та рівня зносу вузлів, уникнення сухого тертя;
- встановлення теплових датчиків, які подають сигнал при перевищенні температурних норм;
- обов’язкова наявність вогнегасників (порошкових, вуглекислотних) біля дробарки;
- інструктаж працівників щодо правил пожежогасіння та евакуації.

У виробничих приміщеннях повинні бути розміщені:

- плани евакуації;
- позначення шляхів виходу з будівлі;
- сигналізація про пожежу та засоби зв’язку з охороною або пожежною частиною;
- набори первинних засобів пожежогасіння, зокрема пісок, азбестові полотна, ломи для відкривання дверей.

Згідно з класифікацією приміщень за пожежною небезпекою (ДСТУ Б В.1.1- 36:2016), дільниця дроблення відноситься до категорії Г (помірно пожеженебезпечна). Таке визначення передбачає необхідність регулярного прибирання пилу, профілактичні перевірки електрообладнання, суворе дотримання режиму безпеки [26-28].

ВИСНОВКИ

В ході виконання кваліфікаційної роботи було:

1.Розглянуто загальні відомості про валкові дробарки. Проведено огляд існуючих конструкцій валкових дробарок, їх конструктивні особливості та робота.

2. Запропоновано варіант модернізації валкової дробарки з метою підвищення ефективності процесів дроблення та подрібнення шляхом використання багатогранних валків зі складним циклоїдальним рухом, яка за своєю конструкцією наближається до традиційної валкової дробарки, а відповідно до принципу роботи - до щокової. Циклоїдальний рух робочих органів та криволінійна форма дробильних плит дозволяють створювати значний питомий тиск у зоні подрібнення, при цьому покращуючи умови для руйнування, оскільки майже вся робоча зона робочого органу активна, тобто взаємодіє з подрібнювальним матеріалом, і, як результат, інтенсивність зносу набагато нижча, ніж у щоковій з тією ж продуктивністю. Збільшення терміну служби подрібнюючої поверхні призводить до мінімальних витрат, пов'язаних з обслуговуванням та ремонтом, у результаті – знизиться собівартість продукції.

3. Планетарно-роторний рух валків циклоїдальної форми та їх конструктивні особливості дають можливість зменшити величину мінімального зазору між валками, а ширина розвантажувальної щілини залишається постійною.

4. Для визначення навантажень та режиму роботи проведено розрахунки потужності електродвигуна та редуктора механізму. Проведені розрахунки на міцність найбільш навантажених деталей і вузлів валкової дробарки вказують на працездатність і надійність механізму.

5. Наведені вимоги щодо монтажу та експлуатації механізму валкової дробарки для забезпечення необхідних показників її роботи. Зроблено технологічні розрахунки: зусиль напресування вальниці на вал та

температури її нагріву, обрано канату для виготовлення стропа для стропування обраного редуктора.

6. Для створення безпечних умов праці персоналу й охорони навколишнього середовища наведені основні заходи, що забезпечують охорону праці на виробництві при експлуатації валкової дробарки.

СПИСОК ВИКОРАСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Інтернет ресурс. Валкова дробарка. URL : ttps://uk.wikipedia.org/wiki/Валкова_дробарка.
2. ДСТУ 2411–94. Дробарки. Терміни та визначення. Київ : Держстандарт України, 1994. 15 с.
3. Мікульонок І. О., КАРВАЦЬКИЙ А. Я., ЛЕЛЕКА С. В., ІВАНЕНКО О. І. Валкові дробарки і млини. (Огляд конструкцій). *Bulletin of National Technical University of Ukraine «Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute» Series «Chemical Engineering, Ecology and Resource Saving»*. 2022. №1 (21). с.31-43.
   URL : https://ela.kpi.ua/server/api/core/bitstreams/aeda4b00-0a78-4ebf-be87-cac5df226a0f/content
4. Титов О.О. Модернізація валкових дробарок для підвищення ефективності руйнування гірничих порід. *Геотехнічна механіка*. 2018. № 141. DOI: https://doi.org/10.15407/geotm2018.141.176.
5. Пат. на корисну модель № 132083 UA, МПК B02C 4/02 (2006.01). Валкова дробарка / В.П. Надутий, О.О. Титов; u 2018 09166; заявл. 06.09.2018; опубл. 11.02.2019, Бюл. № 3. 3 с.
6. Сівецький В.І., Сідоров Д.Е., Швачко Д.Г. Валкові машини. Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2023. 112 с.
7. Смирнов В.О., Білецький В.С. Підготовчі процеси збагачення корисних копалин : навчальний посібник. Донецьк : Східний видавничий дім, Донецьке відділення НТШ, 2012. 284 с.
8. Білецький В.С., Олійник Т.А., Смирнов В.О., Скляр Л.В.Основи техніки та технології збагачення корисних копалин : навчальний посібник. Київ : Ліра-К 2020. 634 с.
9. Хмара Л.А., Шипілов О.С., Онищенко О.Г. Дробильно-сортувальні заводи і устаткування : навч. посіб. Полтава : ПолтНТУ, 2009. 209 с.
10. Сайт Інжинірінг. Валкова дробарка. URL : https://engi.com.ua/ua/valkovaya/

11. Погребач О., Василь Марач В., Нестеренко В. Дослідження конструкції валкової дробарки зі складним обертальним рухом робочого органу. *International Scientific and Practical Conference "Build Master Class 2025"*. November 2025, Kyiv, 26.11- 28.11.2025, Ukraine. Kyiv : KNUCA, 2025. с.401-402. https://repositary.knuba.edu.ua/server/api/core/bitstreams/9fcd9b98-86c7-4819-bc45-a68f4cd5a070/content
12. Малащенко В.О., Стрілець В.М., Новіцький Я.М., Стрілець О.Р. Деталі машин і підйомно-транспортне обладнання : навчальний посібник. Львів : «Новий Світ-2000», 2020. 347 с.
13. Гайдамака А. В. Деталі машин. Основи теорії та розрахунків : навчальний посібник. Харків : НТУ «ХПІ», 2020. 275 с.
14. Кореняко О.С. Теорія механізмів і машин : навчальний посібник / За ред. Афанасьєва М.К. Київ : Вища школа,1987. 206 с.
15. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин : підручник Київ : «Наукова думка», 2002. 660 с.
16. Писаренко Г.С., Квітка О.Л., Уманський Е.С. Опір матеріалів : підручник. Київ : Вища школа, 2004. 655 с.
17. ДСТУ 7809:2015 «Прокат сортовий, калібрований зі спеціальним обробленням поверхні з вуглецевої якісної конструкційної сталі. Загальні технічні умови». [Чинний від 2016-04-01].
18. ДСТУ ГОСТ 24696:2008 Підшипники роликові радіальні сферичні дворядні з симетричними роликами. Основні розміри (ГОСТ 24696-81, IDT). [Чинний від 2021-12-01].
19. Жук А.Я., Желябіна Н.К. Теорія і практика приводів. В 3–х томах. т. 1/ Електромеханічний привод : навчальний посібник. Запоріжжя : вид-во ЗДІА, 2001. 398 с.
20. Седуш В.Я. Надійність, ремонт і монтаж металургійних машин: підручник. Донецьк, 2008. 379с.
21. Жук А.Я., Малишев Г.П., Желябіна Н.К., Таратута К.В. Монтаж металургійного обладнання : навчальний посібник. Видавничий дім

«Кондор», 2018. 382 с. URL : http://pdf.lib.vntu.edu.ua/books/2019/Zhuk_2018_330.pdf

22.Жук А.Я., Малишев Г.П., Желябіна Н.К.,Таратута К.В.. Технічне обслуговування металургійного обладнання. Видавництво «Кондор», 2017. 288 с.

23. Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання. Практикум : підручник / Іванов Г.О., Шебанін В.С., Бабенко Д.В., Полянський П.М.; за ред. Іванова Г.О. і Шебаніна В.С. Миколаїв : МНАУ, 2016. 428 с.

24.ДСТУ EN 12385-4:2017 Канати сталеві дротяні. Безпека. Частина 4. Канати подвійного звивання для загального підіймального застосування (EN 12385-4:2002 + A1:2008, IDT). [Чинний від 2017-01-01]. URL : https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page?id_doc=75583#:~:text=ДСТУ%20EN%2012385-4%3A2017%20Канати%20сталеві%20дротяні.

25.ДСТУ Б В.2.8-10-98 Стропи вантажні. Технічні умови. [Чинний від 1991-01-01]. URL : https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=4931

26.Глиняна Н.М. Охорона праці у ливарному виробництві: курс лекцій. Краматорськ : ДДМА, 2009. 184 с. URL : http://www.dgma.donetsk.ua/docs/kafedry/hiop/metod/21_otolp.pdf

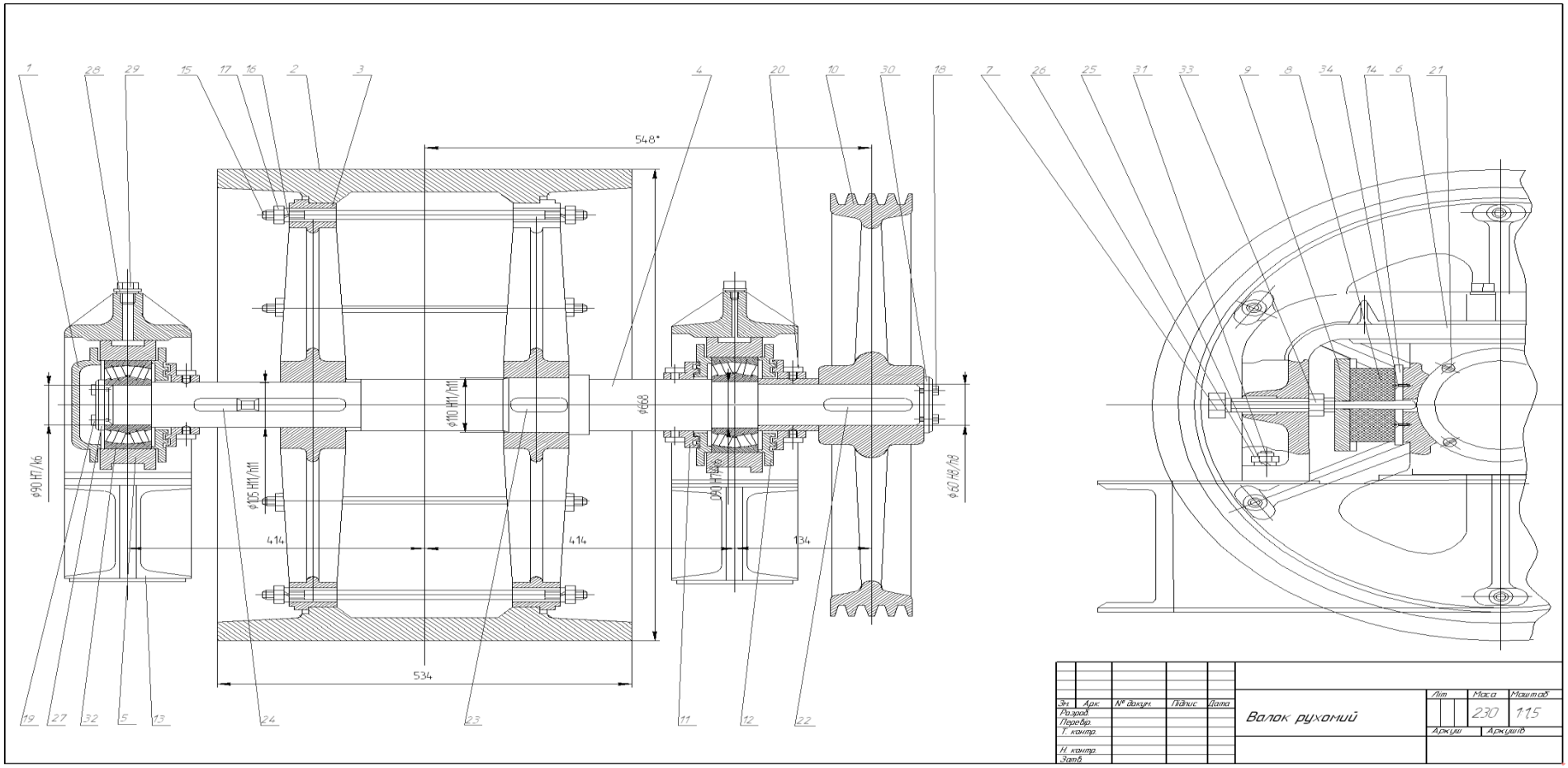
27.Воденнікова О. С., Воденніков С.А. Сучасні підходи до стандартизації охорони праці в металургії : порівняльний аспект та перспективи гармонізації з міжнародними стандартами. *Металургія*. 2026. №1. С. 95–115.

28.Правила охорони праці під час дроблення і сортування, збагачення корисних копалін і огрудкування руд і концентратів. Затверджено наказом Міністерства надзвичайних ситуацій України 27.06.2012 N 933, Зареєстровано в Міністерстві юстиції України 20 липня 2012 р. за N 1227/21539.

СПИСОК ВИКОНАНИХ КРЕСЛЕНЬ

№ п/п	Найменування	Кільк. листів	Формат
1	Валкова дробарка	1	А1
2	Циклоїдальний валок	1	А1
3	Дробильна плита	1	А1
4	Привод	1	А1
5	Приводний вал	1	А1

ДОДАТКИ


1
28
29
15
17
16
2
3
4
20
10
30
18
7
26
25
31
33
9
8
34
14
6
21
548*
534
414
414
134
ϕ90 H7/k6
ϕ115 H11/h11
ϕ110 H11/h11
ϕ68
ϕ60 h9/h9
19
27
32
5
13
24
23
11
12
22
Зм. Арк.
№ докум.
Підпис
Дата
Розроб.
Перевір.
Т. контр.
Н. контр.
Затв.
Валок рухомий
Літ
Маса
230
Масштаб
1:5
Аркуш
Аркушів

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кіль.к.	Прим.
				Документація		
				Складальне креслення		
				Деталі		
		1		Кришка глуха	1	
		2		Бандаж	1	
		3		Диск	2	
		4		Вал	1	
		5		Опора	2	
		6		Скоба	2	
		7		Упор	4	
		8		Пружний елемент	2	
		9		Прокладка ст.змінна	2	
		10		Маховик	1	
		11		Ущільнення		
				лабіринтне	3	
		12		Ущільнення		
				лабіринтне	3	
		13		Рама	1	
		14		пластина	2	

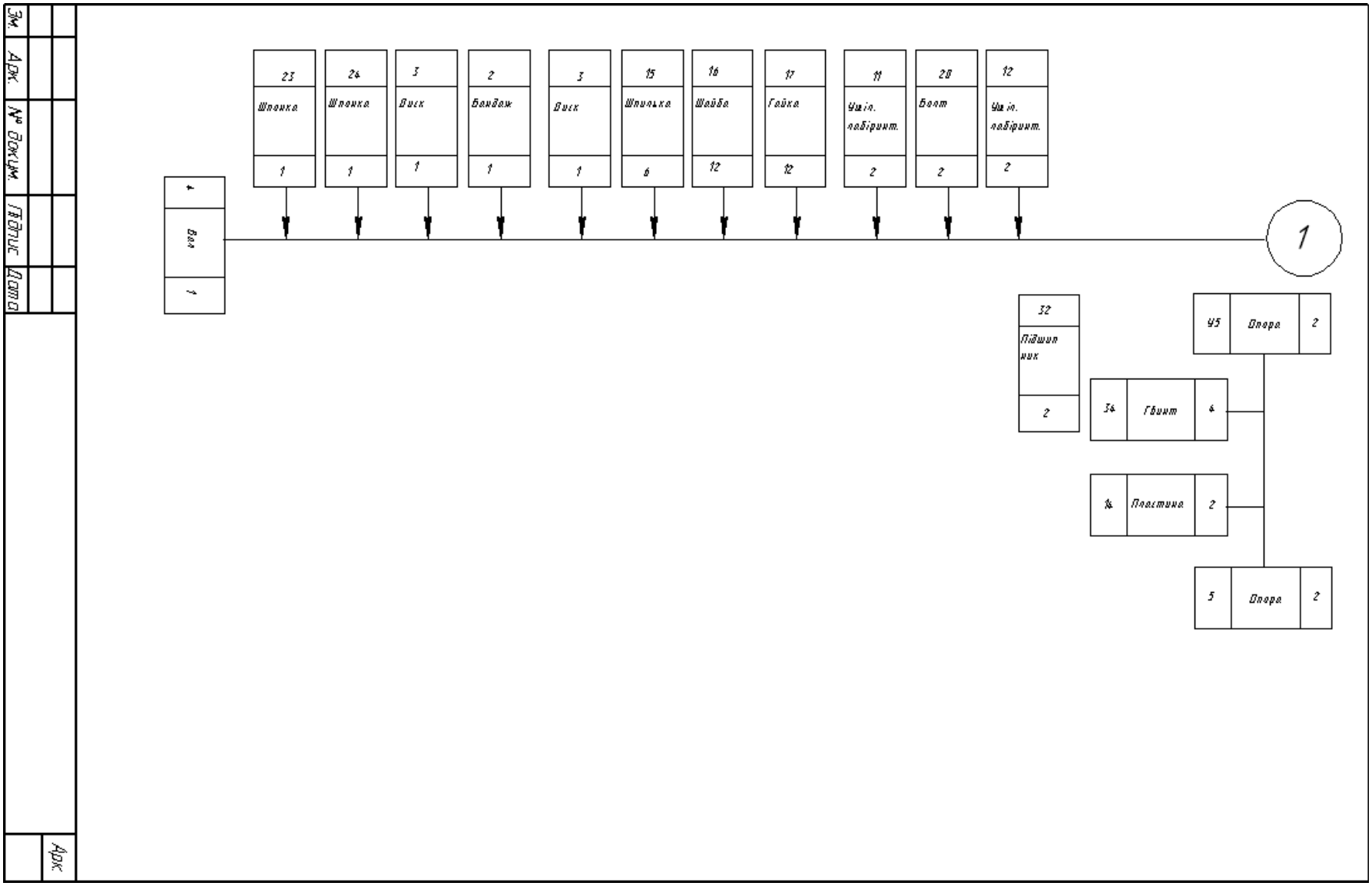
Зм.	Арк.	докум.	Підп.	Дата			
Розроб.					Валок рухомий	Літ	Аркуш	Аркушів
Перев.								
Н.контр.								
Затв.								

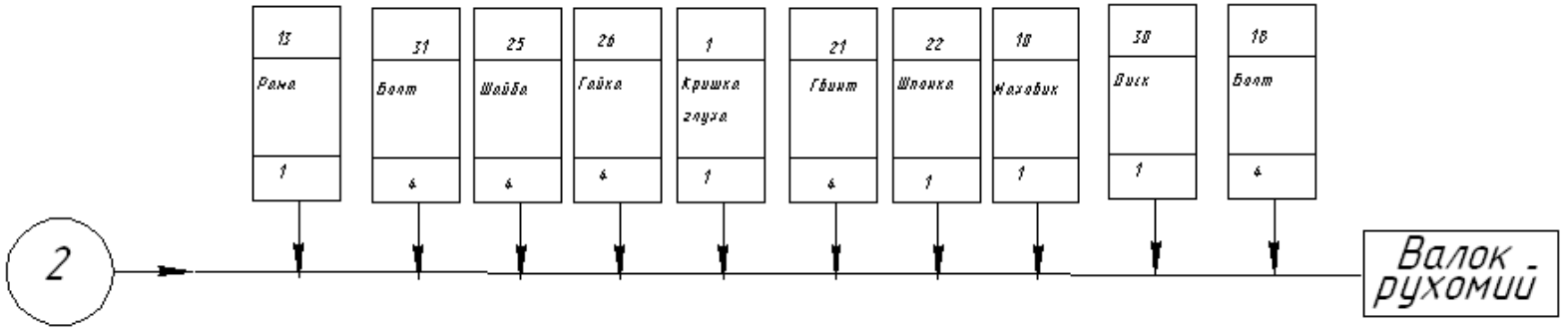
Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кільк	Прим.
				Стандартні вироби		
		15		ШпилькаМ24-6gх300.58	6	
				ГОСТ 22034-76		
		16		Шайба24Л Бр Кмц3-1	12	
				ГОСТ 6402-70		
		17		Гайка М24	12	
				ГОСТ 5915-70		
		18		Болт М8х1,5	4	
				ГОСТ 7805-70		
		19		Болт М20х2,5	4	
				ГОСТ 7805-70		
		20		Болт М10х1,25	6	
				ГОСТ 7805-70		
		21		Гвинт М10х1,5	4	
				ГОСТ 17475-72		
		22		Шпонка 18х11х70	1	
				ГОСТ 8788-68		
		23		Шпонка 28х16х80	1	
				ГОСТ 8788-68		
		24		Шпонка 28х16х80	1	
				ГОСТ 10746-79		
		25		Шайба24Л Бр Кмц3-1	4	
				ГОСТ 6402-70		

						Арк.
Зм.	Арк.	докум.	Підп.	Дата		

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кільк.	Прим.
		26		Гайка М12	4	
				ГОСТ 5915-70		
		27		Диск О 105	1	
				ГОСТ		
		28		Шайба 013	2	
				ГОСТ 11371-78		
		29		Перс-маслянка	2	
				ГОСТ 1798-70		
		30		Диск 070	1	
				ГОСТ		
		31		Болт М12х70	4	
				ГОСТ 7798-70		
		32		Підшипник 3618	2	
				ГОСТ 5721-75		
		33		Гайка М24	4	
				ГОСТ 5915-70		
		34		Гвинт 2М8х14	4	
				ГОСТ 17475-72		

						Арк.
Зм.	Арк.	докум.	Підп.	Дата		


Зм.
Арк.
№ докум.
Підпис
Дата
Арк
1
Вал
1
23
Шпонка
1
24
Шпонка
1
3
Диск
1
2
Бандаж
1
3
Диск
1
15
Шпилька
6
16
Шайба
12
17
Гайка
12
11
Ущіл. лабіринт.
2
28
Болт
2
12
Ущіл. лабіринт.
2
1
32
Підшипник
2
45
Опора
2
36
Гвинт
4
18
Пластина
2
5
Опора
2


15
Рама
1
31
Болт
6
25
Шайба
6
26
Гайка
6
1
Кришка
глухя
1
21
Гвинт
6
22
Шпонка
1
18
Маховик
1
38
Диск
1
16
Болт
6
2
Валок
рухомий