

Міністерство освіти і науки України

Запорізький національний університет

(повне найменування вищого навчального закладу)

Інженерний навчально-науковий інститут ім. Ю.М. Потєбні ЗНУ

(повна назва факультету)

кафедра металургійне обладнання

(повна назва кафедри)

ВИПУСКНА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА

на тему «Дослідження та вдосконалення конструкції шокової дробарки
для подрібнення вогнетривких матеріалів»

Виконав: магістрант групи В.1332

Завгородній О.Л.

(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 – 2023 року

Запорізький національний університет
(повне найменування вищого навчального закладу)

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

Кафедра Металургійного обладнання

Рівень вищої освіти магістр

(другий (магістерський) рівень)

Спеціальність 133 Галузеве машинобудування

(шифр і повна назва)

Спеціалізація _____

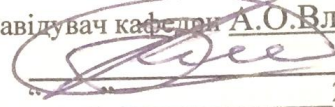
(шифр і повна назва)

Освітньо-професійна програма 133.00.12 Металургійне обладнання

(шифр і повна назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри А.О.Власов



_____ 2023 року




ЗАВДАННЯ
ДО ВИПУСКНОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ МАГІСТРА

Завгородній Олександр Леонідович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Дослідження та вдосконалення конструкції шокової дробарки для подрібнення вогнетривких матеріалів
керівник роботи Шевченко І.А., к.т.н., доцент,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
затверджені наказом вищого навчального закладу від "09" 10 2023 року №1581-с
2. Термін подання студентом роботи 10.12.23
3. Вихідні дані до роботи: Технологічні вимоги до процесу подрібнення крихких матеріалів; ефективність процесу дроблення молотковими дробарками; моделювання молоткової дробарки. Інші вихідні дані вибираються магістрантом самостійно на підставі аналізу джерел інформації за темою дослідження.
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): 1. Аналіз подрібнення вогнетривких матеріалів; 2. Теоретичні дослідження руйнування матеріалів шоковими дробарками; 3. Експериментальні дослідження за темою роботи.
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових складових): Графічний матеріал має бути кількістю не більш 8 одиниць плакатів, на яких розкривається суть магістерської роботи.

6. Консультанти розділів кваліфікаційної роботи

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

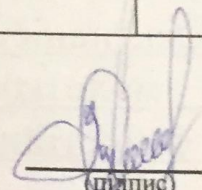
7. Дата видачі завдання _____


КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Пр
1	Узгодження і затвердження теми та змісту роботи	01.09 - 17.09.2023	
2	Збирання матеріалу, опрацювання літературних джерел та нормативних документів	17.09-30.09.2023	
3	Виконання вступу роботи	01.10-05.10.2023	
4	Виконання основної частини роботи та проведення експериментальних досліджень	06.10-19.11.2023	
5	Підготовка висновків	20.11-24.11.2023	
6	Оформлення магістерської роботи	25.11-05.12.2023	
7	Рецензування магістерської роботи	01.12- 07.12.2023	
8	Попередній захист роботи	Згідно графіку	
9	Захист роботи у ДЕК	Згідно графіку	

Студент

Керівник роботи


(підпис)


(підпис)

Завгородній
(прізвище та ініціали)

Шевченко І
(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Завгородній О.Л. Дослідження та вдосконалення конструкції щоквої дробарки для подрібнення вогнетривких матеріалів

Кваліфікаційна випускна робота для здобуття ступеня вищої освіти магістра 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», 2023.

В роботі на основі аналізу стану питання по темі обґрунтовано та досліджено ефективність процесу дроблення вогнетривких матеріалів у щоквій дробарці за рахунок обґрунтованого вибору раціональних параметрів їхньої конструкції на основі закономірностей пружно-крихкого руйнування матеріалів при стисканні та моделюванні робочого процесу дроблення.

Ключові слова: ДРОБАРКА, ЩОКА, КУТ ЗАХОПЛЕННЯ, КАМЕРА ДРОБЛЕННЯ, МОДЕЛЬ.

ABSTRACT

Zavorodniy O.L. Research and improvement of the design of a jaw crusher for crushing refractory materials.

Qualifying graduation thesis for obtaining a master's degree in the specialty 133 - Industrial mechanical engineering, scientific supervisor I.A. Shevchenko. Engineering Educational and Scientific Institute of Zaporizhzhia National University named after Yu.M. Potebny ZNU, department "Metallurgical equipment", 2023.

In the work, based on the analysis of the state of the question on the topic, the effectiveness of the process of crushing refractory materials in a jaw crusher is substantiated and investigated due to the justified choice of rational parameters of their design based on the laws of elastic-brittle destruction of materials during compression and modeling of the work process of crushing.

Keywords: CRUSHER, CHEEK, GRIP ANGLE, CRUSHING CHAMBER, MODEL.

ЗМІСТ

СКОРОЧЕННЯ ТА УМОВНІ ПОЗНАКИ	8
ВСТУП	9
1 АНАЛІЗ ПРОБЛЕМИ ПОДРІБНЕННЯ ВОГНЕТРИВКІВ МАТЕРІАЛІВ	12
1.1 Роль вогнетривів у металургійних процесах	12
1.2 Технологія виготовлення вогнетривів	14
1.3 Принципова схема виробництва вогнетривів	16
1.3.1 Дроблення й здрібнювання сировини	16
1.4 Застосування щоккових дробарок для подрібнення вогнетривів	23
1.4.1 Принцип дії і параметри механічного режиму щоккових дробарок ...	23
1.4.2 Аналіз кінематики щоккової дробарки	28
2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РУЙНУВАННЯ МАТЕРІАЛІВ ЩОКОВИМИ ДРОБАРКАМИ	35
2.1 Механіка руйнування матеріалів щокковими дробарками	37
2.2 Шляхи зменшення енергоємності щоккових дробарок	47
2.3 Визначення швидкостей ланок дробарки	48
2.4 Визначення прискорень точок рухомої щоки	50
2.5 Врівноваження сил інерції в щоккових дробарках	52
2.5 Математична модель дроблення крихких матеріалів в дробарці	53
2.6 Визначення споживаної дробаркою потужності	56

3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЩОКОВОЇ ДРОБАРКИ ..	62
3.1 Характеристика фізичної моделі дослідної шокової дробарки	62
3.2 Дослідження впливу зміни параметрів вузла дроблення на геометричні розміри та продуктивність	62
3.3 Дослідження закону зміни моменту опору руйнуванню при статичному навантаженні	76
ВИСНОВКИ	78
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	80
ДОДАТОК А.....	83
ДОДАТОК Б.....	84

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

L	довжина камери подрібнення
B	ширина приймального отвору
H	висота робочої камери нерухомої щоки
S	мінімальний розмір камери подрібнення в нижній частині або ширина розвантажувального отвору
b_2 і b_1	максимальне та мінімальне розкриття вихідної щілини
P	потужність
S_B і S_H	хід рухомої щоки у верхній і нижній точках камери дроблення
Π	продуктивність
f	коефіцієнт тертя
α	кут захоплення α
ω	частота обертання ексцентрикового вала
ψ	кут тертя
R	рівнодіюча
β	кут визначаючий положення розпірної плити
W	рухомість механічної системи
ν	коефіцієнт Пуассона
\bar{V}	швидкість точок
\bar{a}	прискорення точок
σ_p	межа міцності матеріалу на розтяг
$A_{др}$	робота дробарки
T	нормативний термін служби дроблячої плити
m_n	маса рухомої плити

m_n	маса нерухомої плити
q_p	питомі витрати металу плит
T	терміну служби плити
r	радіус ексцентрикового валу
β_0	кут нахилу розпірної плити до горизонту
f_{ij}	точкове зусилля
h_i	відстань від миттєвого центру повороту щоки до лінії дії точкового зусилля
M	момент опору руйнуванню
F	загальні зусилля

ВСТУП

Актуальність теми. Дроблення матеріалів, у тому числі вогнетривів, є основним технологічним процесом отримання цих матеріалів. Для дроблення використовуються різні дробильні машини, у тому числі і шокові, які в залежності від кінцевої крупності шматків матеріалу застосовуються для великого (100 – 350 мм) та середнього (40 – 100 мм) подрібнення порід високої та середньої міцності.

Проблема зменшення енергетичних витрат на руйнування матеріалу та підвищення продуктивності є актуальною. При великому та середньому дробленні коефіцієнт корисної дії дуже малий. Прагнення вирішити проблему, що склалася, призводить до постійного пошуку, розробки та вдосконалення менш енергоємного способу дроблення крихких матеріалів. Це стосується також проектування та дослідження нових шокових дробильних машин.

Мета роботи. Підвищення ефективності процесу дроблення вогнетривких матеріалів у шоковій дробарці за рахунок обґрунтованого вибору раціональних параметрів їхньої конструкції на основі закономірностей пружно-крихкого руйнування матеріалів при стисканні та моделюванні робочого процесу дроблення.

Завдання дослідження:

- Аналіз способів дроблення, конструкцій та умов експлуатації шокових дробарок.
- Теоретичне дослідження руйнування матеріалів шоківими дробарками.
- Проведення експериментальних досліджень на фізичній моделі шокової дробарки щодо кінематики та закону зміни моменту опору руйнуванню при статичному навантаженні.
- Аналіз та узагальнення результатів теоретичних та експериментальних досліджень за темою роботи.

Предмет дослідження: процес дроблення матеріалів в шоковій дробарці.

Об'єкт дослідження: фізична модель шокової дробарки.

Методи дослідження. Для досягнення мети використано комплекс сучасних загальнонаукових методів:

- *теоретичних:* аналіз нормативної документації, патентів, матеріалів; використання закономірностей і методів теоретичної механіки, опору матеріалів, класичної теорії подрібнення і математичного аналізу.
- *емпіричних:* моделювання, теоретичний обчислювальний експеримент, лабораторні дослідження.

Ступінь достовірності результатів забезпечена використанням апробованих методів дослідження, поєднанням методів теоретичного і експериментального аналізу, збіжністю даних фізичного моделювання і теоретичних досліджень.

Апробація роботи. Матеріали основних положень магістерської роботи доповідались на XVI університетській науково-практичній конференції студентів, аспірантів, докторантів і молодих вчених (17-22 квітня 2023 року), ЗНУ.

Структура та обсяг магістерської роботи. Магістерська робота складається зі вступу, трьох розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків. Робота викладена на 85 сторінках машинописного тексту, містить 11 таблиць, 45 рисунків, список використаних джерел з 26 найменувань.

1 АНАЛІЗ ПРОБЛЕМИ ПОДРІБНЕННЯ ВОГНЕТРИВКІВ МАТЕРІАЛІВ

1.1 Роль вогнетривів у металургійних процесах.

Вогнетривами називаються матеріали на основі мінеральної сировини й одмінні здатністю зберегти без істотних змін свої функціональні властивості в різноманітних умовах служби при високих температурах (не менше 1580 °С). Без вогнетривів немає іншого практично прийняттого способу одержувати й підтримувати тривалий час високі температури в більших об'ємах. Споживання вогнетривів:

- чорна металургія 60...70 %;
- кольорова металургія приблизно 5 %;
- машинобудування приблизне 10 %;
- будівництво приблизне 8 %;
- хімічна промисловість приблизно 4...5 %;
- інші споживачі приблизно 10 %.

Сумарне споживання вогнетривів, віднесене до 1 т виплавленої сталі, коливається у різних країнах від 20-30 до 60-90 кг. В Україні середня витрата вогнетривів становить 13,8...16 кг/т сталі.

За видами виробництва в металургії витрата вогнетривів становить:

- доменне до 3 кг/т;
- прокатне до 6 кг/т;
- конвертерне 9,9...10,4 кг/т;
- електросталеплавильне 17,6...18,2 кг/т;
- мартенівське 21,6...22,8 кг/т;
- ковшова металургія до 9 кг/т.

Перше спеціалізоване виробництво шамотних вогнетривів було організовано в Німеччині в 1810 році. У Росії в 1865 році й далі. В Україні в місті Годин-Яр в 1887 році. Динасові вогнетриви – уперше виготовлені в

Уельсі в 1822 році, у Росії – в 80-х роках 19 століття в Україні на Донбасі – в 1889 році. Долімітові – в Англії в 1878 році. Магnezитові – в Австрії в 1860 році.

На сьогоднішній день світовий обсяг виробництва вогнетривів становить приблизно 30 мільйонів тонн: Китай – 18,7 мільйонів тон; США – 3,5 мільйонів тон; Японія – 1,4 мільйонів тон; Європа – 5,7 мільйонів тон; Україна – 0,8-1,0 мільйонів тон.

На сьогодні в Україні працюють близько 18 вогнетривких підприємств. Найбільші з них: Запоріжвогнетрив (найбільший, заснований в 1933 році); Годин-Ярський комбінат; Пантелеймонівський; Красногорівський; Великоанадольський (самий старий, 115 років); Червоноармійський динасовий завод; Микитовський і інші.

ПрАТ “ЗАПОРІЖВОГНЕТРИВ” є найбільшим вогнетривким підприємством в Україні, що не має собі рівних за видами та асортиментом високоякісної продукції, що випускається – понад 1200 основних марок вогнетривів, неформованих матеріалів, бетонних сумішей та мас. Підприємство спеціалізується на виробництві шамотних, високоглиноземних, магнезійних і неформованих виробів. Основними споживачами продукції ПрАТ “ЗАПОРІЖВОГНЕТРИВ” є підприємства металургійної, цементної, скляної, хімічної, теплоенергетичної промисловості країн Європи, Азії та Африки.

Вогнетривкі матеріали мають високу міцність та хімічну стійкість, оскільки мають у своєму складі сполуки тугоплавких оксидів та інших елементів.

Вогнетривкі вироби найчастіше застосовуються в металургії (будівництво печей), енергетиці (ізоляція та футерування котлів), скляній, харчовій, нафтохімічній та інших галузях промисловості, де використовується високотемпературне обладнання.

За хіміко-мінералогічним складом вогнетриви поділяють на типи: кремнеземні, алюмосилікатні (низько-, середньо- і високоглиноземисті),

магнезійні, магнезійно-вапняні, магнезійно-шпінелідні, магнезійно-силікатні, вуглецеві, карбідокремнієві, цирконисті, оксидні й неоксидні.

За хімічними властивостями вогнетривкі матеріали поділяються на кислі, нейтральні та основні.

Кислі вогнетриви представлені матеріалами, що мають високий вміст SiO_2 , залежно від якого зростає вогнетривкість до 1700°C . Представниками кислих вогнетривів є кварцовий пісок, динасова цегла та ін.

Нейтральні - глиноземисті, вуглевмісні та хромітові матеріали, їх вогнетривкість становить $1500\dots 2000^\circ\text{C}$.

Основні вогнетриви представлені матеріалами з великим вмістом оксидів MgO , CaO таких, як доломіт, хромомагнезит та магнезит. Доломіт після випалювання має вогнетривкість до 1950°C , а магнезит і хромомагнезит - до 2000°C .

За ступенем вогнетривкості матеріали поділяють на:

- вогнетривкі, з вогнетривкістю до температур $1580\dots 1770^\circ\text{C}$ (динасові, кварцові, напівкислі, шамотні);
- високовогнетривкі, з вогнетривкістю до температур $1770\dots 2000^\circ\text{C}$ (високоглиноземисті, доломітові, карборундові, форстеритові, хромітові);
- вищої вогнетривкості, з вогнетривкістю до температур понад 2000°C (магнезитові, хромомагнезитові, шпінельні, цирконієві, коксові, графітові, з чистих оксидів та на основі безкисневих тугоплавких сполук).

1.2 Технологія виготовлення вогнетривів.

Виробництво більшості вогнетривких матеріалів полягає у перетворенні дрібно подрібненої маси вихідних вогнетривких компонентів на моноліт вогнетривкого виробу за температур, нижчих, ніж температура плавлення основних вогнетривких складових початкової маси.

Для виготовлення вогнетривів використовують різноманітні технології, процеси. Переважною є технологія, що включає попередню, теплову обробку

та подрібнення компонентів, приготування шихт з додаванням пластифікованих складових, формування з них виробів пресуванням на механічних та гідравлічних пресах або екструзією з подальшим допресуванням або литтям, випалювання в тунельних, рідше в періодичних та газо- заданих властивостей матеріалу. Виготовляють також безвипалювальні вогнетриви. Для неформованих вогнетривів процес завершується подрібненням та змішуванням компонентів.

Плавлені вогнетриви (fused refractories) - вогнетриви, виготовлені розплавленням вогнетривких матеріалів та розливом у форми. Для плавки більшості вогнетривких матеріалів використовують електродугові печі, а кварцу - печі опору та кисневі пальники. Корундові та корундомуллітові плавлені вогнетриви застосовують у вигляді блоків для виготовлення подін нагрівальних печей і колодязів, днищ вакуум-камер та ін, бадделеітокорундові кварцові плавлені вогнетриви - для футерування скловарних печей. Порошки плавлених периклазу, глинозему та шпинелів (MgO о Al_2O_3 ; Mg о Cr_2O_3) використовують для виготовлення вогнетривких виробів та бетонів. Корундові порошки з глинозему та бокситу застосовуються також у виробництві абразивів.

Шамотні вогнетриви (fireclay refractories) - алюмосилікатні вогнетриви, що містять 28-45% Al_2O_3 та 50-70 SiO_2 . Технологія виробництва формованих шамотних вогнетривів включає: випалювання глини (каоліну) при 1300-1500°C у обертових або шахтних печах, подрібнення отриманого шамоту, змішування зі сполучною глиною і водою (іноді з додаванням інших сполучних матеріалів), формування, -1400°C. Шамотні вогнетриви застосовують для футерування доменних печей, сталерозливних ковшів, нагрівальних та випалювальних печей, котельних топків та ін., а також для виготовлення сифонних виробів для розливання сталі. Неформовані шамотні вогнетриви виготовляють із подрібнення шамоту та сполучних матеріалів і застосовують у вигляді мертелів, набивних мас, порошоків, заповнювачів

бетонів та ін. при виконанні та ремонті вогнетривких футеровок різних теплових агрегатів.

1.3 Принципова схема виробництва вогнетривів

Нормальний технологічний процес забезпечується наявністю на складі необхідної кількості сировинних матеріалів. Вихідні сировинні матеріали проходять попередню підготовку:

- випал природної сировини, або сушіння;
- відмивання від домішок.

Ці процеси проводяться відповідно до встановлених оптимальних режимів, що забезпечує високу якість готових виробів. Сировина зі складу надходить у вигляді шматків різної форми й розмірів. Залежно від величини шматків матеріалу умовно розділяють за ступенем крупності:

- великий > 500 мм;
- середній – $500 \dots 100$ мм;
- дрібний < 100 мм.

1.3.1 Дроблення й здрібнювання сировини

Здрібнювання великих і середніх шматків називається дробленням і здійснюється в дробарках. Здрібнювання дрібних шматків називається помелом й здійснюється в млинах. Сутність процесу здрібнювання – розрив поверхневого шару матеріалу й роз'єднання внутрішніх часток речовини, зв'язаних між собою силами зчеплення – іонними силами. Спочатку вихідний матеріал піддають грубому дробленню (частіше цей процес здійснюють на рудниках, що більш економічно):

- грубе – 300 мм \rightarrow $50 \dots 75$ мм;
- середнє – $50 \dots 75$ мм \rightarrow $3 \dots 5$ мм;
- мливо – $5 \dots 10$ мм \rightarrow менш $0,1$ мм.

Грубе й середнє дроблення вихідного матеріалу роблять у щоккових або конусних дробарках методом роздавлювання. Середнє дроблення також можуть здійснювати на конусних дробарках валкових дробарках, бігунах. Помел роблять у кульових, відцентрових, струминних млинах.

Технологічні схема виробництва деяких вогнетривкі наведені на рисунках наведені на рис. 1.1-1.5.

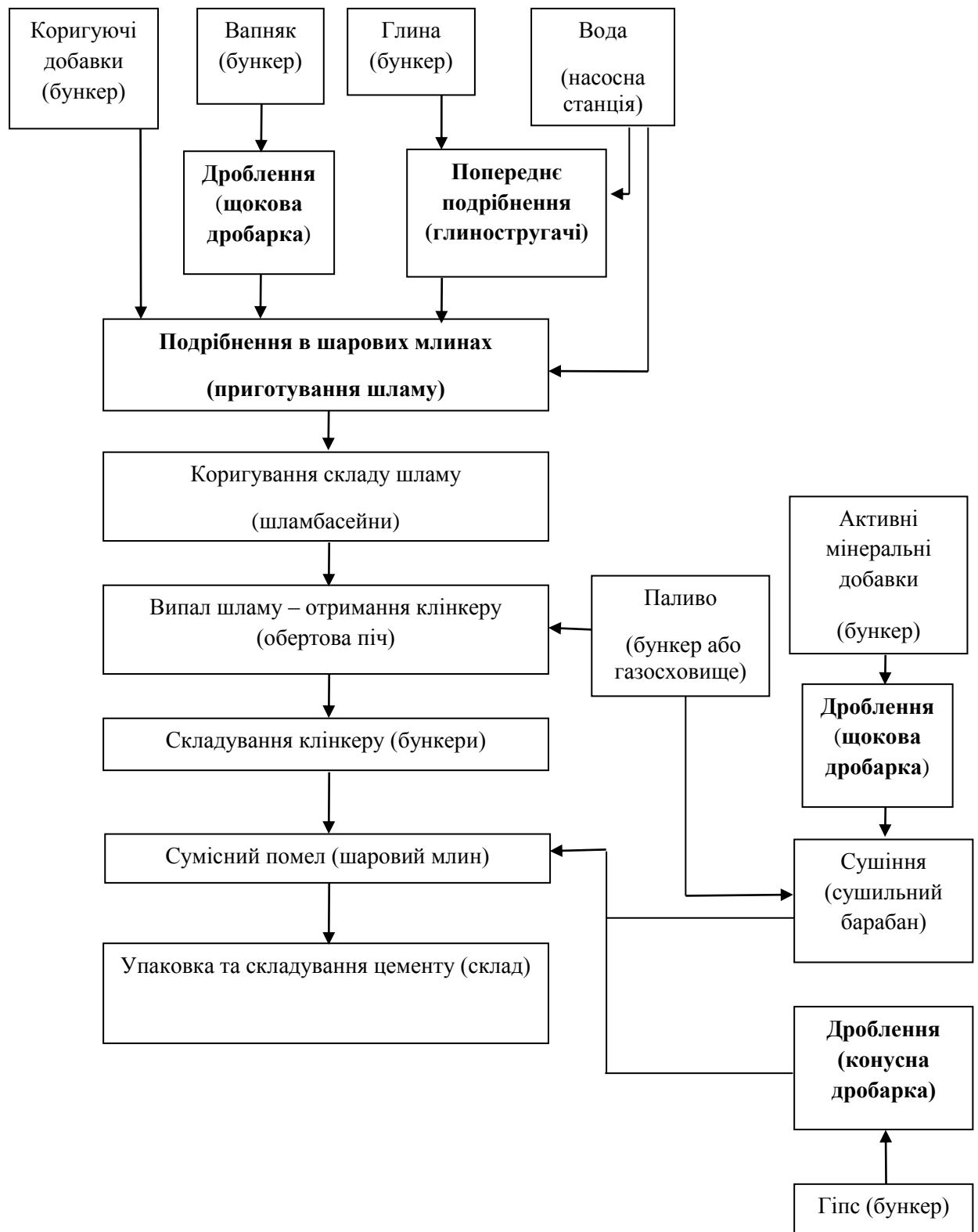


Рисунок 1.1 - Принципова технологічна схема отримання портландцементу

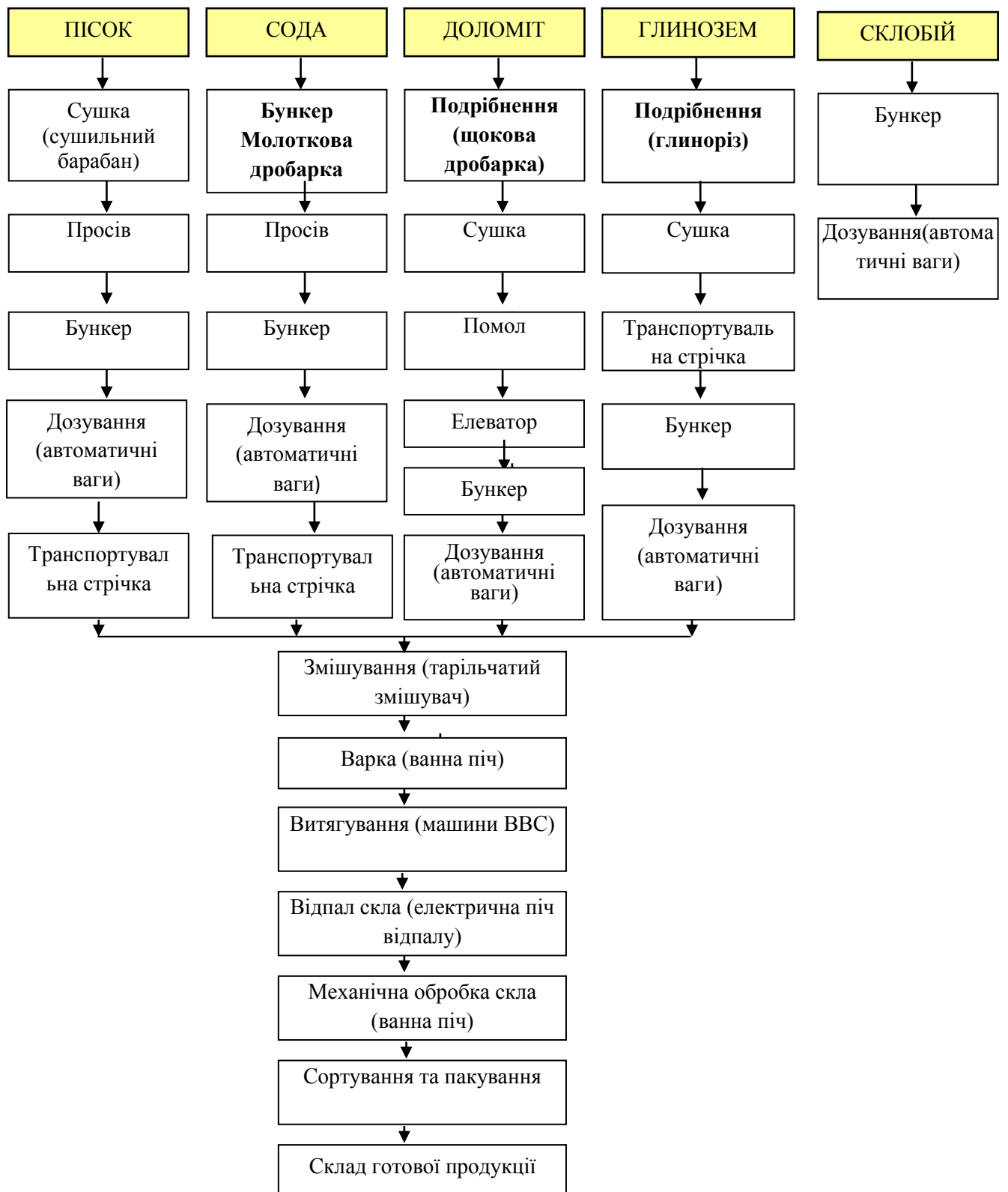


Рисунок 1.2 - Технологічна схема виготовлення листового скла

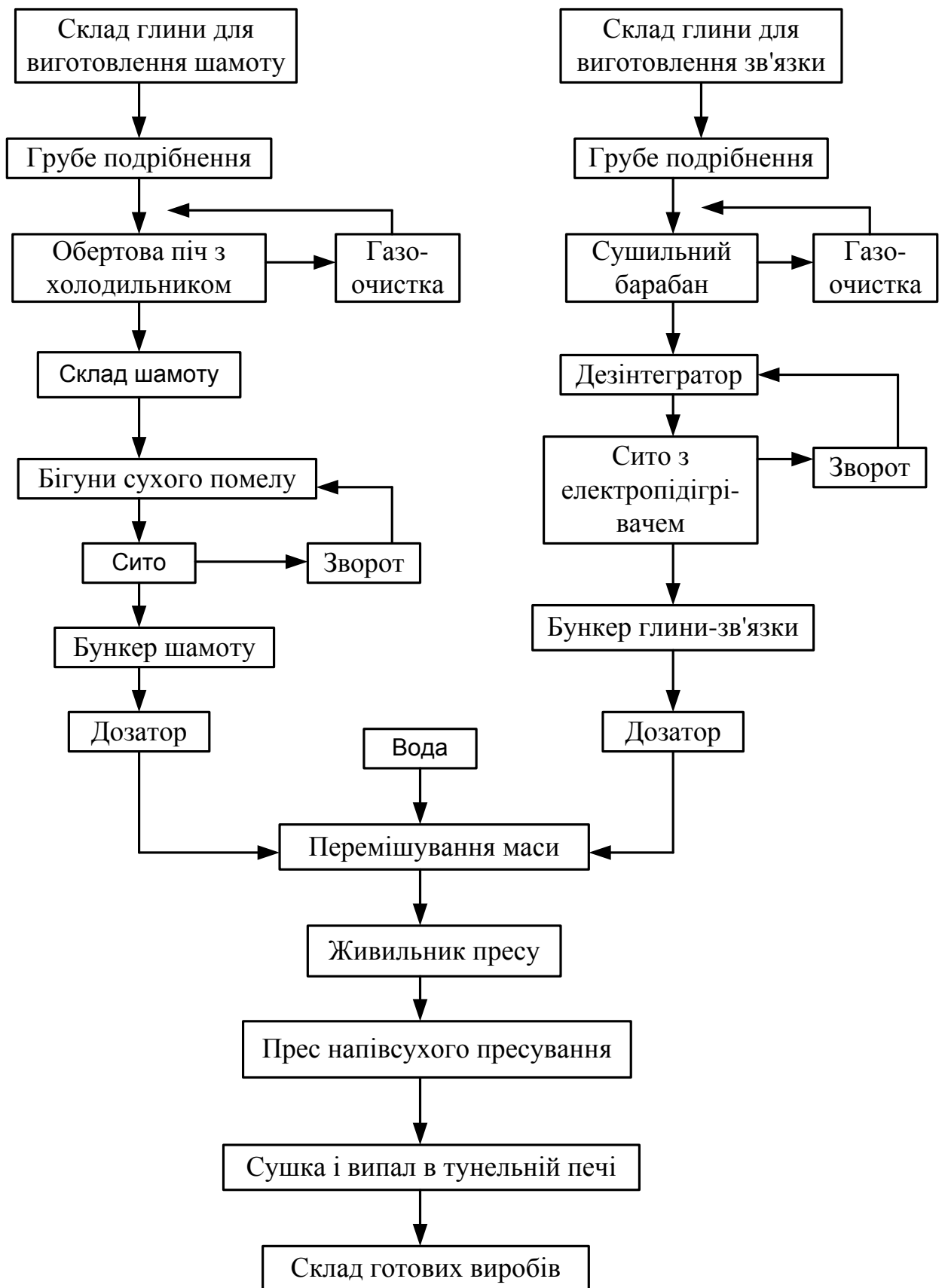


Рисунок 1.3 - Технологічна схема виробництва складнофасонних виробів

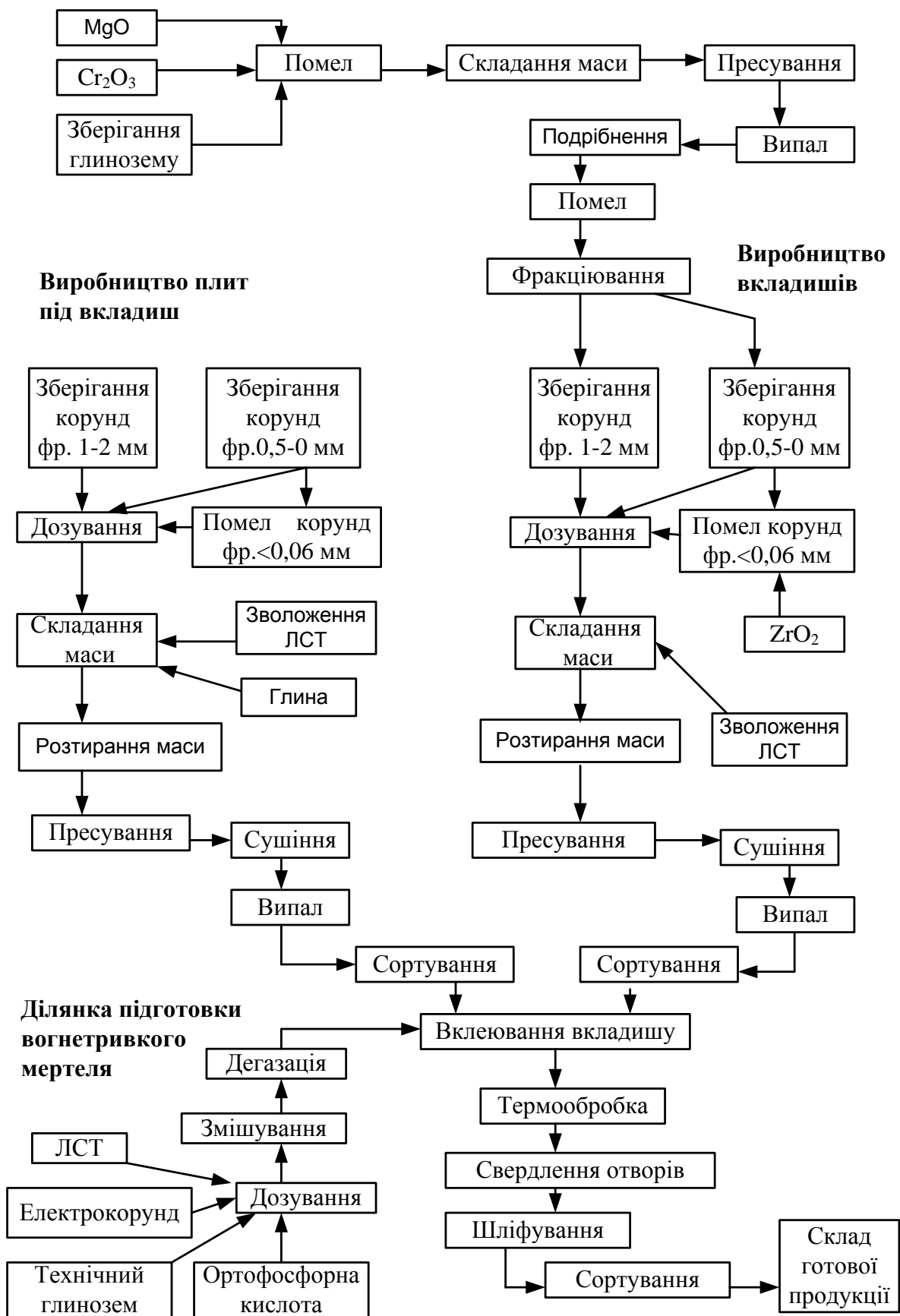


Рисунок 1.4 - Типова технологічна схема виробництва мулітокорундових плит.

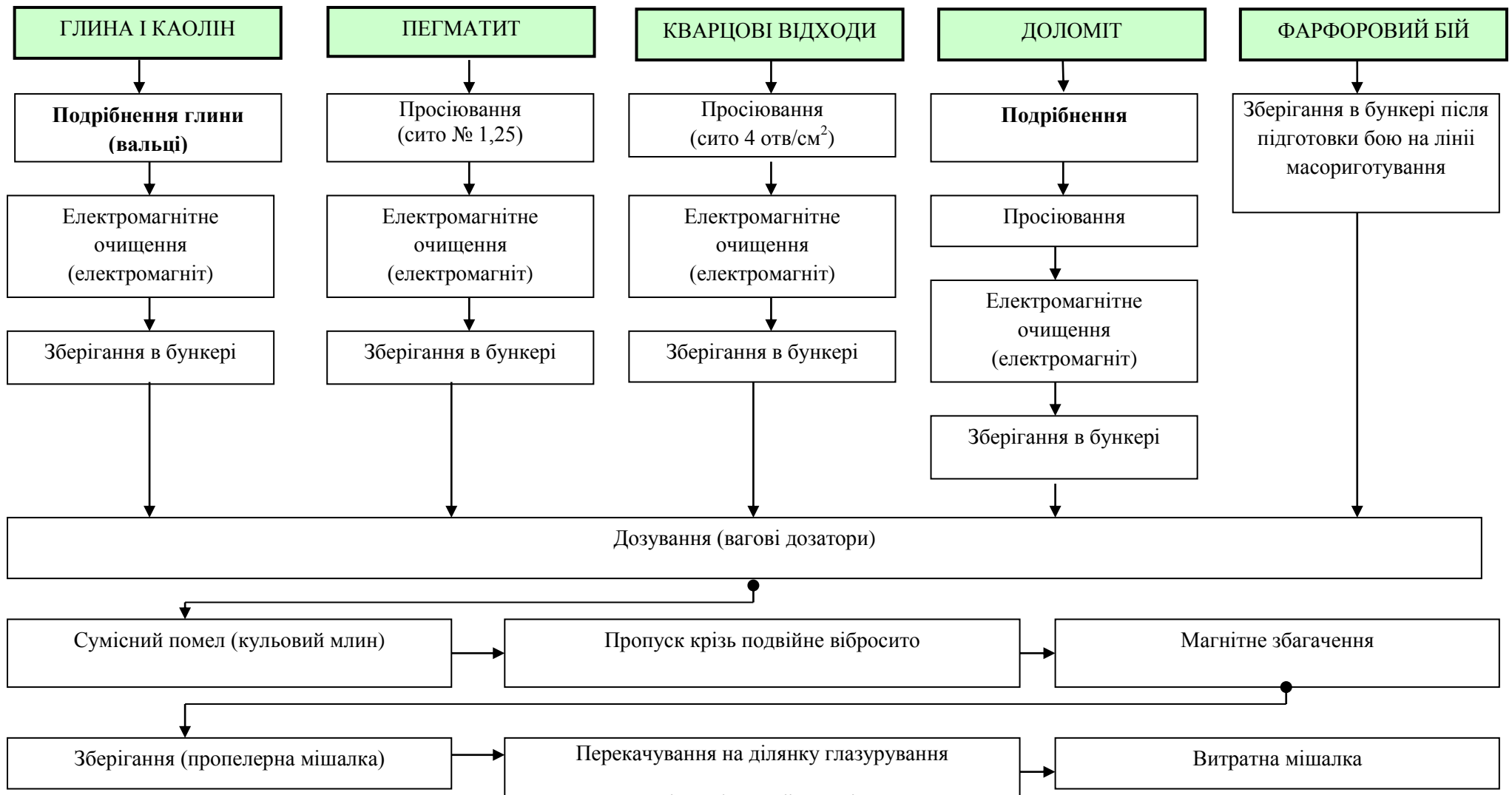


Рисунок 1.5 – Технологічна схема приготування поливи

1.4 Застосування щоківих дробарок для подрібнення вогнетривів

Для дроблення крихких матеріалів застосовують конусні, щоківі і валкові дробарки, для грубого помелу - бігуни з важкими катками. У цих агрегатах матеріали піддаються короткочасній дії подрібнюючих органів і швидко видаляються, що підвищує кількість крупних (більше 0,5 мм) зерен, але вимагає багатократної обробки порошку для подрібнення. Пластичні, м'які, вологі матеріали (глини, каоліни) подрібнюють в глинорізках (стругачах), зубчастих валкових дробарках, висушують до вологості 8-13% і подрібнюють в дезінтеграторах або молоткових млинах при багатократних ударах робочих деталей машин, що рухаються з великою швидкістю.

Таблиця 1 - Деякі характеристики дробильно-помольного устаткування [8].

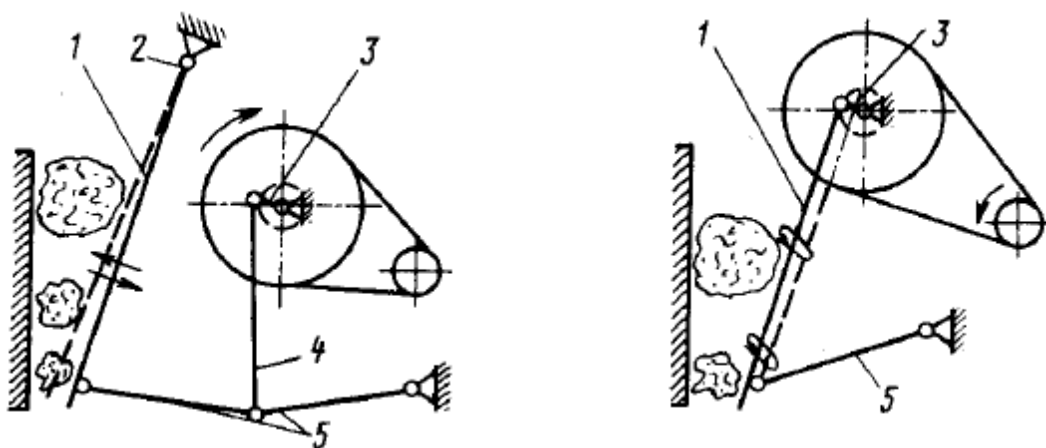
Дробарки щічкові конусні	15-80	3-10	Роздавлювання	Любі тверді, крихкі: шамот
Валкові зубчасті	3-80	6-15	«»-	Хроміт, кварцит
	3-10	3-4	«»-	Польовий шпат
	10-20	8-10	Розрізання	Волога глина, каолін
Бігуни	0,8-2	3-15	Роздавлювання, розтирання	Любі тверді, Крихкі Д
Дезінтегратори	0,5-2	До 40	Удар	Суха глина
Млини: Молоткові	0,5-10	10-15	-«»-	Малоабразивні, суха глина, тальк
Шарові Вібраційні Струменеві			Удар, розтирання	Тверді: оксиди, шамот і др.
			-«»-	-«»-
			-«»-	-«»-

1.4.1 Принцип дії і параметри механічного режиму щоківих дробарок

Щоківі дробарки здебільшого призначені для крупного й середнього дроблення матеріалів середньої і високої міцності. Основними перевагами такого обладнання є простота конструкції і висока продуктивність

дроблення. Дроблення в щоккових дробарках відбувається між рухомою і нерухомою щоками внаслідок роздавлювання шматків матеріалу, який надходить у завантажувальний отвір. Матеріал після дроблення вивантажується через розвантажувальний отвір під дією гравітаційних сил у момент відходу рухомої щоки [2].

Класифікуються щоккові дробарки за характером руху робочого органу (рухомої щоки), оскільки саме це й визначає найважливіші техніко-експлуатаційні параметри дробарок. За принциповими кінематичними схемами дробарки бувають із простим і складним рухом щоки.



a - з простим рухом рухомої щоки; *б* - зі складним рухом рухомої щоки

Рисунок 1.6 - Принципові схеми щоккових дробарок

У дробарках із простим рухом щоки (ЩДП) (рис. 1.6, а) рухома щока 1 підвішена на осі 2. Щока виконує хитні рухи, траєкторії точок щоки при цьому русі є дугами колу. Хітний рух щоці 1 передає ексцентриковий вал 3, який обертається через шатун 4 і розпірні плити 5.

З зближенням щік матеріал дробиться, а з відходом їх одна від одної шматки матеріалу опускаються вниз і випадають із камери, якщо їх розміри менші за розміри розвантажувального отвору. Після цього цикл

повторюється. Матеріал при цьому подрібнюється роздавлюванням і частково зламується.

У дробарок зі складним рухом щоки (ЩДС) (рис. 1.6, б) важільний механізм має простішу схему. Ексцентриковий вал 3 безпосередньо з'єднаний із шатуном, який є рухомою щокою 1 дробарки. Нижнім кінцем щока шарнірно опирається на розпірну плиту 5. Щока виконує складний рух, і складові переміщення точок її поверхні спрямовані як по нормалі до поверхні щоки, так і вздовж неї. Траєкторії руху точок щоки нагадують за формою еліпси. Матеріал подрібнюється як роздавлюванням, так і стиранням, що полегшує процес дроблення в'язких матеріалів.

Основні розміри дробарки (рис. 1.7):

- ширина приймального отвору з максимальним відходом рухомої щоки, B ;
- довжина камери подрібнення, L ;
- висота робочої камери нерухомої щоки, H ;
- мінімальний розмір камери подрібнення в нижній частині або ширина розвантажувального отвору, S .

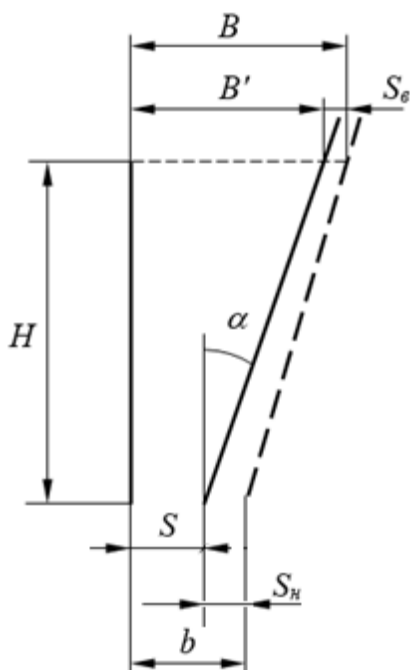


Рисунок 1.7 - Схема геометричних розмірів щокової дробарки

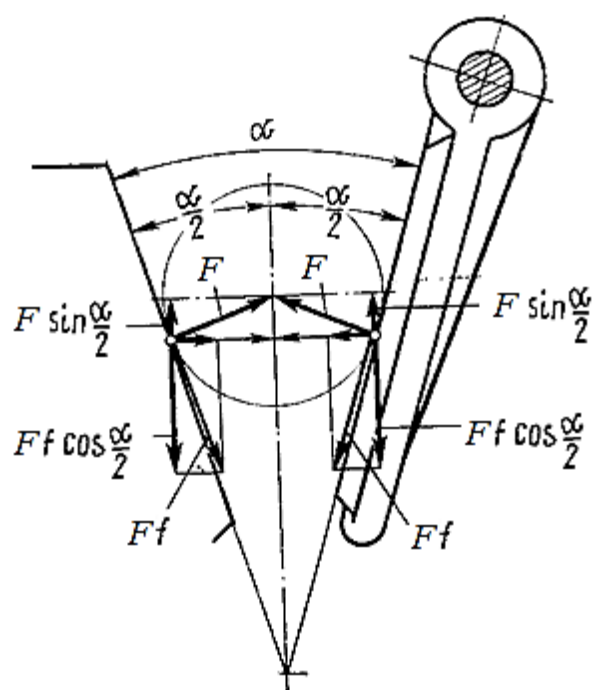


Рисунок 1.8 - Схема для визначення кута захоплення щокових дробарок [13-17]

Типорозмір дробарки характеризується шириною B , за якою оцінюють максимально можливу крупність кусків, що підлягають подрібненню:

$D_{max} = 0,85 \cdot B$. Між висотою робочої камери H і шириною B існує така залежність:

$$H = (2,0 \dots 2,5)B. \quad (1.1)$$

Параметри механічного режиму щоккових дробарок:

- кут захоплення α , град;
- частота обертання привідного вала ω , рад/с;
- хід рухомої щоки у верхній S_B і нижній S_H точках камери дроблення, мм;
- продуктивність P , м³/год;
- потужність P , кВт.

Кут захоплення α між рухомою і нерухомою щоками впливає на інтенсивність процесу подрібнення. З підвищеними значеннями кута матеріал, що подрібнюється, виштовхується з камери подрібнення, а з малими – зменшується ступінь подрібнення матеріалу і збільшується висота дробарки. Через це існують раціональні значення кута, які визначається умовою, щоб камінь надійно утримувався й не виштовхувався вгору.

Умова захоплення матеріалу:

$$2Ff \cos \frac{\alpha}{2} \geq 2F \sin \frac{\alpha}{2} \quad (1.2)$$

де F - зусилля, які прикладені до матеріалу під час дроблення, Н;

f - коефіцієнт тертя.

Звідки

$$f = \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \geq \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \quad \text{або} \quad \varphi \geq \frac{\alpha}{2} \quad (1.3)$$

Звідси кут захоплення матеріалу α :

$$\alpha \leq 2\varphi \quad (1.4)$$

Зазвичай у щоккових дробарках значення кута захоплення беруть у межах $\alpha = 18 \dots 22^\circ$.

Хід рухомої щоки для дробарок з простим рухом щоки:

- у верхній точці:

$$S_B = (0,01 \dots 0,03)B; \quad (1.5)$$

- у нижній точці:

$$S_H = 8 + 0,26S. \quad (1.6)$$

Хід рухомої щоки для дробарок зі складним рухом щоки:

- у верхній точці:

$$S_B = (0,03 \dots 0,06)B; \quad (1.7)$$

- у нижній точці:

$$S_H = 7 + 0,1S. \quad (1.8)$$

Оптимальна частота обертання ексцентрикового вала щоккової дробарки, рад/с:

$$\omega = \frac{4}{\sqrt{S_H}} \quad (1.9)$$

Продуктивність щоккових дробарок, м³/год:

$$P = \frac{3600 \mu m L S_H d_{cp}}{tg \alpha} \quad (1.10)$$

де $\mu = 0,4 \dots 0,6$ - коефіцієнт розпушення, який враховує нещільне розміщення часток подрібненого матеріалу в камері дроблення;

n - частота обертання привідного вала, об/с.

Потужність двигуна для щоккових дробарок, кВт:

- з простим рухом щоки:

$$P = 720 \cdot L \cdot H \cdot r \cdot n \quad (1.11)$$

- зі складним рухом щоки:

$$P = 700 \cdot L \cdot H \cdot r \cdot n \quad (1.12)$$

де $m = 0,56 \dots 0,6$ - конструктивний коефіцієнт;

r - ексцентриситет привідного вала, м.

1.4.2 Аналіз кінематики щоккової дробарки

Одним з основних показників якості дробильних машин, широко використовуються в металургійному та інших виробництвах, що характеризують їх технічний рівень та конкурентоспроможність, є надійність в умовах експлуатації, яка кількісно оцінюється відсутністю відмов у процесі роботи. Серед численних технічних причин щодо короткочасних, але досить частих простоїв машин із кривошипним приводом в умовах експлуатації перше місце займають простої, зумовлені виходом із ладу елементів шарнірів кінематичного ланцюга.

Дробарки взагалі, і шокові зокрема, служать для подрібнення матеріалу, причому до кінцевого продукту дроблення пред'являються різні вимоги, пов'язані в основному з точністю розмірів та конфігурацією. У шокових дробарках матеріал подрібнюється за рахунок роздавлювання, розколювання та часткового стирання у просторі між двома шоками при їх періодичному зближенні.

Характер руху рухомої шоки, що забезпечує задані характеристики якості кінцевого продукту дроблення, залежить від кінематичних особливостей механізму шокової дробарки. За час використання шокових дробарок було запропоновано та здійснено велику кількість найрізноманітніших кінематичних схем механізму дробарок.

В основу класифікації шокових дробарок, запропонованої Б.В. Клушанцевим, покладено характер руху рухомої щеки, оскільки саме він визначає найважливіші техніко-економічні параметри дробарок. При всьому різноманітті наведених у класифікації кінематичних схем механізму гойдання рухомої шоки слід зазначити, що всі вони реалізуються з використанням конструкції шарнірів, які забезпечують рухливість деталей машини [15-17].

Проте шарніри мають суттєвий недолік, що полягає в тому, що палець в обоймі знаходиться із зазором. Ця обставина є суттєвою, тому що обумовлює зіткнення елементів шарніра під час їх відносного руху в зазорі при зміні напрямку руху провідної ланки (перебіг зазору) під час роботи механізму, і, як наслідок, підвищене зношування елементів шарніра, а також виникнення додаткових динамічних сил, досягають значної величини і знижують надійність машини загалом.

Зношування елементів кінематичних пар, що утворюють шарнір, призводить до порушення точності ходу рухомої шоки дробарки, що знижує якість кінцевого продукту дроблення.

Одним з найважливіших параметрів шокової дробарки є хід рухомої шоки, від якого залежить інтенсивність подрібнення. Для оптимального ходу

щоби потрібно вибрати найбільш вигідну швидкість обертання ексцентрикового вала.

Із результатів дослідів було встановлено такі залежності основних параметрів роботи дробарки від швидкості обертання ексцентрикового вала (рис. 1). Умови проведення дослідів: шокова дробарка 250x400мм; кут захвату – 19° ; вихідний отвір – 50 мм; хід щоби – 10 мм, подрібнюваний матеріал – граніт з границею міцності на стиск 2000 [18].

З наведеного графіка видно, що із збільшенням швидкості продуктивність зростає, досягаючи при визначеному оптимальному значенні швидкості, максимального для даного режиму значення. При подальшому збільшенні швидкості продуктивність зменшується. Також із збільшенням швидкості зростають степінь подрібнення і вміст фракцій крупністю менше 5 мм.

Енергоємність подрібнення із збільшенням швидкості змінюється спочатку незначно і різко зростає після досягнення максимальної продуктивності.

Також був визначений оптимальний хід щоби в нижній зоні камери подрібнення при отворі 50 мм.

Результати дозволили зробити висновок, що продуктивність дробарки з кутом нахилу 71° є максимальною при ході щоби 22 мм. При подальшому збільшенні ходу продуктивність падає.

Таким чином внаслідок проведених дослідів для різних вихідних отворів була встановлена лінійна залежність оптимального ходу в нижній зоні від ширини вихідного отвору [18]:

На графіку відносний оптимальний хід є відношення

$$S_H^0 = \frac{S_H}{d} \quad (1.13)$$

Результати дослідів свідчать, що максимальна продуктивність на заданому отворі при оптимальному ході досягається при визначеній швидкості обертання ексцентрикового валу. Експериментальна залежність оптимальної швидкості від ширини розвантажувального отвору приведена на рис. 1.9. Лінійний характер цієї залежності виражається таким рівнянням $n = 475 - 2d$.

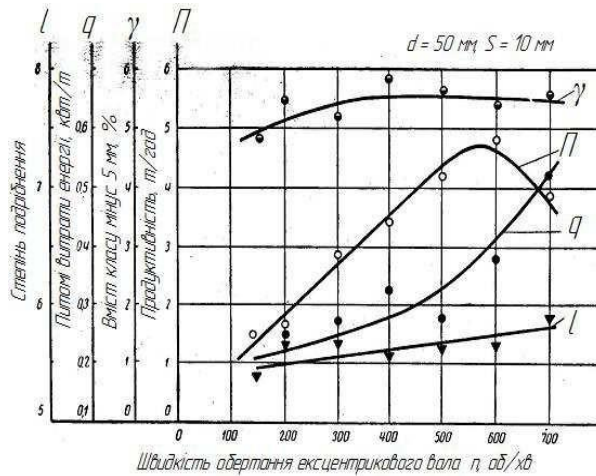


Рисунок 1.9- Зміна показників роботи дробарки в залежності від швидкості обертання ексцентрикового валу

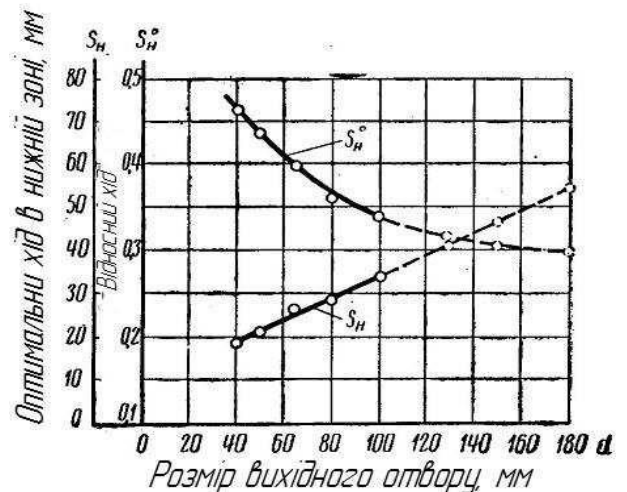


Рисунок 1.10 - Залежність оптимального ходу від розміру вихідного отвору.

Не менш важливим параметрів щоквої дробарки є кут захвату. Дані чисельних дослідів свідчать що при кутах захвату від 16° до 18° продуктивність практично не змінюється, потім дещо знижується при куті 19° і різко падає при подальшому збільшенні кута захвату. Таким чином, при занадто збільшеному значенні кута захвату погіршуються умови подрібнення, знижується продуктивність і збільшуються витрати енергії. Для оцінки кута нахилу камери подрібнення на показники дробарки розглянемо чотири варіанти нахилу рухомої щоки до горизонталі $\beta_1=38^{\circ}$; $\beta_2=55^{\circ}$; $\beta_3=71^{\circ}$; $\beta_4=90^{\circ}$, які відповідають основним конструктивним схемам щоквих дробарок рис. 1.11 [18].

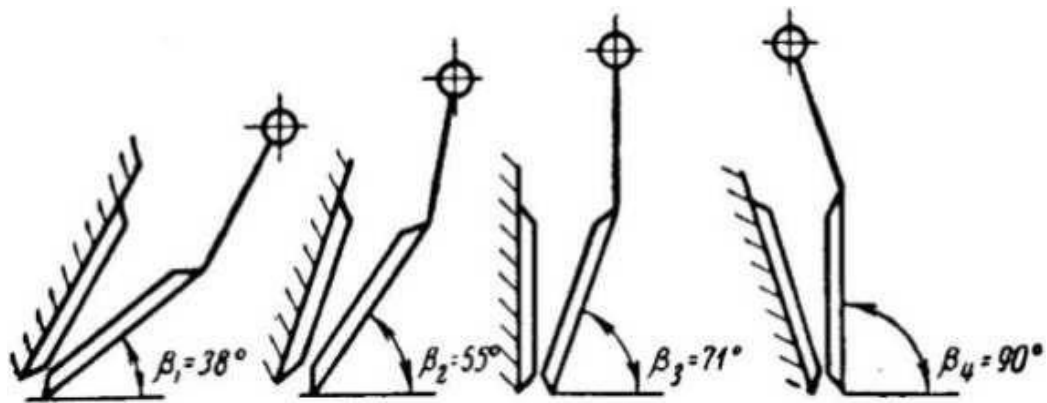


Рисунок 1.11 - Варіанти розташування камери подрібнення щоквої дробарки [18]

В щоквих дробарках, особливо із складним рухом щоки, важливим кінематичним параметром є розпірна плита. Вона впливає на такі показники дробарки як інтенсивність подрібнення, якість продукту, розподілення робочого навантаження на елементи дробарки (вальниці ексцентрикового валу). При розрахунку розпірної плити приймають що рівнодійна сил подрібнення розміщена в середині камери подрібнення і напрямлена по нормалі до бісектриси профільного кута цієї камери. Але дослідження довели, що напрям рівнодійної сили, і її положення по висоті камери подрібнення суттєво змінюються на кожному циклі стиснення, це пояснюється кінематичними особливостями дробарок: стиск у верхній зоні відстає від стиску в нижній приблизно на оберту ексцентрикового валу; ходи стиснення розподіляються непропорційно крупності матеріалу в різних по висоті зонах камери подрібнення. На положення рівнодіючої впливають також крупність та гранулометричний склад продуктів подрібнення, стабільність завантаження камери подрібнення, розмір вихідного отвору, форма траєкторії руху рухомої щоки та інші фактори. Крім того при проектуваннях і розрахунках щоквих дробарок раніше не враховувались значні сили тертя матеріалу о подрібнювану плиту. Сили тертя визначаються вертикальною складовою швидкості руху рухомої щоки і приводять до суттєвого

відхилення напрямку рівнодійної сили від нормалі. На сьогодні, для спрощення розрахунків, положення рівнодійної сили в камері подрібнення задають не зовсім точно, це суттєво впливає, в цілому, на економічний ефект процесу подрібнення. Для визначення положення рівнодійної сили була запропонована наступна розрахункова схема (рис.1.12) та прийняті такі висновки: Рівнодійна R переміщується за цикл між точками, які розташовані відповідно на i висоти камери подрібнення. Напрямок рівнодійної сили відхиляється на кут $\pm\left(\psi - \frac{\alpha}{2}\right)$ від нормалі до бісектриси профільного кута.

Тут ψ – кут тертя; α – профільний кут камери подрібнення. Таким чином отримуємо деяка робоча зона по якій ковзає рівнодійна за цикл стиску. На рис. 1.12 $R_1...R_4$ – позиції рівнодійної R ; β – кут визначаючий положення розпірної плити. В початковій фазі стиснення рівнодійна переміщується із позиції R_1 до позиції R_2 , а потім, у відповідності з траєкторією руху щоки, міняє напрямок на R_3 . Зміна нахилу розпірної плити приводить до зменшення кута β , пропорційно зменшується нахил до горизонту великої осі овальних траєкторій руху точок рухомої щоки і збільшуються розміри цих траєкторій. Як наслідок, перший ефект з одного боку призводить до зниження вертикальної складової траєкторії руху рухомої щоки, і відповідно до зменшення зносу дробильних плит, а з іншого боку призводить до збільшення навантаження на ексцентриковий вал. Крім цього обидва ефекти приводять до збільшення ходу стиску, що дозволяє зменшити ексцентриситет валу, але викликає збільшення надлишкового подрібнення продукту, та появу зерен лещадної форми, які є небажаними в нерудній промисловості [18].

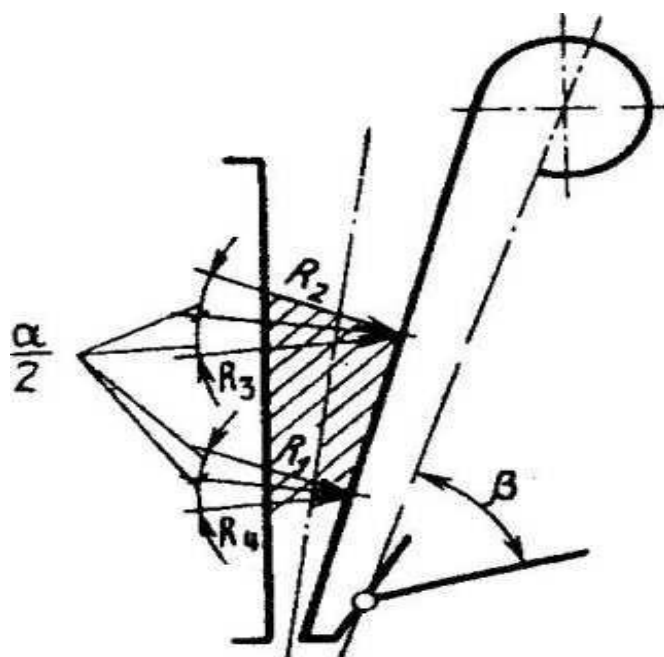


Рисунок 1.12 - Зона дії рівнодійної сили подрібнення [18]

Таким чином можна зробити висновок, що все ж таки конструкція дробарки з звичайним розташуванням камери подрібнення забезпечує найбільш вигідні умови для процесу подрібнення і розвантаження готового продукту. Але треба зауважити, що процеси які відбуваються в камері подрібнення вивчені відносно, з великими спрощеннями і потребують більш ретельного дослідження. Відхилення кута захвату, швидкість робочої поверхні щоки, жорсткість конструкції, циклічність роботи, висота камери подрібнення, кут нахилу рухомої щоки, нерівномірний знос плит, паралельні зони в камері подрібнення – всі ці показники в значній мірі впливають на роботу дробарки і потребують наукового вирішення та доведення до оптимально можливих. Тільки при вирішенні поставленої задачі можливо досягти найкращих результатів роботи щоківих дробарок по продуктивності та потужності.

2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РУЙЦНУВАННЯ МАТЕРІАЛІВ ЩОКОВИМИ ДРОБАРКАМИ

Складність опису процесу дезінтеграції пояснюється насамперед різноманіттям конструкцій технологічних машин, обумовленого особливостями їх призначення, яке може бути наступним [12]:

- дроблення та помел великих чи малих потоків крихких чи пластичних матеріалів;
- переробка високо абразивних матеріалів;
- селективне розкриття мінералів;
- поліпшення технологічних властивостей продукту;
- забезпечення підвищених вимог до чистоти хімічного складу продукту.

Крім цього, актуальні проблеми відповідності конкретного подрібнювача технологічної схеми ланцюга збагачувальних апаратів, у тому числі, скорочення стадіальності підготовчих процесів збагачення.

Таблиця 2.1 - Група і кількість факторів опису процесу дезінтеграції [12]

Група факторів	Кількість факторів
Розміри робочого органу	2...3
Режим руху тіл, що мелють	1...3
Заповнення помольної камери подрібнювальними тілами	1
Розмір тіл, що мелють (дрібних шматків матеріалу)	1...2
Параметри живлення машини	2...3
Властивості вихідного матеріалу	2...5
Параметри футерування	2
Спосіб розвантаження	2
Наявність циркулюючого навантаження	1

Вирішення цих проблем залежить від обґрунтованості опису основних

робочих процесів машини:

- механіки руху тіл, що мелють (шматків матеріалу);
- механізму та режиму руйнування частинок;
- ймовірнісних процесів захоплення частинок дрібними поверхнями;
- класифікації частинок усередині помольної камери;
- зносу робочих поверхонь;
- вплив технологічного середовища.

Як впливає з наведеної вище табл.2.1, залежно від типу дробарки або подрібнювача загальна кількість факторів становить приблизно від 10 до 20...30, тоді як на сьогоднішній день реально досліджено окремі групи по 2...5 факторів. Таким чином, очевидно відсутність умов для повної оптимізації робочого процесу навіть у окремо взятому технологічний апарат.

В основі будь-якого елементарного акту дроблення чи подрібнення лежить процес руйнування окремих шматків (часток), для опису якого були створено кілька теорій, пов'язаних із процесом дроблення, включаючи роботи таких авторів, як П. Рітгінгер, Ф. Кік, Ф. Бонд, Р.Т. Хукке, П.А. Ребіндер, А.А. Гріффітс, В.І. Ревнівців, Л.І. Барон, Р. Гійо та ін. Основною метою є визначення енергоємності руйнування гірських порід залежно від інтенсивності та швидкості застосування навантаження, а також у міру зменшення крупності частинок. Слід зазначити отримані значення енергії руйнування функції крупності, наприклад, криві Р.Т. Хукке, проте пов'язати кінцевий результат із фундаментальними залежностями фізики руйнування на мікрорівні фактично не вдалося [12].

Те саме стосується і кривих, що описують гранулометричний склад, продуктів руйнування. Відомі розподіли Колмогорова, Годена-Андреева, Розіна-Раммлера та інші дають лише загальне поняття про вид кривої розподілу, включають коефіцієнти, що визначаються для кожного випадку дослідним шляхом і слабо пов'язані з фізикою процесу дезінтеграції окремих частинок або їх сукупностей. Деякі розподіли, наприклад, поліноміальне

Вейніга, спирається на суто математичну формулу, коефіцієнти якої ніяк не пов'язані з фізикою процесів, що призвели до руйнування [12].

Таким чином, у практиці дроблення та подрібнення фактично не використовують кількісний аналітичний опис внутрішніх процесів дезінтеграції, пов'язаних як з рухом тіл, що мелють, так і їх впливу на подрібнюваний матеріал з метою прогнозування технологічної ефективності машини. Першою причиною, ймовірно, є велика кількість емпіричних коефіцієнтів у розрахункових формулах, що сягає 10, визначити які можна тільки в результаті дорогих та тривалих експериментів. Значно простіше визначити параметри раціонального робочого режиму досвідченим шляхом, що відбувається насправді. По-друге, досягти максимальної технологічної ефективності машини можливо лише за умови використання процедури оптимізації з урахуванням всіх вхідних параметрів, кількість яких становить не одиниці, а десятки. Але без чітких теоретичних уявлень дуже складно й дорого встановити взаємовплив цих параметрів з урахуванням лише досвідчених даних, зокрема завдяки накопиченню похибки вимірів.

2.1 Механіка руйнування матеріалів шоковими дробарками

Процеси дроблення гірських порід ґрунтуються на відомих теоріях подрібнення, розробили Л.В. Риттінгер, В. Л. Кирпічов, Ф. Кік, Г.Г. Єгорова, П.А. Ребіндер, Ф.С. Бонд, Р.Д. Чарльз, А.К. Рундквіст, С.Є. Андрєєв, Р. Т. Хуккі, В.І. Кармазін та інші.

Всі ці теорії умовно поділяються на групи:

- осноположні, до яких відносять класичні гіпотези Риттінгер і Кирпічева-Кіка;
- закони та дослідження, які поєднують класичні гіпотези;
- теорії для конкретних умов руйнування.

Риттінгер [1], займаючись питаннями збагачення корисних копалин, в 1867 висунув ідею про те, що робота, витрачена при дробленні, пропорційна знову утвореній поверхні.

Відповідно до гіпотези Кирпичева-Кіка [2, 3], деформаціям геометрично подібних і фізично однакових тіл відповідають роботи, пропорційні обсягам тіл і вагам цих тіл.

Об'єднавши ідеї Риттінгера та Кирпичева-Кіка, П.А. Ребіндер [4] 1941р. висловив ідею про те, що загальні витрати енергії при руйнуванні гірських порід включають як витрати на деформацію середовища, так і витрати, пов'язані з утворенням нових поверхонь.

Ф.С. Бонд [5] у своїй теорії припустив, що енергія при навантаженні матеріалу розподіляється спочатку за його обсягом і, отже, пропорційна обсягу шматка, і з моменту утворення лежить на поверхні тріщини ця енергія концентрується біля країв тріщини і далі робота стає пропорційною площі тріщини.

Окрім закону Бонда до об'єднуючих можна віднести також залежності, отримані В.М. Кармазінним [6], С.Є. Андрєєвим [7], Б.Р. Ракішевим та М.С. Кушпановим [8] для різних умов дроблення.

Особливо слід зазначити дослідження М.М. Протодіяконова-старшого. У 1926р. [9] їм було знайдено не тільки дуже простий за технічною реалізацією, але й виключно глибокий за фізичною сутністю спосіб інтегральної оцінки властивостей гірських порід через коефіцієнт міцності, який корелює з енергоємністю руйнування порід

$$W \cong f. \quad (2.1)$$

У 1988р. на спеціальному стенді [10] у Киргизії було проведено широкі випробування щодо визначення енергоємності руйнування багатьох (тринадцять видів) гірських порід. В результаті було знайдено

узагальнюючий емпіричний зв'язок між енергоємністю W , коефіцієнтом міцності f та розмірами продуктів руйнування d . Вона має вигляд

$$W = 4,5 + 0,3 f - 0,35 f + 0,16 fd + 0,003 f^2 d + 0,006 fd^2 + 0,04 f^2 + 0,2d^2 . \quad (2.2)$$

Залежно ці квазілінійні і можуть бути представлені в вигляді

$$W = A + kf , \quad (2.3)$$

де A і k є емпіричні коефіцієнти, що досить легко визначаються.

При розрахунку зусиль на руйнування гірських порід прийнято представляти подрібнювальні шматки в щоккових дробарках у вигляді тіл сферичної форми, що мають дві точки контакту з дроблячими плитами.

Прийнята модель впливу зусиль на шматки гірської породи вельми умовна і не дозволяє відобразити справжньої взаємодії щік з подрібнювальним твердим тілом, так як шматки гірських порід, що потрапляють у простір між щоками, можуть мати різні форми - від близьких до кулі до близьких до паралелепіпеда, при цьому ні та, ні інша форма реально виникнути що неспроможні. Крім цього, необхідно враховувати кінематику руху подрібнених тіл для того, щоб визначати напрямки сил тертя, а отже, і справжній рух тіл у камері дроблення.

Яким би не був шматок, він між щоками дробарки стійко може спертися трьома точками. Такі точки принципово можуть бути виявлені у будь-якого шматка - це точки, які дозволяють описати від деякого центру шматка сферу максимального радіуса.

Так як через знайдені три точки можна провести єдину площину, то в цій площині можна знайти коло певного радіусу r , у загальному випадку завжди меншого, ніж радіус сфери. Виходячи з цього положення, має сенс ввести в розгляд модель шматка породи у вигляді узагальненого тіла

дроблення обмеженого трьома умовними кулями з радіусами r_1, r_2, r_3 , що є єдиним цілим (рисунок 2.1).

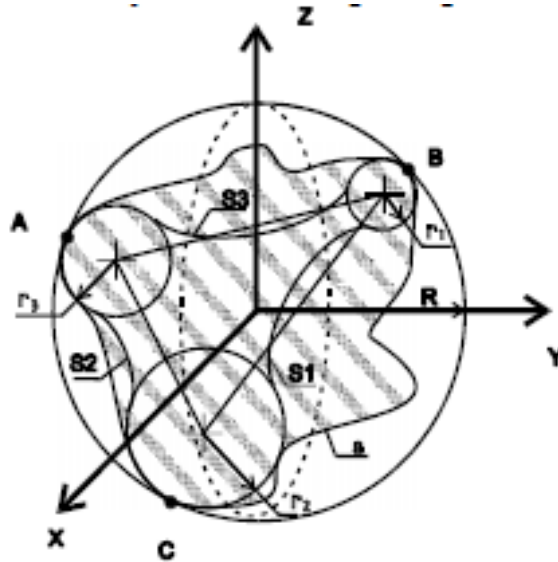


Рисунок 2.1 - Узагальнене тіло дроблення

Це таке тіло, яке розташоване всередині сфери радіусу R , а точки A, B, C торкання тіла сфери розташовані як завгодно у просторі.

Контуром a показана справжня форма тіла.

Кулі в трикульовому тілі можуть мати різні радіуси (r_1, r_2, r_3) і відстані між центрами куль (S_1, S_2, S_3) можуть бути різними. Шматок гірської породи, потрапляючи в простір між щоками і встановлюючись під дією сил тяжіння, торкатиметься саме точками A, B і C .

При повороті щоки 1 трикульове тіло 2 може рухатися поступально вздовж лінії AB (рисунок 2.2). Механічна система, що складається з ланок 1 (рухлива щока) і 2 (тіло, що руйнується), може бути досліджена кінематично (зміщення S_{c1}, S_{c2} і S_2), а потім статично. У цьому напрямки сил тертя визначаються як протилежні відносним усуненням.

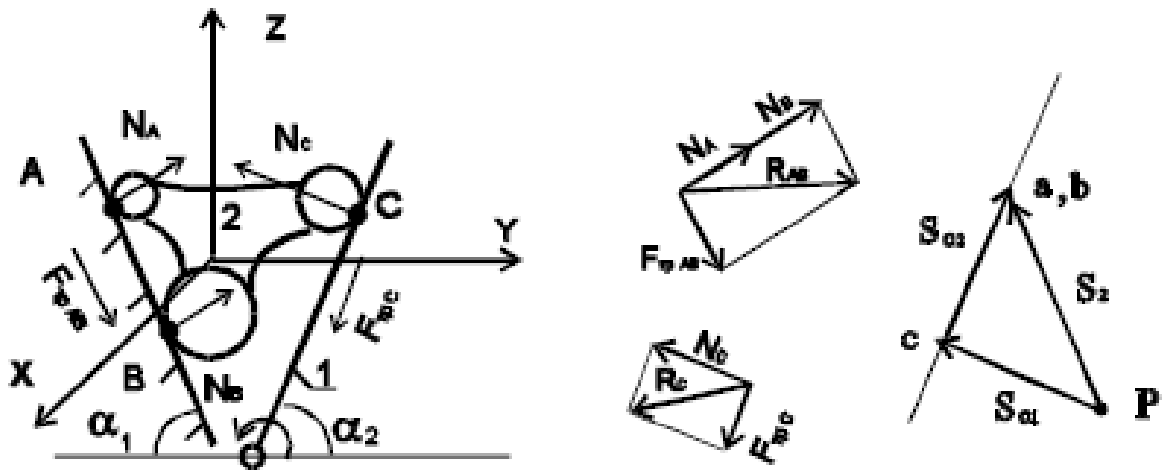


Рисунок 2.2 - Кінематика трикульового тіла

Загальне взаємне розташування каміння в камері дроблення можна описати відомою універсальною структурною системою [11], що характеризує взаємний рух шматків подрібнювального матеріалу

$$\begin{cases} p_4 = \tau + (\tau + 1)n_{\tau-1} + \dots + 2n_2 + n_1 \\ n = 1 + n_{\tau-1} + \dots + n_i + \dots + n_2 + n_1 \\ W = 3n - p_4 \end{cases}, \quad (2.4)$$

де p_4 - число точкових контактів каменів між собою, уподібнених кінематичним парам 4-го класу;

r - число контактів, якими найбільш складна ланка стикається з іншими ланками;

n_i - число каменів-ланок, що додають у загальний ланцюг по i контактів - кінематичних пар;

n - загальна кількість ланок-каменів;

W - рухомість механічної системи.

Каміні, що у камері дроблення, якщо подумки відокремити їх від рухомий і нерухомий щік, є (рисунок 2.3) механічну систему нульової рухливості ($W=0$), тобто систему нерухома та статично визначену.

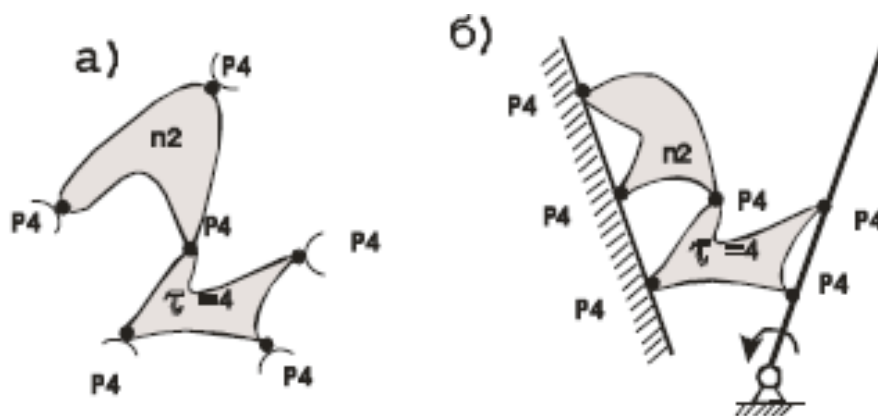


Рисунок 2.3 - Схема взаємодії шматка зі щоками при $\tau=4$, $n=2$

На підставі системи (2.1) з'являється можливість визначати реальний рух каміння в камері дроблення, а вводячи таку систему в контакт зі щоками (рисунок 2.3,б) досліджувати рух всієї системи. У зв'язку з тим, що реальні швидкості руху щоки машини незначні, інерційними навантаженнями, що виникають в системі, в першому наближенні можна знехтувати і процес дроблення розглядати як квазістатичний.

При русі щоки камені в камері дроблення знаходять стійкі положення, спираючись на інші камені в трьох точках, через які передаються зусилля взаємодії дуже малим контактним площам (рисунок 2.4,а).

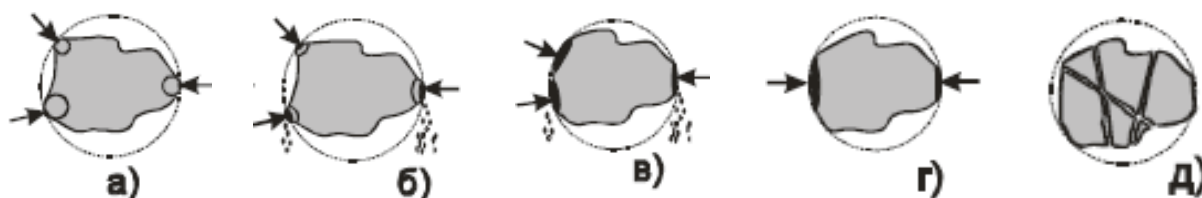


Рисунок 2.4 - Стадії навантаження шматків подрібнювального матеріалу у щоківній дробильній машині

Відомо, що взаємозв'язки частинок всередині об'єкта набагато сильніші, ніж на поверхні і тому неминуче з'являються локальні руйнування в місцях контактів (рисунок 2.4, б).

У процесі таких руйнувань тіло якимось чином зміщується, а точки контакту переростають у плями контакту (рисунок 2.4, в).

Зрештою тіло займає цілком стійке становище під впливом двох сил (рисунок 2.4, г). Подальше наростання зусиль призводить до руйнування шматків гірської породи (рисунок 2.4, д).

При знаходженні загальних розв'язків задачі про навантаження каменів у щоківній дробильній машині видається прийнятним узагальнений камінь у вигляді тіла найбільш наближеного до кулі. Останній висновок дуже коректно доводиться на роботах Гладких С.Л. та Ясницького Л.Н., у яких обґрунтовується так званий метод фіктивних канонічних областей (ФКО), що успішно застосовується для розрахунку напружено – деформованого стану пружних тіл. Відповідно до цього методу, якщо поверхнею канонічного тіла створити таке навантаження, при якому на поверхні деякого вписаного тіла виникнуть напруги, що збігаються з відомими умовами, то рішення для канонічного тіла буде одночасно рішенням і для вписаного тіла. Зокрема канонічною формою є куля [12,13].

З урахуванням викладеного в першому наближенні є реальним вважати напружений стан шматка породи, що виникає під час дроблення в щоківній дробарці, як куля з зосередженим навантаженням, що впливає в полюсах кулі, відповідного стадії показаної на рисунку 2.4,г. Вирішення такої задачі зводиться до відомого рішення задачі теорії пружності Г. Нейбера [14].

Напружений стан для таких тіл (рисунок 2.5) розглядається у сферичній системі координат R, φ, α . Повне розв'язання задачі знаходиться шляхом розкладання функцій напруг у ряди поліном Лежандра.

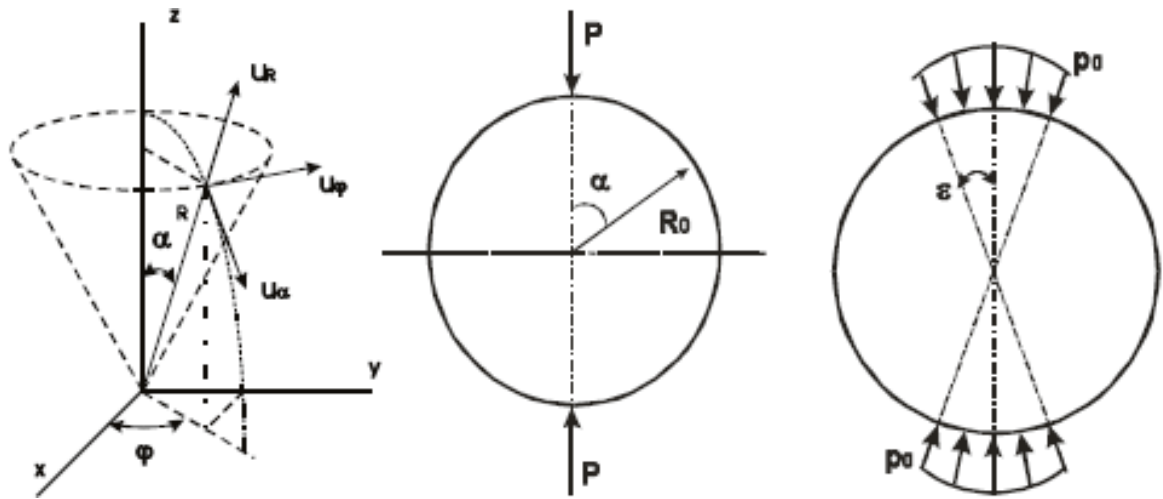


Рисунок 2.5 - Узагальнене дроблене тіло у сферичній системі координат

Закон зміни зовнішнього навантаження на поверхні $R=R_0$ надано у вигляді:

$$\sigma_R = \sigma(\alpha) = \sum_{n=0}^{\infty} \sigma_n P_n(\cos \alpha), \quad \tau_{R\alpha} = \tau(\alpha) = - \sum_{n=1}^{\infty} \tau_n \frac{dP_n}{d\alpha} \sin \alpha, \quad (2.5)$$

де σ_R та $\tau_{R\alpha}$ - нормальна і дотична напруга в сферичній системі координат,

σ_n та τ_n - коефіцієнти розкладання,

$P_n(\cos \alpha)$ - поліном Лежандра n -ого порядку.

Внаслідок рішення поставленої завдання Р. Нейбер виявив, що напруження у центрі кулі, тобто при $R=0$, виявляється рівною

$$\sigma_z = - \frac{P}{2\pi R_0^2} \left(\frac{42m+15}{7m+5} \right), \quad (2.6)$$

де m - число Пуассона ($m=1/\nu$, ν - коефіцієнт Пуассона), а сила, коли настає руйнація у центрі шматка

$$P_{руїн} = \frac{2\pi R_0^2 (7m + 5)}{42m + 15} \sigma_{стисн} \quad (2.7)$$

Розглянемо процес одночасного руйнування шматків гірської породи в камері подрібнення і визначимо кількість точок контакту (рисунок 2.6) з урахуванням розмірів щоки, розміру шматків матеріалу до і після руйнування.

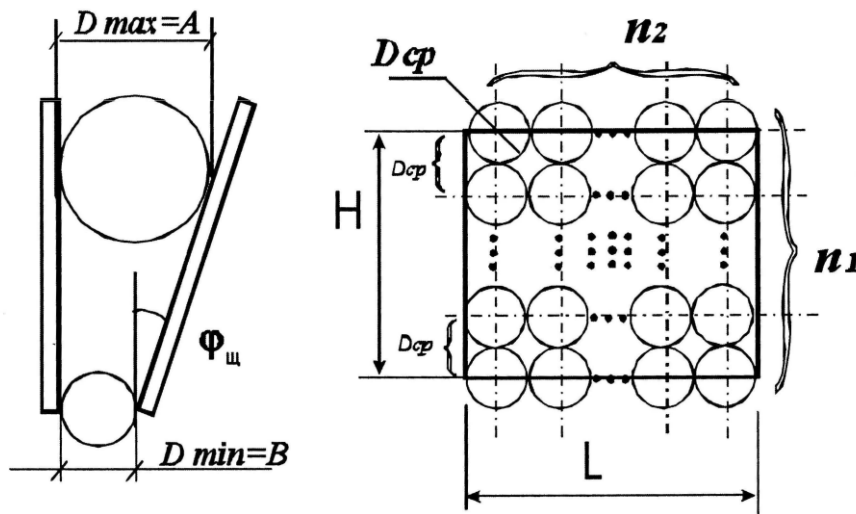


Рисунок 2.6 - Одночасне руйнування шматків породи в камері

Загальна кількість шматків, що встановлюються по висоті щоки n_1 і шириною щоки n_2 , за умови що

$$D_{cp} = \frac{D_{\min} + D_{\max}}{2} \quad (2.8)$$

, а $n_1 = \frac{H}{D_{cp}} + 1, \quad n_2 = \frac{H}{D_{cp}}$

виявляється рівним

$$n = n_1 n_2. \quad (2.9)$$

Відповідно до вирішення завдання Нейбера, залежності сил і моментів сил опору, що впливають на щоку дробарки, визначаються як суми зусиль, що діють у кожній точці контакту загальні зусилля F та момент опору руйнуванню можуть бути знайдені за залежностями

$$F = \sum_{i=1}^{n_1} \sum_{j=1}^{n_2} f_{ij}, \quad M = \sum_{i=1}^{n_1} (h_i \sum_{j=1}^{n_2} f_{ij}), \quad (2.10)$$

де h_i - відстань від миттєвого центру повороту щоки до лінії дії точкового f_{ij} зусилля, при цьому значення f_{ij} визначається вирішення задачі Нейбера при $R_0 = D_{cp}/2$.

Граничні необхідні значення зусиль впливу можуть визначатися через коефіцієнти міцності гірських порід із залежностей

$$f = \frac{\sigma_{стисн}}{10},$$

$$P_{руйн} = \frac{2\pi R_0^2 (7m+5)}{42m+15} 10 f. \quad (2.11)$$

Потужність приводу машини може бути визначена виходячи з необхідних на руйнування шматків гірських порід зусиль, що виникають у кожній точці контакту, та переміщень щоки щодо миттєвого центру швидкостей, що визначається як точка перетину прямих, перпендикулярних векторам швидкостей точок щоки,

$$P = M\omega = \sum_{i=1}^{n_1} n_2 \left(h \sum_{j=1}^{n_2} f_{i,j} \right) \omega, \quad (2.12)$$

де ω - кутова швидкість щоки;

h - відстань між точкою миттєвого центру обертання до лінії дії сили опору;

f_{ij} - сили опору руйнації що у точках контакту і з вирішення завдання
Нейбера;

n_1 - кількість шматків, розташованих по висоті щоки;

n_2 - кількість шматків, розташованих по ширині щоки.

Загальний закон зміни моменту опору руйнуванню при статичному навантаженні є залежність, показану рисунку 3.19.

2.2 Шляхи зменшення енергоємності щоківих дробарок

Зменшити енергоємність (в т.ч. момент опору руйнуванню) та збільшити продуктивність дозволить удосконалення конструкцій дробильних машин.

За прийнятою класифікацією щоківі дробарки діляться на машини з простим рухом щоки та машини зі складним рухом щоки. При цьому під простим розуміється такий рух щоки, при якому траєкторії переміщення точок рухомої щоки являють собою прямі лінії або частини дуг кіл, а при складному - щока набуває плоско-паралельного руху.

Досвід показав, що багато кінематичних схем знаходилися випадково і перевірялися лише практикою застосування. Часто ускладнення конструкцій спричиняло погіршення основних техніко-економічних показників машин. Не використовувалося таких підходів, які б давали можливість відшукувати для конкретних умов весь можливий ряд доцільних кінематичних схем.

Метод синтезу структур щоківих дробильних машин можливий на підставі універсальної структурної системи (1), наведеної вище.

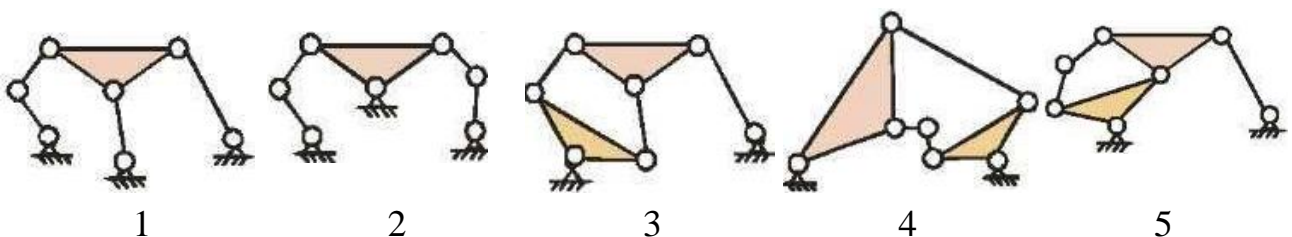


Рисунок 2.7 - Кінематичні схеми механізмів при $\tau = 3$ і $n = 5$

Задаючись початковими умовами, саме складністю базисного ланки ланцюга і загальною кількістю ланок n , по (1) цілком алгоритмічно може бути знайдено всі види і числа ланок n_i . Так, для $\tau=3$ і $n=5$ можна отримати всього 5 відмінних кінематичних схем механізмів (рисунок 2.7).

Послідовне розташування рухомої щоки кожному ланці знайдених схем дозволяє знайти весь можливий ряд кінематичних схем щоківих дробарок. Так, для механізмів, показаних на рисунку 2.7, виключаючи подібні один до одного схеми, можна побудувати 37 варіантів щоківих дробильних машин. На рисунку 2.8 наведено частину таких схем, які можуть бути віднесені до нового покоління щоківих дробарок, оскільки до складу їх входить замкнутий контур, що змінюється, утворений рухомими ланками. Такі машини мають підвищену жорсткість конструкції.

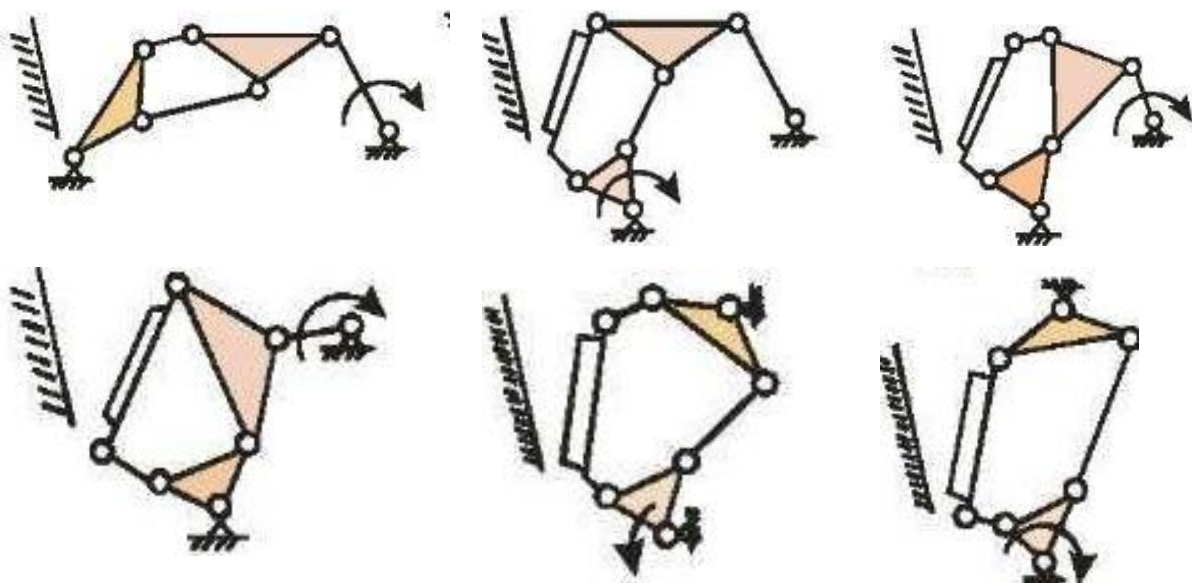


Рисунок 2.8 - Кінематичні схеми щоківих дробарок

2.3 Визначення швидкостей ланок дробарки

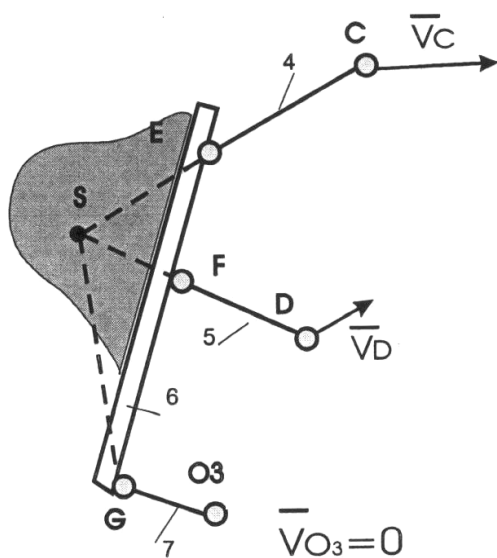
З метою визначення швидкостей ланок дробарки із замкнутим змінним контуром виділяються з кінематичного ланцюга прості групи: початкова

ланка зі стійкою, закон руху якого заданий, діада, триповодкова ланка Бурместера. Як метод кінематичного аналізу застосовується відомий теорії механізмів і машин метод побудови планів швидкостей. Визначення швидкостей і прискорень триповодкової ланки (рухомої щоки дробарки) викликає певну труднощі, для вирішення завдання використовується спеціальна точка - точка Асура (рисунок 2.9), яка фіксується на перетині ліній двох повідків. Подальше рішення зводиться до визначення швидкостей та прискорень спеціальної точки, а за ними швидкостей та прискорень усіх основних точок механізму.

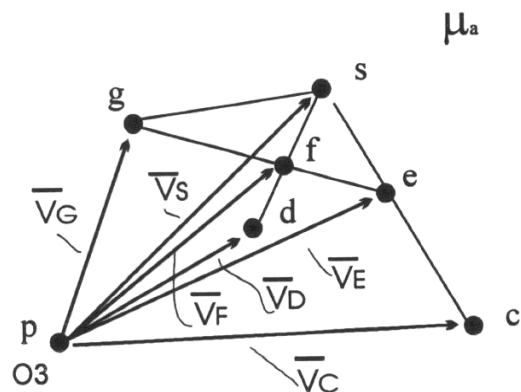
На рисунку 2.9,а показана виділена особливо кінематична схема триповодкової групи нульової рухомості, на рисунку 2.9,б - план швидкостей групи, який побудований при визначенні швидкості точки Асура S за умовами

$$\begin{cases} \vec{V}_S = \vec{V}_D + \vec{V}_{FD} + \vec{V}_{SF} \\ \vec{V}_S = \vec{V}_C + \vec{V}_{EC} + \vec{V}_{SE} \end{cases} \quad (2.13)$$

Визначити швидкості точки S стає можливим при відомих швидкостях точки $C(\vec{V}_C)$, $D(\vec{V}_D)$ і на тій підставі, що \vec{V}_{FD} та \vec{V}_{SF} , а також \vec{V}_{EC} та \vec{V}_{SE} , мають однакові напрямки, перпендикулярні до EC і FD .



Кінематична схема



План швидкостей

Рисунок 2.9 - Визначення швидкостей точок групи з нульовою рухливістю

2.4 Визначення прискорень точок рухомої щоки

При визначенні прискорень точок рухомої щоки та побудови плану прискорень (рисунок 2.10) використовуються наступні залежності

- Прискорення точки Асура

$$\begin{cases} \bar{a}_S = \bar{a}_C + \bar{a}_{EC}^n + \bar{a}_{SE}^n + \bar{a}_{EC}^\tau + \bar{a}_{SE}^\tau \\ \bar{a}_S = \bar{a}_D + \bar{a}_{FD}^n + \bar{a}_{SF}^n + \bar{a}_{FD}^\tau + \bar{a}_{SF}^\tau \end{cases} \quad (2.14)$$

$$a_{EC}^n + a_{CE}^n \parallel SE, \quad a_{EC}^n + a_{SE}^n \perp SE, \quad a_{FD}^n + a_{SF}^n \parallel SD, \quad a_{FD}^n + a_{SF}^n \perp SD,$$

$$a_{EC}^n = \frac{V_{EC}^2}{l_{EC}}, \quad a_{CE}^n = \frac{V_{SE}^2}{l_{SE}}, \quad a_{FD}^n = \frac{V_{FD}^2}{l_{FD}}, \quad a_{SF}^n = \frac{V_{SF}^2}{l_{SF}}$$

- Прискорення точки G

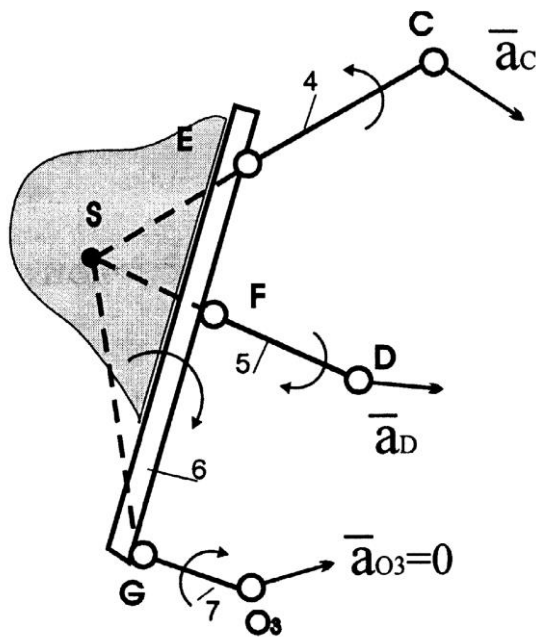
$$\begin{cases} \bar{a}_G = \bar{a}_S + \bar{a}_{GS}^n + \bar{a}_{GS}^\tau \\ \bar{a}_G = \bar{a}_{GO_3}^n + \bar{a}_{GO_3}^\tau \end{cases} \quad (2.15)$$

- Прискорення точки E

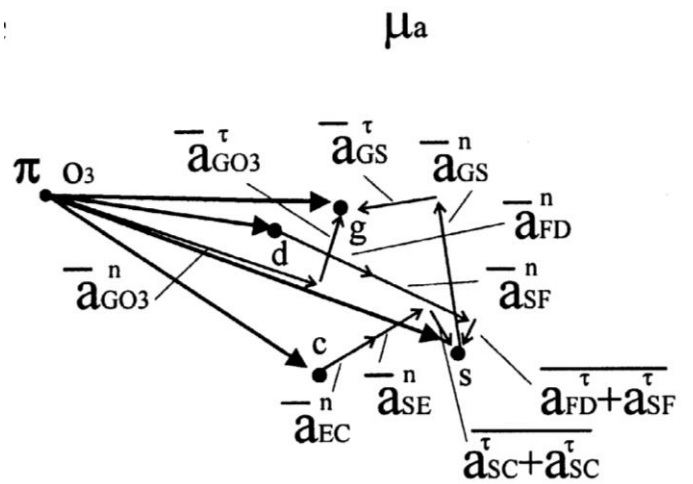
$$\begin{cases} \bar{a}_E = \bar{a}_C + \bar{a}_{EC}^n + \bar{a}_{EC}^\tau \\ \bar{a}_E = \bar{a}_G + \bar{a}_{EG}^n + \bar{a}_{EG}^\tau \end{cases} \quad (2.16)$$

• Прискорення точки F

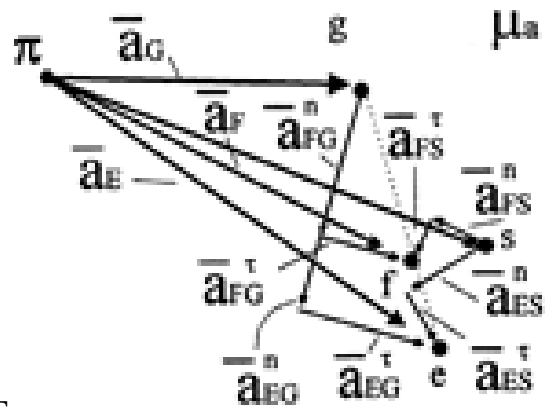
$$\begin{cases} \bar{a}_F = \bar{a}_D + \bar{a}_{FD}^n + \bar{a}_{FD}^\tau \\ \bar{a}_F = \bar{a}_G + \bar{a}_{FG}^n + \bar{a}_{FG}^\tau \end{cases} \quad (2.17)$$



Кінематична схема



Прискорення точок S та G



Прискорення точок E та F

Рисунок 2.10 - Визначення прискорень точок групи з нульовою рухливістю

Динамічний аналіз дробарки із замкнутим змінним контуром можливий для двох варіантів:

- момент на двигуні постійний і не залежить від моменту опору,
- момент на валу є функцією від моменту опору.

Для визначення закону руху провідної ланки для першого випадку використовується відомий теоретично машин метод побудови діаграми енергомас, для другого випадку – рішення, запропоноване Зінов'євим В. А. та Бессоновим А.П. [15].

2.5 Врівноваження сил інерції в щоккових дробарках

Зменшення інерційних впливів особливо важливе в щоккових дробильних машинах, оскільки деякі ланки (щока, шатун) мають велику масу. Поява навіть невеликого прискорення центру мас призводить до великих динамічних впливів. Врівноважування зводить такий вплив до мінімуму, тим самим покращуючи роботу машини та її технологічних показників.

Завдання врівноваження сил інерції, що діють на фундамент дробильної машини із замкнутим контуром, що змінюється, вирішується методом подібності. Щоб отримати функціональний ланцюг, достатньо деякі ланки перетворити на невагомi, а потім відокремити їх від механізму (рисунок 14,а).

Механізм є врівноваженим, якщо його центр мас залишається незмінним за будь-якого становища його ланок. Це досягається тоді, коли вектори головних точок h_i подібні до ланок функціонального кола (рисунок 2.11,б). При дотриманні цього умови центр мас ланцюга O_3GECO_2 визначається положенням точки S . Центр мас врівноваженої ланки 1 знаходиться в точці O_1 . Повністю схема врівноваженої щоккової дробильної машини показано малюнку 14,в.

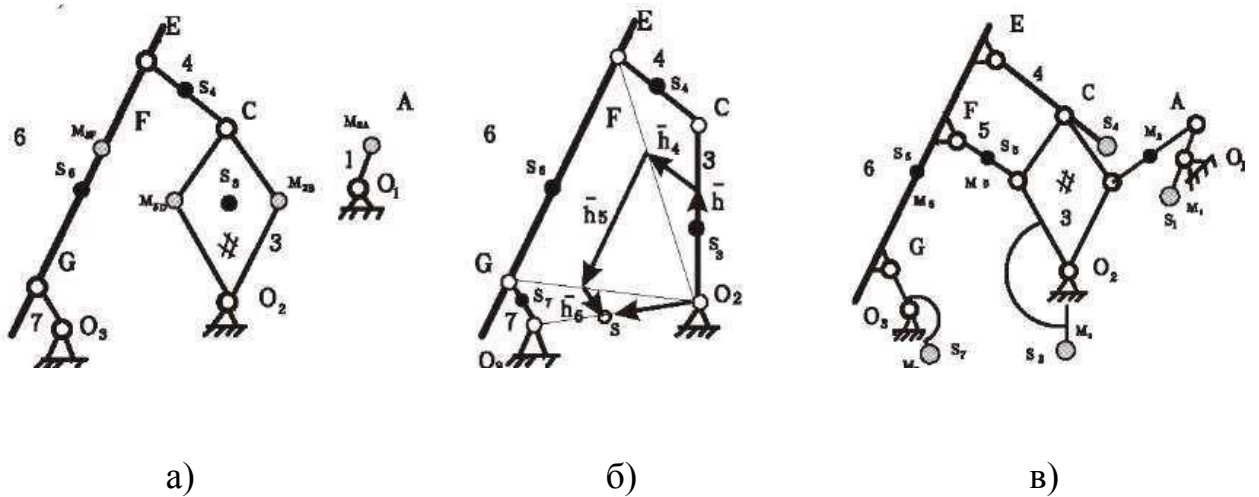


Рисунок 2.11 - Врівноваження механізму

2.6 Математична модель дроблення породи в дробарці

За основу моделі дроблення матеріалів в дробарці СМД-118, взято теорію, запропоновану В.А. Олевським у роботі, як заснована на дослідженні роботи шокової дробарки і включає такі важливі параметри, як розміри дробарки, частоту обертання валу і механічні характеристики подрібнювальної породи [20].

Якщо уявити дробарку СМД-118 у вигляді схеми розколювання за В.А. Бауману (рисунок 2.12) з шириною приймального отвору $B=1200$ мм, шириною вихідної щілини $b=155$ мм (середнє для дробарки цього типу), висотою камери дроблення $H=2700$ мм, то в неї можна вмістити п'ять шматків циліндричної форми радіусами $R_{к1}=113$ мм, $R_{к2}=164$ мм, $R_{к3}=238$ мм, $R_{к4}=345$ мм, $R_{к5}=500$ мм (максимальна допустима крупність породи для дробарки СМД-118) [20].

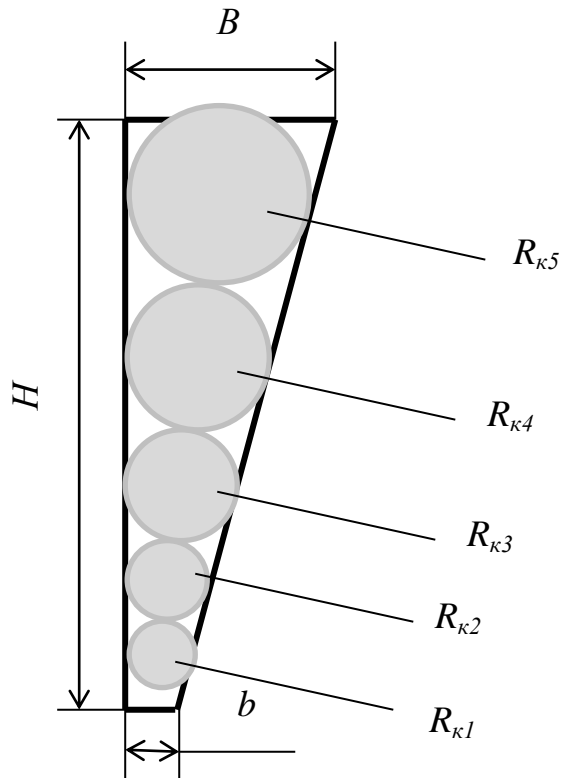


Рисунок 2.12 - Схема розколювання шматків у шоковій дробарці СМД-118

Кожному з п'яти шматків відповідає зусилля руйнування, яке визначається за формулою (2.18).

$$P_i = S_0 q_i = 2R_{кi} q_i L, \quad (2.18)$$

де S_0 - питома площа,

q_i - питомий тиск руйнування шматка породи, Па;

L - довжина камери дроблення, для дробарки СМД-118 $L = 1500$ мм.

Напруження руйнування в дробарці визначали за формулою (2.19).

$$q_i = k \sigma_p, \quad (2.19)$$

де σ_p - межа міцності породи на розтяг, Па;

k - відносна руйнівна напруга, що характеризує залежність питомого тиску руйнування від відносного радіуса $R_{відн}$, який є відношенням радіуса виступів дроблячою плити R_e і радіусом шматка породи R_k , $k=f(R_{відн})$.

Рівнодія зусиль дроблення прикладена до рухомої щоки у точці, що відповідає середині камери дроблення по висоті [67]. Сумарне зусилля дроблення СМД-118 визначали за формулою (2.20).

$$P(R_{\text{відн}}) = P_1(R_{\text{відн}}) + P_2(R_{\text{відн}}) + P_3(R_{\text{відн}}) + P_5(R_{\text{відн}}). \quad (2.20)$$

Потужність, що споживається, тоді можна уявити виразом (2.21), а роботу дроблення за оборот валу – виразом (2.22).

$$N(R_{\text{відн}}) = m \frac{f_0 s \beta \vartheta n}{60 \eta} \sum 2R_{\text{кi}} L_i \sigma_p k(R_{\text{відн}}), \quad (2.21)$$

$$A_{\text{др}}(R_{\text{відн}}) = m \frac{f_0 s \beta \vartheta n}{\eta} \sum 2R_{\text{кi}} L_i \sigma_p k(R_{\text{відн}}), \quad (2.22)$$

де m - коефіцієнт, що враховує відношення довжини ходу щоки в точці докладання рівнодіючої зусиль (середина камери дроблення) до ходу щоки внизу плити, приймається рівним 0,5 [67];

f_0 - коефіцієнт наповненості дробарки, можна орієнтовно прийняти рівним 0,25 [67];

β - коефіцієнт, що характеризує відношення ефективного зусилля дробарки до максимального зусилля, для дробарок з простим рухом щоки приймається рівним 0,2 [17];

γ' - коефіцієнт, що враховує енергію, що передається маховиком протягом одного обороту, приймається рівним 0,5 [15];

n - частота обертання ексцентрикового валу, об/хв;

η - механічний ККД, що враховує втрати в приводному та передавальному механізмі (для щоківих дробарок можна прийняти рівним 0,75);

s - хід щоки, для дробарки СМД-118 приймемо рівним 40 мм.

Виведений вираз (2.20) дозволяє оцінювати вплив ступеня зносу, що характеризується відносним радіусом $R_{відн}$, на споживану дробаркою потужність N , що необхідно для визначення ефекту від збільшення зносостійкості плит на споживану дробаркою потужність і роботу дроблення за оборот валу.

2.6 Визначення споживаної дробаркою потужності

Враховуючи (2.21), (2.22) споживану потужність і роботу дроблення дробарки СМД-118 можна подати у вигляді виразів (2.23) та (2.24):

$$N(R_{відн}) = m \frac{f_0 s \beta \vartheta n}{60 \eta} \sum 2R_{ki} L_i \sigma_p (1,6R_{відн} + 1,6), \quad (2.23)$$

$$A_{др}(R_{відн}) = m \frac{f_0 s \beta \vartheta n}{\eta} \sum 2R_{ki} L_i \sigma_p (1,6R_{відн} + 1,6). \quad (2.24)$$

Встановлені (2.23), (2.24) значення потужності N , що споживається дробаркою, та роботи дроблення шматків граніту $A_{др}$ для плит з пропонованою конфігурацією рифлення, що відрізняється поперечним розташуванням виступів із зменшується відстанню між ними, що забезпечує руйнування кожного шматка при навантаженні у трьох точках, у порівнянні зі значеннями N , $A_{др}$ для плит стандартної конфігурації, обчислені за формулами різних авторів, представлені у таблиці 2.2.

Таблиця 2.2- Розрахункові значення споживаної потужності та роботи дроблення граніту в дробарці СМД-118 з плитами стандартної та модифікованої конфігурації рифлення

Вид конфігурації рифлення подрібнювальної плити	Розрахункові формули	N, кВт	$A_{др}$ за оборот валу, кДж
Стандартний	Олевського (2.14)	144,4	50,9
	Левенсона (2.13)	158,2	55,8
	Інституту Механобр (2.8)	165,2	58,3
	Середнє значення	155,9	55,0
Модифікований	(2.27), (2.28)	116,5	41,5

Як видно з результатів порівняння, застосування подрібнювальних плит із запропонованою конфігурацією рифлення дозволяє зменшити на 25% потужність, що споживається дробаркою, і роботу дроблення.

У зв'язку з необхідністю прогнозування необхідної для дроблення енергії в міру зношування дроблять плит представляє інтерес зміна значення N , $A_{др}$ дробарки в міру зношування виступів її плит, що дроблять. Для цього встановлювалася залежність радіусу виступів плити від часу експлуатації дробарки $R_{e,t}=f(t)$. При цьому, виходячи з виду зношених плит, передбачалося, що за відносною інтенсивністю зношування виступів j , що становить відношення швидкості зношування на обраній ділянці плити до максимальної швидкості зношування в камері дроблення, дробарку по висоті можна, умовно, розділити на три зони: нижня (на рис. 2.13 виділено червоним кольором) - зона інтенсивного зношування, $j_1 = 1$; середня (жовта) - зона помірного зношування, $j_2 = 0,5$; верхня (зелена) - зона найменшого зношування, $j_3 = 0,1$. Тоді, відповідно до рисунка 2.17, радіуси виступів $R_{в1...5}$ підпорядковуються залежностям (2.25), (2.26) та (2.27):

$$R_{\epsilon_{1...2}} = f(t) = R_{\epsilon 0} + j_1 (R_{\epsilon_{1...2 \max}} - R_{B0}) \frac{t}{T}, \quad (2.25)$$

$$R_{\epsilon_{3...4}} = f(t) = R_{\epsilon 0} + j_2 (R_{\epsilon_{3...4 \max}} - R_{B0}) \frac{t}{T}, \quad (2.26)$$

$$R_{\epsilon 5} = f(t) = R_{\epsilon 0} + j_3 (R_{\epsilon_{5 \max}} - R_{B0}) \frac{t}{T}. \quad (2.27)$$

де $R_{\epsilon 0}$ - вихідний радіус виступу плити, 0,003 м;

R_{\max} - радіус виступу зношеної плити, для кожного виступу зазначений у таблиці 2.2;

t - час роботи дробарки, год;

$j_{1..3}$ - коефіцієнт, що визначається зоною зношування по висоті дробарки;

T - нормативний термін служби дроблячої плити, год.

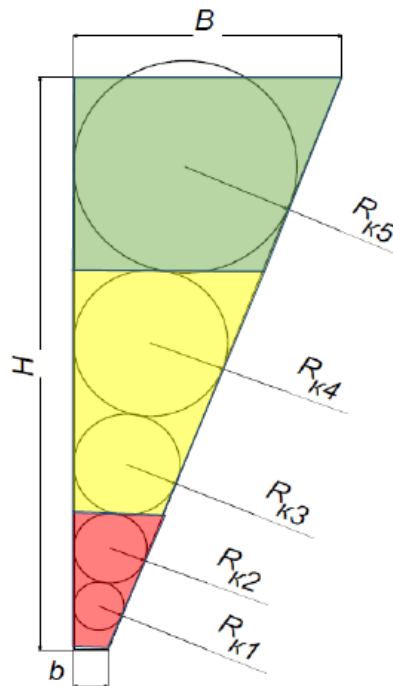


Рисунок 2.13 - Схема розподілу зон зношування в камері дроблення

Визначити термін служби плити можна через ресурс дроблення, що обчислюється за методикою [68], що описується виразом (2.28).

$$Q_{pec} = \frac{m_n + m_n}{q_p} k_1 k_2 k_3, \quad (2.28)$$

де Q_{pec} - кількість матеріалу, переробленого плитою, м³;

m_n - маса рухомої плити, для СМД-118 1900 кг;

m_n - маса нерухомої плити, для СМД-118 1340 кг;

q_p - питома витрата металу плит, г/т, за таблицею 2.8 для дробарки СМД-118 та граніту приймається рівним 15 г/т;

k_1 - коефіцієнт, що залежить від конструкції плити та дробарки, для дробарок з простим рухом щоки дорівнює 1,0;

k_2 - коефіцієнт, який залежить від типу плит, для використовуваних плит по [68] приймається рівним 1,0;

k_3 - коефіцієнт, що залежить від матеріалу плит, для плит із сталі 110Г13Л дорівнює 1,0. Результат розрахунку ресурсу показує вираз (2.28).

Таблиця 2.3 - Значення питомої витрати металу плит для різних типорозмірів дробарок

Ширина прийомного отвори дробарки, мм	Вид руху щоки	Середньозважена межа міцності подрібненого матеріалу на стиск, МПа					
		80	120	160	200	240	300
		Питома витрата металу плит, г/т					
250	Просте	7,0	14	25	39	55	80
	Складне	17,0	48	61	93	190	400
400	Просте	6,0	11	20	32	45	70
	Складне	14,0	28	50	77	165	600
600	Просте	5,0	9	17	25	45	55
	Складне	13,0	21	37	60	125	900
900	Просте	4,0	7	12	19	42	1200
1200	Просте	3,0	6	10	21	32	1500
1500	Просте	2,5	5	8	11	25	2100
2100	Просте	2,0	4	6	9	12 1	20

$$Q_{pec} = \frac{2 \cdot 1,9 + 1,64 + 1,34}{2,6 \cdot 15 \cdot 10^{-6}} = 173846 \text{ м}^3. \quad (2.29)$$

Таким чином, визначено ресурс дробарки СМД-118 з литими плитами. Щоб привести значення ресурсу до терміну служби необхідно визначити продуктивність дробарки за формулами (2.39) та (2.31).

$$V_q = 60nv = 60n \frac{(b_2 + b_1)(b_2 - b_1)}{2tg\xi} L, \quad (2.30)$$

$$V_q = 60 \cdot 70 = 60n \frac{(0,195 + 0,155)(0,195 - 0,155)}{2tg19^0} \cdot 1,5 = 311,04 \frac{\text{м}^2}{\text{год}}, \quad (2.31)$$

де ξ - кут захоплення щоквої дробарки СМД-118, доцільно прийняти рівним 19^0 [13,];

b_2 і b_1 - максимальне та мінімальне розкриття вихідної щілини, для дробарки СМД-118 0,195 м та 0,155 м відповідно,

n - частота обертання ексцентрикового валу, для СМД-118 170;

v - обсяг призми випадання продукту з дробарки, м^3 .

Для визначення терміну служби плити використовували формули (2.32) та (2.33):

$$T = \frac{Q_{pec}}{V_q}, \quad (2.32)$$

$$T = \frac{173846}{311,04} = 559 \text{ год.} \quad (2.33)$$

Тоді, вирази (2.23) і (2.24) набувають вигляду (2.34) і (2.35) відповідно:

$$N(R_{\text{відн}}) = m \frac{f_0 s \beta g n}{60 \eta} \sum 2R_{\text{кi}} L_i \sigma_p (1,6R_{\text{віднi}}(t) + 1,6), \quad (2.34)$$

$$A_{op}(R_{eiodn}) = m \frac{f_0 s \beta \vartheta n}{\eta} \sum 2R_{ki} L_i \sigma_p (1,6R_{eiodn}(t) + 1,6). \quad (2.35)$$

Після підстановки значень параметрів дробарки СМД-118 (2.34), (2.35) були отримані залежності, представлені на рисунку 2.14.



Рисунок 2.14 - Зміна потужності споживаної дробаркою СМД-118 та роботи дроблення за оборот валу в міру експлуатації плит через зношування їх виступів.

З графіку видно, що у міру зношування виступів на плитах, що споживають, споживана потужність і робота дроблення зростають, перевищуючи вихідні значення цих параметрів до моменту розрахункового терміну служби плити на 31%.

Крім прогнозування зміни потужності та роботи дроблення в ході експлуатації дробарки, виведені залежності (2.34), (2.35) дозволяють вирішувати і обернену задачу - оцінювати ступінь зносу подрібнюючих плит за енергетичною характеристикою електроприводу дробарки.

3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЩОКОВОЇ ДРОБАРКИ

3.1 Характеристика фізичної моделі дослідної щокової дробарки

На фізичній моделі щокової дробарки виконувалося:

- визначення оптимальних параметрів щокових дробарок;
- визначення навантажень, що виникають у відповідальних вузлах та деталях щокових дробарок;
- визначення продуктивності щокових дробарок;
- моделювання умов роботи.

Таблиця 3.1 – Технічна характеристика дробарки

№	Параметр	Розм.	Величина
1	Довжина	мм	620
2	Ширина	мм	240
3	Висота	мм	370
4	Продуктивність	м ³ /Год	0,025-0,035
5	Електродвигун, типу	-	АО-012-6
6	Потужність приводу	кВт	0,8
7	Частота обертання вала двигуна	хв ⁻¹	965
8	Передатне відношення пасової передачі	-	4
9	Вага дробарки	кг	7,95
10	Ширина вихідного отвору	мм	15
11	Ширина вхідного отвору	мм	120
12	Ексцентриситет вала	мм	6

3.2 Дослідження впливу зміни параметрів вузла дроблення на геометричні розміри та продуктивність

Фізична модель щокової дробарки являє собою модель щокової дробарки. Електродвигун постійного струму в ній через клинопасову передачу обертає ексцентриковий вал, на якому насаджений шатун. Шатун

має спеціальні гнізда, в які вільно входять кінці передньої розпірних плит. Протилежні кінці плит вставлені в гнізда рухомої щоки та клинового регулювального пристрою.

Обертання ексцентрикового валу приводить у рух шатун. При зміщенні шатуна вгору кінці розпірних плит піднімаються, змушуючи тим самим рухливу щоку повертатися навколо осі підвісу, наближаючись до нерухомої щоки. Під час руху шатуна вниз рухома щока переміщується у зворотному напрямку під дією власної ваги і пружини.

Під час моделювання було проведено дослідження впливу параметрів дробарки на траєкторію руху рухомої щоки, а саме – переміщення точки на рухомій щоці. Для чого – скористалися технічною характеристикою моделі дробарки та даними отриманими при безпосередніх вимірах параметрів на моделі шокової дробарки.

Для визначення геометричних параметрів шокової дробарки було проведено ряд вимірів та отримані середні значення. А результати вимірів доведено в таблиці 3.2.

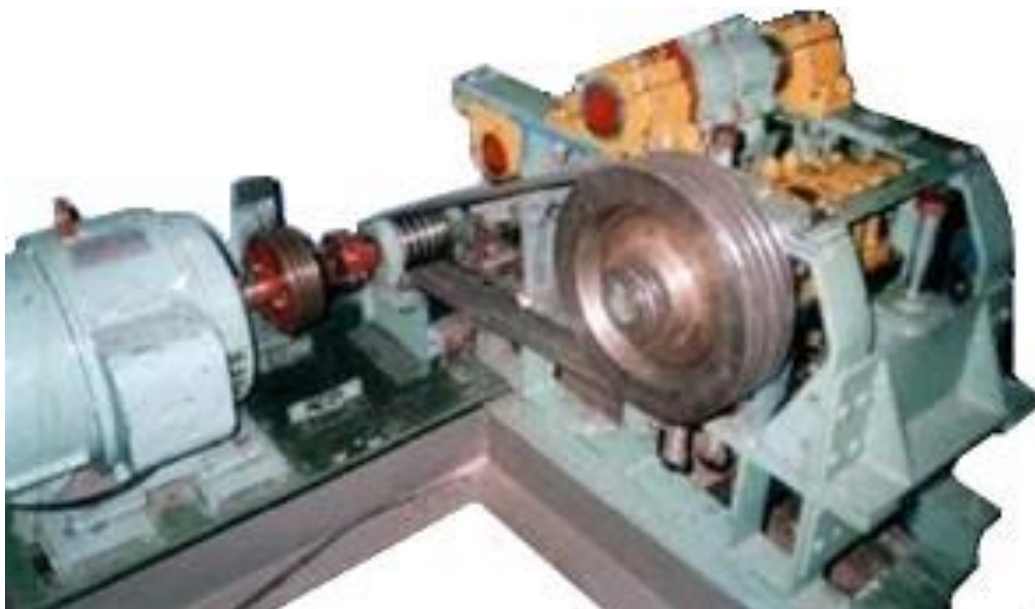


Рисунок 3.1 - Фізична модель шокової дробарки

Для визначення величини ексцентриситету вала застосовувалось лабораторне приладдя:

- а) штатив;
- б) індикатору годинникового типу.

Після проведення дослідів були побудовані схеми, які необхідні для визначення траєкторії переміщення щоки.

Таблиця 3.2 – Результати вимірів параметрів моделі щоквої дробарки

№	φ , град	α_0 , град			β_0 , град	γ , град	r , мм	DB, мм	BA, мм
1	0^0	34,7	34,6	34,4	55,43	3	6	231,95	240
2	90^0	35,8	35,7	35,7	54,27	3	6	231,6	240
3	180^0	36,2	36,1	36	53,90	3	6	231,48	240
4	270^0	35,4	35,2	35,8	54,53	3	6	232,28	240
5	360^0	34,9	34,5	34,3	55,43	3	6	231,95	240

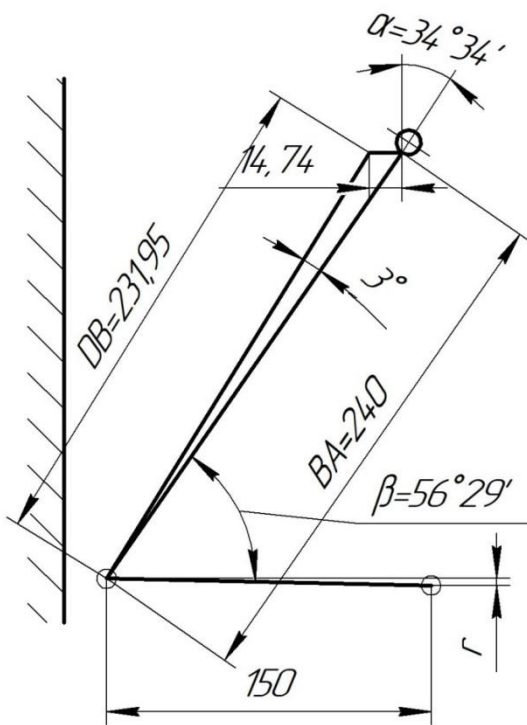


Рисунок 3.2 – Розрахункова схема переміщення рухомої щоки ($\varphi=0^0$)

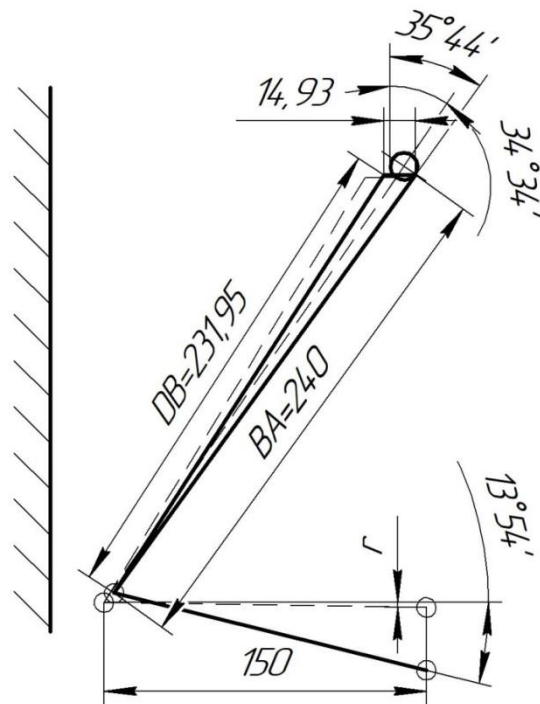


Рисунок 3.3 – Розрахункова схема переміщення рухомої щоки ($\varphi=90^0$)

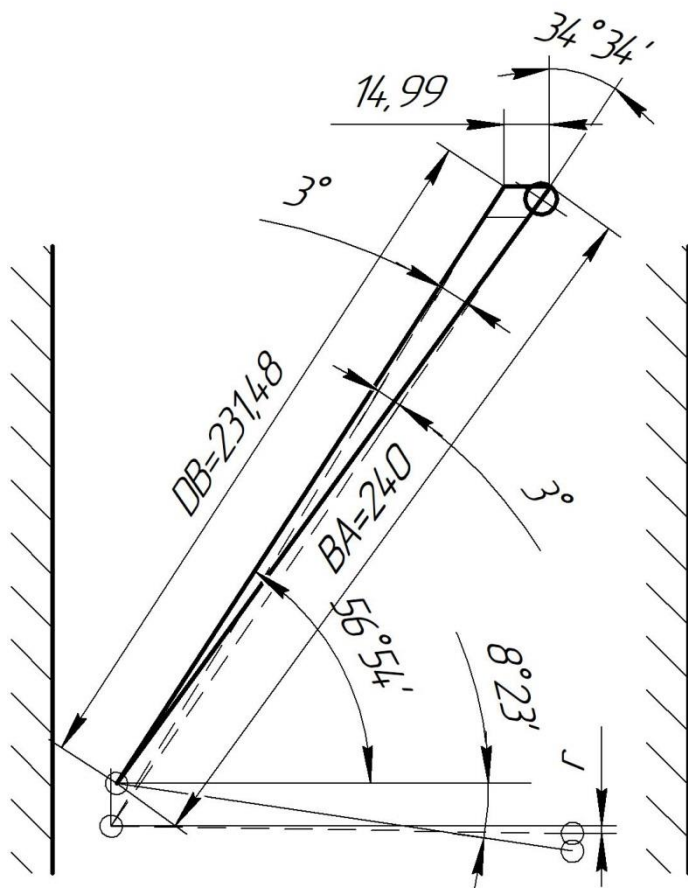


Рисунок 3.4 – Розрахункова схема
переміщення рухомої щоки
($\varphi=180^0$)

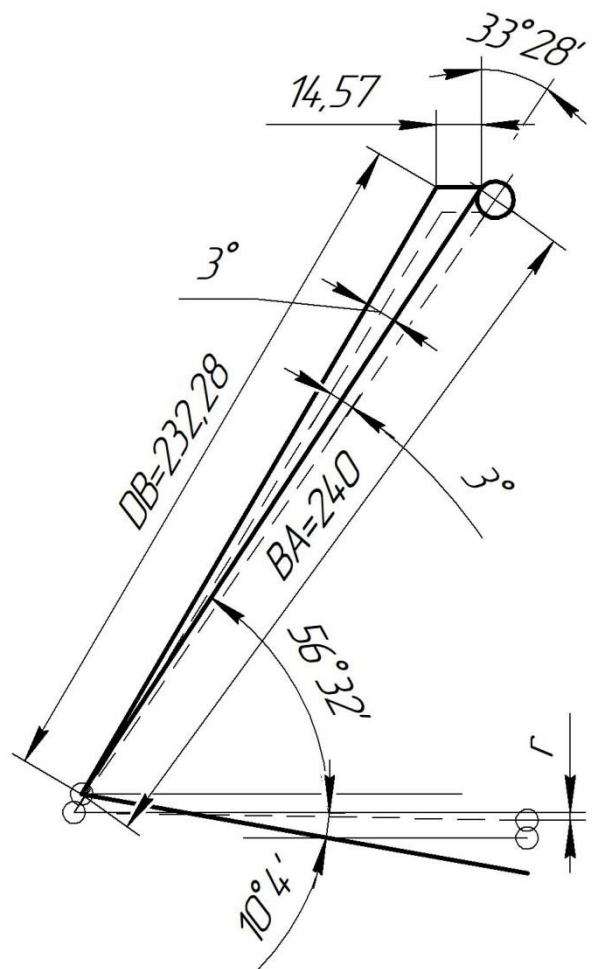


Рисунок 3.5 – Розрахункова
схема переміщення рухомої щоки
($\varphi=270^0$)

Рівняння руху точки D у проєкціях на осі X та Y :

$$\begin{cases} S_{DX} = S_{DB} \cdot \sin(\beta_0^0 + \varphi^0), \\ S_{DY} = S_B - S_{DB} \cdot \cos(\beta_0^0 + \varphi^0), \end{cases} \quad (3.1)$$

де φ – кут, що визначає положення точки D .

Координати точки :

$$X_D = r \frac{BD}{BA} \left(\frac{1 - \cos \varphi^0}{\tan \beta^0} + \sin \varphi^0 \right) \left(\sin (\beta^0 + \varphi^0) \right), \quad (3.2)$$

$$Y_D = r \frac{1 - \cos \varphi^0}{\sin \beta^0} - r \frac{BD}{BA} \left(\frac{1 - \cos \varphi^0}{\tan \beta^0} + \sin \varphi^0 \right) \left(\cos (\beta^0 + \varphi^0) \right), \quad (3.3)$$

де r – радіус ексцентрикового валу;

β_0 – кут нахилу розпірної плити до горизонту.

Для визначення траєкторії переміщення щоби скористаємося виразами (3.1) та (3.2) для значень кута положення валу $0^0, 90^0, 180^0, 270^0, 360^0$.

Розрахунок №1 - $\varphi = 0^0$, $r = 6$ мм, $\gamma = 3^0$,

$$X_D = 6 \frac{232}{240} \left(\frac{1 - \cos 0^0}{\tan 55^0} + \sin 0^0 \right) \left(\sin (55,43^0 + 3^0) \right) = 0 \text{ мм},$$

$$Y_D = 6 \frac{1 - \cos 0^0}{\sin 55,43^0} - 6 \frac{232}{240} \left(\frac{1 - \cos 0^0}{\tan 55,43^0} + \sin 0^0 \right) \left(\cos (55,43^0 + 3^0) \right) = 0 \text{ мм}.$$

$$\varphi = 90^0, \quad r = 6 \text{ мм}, \quad \gamma = 3^0,$$

$$X_D = 6 \frac{231,6}{240} \left(\frac{1 - \cos 90^0}{\tan 54,27^0} + \sin 90^0 \right) \left(\sin (54,27^0 + 3^0) \right) = 8,375 \text{ мм},$$

$$Y_D = 6 \frac{1 - \cos 90^0}{\sin 54,27^0} - 6 \frac{231,6}{240} \left(\frac{1 - \cos 90^0}{\tan 54,27^0} + \sin 90^0 \right) \left(\cos (54,27^0 + 3^0) \right) = 2,008$$

мм.

$$\varphi = 180^0, \quad r = 6 \text{ мм}, \quad \gamma = 3^0,$$

$$X_D = 6 \frac{231,5}{240} \left(\frac{1 - \cos 180^0}{\tan 53,9^0} + \sin 180^0 \right) \left(\sin (53,9^0 + 3^0) \right) = 7,07 \text{ мм},$$

$$Y_D = 6 \frac{1 - \cos 180^\circ}{\sin 53,9^\circ} - 6 \frac{231,5}{240} \left(\frac{1 - \cos 180^\circ}{\tan 53,9^\circ} + \sin 180^\circ \right) \left(\cos(53,9^\circ + 3^\circ) \right) = 10,243$$

мм.

$$\varphi = 270^\circ, \quad r = 6 \text{ мм}, \quad \gamma = 3^\circ,$$

$$X_D = 6 \frac{232,3}{240} \left(\frac{1 - \cos 270^\circ}{\tan 54,53^\circ} + \sin 270^\circ \right) \left(\sin(54,53^\circ + 3^\circ) \right) = -1,409 \text{ мм},$$

$$Y_D = 6 \frac{1 - \cos 270^\circ}{\sin 54,53^\circ} - 6 \frac{232,3}{240} \left(\frac{1 - \cos 270^\circ}{\tan 54,53^\circ} + \sin 270^\circ \right) \left(\cos(54,53^\circ + 3^\circ) \right) = 8,263$$

мм.

$$\varphi = 360^\circ, \quad r = 6 \text{ мм}, \quad \gamma = 3^\circ,$$

$$X_D = 6 \frac{232}{240} \left(\frac{1 - \cos 360^\circ}{\tan 55,43^\circ} + \sin 360^\circ \right) \left(\sin(55,43^\circ + 3^\circ) \right) = 0 \text{ мм},$$

$$Y_D = 6 \frac{1 - \cos 360^\circ}{\sin 55,43^\circ} - 6 \frac{232}{240} \left(\frac{1 - \cos 360^\circ}{\tan 55,43^\circ} + \sin 360^\circ \right) \left(\cos(55,43^\circ + 3^\circ) \right) = 0 \text{ мм}.$$

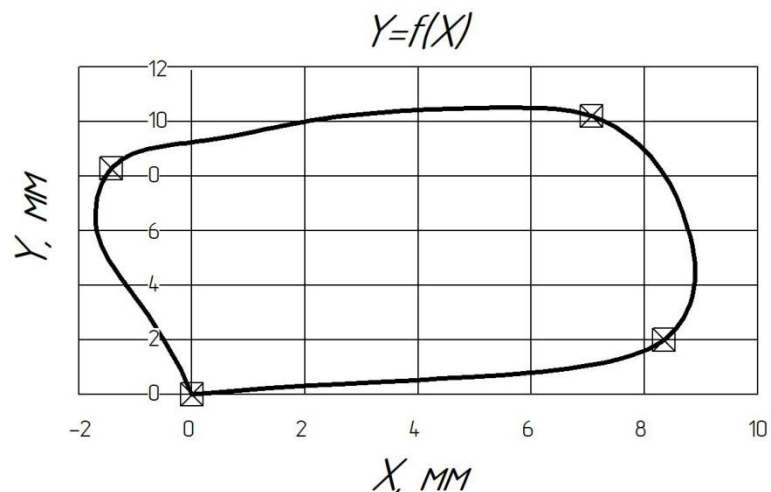


Рисунок 3.6 – Графік переміщення рухомої щоки при $\varphi = 0^\circ - 360^\circ$, $r = 6 \text{ мм}$, $\gamma = 3^\circ$ (Розрахунок №1)

Таблиця 3.3 – Розрахункові значення при $\varphi = 0^0 - 360^0$, $r = 6$ мм, $\gamma = 3^0$

№	X, мм	Y, мм	φ , град	β_{0CP} , град	γ , град	BD, мм	BA, мм	r, мм	α , град
1	0,000	0,000	0	55,43	3	232	240	6	34,57
2	8,375	2,008	90	54,27	3	231,6	240	6	35,73
3	7,070	10,243	180	53,90	3	231,5	240	6	36,10
4	-1,409	8,263	270	54,53	3	232,3	240	6	35,47
5	0,000	0,000	360	55,43	3	232	240	6	34,57

Для дослідження впливу величини ексцентриситету вала величину переміщення щоки приймемо наступні дані $\varphi = 0^0 - 360^0$, $r = 10$ мм, $\gamma = 3^0$.

Отримані значення для зручності представимо в табличному вигляді.

Таблиця 3.4 – Розрахункові значення при $\varphi = 0^0 - 360^0$, $r = 10$ мм, $\gamma = 3^0$

№	X, мм	Y, мм	φ , град	β_{0CP} , град	γ , град	BD, мм	BA, мм	r, мм	α , град
1	0,000	0,000	0	55,43	3	231,95	240	10	34,57
2	13,958	3,347	90	54,27	3	231,6	240	10	35,73
3	11,784	17,071	180	53,90	3	231,48	240	10	36,10
4	-2,348	13,772	270	54,53	3	232,28	240	10	35,47
5	0,000	0,000	360	55,43	3	231,95	240	10	34,57

Таблиця 3.5 – Розрахункові значення при $\varphi = 0^0 - 360^0$, $r = 14$ мм, $\gamma = 3^0$

№	X, мм	Y, мм	φ , град	β_{0CP} , град	γ , град	BD, мм	BA, мм	r, мм	α , град
1	0,000	0,000	0	55,43	3	231,95	240	14	34,57
2	19,541	4,686	90	54,27	3	231,6	240	14	35,73
3	16,497	23,899	180	53,90	3	231,48	240	14	36,10
4	-3,288	19,281	270	54,53	3	232,28	240	14	35,47
5	0,000	0,000	360	55,43	3	231,95	240	14	34,57

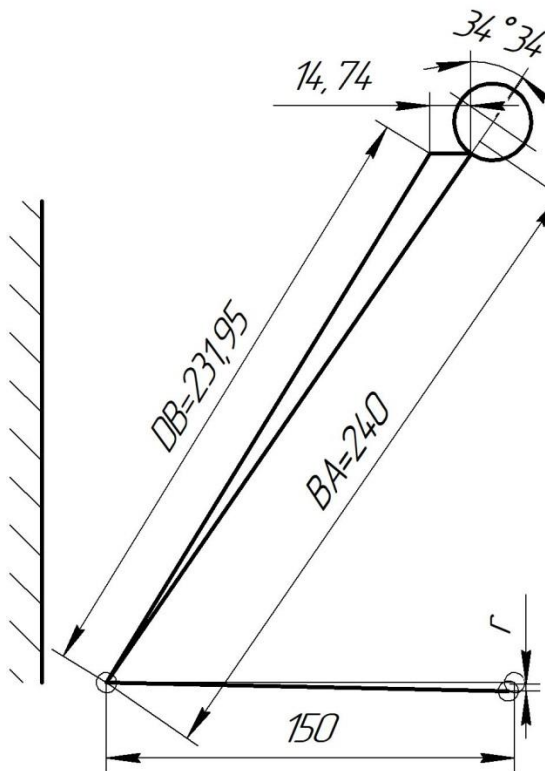


Рисунок 3.7 – Розрахункова
схема переміщення рухомої щоки
($\varphi = 0^0$, $r = 10$ мм)

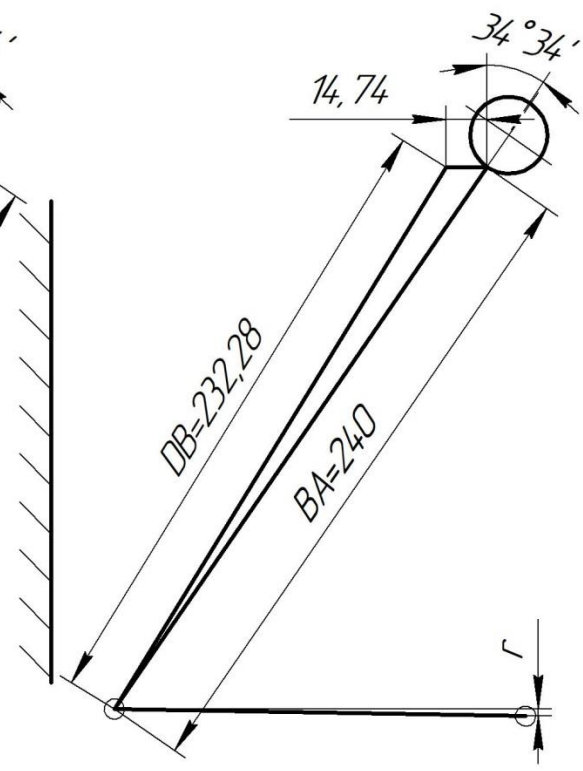


Рисунок 3.8 – Розрахункова
схема переміщення рухомої щоки
($\varphi = 0^0$, $r = 14$ мм)

Приймаємо значення BA і DB при $r = 10$ мм, такі ж як і при $r = 6$ мм, для інших кутів повороту.

Розрахунок №3 $\varphi = 0^0 - 360^0$, $r = 14$ мм, $\gamma = 3^0$

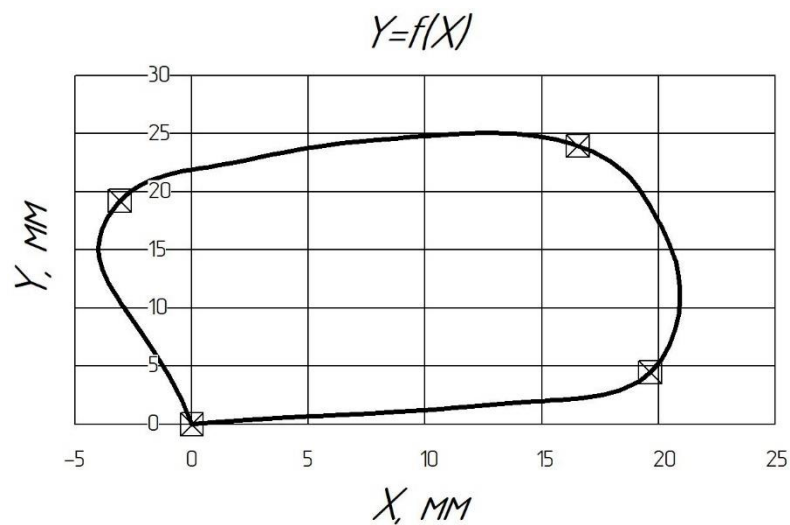
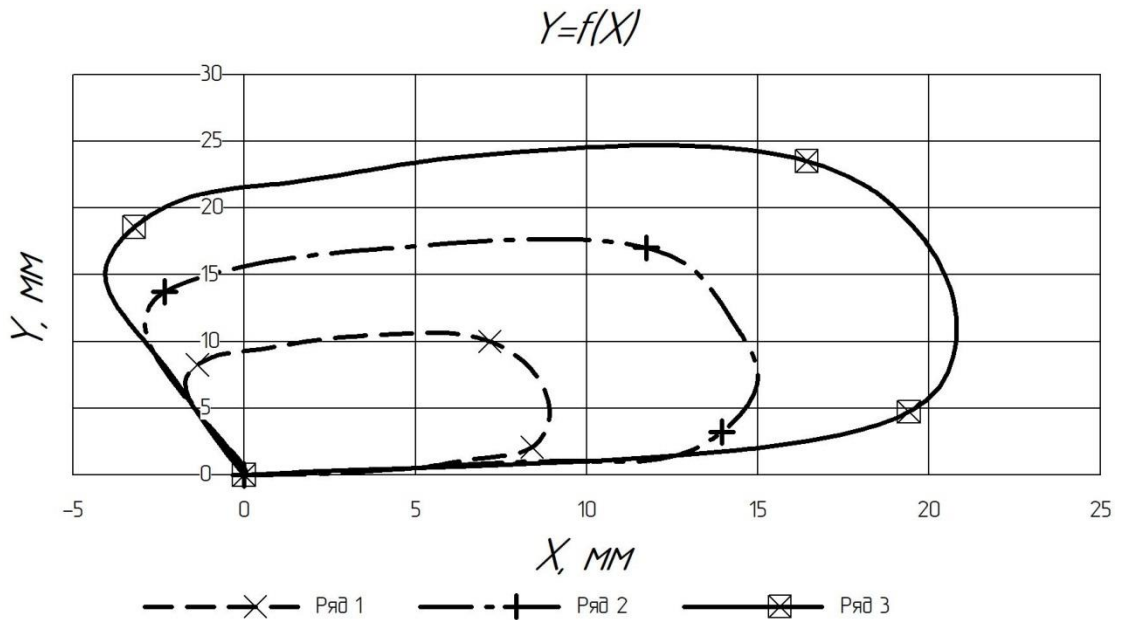


Рисунок 3.9 – Графік переміщення рухомої щоки при
 $\varphi = 0^0 - 360^0$, $r = 14$ мм, $\gamma = 3^0$ (Розрахунок №3)

Приймаємо значення BA і DB при $r = 14$ мм, такі ж як і при $r = 6$ мм, для інших кутів повороту.

За результатами отриманих значень будуємо комплексний графік (розрахунків №1, №2 та №3).



ряд 1 - $r = 6$ мм ; ряд 2 - $r = 10$ мм; ряд 3 - $r = 14$ мм

Рисунок 3.10 – Комплексний графік розрахунків №1, №2 та №3

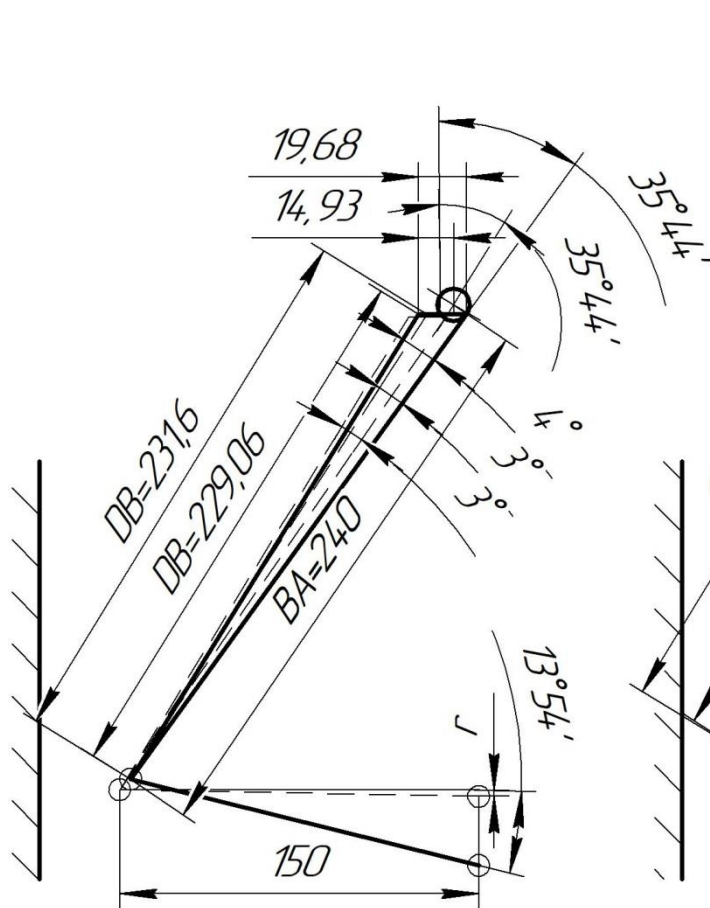


Рисунок 3.11 – Розрахункова
схема переміщення рухомої щоки
($\varphi = 90^0$, $r = 6$ мм, $\gamma = 4^0$)

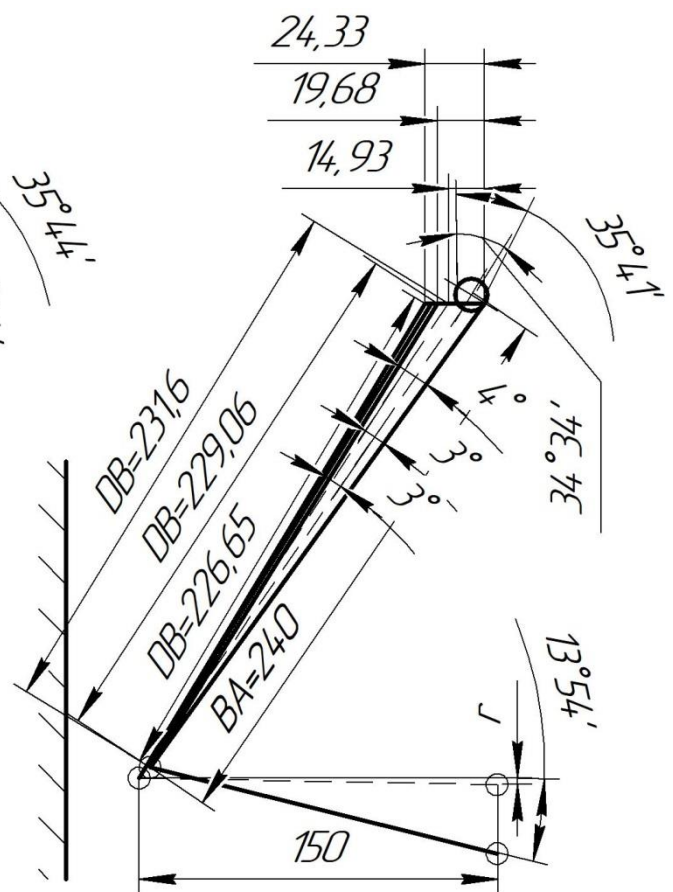


Рисунок 3.12 – Розрахункова
схема переміщення рухомої щоки
($\varphi = 90^0$, $r = 6$ мм, $\gamma = 5^0$)

Проведемо дослідження впливу зміни кута нахилу плити, що дробить, на траєкторію переміщення щоки.

Для розрахунків приймемо наступні дані:

- $\varphi = 0^0 - 360^0$, $r = 6$ мм, $\gamma = 3^0$;
- $\varphi = 0^0 - 360^0$, $r = 6$ мм, $\gamma = 4^0$;
- $\varphi = 0^0 - 360^0$, $r = 6$ мм, $\gamma = 5^0$.

Отримані значення для зручності представимо в табличному вигляді.

Розрахунок №4 - $\varphi = 0^0 - 360^0$, $r = 6$ мм, $\gamma = 3^0$

Таблиця 3.6 – Розрахункові значення при $\varphi = 0^0 - 360^0$, $r = 6$ мм, $\gamma = 3^0$

№	X, мм	Y, мм	φ , град	β_{0CP} , град	γ , град	BD, мм	BA, мм	r, мм	α , град
1	0,000	0,000	0	55,43	4	229,53	240	6	34,57
2	8,374	2,213	90	54,27	4	229,06	240	6	35,73
3	7,070	10,417	180	53,90	4	228,91	240	6	36,10
4	-1,410	8,230	270	54,53	4	229,96	240	6	35,47
5	0,000	0,000	360	55,43	4	229,53	240	6	34,57

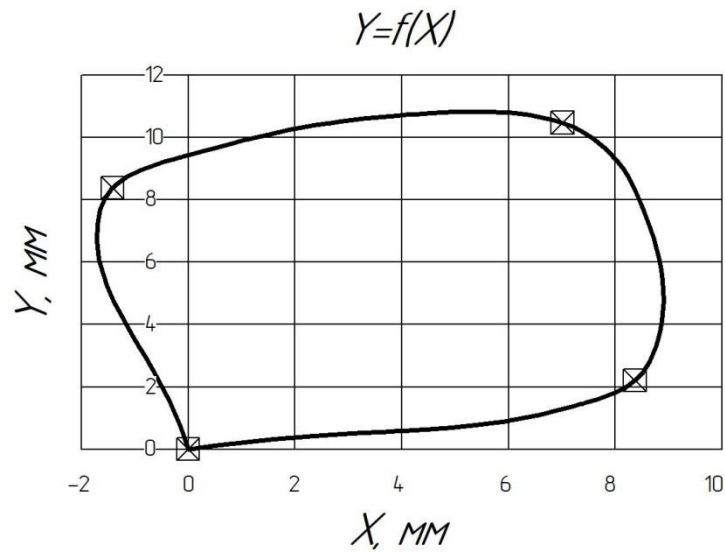


Рисунок 3.13 – Графік переміщення рухомої щоки при

$\varphi = 0^0 - 360^0$, $r = 6$ мм, $\gamma = 4^0$ (розрахунок №4)

Розрахунок №5

Таблиця 3.7 – Розрахункові значення при $\varphi = 0^0 - 360^0$, $r = 6$ мм, $\gamma = 5^0$

№	X, мм	Y, мм	φ , град	β_{0CP} , град	γ , град	BD, мм	BA, мм	r, мм	α , град
1	0,000	0,000	0	55,43	5	227,22	240	6	34,57
2	8,375	2,412	90	54,27	5	226,65	240	6	35,73
3	7,070	10,587	180	53,90	5	226,47	240	6	36,10
4	-1,411	8,197	270	54,53	5	227,74	240	6	35,47
5	0,000	0,000	360	55,43	5	227,22	240	6	34,57

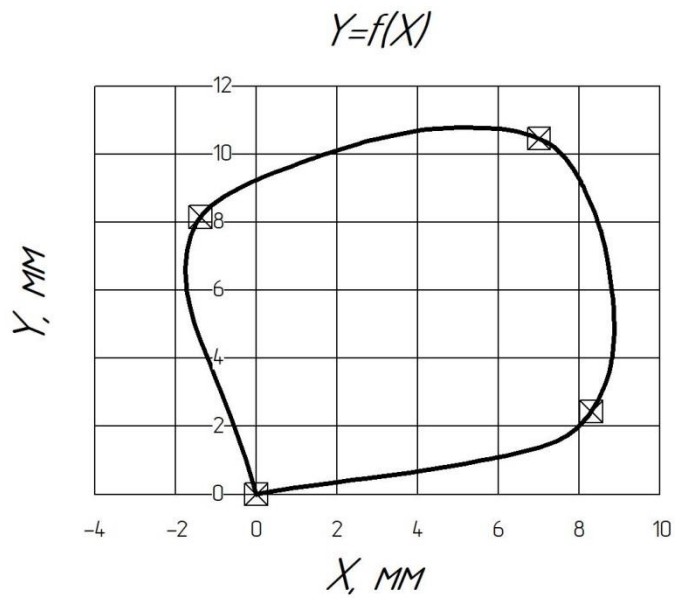


Рисунок 3.14 – Графік переміщення рухомої щоки при $\varphi = 0^0 - 360^0$, $r = 6$ мм, $\gamma = 5^0$ (розрахунок №5)

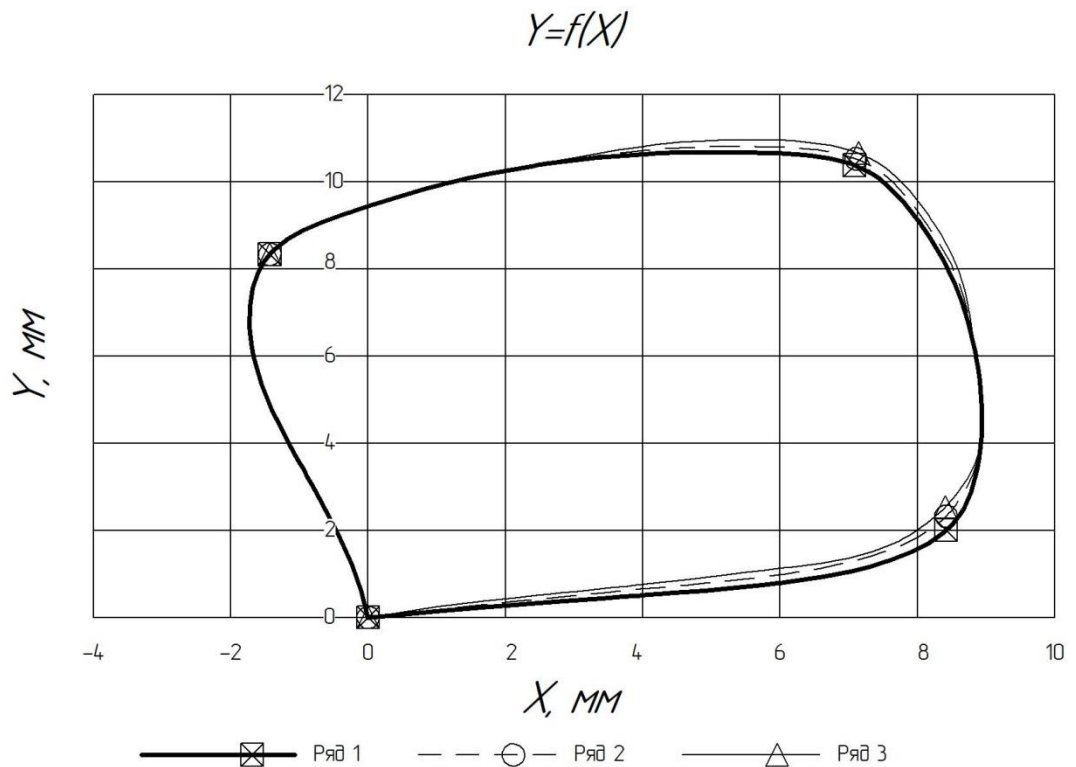


Рисунок 3.15 – Комплексний графік зміни кута нахилу плити, що дробить, на траєкторію переміщення щоки (за результатами розрахунків №1, №4 та №5)

Проведемо дослідження впливу зміни кута захоплення, на траєкторію переміщення щоки.

Для розрахунків приймемо наступні дані:

- $\varphi = 0^{\circ} - 360^{\circ}$, $r = 6$ мм, $\gamma = 3^{\circ}$; $\alpha = 35^{\circ}$ (розрахунок №1);

- $\varphi = 0^{\circ} - 360^{\circ}$, $r = 6$ мм, $\gamma = 3^{\circ}$; $\alpha = 25^{\circ}$.

Отримані значення для зручності представимо в табличному вигляді.

Розрахунок №6

Таблиця 3.8 – Розрахункові значення при $\varphi = 0^{\circ} - 360^{\circ}$, $r = 6$ мм, $\gamma = 3^{\circ}$

№	X, мм	Y, Мм	φ , град	β_{0CP} , град	γ , град	BD, мм	BA, мм	r, мм	α , град
1	0,000	0,000	0	65,43	3	234,71	240	6	24,57
2	8,010	3,304	90	64,27	3	234,41	240	6	25,73
3	5,215	11,138	180	63,90	3	231,48	240	6	26,10
4	-2,835	7,818	270	64,53	3	234,31	240	6	25,47
5	0,000	0,000	360	65,43	3	234,98	240	6	24,57

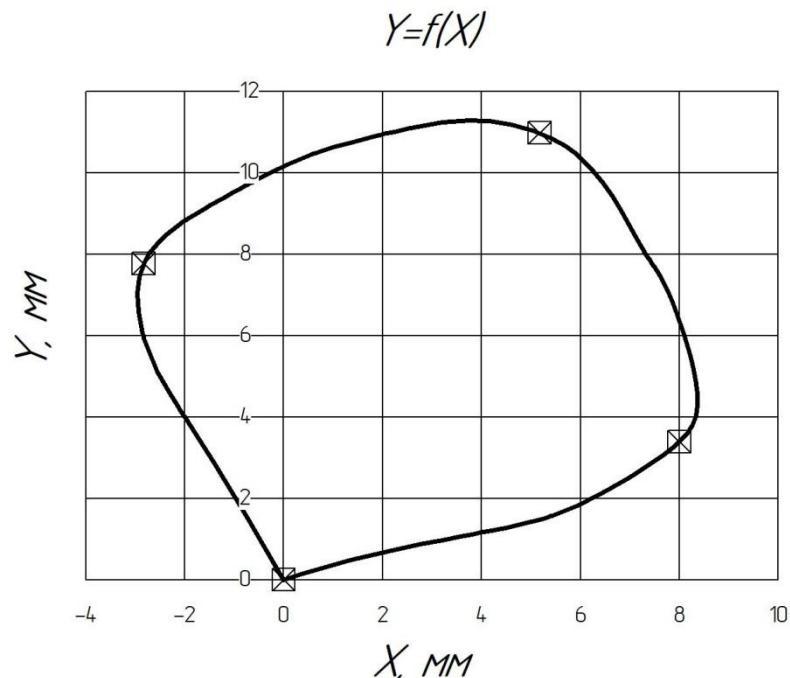


Рисунок 3.16 – Графік переміщення рухомої щоки при $\varphi = 0^{\circ} - 360^{\circ}$, $r = 6$ мм, $\gamma = 3^{\circ}$; $\alpha = 25^{\circ}$ (розрахунок №6)

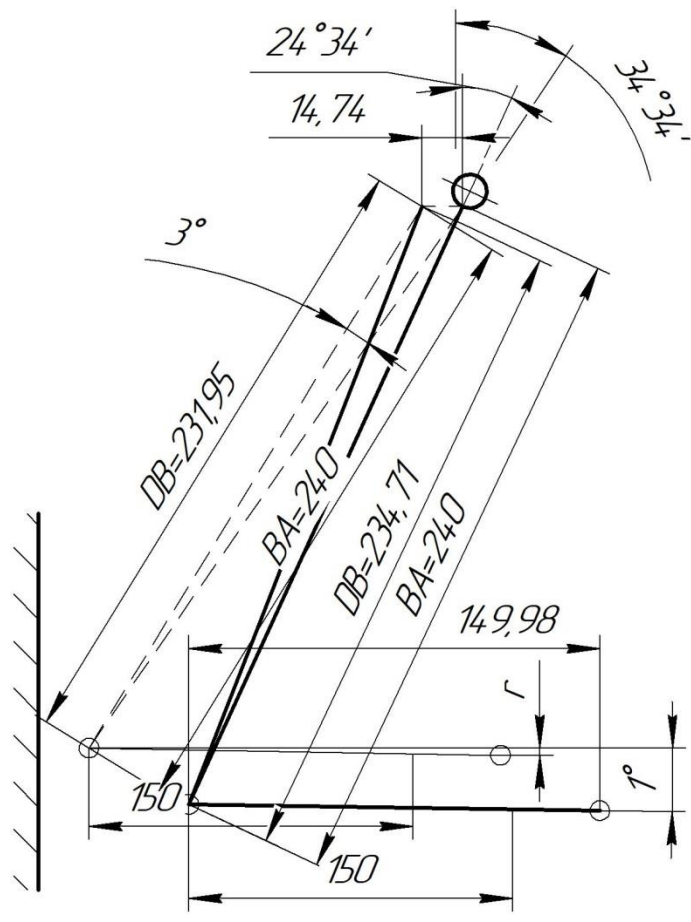


Рисунок 3.17 – Розрахункова схема переміщення рухомої щоки
 ($\varphi = 0^0$, $r = 6$ мм, $\gamma = 3^0$, $\alpha = 25^0$)

$$Y=f(X)$$

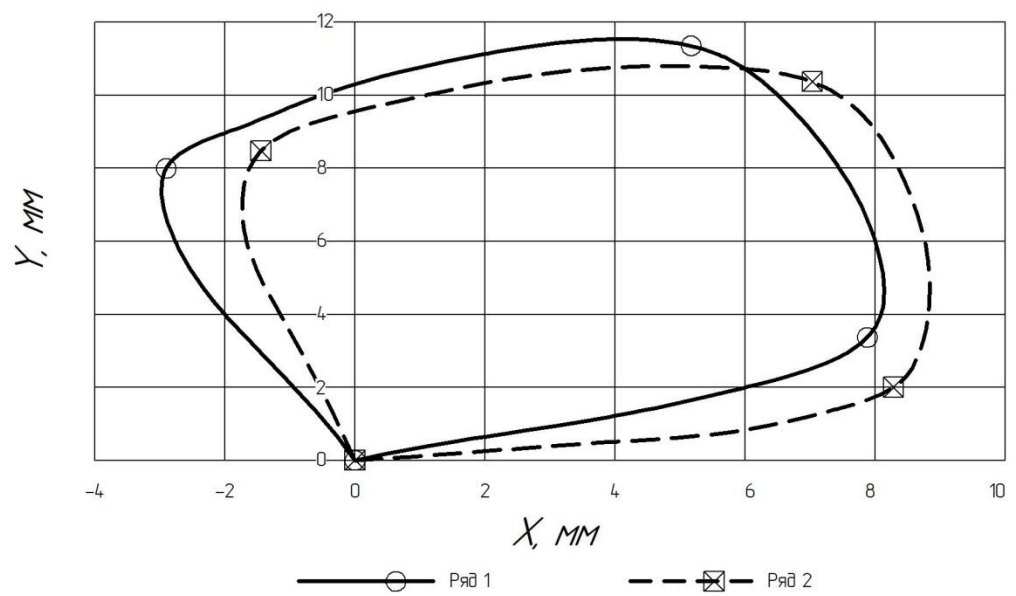


Рисунок 3.18 – Комплексний графік зміни кута захоплення, на траєкторію переміщення щоки
 (за результатами розрахунків №1 при $\alpha = 35^0$ та №6 при $\alpha = 25^0$)

3.3 Дослідження закону зміни моменту опору руйнуванню при статичному навантаженні

Загальний закон зміни моменту опору руйнуванню при статичному навантаженні є надана на рисунку 3.19 залежність, яка була підтверджена шляхом фізичного експерименту, проведеного на моделі шокової дробильної машини.

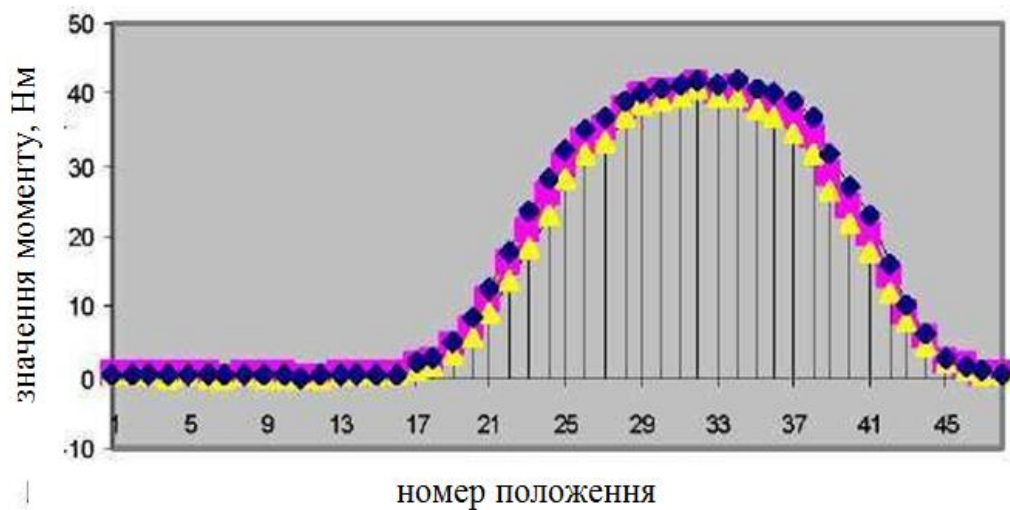


Рисунок 3.19 – Момент сил опору, що впливає на шок дробарки під час руйнування гірських порід

Під час проведення експерименту в камеру дроблення містилися камені, виготовлені із суміші цементу та піску. При обертанні ексцентрикового валу за допомогою спеціального ключа фіксувалося зусилля опору.

На кожному отриманому графіку можна виділити зони: зворотний перебіг, що характеризується відсутністю моменту опору; початок робочого ходу, коли каміння намагається зайняти стійке становище; зростання напруженого стану, коли дедалі більше каміння залучаються до процесу навантаження; ділянку стабільності, в якому зусилля опору, що виникають, руйнуванню не збільшують загальну величину моменту опору, а

компенсують зниження напруги, що виникає за рахунок руйнування шматків, що досягли граничного стану, тому лінія, що характеризує цей відрізок часу являє собою лінію, що наближається до горизонтальної; ділянка початку зворотного ходу, коли різко знижується величина зусиль.

ВИСНОВКИ

З виконаних огляду і аналізу устаткування для дроблення матеріалу, умови роботи та особливості конструкції дробарки СМД-118 можна зробити наступні висновки:

- 1 Процеси руйнування гірських порід у шокових дробарках підпорядковуються відомим законам дроблення (Кирпічева-Кіка, Ребіндера, Бонда). Однак найпростішим способом оцінки енерговитрат при руйнуванні гірських порід може бути прийнятий спосіб професора Протодьяконова М.М., що зв'язує міцність порід за коефіцієнтом міцності f з напругою на стиск при одновісному навантаженні зразків.
- 2 Поведінка каменів у камері дроблення цілком коректно може бути описано на підставі представлення їх у вигляді ланок механічної системи, що підпорядковуються відомим теорем кінематики як розділу класичної механіки.
- 3 Встановлення дійсних напрямів відносного руху шматків подрібнювального матеріалу у камері дроблення дозволяє відповідно до першого закону тертя Кулона визначати напрями сил тертя та вирішувати завдання взаємодії щоки дробарки з окремими шматками подрібнювального матеріалу та шматків між собою, які в першому наближенні можуть моделюватися як триопорні кульові тіла, що геометрично оцінюються радіусами сфер, що їх описують.
- 4 Процес руйнування окремих шматків подрібнювального матеріалу у камері дроблення, що складається з низки фаз, зокрема - фаз локальних руйнувань у місцях контактів, призводить до схеми навантаження, що описує стиск сферичного тіла зосередженими в полюсах силами.
- 5 Вирішення задачі підсумовуванням зусиль між щоками дробарки і шматками подрібнювальної маси, на фізичному експерименті, виконаному на моделі шокової дробарки, можна стверджувати, що зміна крутного моменту на провідному валу дробарки підпорядковується певному закону,

близькому до напівсинусоїдальному, інтегрування якого дозволяє знаходити потужність приводу дробарок.

- 6 При модернізації дробарок необхідно знижувати вертикальну складову траєкторії руху рухомої щоки, для збільшення терміну служби плит, що дроблять, а також зменшувати кут захоплення й підбирати необхідні рух стискання й ексцентриситет вала для що найефективнішої роботи дробарки та мінімальних витрат на ремонти.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Будник А.Ф., Юскаєв В.Б. Енергетика обладнання термічних цехів і дільниць : навч. посіб. Суми : Вид-во СумДУ, 2010. 246 с. - ISBN 978-966-657-277-9.
2. Мовчан В. П., Бережний М. М. Основи металургії. Дніпропетровськ : Пороги, 2001. 336 с.
3. ДСТУ 2632-94 Вогнетриви. Технологічні процеси виробництва. Терміни та визначення.
4. Вогнетривкі матеріали. Термінологічний словник-довідник з будівництва та архітектури / за заг. ред. Р. А. Шмига. Львів, 2010. С. 52. ISBN 978-966-7407-83-4.
5. «Вогнетривкі матеріали» [Архівовано 27 серпня 2016 у Wayback Machine.] / Українська радянська енциклопедія : у 12 т. / гол. ред. М. П. Бажан. Київ : Головна редакція УРЕ, 1974–1985.
6. Стрільв К.К., Каява І.Д., Мамикін П.С. Технологія вогнегасників. Металургія. 1988. 528с.
7. Ящишин Й.М. Технологія скла: підручник для вищих навчальних закладів. Львів : Видавництво Національного університету “Львівська політехніка”, 1992. 188 с.
8. Теоретичні основи технології кераміки та скла. Процеси і методи керамічної технології : навч. посіб / укладачі І.С. Суббота, Л.М. Спасьонова. Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2018. 124 с.
9. Інтернет-ресурс <https://uk.wikipedia.org/wiki/Вогнетриви>
10. ДСТУ 2632-94 Вогнетриви. Технологічні процеси виробництва. Терміни та визначення.
11. Кириченко О.Г., Прутцьков Д.В. Вогнетриви металургійного виробництва : навчально-методичний посібник. Запоріжжя : ЗНУ, 2023. 78 с.
12. Пилов П.І., Титов А.А. Проблеми розвитку теорії дезінтеграції корисних викопаних і вдосконалення підготовчих процесів збагачення. *Збагачення*

- корисних копалин*. Збірник наукових статей Національного гірничого університету. Дніпро 2006. Вип. 25(66)–26(67). с.39-44. (На російській мові).
13. Білецький В. С. Техніка та технологія збагачення корисних копалин. Частина I. Підготовчі процеси : посібник / В. С. Білецький, Т. А. Олійник, В. О. Смирнов та ін. Кривий Ріг : Видавець ФОП Чернявський Д. О., 2019. 200 с.
 14. Коваленко І. В. Основні процеси, машини та апарати хімічних виробництв : підручник / І. В. Коваленко, В. В. Малиновський. Київ : Інрес: Воля, 2005. 264 с.
 15. Сокур М. І. Підготовка корисних копалин до збагачення : монографія / М. І. Сокур, В. С. Білецький, О. І. Єгурнов та ін. Кременчук : Кременчуцький національний університет ім. М. Остроградського, Академія гірничих наук України. ПП Щербатих О.В., 2017. –392 с.
 16. Назаренко І. І. Основи проектування і конструювання машин та обладнання переробних виробництв : навчальний посібник / І. І. Назаренко, І. М. Берник. – К. : Аграр Медіа Груп, 2013. – 544 с.
 17. Хмара Л. А. Дробильно-сортувальні заводи і устаткування : навч. посіб. / Л. А. Хмара, О. С. Шипілов, О. Г. Онищенко. – Полтава : ПолтНТУ, 2009. – 209 с.
 18. Назаренко І.І., Міщук Є.О. Аналіз кінематики щоклової дробарки. *Теорія і практика будівництва*. Науково-технічний журнал, №5. 2009. Київ : “МП Леся” с.39-43.
 19. Блохін В.С., Большаков В.І., Малич Н.Г. Основні характеристики технологічних машин. Машини для дезінтеграції твердих матеріалів : посібник. ч.І. Днепропетровск : ИМА-пресс. 2006. 404 с.
 20. ДСТУ 2411-94. Дробарки. Терміни та визначення. [Чинний від 1995-01-01]. Вид. офіц. Київ, 1994. 16 с. (Інформація та документація).
 21. Інтернет ресурс http://uk.wikipedia.org/wiki/Дроблення_і_подрібнення
 22. Інтернет ресурс https://uk.wikipedia.org/wiki/Щокова_дробарка

- 23.Писаренко Г.С., Квітка О.Л., Уманський Е.С. Опір матеріалів : підручник. Київ : Вища школа, 1993. 655 с. ISBN 5-11-004083-4.
24. Кузьо І.В., Ванькович Т.М., Зінько Я.А. Теоретична механіка. Динаміка : навчальний посібник Кн.1. Львів : Растр-7, 2012. 444 с. : іл. ISBN 978-966-2004-95-3.
- 25.Большаков В.І., Маліч М.Г., Блохін В.С. Дробильно – сортувальні установки. *Фундаментальні і прикладні проблеми гірничої металургії*. Сб. наук. праць. Вип.15. Дніпропетровськ : Ін-т чорної металургії, 2007. (Російською).
- 26.Блохін В.С., Большаков В.І., Маліч М.Г.. Основні параметри технологічних машин. Машини для дезинтеграції твердих матеріалів : навчальний посібник ч.1. Дніпропетровськ : ІМА - прес. 2006. 404с. (Російською).

ДОДАТОК А

ЗАЯВА

ЩОДО САМОСТІЙНОСТІ ВИКОНАННЯ ВИПУСКНОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ МАГІСТРА

Я _____, здобувач
(прізвище, ім'я, по батькові)
ступеня вищої освіти «магістр» групи _____,

_____ (спеціальності)

_____ (освітньої програми)

факультету _____
(назва факультету)

_____ форми навчання підтверджую, що
(денна або заочна)

моя кваліфікаційна випускна робота магістра на тему: _____

_____ ,
яка представлена до Екзаменаційної комісії для захисту, виконана самостійно і не містить елементів академічного плагіату (компіляції).

Усі запозичення з друкованих та електронних джерел, а також із захищених раніше науково-дослідних робіт, випускних кваліфікаційних робіт магістрів, кандидатських і докторських дисертацій мають відповідні посилання та цитування, оформлені у відповідності до діючих правил.

Я ознайомлений (а) з діючим Положенням “Про заходи щодо запобігання випадків академічного плагіату”, згідно з яким виявлення факту академічного плагіату (компіляції) є підставою для застосування відповідних дисциплінарних стягнень.

Студент _____ (підпис) _____ (прізвище та ініціали) _____ (дата)

