Міністерство освіти і науки України

Запорізький національний університет

(повне найменування вищого навчального закладу)

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

(повна назва факультету)

кафедра металургійне обладнання

(повна назва кафедри)

ВИПУСКНА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА

на тему «**Дослідження технологічного процесу в дробарці стиснення**»

Виконав: магістрант групи 8.1333

Сосновик Антон Юрійович (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 – 2024 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
_____
"__" _____2024 року

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

Сосновик Антон Юрійович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Дослідження технологічного процесу в дробарці стиснення
керівник роботи: Шевченко І.А., к.т.н., доцент
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
затверджені наказом вищого навчального закладу від "28" 02 року № 359 с
2. Термін подання студентом роботи _____
3. Вихідні дані до роботи: Технологічні вимоги до процесу дроблення твердих матеріалів; ефективність процесу дроблення дробарками стиснення; сучасні методи і способи управління процесом дроблення в дробарках стиснення. 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. Технологія дроблення шляхом стиснення подрібнювального матеріалу; 2. Теоретичні дослідження умов дроблення твердих матеріалів; 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
1	Узгодження і затвердження теми та змісту роботи	01.09 -17.09.2024
2	Збирання матеріалу, опрацювання літературних джерел та нормативних документів	17.09-30.09.2024
3	Виконання вступу роботи	01.10-05.10.2024
4	Виконання основної частини роботи та проведення експериментальних досліджень	06.10-19.11.2024
5	Підготовка висновків	20.11-24.11.2024
6	Оформлення магістерської роботи	25.11-05.12.2024
7	Рецензування магістерської роботи	09.12- 15.12.2024
8	Попередній захист роботи	Згідно графіку
9	Захист роботи у ДЕК	Згідно графіку

Студент _____ (підпис) Сосно (прізвище та

Керівник роботи _____ (підпис) Шевч (прізвище та

АНОТАЦІЯ

Сосновик А.Ю. Дослідження технологічного процесу в дробарці стиснення.

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», 2024.

В роботі обґрунтовано підвищення ефективності процесу дроблення у щокових дробарках зі складним рухом щоки за рахунок створення асиметричних умов навантаження з використанням сил контактного тертя з врахуванням фрикційних та міцнісних характеристик подрібнювального матеріалу, що дозволяє суттєво знижувати енергоспоживання при подрібненні.

Ключові слова: ДРОБАРКИ СТИСНЕННЯ, ЕНЕРГІЯ РУЙНУВАННЯ, ДОТИЧНІ НАПРУЖЕННЯ, КОНТАКТНЕ ТЕРТЯ.

ABSTRACT

Sosnovyk A.Yu. Research of the technological process in the compression crusher.

Qualifying thesis for obtaining a master's degree of higher education in 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", 2024.

The work substantiates the increase in the efficiency of the crushing process in jaw crushers with a complex movement of the jaw due to the creation of asymmetric load conditions using contact friction forces, taking into account the frictional and strength characteristics of the grinding material, which allows to significantly reduce energy consumption during grinding.

Key words: COMPRESSION CRUSHERS, DESTRUCTION ENERGY, TANGENT STRESSES, CONTACT FRICTION.

ЗМІСТ

СКОРОЧЕННЯ ТА УМОВНІ ПОЗНАКИ ……. 7

ВСТУП ……. 8

1 ТЕХНОЛОГІЇ ДРОБЛЕННЯ ШЛЯХОМ СТИСНЕННЯ ПОДРІБНЮВАЛЬНОГО МАТЕРІАЛУ ……

1.1 Схеми основних способів дроблення ……..

1.2 Огляд дробарок, що працюють за принципом руйнування матеріалу переважно за рахунок зусиль стиснення ……

2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ УМОВ ДРОБЛЕННЯ ТВЕРДИХ МАТЕРІАЛІВ ……

2.1 Аналіз існуючих класичних теорій визначення кількості необхідної енергії для дроблення твердих матеріалів на частки певних розмірів.

2.2 Аналітичний метод розрахунку границі міцності зразків матеріалу ...

2.3 Енергетична ефективність щокових дробарок з простим і складним рухом щоки ……

2.4 Енергетичний аналіз дроблення рудних матеріалів асиметричним навантаженням ……..

2.5 Визначення розподілу діючих при руйнуванні матеріалу напружень .

3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ……..

3.1 Лабораторні дослідження фізико-механічних властивостей вугілля

ВИСНОВКИ ……

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ……

ДОДАТОК А……

ДОДАТОК Б……

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

E^1	питома енергія, що передається одиниці об'єму тіла, яке руйнується
E	витрати енергії, необхідної для подрібнення
S_k	поверхня матеріалу до руйнування
$S_н$	поверхня матеріалу після руйнування
$D_{ср}$	середня крупність частинок вихідного матеріалу
$d_{ср}$	середня крупність частинок дробленого матеріалу
D_{80}	розмір отворів сита, через які проходить 80% матеріалу до дроблення
d_{80}	розмір отворів сита, через які проходить 80% матеріалу після дроблення
ρ	щільність матеріалу
s	поверхня одного шматка
ΔV	деформований обсяг
ΔF	новостворена поверхня
W	робота
μ	коефіцієнт Пуассона
$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$	напруження
τ_{xz}	дотична напруга визначається
R	радіус зовнішнього нерухомого конуса
e	ексцентриситет осі рухомого конуса
f	коефіцієнт тертя
T	сила тертя
W	вологість вугілля
$m_{с.в.}$	вага сухого вугілля
$m_{вв..}$	вага вологого вугілля

ВСТУП

Актуальність теми. Щороку дробленню піддаються мільярди тонн мінеральної сировини та інших матеріалів. З цією метою витрачається понад 20% загального виробництва електроенергії. На подрібнювальні тіла і футерування робочих органів дезінтеграційних машин витрачається металу більше 2,5% його виробництва. У металургійній промисловості близько 40% вартості металу та понад 50% енергії витрачається на переробку залізничної сировини.

Одним з визначальних чинників, що впливають на ефективність подрібнення, є спосіб руйнування матеріалів.

Широке застосування у металургії при дробленні різних матеріалів знайшли дробарки стиснення (щокові, конусні, валкові), проте вони мають ряд недоліків, а саме - велика частина енергії, що підводиться, витрачається на подрібнення саме за рахунок стирання (до 83%), що в свою чергу зумовлює значний знос окремих робочих елементів.

Створення більш ефективного режиму використання фрикційних характеристик забезпечує більш низьку енергоємність дроблення. Умови асиметрично спрямованих контактних дотичних напружень при дробленні крихких тіл є більш вигідними з точки зору витрат енергії на руйнування порівняно з симетричними контактними дотичними напругами.

Асиметричне навантаження подрібнювального матеріалу потрібно і можна створювати в щокових дробарках зі складним рухом щоки, в конусних дробарках, у валкових дробарках з різною швидкістю обертання валків. Це відповідає моделі найбільш ефективного ковзного стиснення.

Таким чином, дослідження умов створення асиметричного навантаження подрібнювального матеріалу з використанням сил контактного тертя з врахуванням фрикційних та міцнсітних характеристик матеріалу, що руйнується, дозволять суттєво знижувати енергоспоживання при дробленні

твердих матеріалів і є актуальними науково-технічними завданнями металургійного виробництва.

Мета роботи. Зниження енерговитрат та підвищення ефективності процесу дроблення матеріалів на основі аналізу напружено-деформованого стану у дробарках стиснення.

Завдання дослідження:

- аналіз конструкцій дробарок стиснення, їх робочих органів та особливостей реалізації технологічних операцій дроблення;
- дослідження закономірностей напружень та деформацій у подрібнювальному матеріалі при взаємодії з робочими органами дробарок стиснення;
- дослідження впливу умов ударної взаємодії молотків з матеріалом на інтенсивність їх зносу та ступінь дроблення в молотковій дробарці;
- експериментальне дослідження функціональної залежність границі міцності вугілля при стисненні від його вологості.

Предмет дослідження: основні закономірності напружень та деформацій у подрібнювальному матеріалі при взаємодії з робочими органами дробарок стиснення.

Об'єкт дослідження: технологічний процес дроблення матеріалів в ударній дробарці.

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 XVII університетській науково-практична конференції студентів, аспірантів, докторантів і молодих вчених (17-22 квітня 2024 року), ЗНУ.

Структура та обсяг магістерської роботи. Магістерська робота складається зі вступу, трьох розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків. Робота викладена на 80 сторінках машинописного тексту, містить 2 таблиці, 29 рисунків, список використаних джерел з 35 найменувань.

1 ТЕХНОЛОГІЇ ДРОБЛЕННЯ ШЛЯХОМ СТИСНЕННЯ ПОДРІБНЮВАЛЬНОГО МАТЕРІАЛУ

1.1 Схеми основних способів дроблення.

Дроблення – технологічний процес поділу твердих матеріалів на частини. Процес дроблення залежить від: розміру і форми шматків, що роздроблюються; від їх взаємного розташування в просторі, що дробить; від фізико - механічних властивостей матеріалу (міцності, твердості, тріщинуватості, в'язкості, щільності, вологості), форми і маси частин, що дроблять і т.д.

Твердість – характеристика твердих речовин, зокрема, мінералів і руд, що показує їхню здатність протистояти зовнішній механічній силі (міцність на зсув).

Опірність порід технологічному руйнуванню (міцність на здавлювання) характеризується їхньою міцністю.

Сили зчеплення між окремими кристалами мінералів менше сил зчеплення всередині кристалів. Якщо до шматка руди додати сили, що перевищують сили внутрішнього зчеплення, шматок спочатку роздробиться по перерізах з мінімальними силами зчеплення, тобто, по тріщинам, домішкам, внутрішнім напругам і межам між кристалами, але при цьому частинки, позбавлені дефектів структури, виходять як би зміцненими.

Процеси дроблення застосовують на рудозбагачувальних фабриках та металургійних заводах.

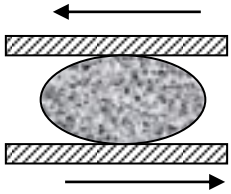
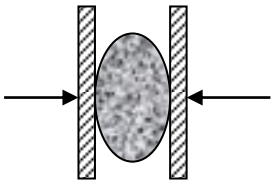
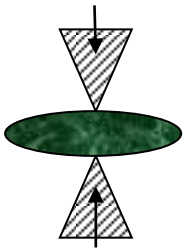
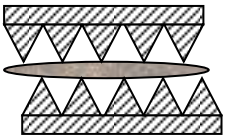
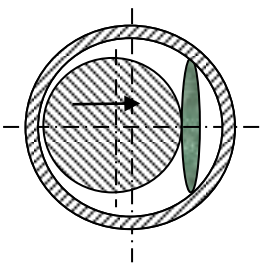
Теоретичний чи номінальний ступінь дроблення (подрібнення) – це відношення розміру найбільшого шматка матеріалу, що дробиться, до розміру розвантажувального отвору дробарки.

Справжній ступінь дроблення (подрібнення) – це відношення середнього розміру шматків подрібнювального матеріалу до середнього розміру шматків роздробленого матеріалу.

Дроблення здійснюється в машинах, які називаються дробарками. У таблиці1.1 наведено схеми основних засобів дроблення.

Залежно від принципу дії та конструкції дробильні машини діляться на щокові дробарки, конусні дробарки, валкові дробарки.

Таблиця 1.1 - Схеми основних способів дроблення

Спосіб	Схема	Примітка
Стирання		Найбільш дорогий спосіб подрібнення, пов'язаний з великою витратою енергії та зносом робочих органів.
Роздавлювання		Шматок під дією зусилля, що дробить, деформується у всьому обсязі і руйнується, коли внутрішні напруги перевищать межу міцності стиску.
Розколювання		Шматок руйнується на частини у місцях найбільшої концентрації тиску від клиноподібного подрібнювача.
Роздавлювання з розколюванням, ударом та вигином		Поєднання роздавлювання з розколюванням, ударом та вигином застосовується в щокових дробарках.
Роздавлювання із вигином		Роздавлювання з вигином застосовується в конусних дробарках великого дроблення.

1.2 Огляд дробарок, що працюють за принципом руйнування матеріалу переважно за рахунок зусиль стиснення.

Підвищити рівень скорочення крупності руди за одну стадію дроблення можна, використовуючи принцип руйнування матеріалу переважно за рахунок зусиль зсуву і стиснення. Такі принципи дроблення забезпечують руйнування по площинах спайності мінеральних агрегатів і по мікротріщинам в їх структурі, що дозволяє досягти ступеня скорочення крупності матеріалу в 5-10 разів. До агрегатів, що реалізують принцип зсуву при дробленні з корисними копалинами, є конусні вібраційні дробарки типу КІД і прес-валкові дробарки високого тиску. Такі дробарки використовують переважно для операцій дрібного дроблення.

Щокові дробарки. Ці дробарки працюють згідно з принципом дроблення шляхом стиснення. Подрібнення породи відбувається у конусоподібному зазорі, що утворюється серед нерухомих дробильних щелеп та ексцентрикового валу. Матеріал падає вниз під власною вагою і це продовжується до тих пір, поки матеріал не стане менше, ніж зазор дроблення. Енергія дроблення діє на породу, що подрібнюється, з великими зусиллями і невеликою швидкістю. Сама назва щокова дробарка йде від форми щелеп, необхідної для так званих «жувальних» рухів.

Вона здебільшого використовується для того, щоб попередньо підготувати крихкі, середньотверді та тверді породи. Це пристрій, який зазвичай використовують як агрегат для дроблення на фракції. Набагато рідше щокові дробарки виробляють підсумковий продукт, що відповідає вимогам замовника. На деяких підприємствах у поєднанні з пристроями щоками можна виробляти шари щебеню для доріг.

У процесі компресійного подрібнення та розбивання породи з її тріщин, часто виходять досить гладкі підсумкові фракції. При правильному застосуванні вони зазвичай призводять до мінімального зношування та невеликих витрат при експлуатації. Залежно від твердості, крихкості та

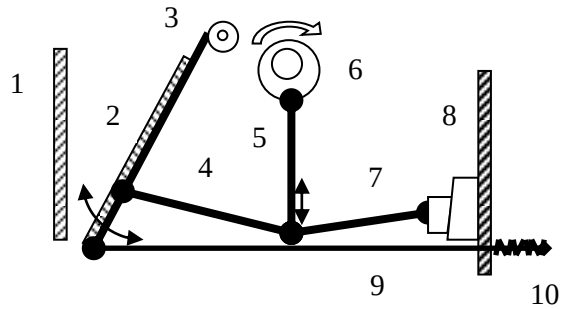
абразивності матеріалу витрати зносу нижчі, ніж у ударних та конусних моделей.

Історично це перший з типів дробарок, прототипи якого відомі ще з давніх часів (наприклад, млинові жорна). Щокова дробарка подрібнює породу шляхом здавлювання її двома твердотільними пластинами (щоками), одна з яких закріплена нерухомо, а друга - на хиткій основі. Здійснюючи зворотно-поступові дії, коливаючись щоки здавлюють і тим самим дроблять сировину, яка надходить у машину.

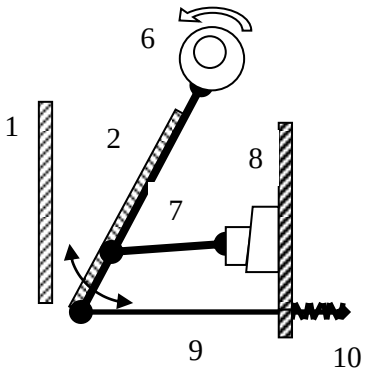
Щокові дробарки відносяться до машин періодичної дії. Застосовуються великого дроблення різних матеріалів.

За характером руху розрізняють дробарки із простим і складним хитанням щоки (рис.1.1). Конструкція дробарок з простим хитанням щоки була розроблена в 1858 р. і без особливих змін застосовується досі в силу простоти та надійності. Зусилля роздроблення, що досягається, - до 20 МН (2000000 кг).

Дробарка з простим хитанням щоки



Дробарка з складним хитанням щоки



1 – нерухома щока, 2 – рухома щока, 3 – вісь підвісу, 4 – передня розпірна плита, 5 – шатун, 6 – ексцентриковий вал, 7 – задня розпірна плита, 8 – пристрій регулювання розвантажувальної щілини, 9 – тяга, 10 – пружина .

Рисунок 1.1 - Кінематичні схеми щокових дробарок

На рисунку 1.1 наведено щокова дробарка з простим рухом щоки.

Корпус дробарки з простим рухом щоки складається (рис.1.2) з передньої стінки 1 (нерухома щока), задньої 8 та двох бокових 15 стінок. Рухома щока 3 підвішена на осі 4, яка опирається на два підшипники. Робочий простір дробарки між внутрішніми поверхнями бокових стінок і щік (рухомої і нерухомої) футерований змінними плитами 2 зі сталі з високим вмістом марганцю.

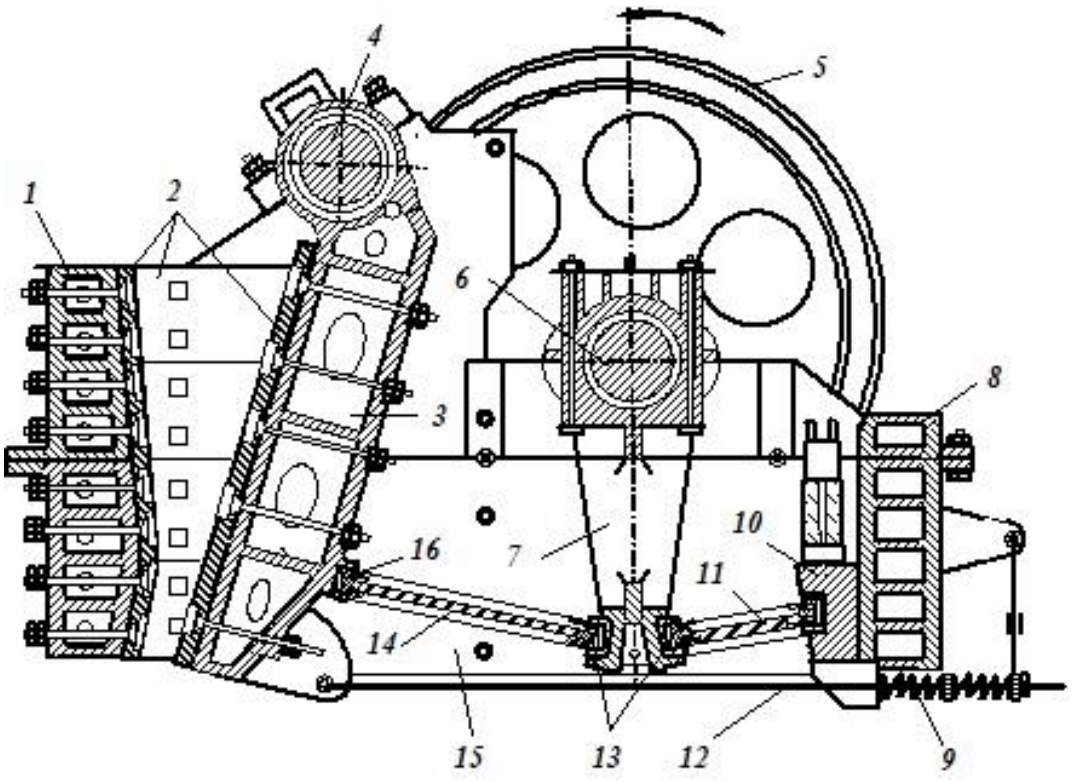
На ексцентриковому заточенні вала 6, що обпирається на корінні підшипники, надягнута головка шатуна 7, яка при обертанні вала отримує зворотно-поступальний рух у вертикальному напрямку. В гніздах шатуна знаходяться вкладиші 13, в які вільно вставлені кінці розпірних плит 11 і 14. Другий кінець передньої розпірної плити вставлений у вкладиш 16 в гнізді рухомої щоки, а задньої розпірної плити — у вкладиш в гнізді упорної деталі 10. Зусилля дроблення в щоковій дробарці передається через розпірні плити. Тому вкладиші, в які входять кінці плит, а також кінці плит виготовляють з матеріалу великої твердості для протистояння великим навантаженням та зносу. Міцність розпірних плит також використовується для запобігання дробарок від поломок при попаданні в їхній робочий простір предметів, що не дробляться (напр., металічних). Розпірні плити виготовляють з чавуну, їхні перетини ослаблюють отворами і розраховують тільки на нормальні зусилля дроблення. При поломці однієї з розпірних плит коливання щоки припиняються, дробарка зупиняється і аварія запобігається.

Задню розпірну плиту іноді роблять клепаною з двох частин. При небезпечних навантаженнях заклепки зрізаються — дробарка зупиняється. При русі шатуна угору кут між розпірними плитами збільшується і рухома щока наближається до нерухомої (робочий хід). У цей момент відбувається дроблення матеріалу роздавлюванням, а також частково за допомогою згину і зсуву. Останні види деформації обумовлені тим, що футерувальні плити мають ребристу або хвилясту поверхню, при цьому виступи на плиті рухомої щоки розташовані проти впадин нерухомої щоки. Бокові стінки футеруються гладкими плитами.

При русі шатуна униз рухома щока відходить від нерухомої під дією сили ваги і пружини 9, яка зв'язана тягою 12 з рухомою щокою (холостий хід). У цей момент відбувається розвантаження дробленого продукту.

У зв'язку з наявністю у щокових дробарок робочого і холостого ходів навантаження на привод дуже нерівномірне. Для вирівнювання навантажень на вал 6 насаджені два маховика 5, один з яких служить приводним шківом. Привод щокових дробарок здійснюється від електродвигуна через клиноремінну передачу на один з маховиків.

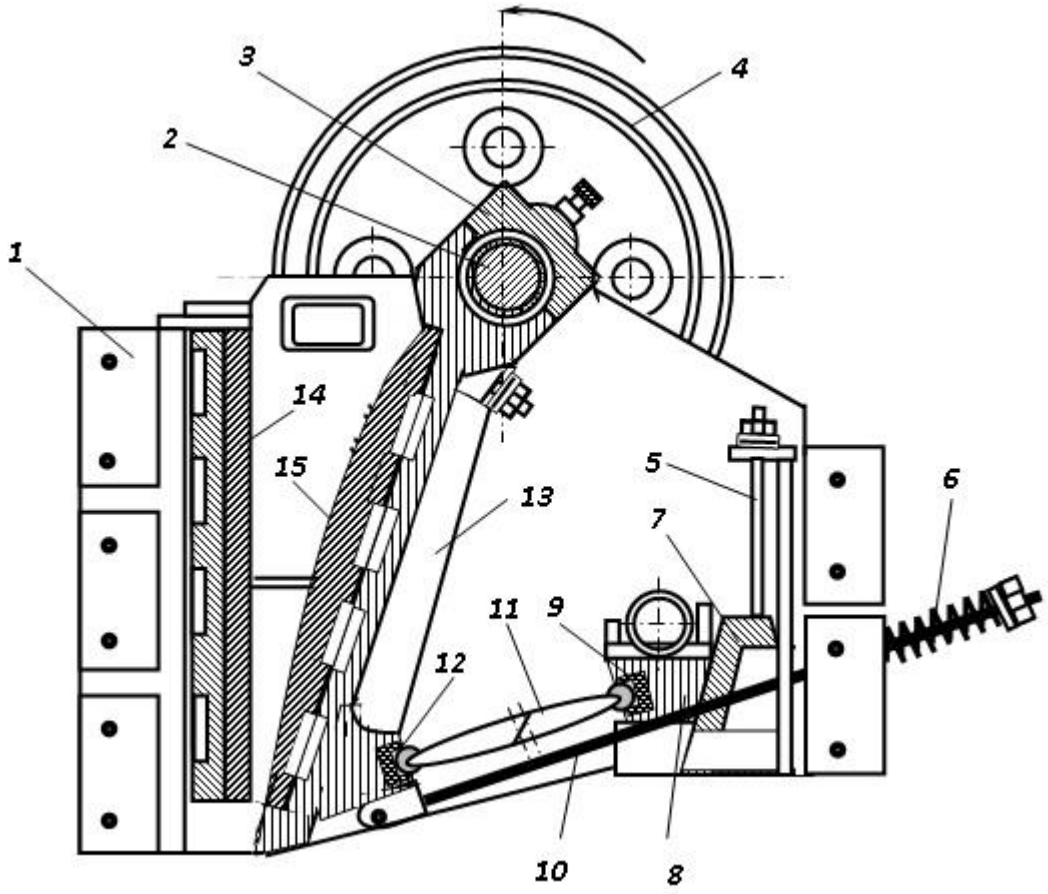
Зміна ширини розвантажувального отвору щокових дробарок провадиться регулювальними клинами або зміною розпірних плит.



1- передня стінка; 2- змінні футерувальні плити; 3 - рухома щока;
4 - вісь; 5- маховик; 6 – ексцентрикове заточення валу; 7 – шатун;
8- задня стінка; 9 – пружина; 10 – упорна деталь;
11,14 – розпірні плити; 12- тяга; 13,16 – вкладиші;
15 – бокові стінки.

Рисунок 1.2 - Щокова дробарка з простим рухом щоки

У дробарках зі складним рухом щоки шатуном служить рухома щока, надіта на ексцентриковий вал (рис.1.3). Напрямок обертання валу вибирається таким, щоб у процесі дроблення щока рухалася вниз, у бік розвантаження матеріалу.



2- нерухома щока; 2- ексцентриковий вал; 3 - корінні підшипники;
4 - шків; 5- гвинт; 6 – пружина; 7 – клин; 8- упор; 9 – вкладиші;
10 – тяга; 11 – розпірні плити; 13 – рухома щока;
15 – змінні футерувальні плити.

Рисунок 1.3 - Щокова дробарка зі складним рухом щоки

На відміну від дробарок з простим рухом щоки в дробарках зі складним рухом щоки (рис.) рухома щока підвішена безпосередньо на ексцентрик валу і внизу опирається на одну розпірну плиту, яка вставлена у вкладиші в гніздах на щоці і регулювальному клині.

Нерухома щока 1 є частиною станини дробарки, рухома щока 13 за допомогою рухомого підшипника підвішена на ексцентриковому валу 2.

Внутрішня поверхня робочого простору дробарки футерується змінними плитами 14 і 15. Розпірна плита 11 одним кінцем опирається на вкладиш 12 рухомої щоки, а другим у вкладиш 9 упора 8. Між упором і станиною дробарки розташований клин 7 закріплений на двох гвинтах 5. Зміною положення клина 7 у вертикальній площині регулюється ширина розвантажувальної щілини дробарки. Необхідний контакт між рухомою щокою і розпірною плитою забезпечується тягою 10 з пружиною 6, натяг якої регулюється гайкою. Ексцентриковий вал 2, що змонтований в корінних підшипниках 3 корпуса, отримує рух від електродвигуна через клиноремінну передачу і шків 4.

Рухома щока при роботі поперемінно то наближається до нерухомої щоки, то віддаляється від неї, крім того, одночасно рухома щока здійснює рух вздовж нерухомої щоки. Таким чином, траєкторія руху точок рухомої щоки утворює овал, за рахунок чого руйнування грудок здійснюється роздавлюванням та стиранням. При такому характері руху щоки холостий хід складає не половину оберту, а тільки 1/5.

Порівняно з дробарками з простим хитанням щоки ці дробарки мають як ряд переваг, так і ряд недоліків.

Переваги: велика ефективність дроблення в'язких та липких матеріалів, більший ступінь дроблення та питома продуктивність, більш рівномірний подрібнений продукт із меншою кількістю плитняку, проста конструкція, менші габарити та маса.

Недоліки: велике стирання подрібювального матеріалу, більший (на 20 – 30%) знос футерування, збільшене навантаження на вал та підшипники.

Відповідно до вищевикладеного, більша частина щокових дробарок, що випускаються зараз, мають складне хитання щоки, і тільки для дроблення особливо міцних матеріалів випускається незначна кількість дробарок з простим хитанням щоки.

Футерування нерухомої та рухомої щік закріплені заставними болтами та клинами. Футерувальні плити відлиті зі сталі 110Г13Л і загартовані при

температурі 11000С. При високих ударних навантаженнях ця сталь схильна до наклепу, тобто. утворенню твердої кірки, що підвищує твердість у 2 – 2,5 рази. Плити, як правило, двосторонні, що дозволяє перевертати їх на 1800 р., що збільшує термін служби вдвічі.

До конструктивних особливостей щокових дробарок необхідно віднести такі:

- ступінь дроблення від 3 до 5;
- щокові дробарки не можуть працювати під завалом, отже, для їх харчування повинні бути встановлені живильники (як правило, пластинчасті живильники важкого типу);
- розпірні плити (цільні литі чавунні або складові) є не тільки елементом кінематичного ланцюга щокового дробарка, але і запобіжним елементом у разі попадання в дробарку недробних предметів, тому їх перетин вибирають з розрахунку на міцність від стискаючого зусилля і передбачають в них отвори для або болти, що зрізаються (заклепки);
- через те, що висота падіння шматків роздробленої руди невелика, під розвантаженням дробарки зазвичай встановлюють стрічковий транспортер;
- при стаціонарній установці фундамент щокових дробарок зазвичай залізобетонний масивний (орієнтовно маса фундаменту дорівнює 10 масам дробарки), причому він повинен бути розташований окремо від фундаменту будівлі, щоб уникнути передачі вібрацій та ударів;
- вантажопідйомність підйомного крана, що застосовується для обслуговування та ремонту дробарки, вибирають виходячи з маси найважчої частини – рухомої щоки у зборі з футеруванням (до 50 т у дробарок 1500 х 2100 мм).

Щокові дробарки є універсальними механізмами, придатними для роботи в різних умовах: для великого та середнього дроблення сухих, вологих та глинистих матеріалів різної міцності та абразивності. Конструкція щокових дробарок проста. Число деталей невелике, приводний механізм

простий і надійний. Висота щокових дробарок в 1,5 – 1,7 рази менше, ніж у конусних тієї ж продуктивності, вони легші і дешевші в 1.5 – 2,5 рази.

Недоліками їх є: відносно мала продуктивність, питома витрата електроенергії, більша в 1,5 рази; менша рівномірність подрібненого матеріалу; неможливість пуску та роботи під завалом; підвищений рівень вібрацій.

Внаслідок цього, у випадках, коли потрібна висока продуктивність дробильного відділення, застосовуються конусні дробарки.

Конусні. Один із найбільш розповсюджених типів дробильного обладнання, на сьогодні. Принципово може бути сконструйований різними способами, але переважно з воронкою та обертовим усередині твердосплавним конусом. Робоче тіло подрібнюється, проходячи в зазори між конусом і стінками дробарки. Конусна дробарка використовує не тільки принцип стиснення, але і стирання, що в поєднанні з деякими конструктивними особливостями дозволяє отримати на виході фракцію правильної кубічної форми.

В конусних дробарок маса руйнується при докладанні зусиль стиснення і зсуву між нерухомим зовнішнім конусом і внутрішнім конусом, який обкатує внутрішню поверхню зовнішнього конуса.

Конусні дробарки, які застосовуються для великого дроблення, мають більш круто похилий профіль дробильної камери, ніж у конусних дробарок середнього та дрібного дроблення. Максимальний шматок, який може прийняти конусну дробарку великого дроблення, становить 1,2 -1,3 м. Загалом конусні дробарки мають більш високу продуктивність, ніж щокові, і забезпечують більший ступінь скорочення крупності дрібної сировини. Перевагою конусних дробарок є також можливість роботи «під завалом» рудного живлення, тоді як щокові дробарки потребують більш точного регулювання подачі живлення. І конусні і щокові дробарки мають жорстку кінематику, що визначається конструкцією ексцентрикових вузлів, що забезпечують траєкторію руху елементів, що дроблять (щоки, конуса). Тому

ці дробарки не можуть автоматично гнучко реагувати на зміну властивостей міцності подрібнювального матеріалу.

Конусні дробарки великого дроблення (ступінь дроблення від 3 до 5) широко застосовуються на гірничо-збагачувальних комбінатах. При обертанні ексцентрика геометрична вісь вала описує конічну поверхню (рис.1.4, поз. О) з кутом при вершині $\beta = 2 - 3^0$, роблячи хитання по колу (гірації). Тому інша назва цих дробарок – гіраційні.

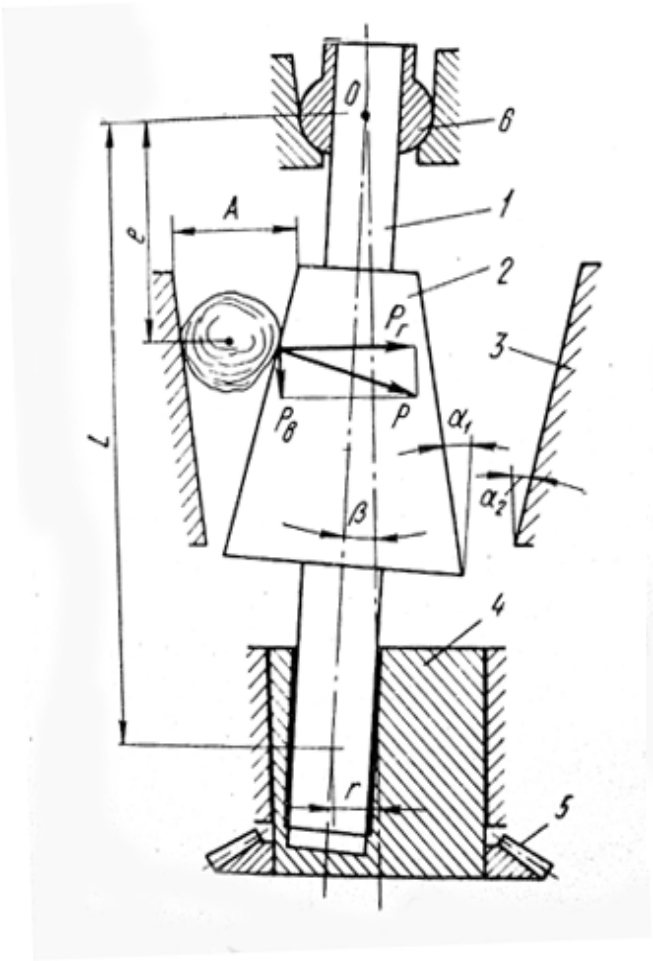
Руда дробиться в момент наближення корпусу, що дробить, до нерухомого (рис.1.4, поз.3, рис.1.5, поз.7,9), а розвантажується з протилежної сторони. Дроблення протікає безперервно.

Руда дробиться в момент наближення корпусу, що дробить, до нерухомого (рис.1.4, поз.3, рис.1.5, поз.7,9), а розвантажується з протилежної сторони. Дроблення протікає безперервно.

На рис.1.5 показаний розріз гіраційної дробарки конструкції УЗТМ. Ця конструкція може розглядатися як типова для цього класу дробарок.

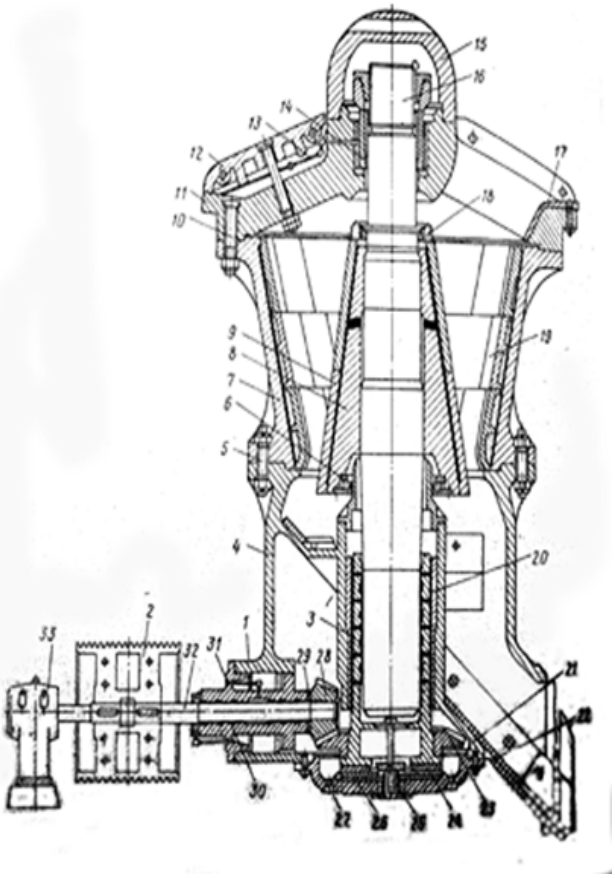
Верхня опора валу, що сприймає вагу дробу конуса і вертикальну складову зусилля, що дробить, розташована на траверсі (рис.1.5, поз.16 і рис.1.6) і захищена ковпаком (рис1.5, поз.15, рис.1.6). Конус та чаша захищені від стирання футеровкою: конус – двома бронеконусами, чаша – трьома рядами плит. Для рівномірного щільного прилягання простір між футеровкою і деталями, що захищаються, заливається цинковим сплавом, що має властивість розширюватися при застиганні розплаву, або напружуючим цементом, що розширюється при затвердінні розчину.

Ексцентрик, що сприймає горизонтальну складову зусилля, що дробить, наводиться в рух від електродвигуна за допомогою клинопасової передачі (поз.2) і конічної зубчастої передачі (поз.23,28). На рис.1.7 показаний розріз цеху великого дроблення з конусною дробаркою.



1 – вал; 2 – рухомий конус; 3 – нерухомий конус; 4 – ексцентрик; 5 - конічна зубчаста передача. 6 – верхня опора.

Рисунок 1.4 - Схема конусної гіраційної дробарки великого дроблення з підвісним валом.



1 – стакан приводу; 2 – шків; 3 – ексцентрик; 4 – підстава станини; 5, 10 - болт; 6 – ущільнення; 7 – чаша; 8 - рухомий конус; 9 – футерівка; 11 - траверса; 12 - футерування траверси; 13, 31 - маслопровід; 14 - верхня опора; 15 - ковпак; 16 - головний вал; 17 - Футерівка; 18 - затискна гайка; 19 - футерівка; 20 - втулка; 21 - розвантажувальний лоток; 22 - футерування лотка; 23, 28 - зубчаста передача; 24 - підп'ятник; 25 - штуцер підведення олії; 26 - кришка; 27 - вихід олії; 29 - підкладне кільце; 30 - підшипник; 32 - привідний вал; 33 - виносний підшипник.

Рисунок 1.5 - Розріз конусної дробарки великого дроблення з бічним розвантаженням (УЗТМ).

Оскільки конусна дробарка може працювати під залом, вона встановлюється без живильника на живленні. Однак, через значну висоту розвантаження потрібно встановлення пластинчастого живильника під дробаркою.

Порівняно із щоковими дробарками великого дроблення, конусні мають ряд переваг: більша питома продуктивність (процес дроблення носить безперервний характер), менша питома витрата електроенергії, рівномірний склад продукту з меншим вмістом плитняку та дрібниці, можливість роботи під завалом, менше пилеутворення, менші вібрації. Недоліками є: велика маса і габарити, складніша конструкція, більш висока кваліфікація виготовлення та обслуговування, складні та дорогі запасні частини, труднощі доступу при обслуговуванні ексцентрика, труднощі регулювання розвантажувальної щілини, відсутність пристроїв, що оберігають машину під час навантаження, велика вартість дробарки та монтажу.

Вибір дробарки обумовлений розміром найбільших шматків породи та заданою продуктивністю. При малій продуктивності вигідно застосовувати щокові дробарки.

Станини дробарок литі з якісної вуглецевої сталі. Ексцентрик - сталева лита втулка, розточування якої залито бабітом або іншим антифрикційним сплавом. Конус, що дробить, виготовлений з вуглецевої легованої сталі. Футерівки виготовлені з марганцевої сталі 110ГЛ1. Деталі верхньої опори виготовляють з легованих сталей з наступним загартуванням.

Найбільш поширені машини для середнього та дрібного дроблення на збагачувальних фабриках – дробарки конусного типу, призначені для роботи на будь-яких матеріалах, крім глинистих та в'язких. Схема їхнього пристрою наведена на рис.1.7. Для середнього дроблення призначені дробарки КСД (рис.1.7, 1.9), а дрібного – КМД (рис.1.8). Розрізняються вони лише конфігурацією дрібного простору. Дробарка КСД має більш довгу утворює конуса, що дробить, і різко ламаний профіль робочої поверхні нерухомого конуса. Дробарка КМД має короткий конус (інша назва – короткоконусна) і

менш ламаний профіль робочого простору. Паралельна зона цих дробарок вдвічі довша, ніж у дробарок КСД. Ступінь дроблення дробарок КСД та КМД – від 4 до 8.

Рухомий конус, що дробить, напресований на вал дробарки. Нагорі до валу приєднана розподільна тарілка, яка сприяє рівномірному розподілу живлення дробарки по колу. Нерухомий конус, що дробить, виконаний заодно з регулювальним різьбовим кільцем, яке знаходиться в зачепленні з різьбленням опорного кільця. Обидва конуси захищені футеровкою.

Основа рухомого дробу конуса має сферичну поверхню і спирається на сферичний підп'ятник, що сприймає вертикальну складову зусилля, що дробить.

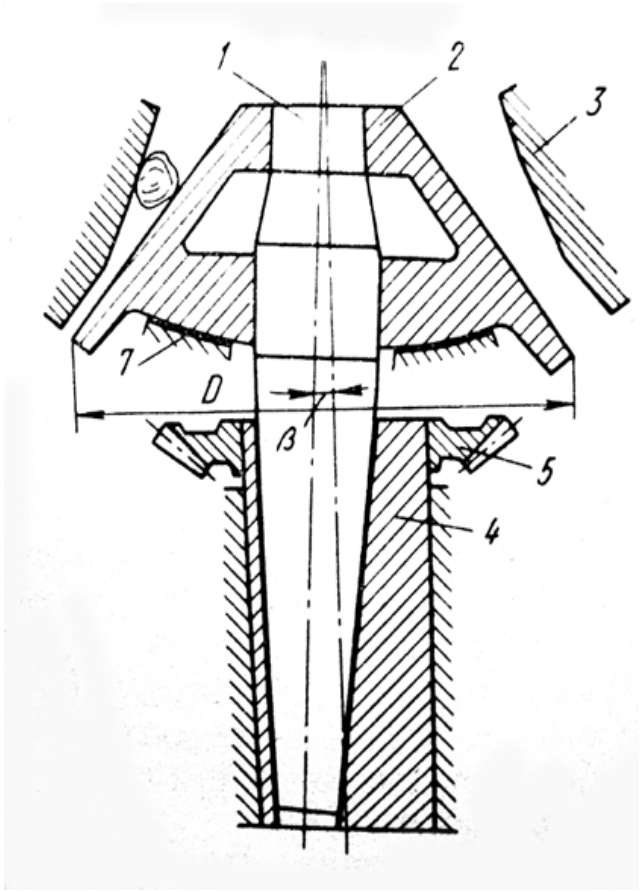
Нижня частина валу (хвостовик) валу входить у розточування ексцентрика. Хвостовик валу і ексцентрик сприймають горизонтальну складову зусилля, що дробить.

Пристроєм, що запобігає подрібненню при попаданні неподрібнювальних предметів, служить набір пакетів спіральних пружин, встановлених по периметру дробарки. При попаданні неподріблювального предмета зусилля, що передається на нерухомий конус і, далі, на кільце регулювальне і опорне кільце зростає вище зусилля стиснення пружин. Нерухомий конус, що дробить, піднімається разом з регулювальним і опорним кільцями і не подрібнювальний предмет виходить з дробарки.

Привід дробарки – від електродвигуна через клинопасову передачу та конічну зубчасту передачу. Система мастила – централізована.

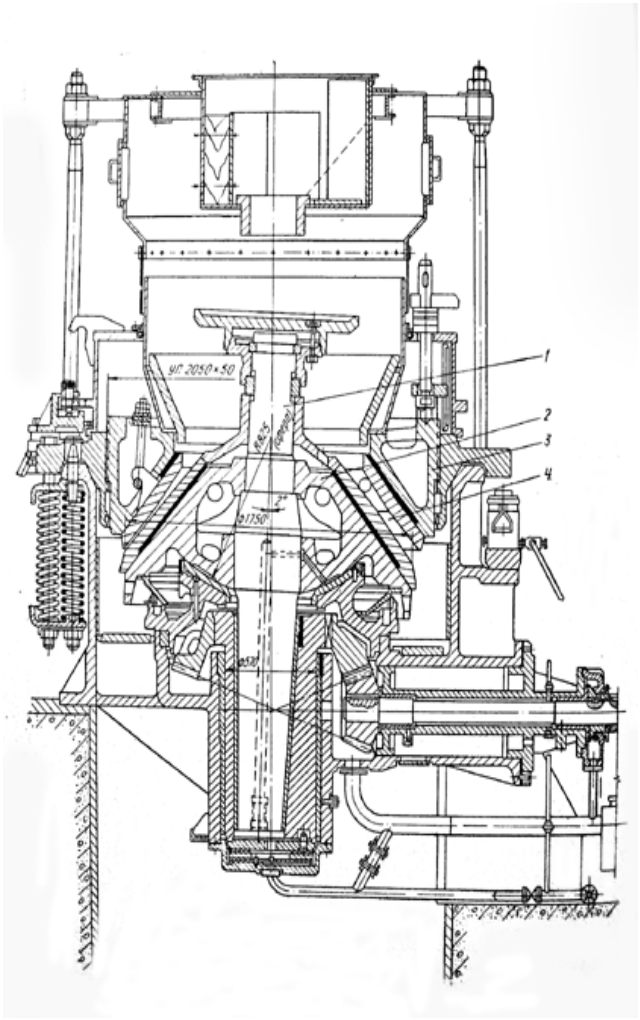
Як правило, дробарки встановлюють на бетонному фундаменті (рис. 1.8 та 1.9).

Особливостями щокових та конусних дробарок є їх досить обмежені можливості, пов’язані зі ступенем скорочення крупності подрібнювального матеріалу. Зазвичай ступінь скорочення вони не перевищує 4-5.



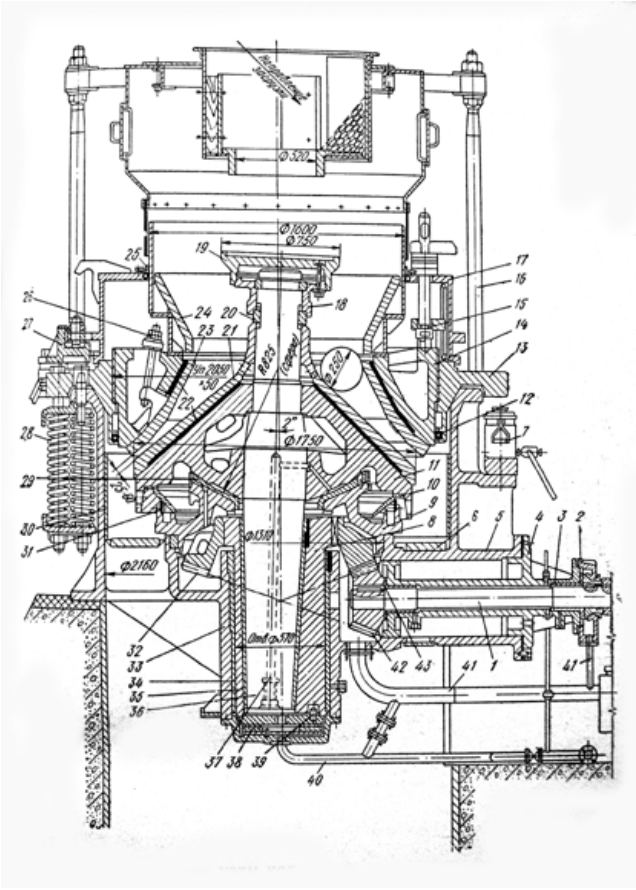
1 – вал; 2 – рухомий конус, що дробить;
3 – нерухомий конус; 4 – ексцентрик;
5 - зубчаста конічна передача;
7 – сферичний підп'ятник.

Рисунок 1.7 - Схема конусних дробарок з консольним валом для середнього та дрібного дроблення.



1 – вал; 2 – рухомий конус, що дробить, з футеровкою; 3 - регулювальне кільце (нерухомий конус) з футеруванням;
4 – паралельна зона.

Рисунок 1.8 - Конусна дробарка КМД - 2200 виробництва УЗТМ.



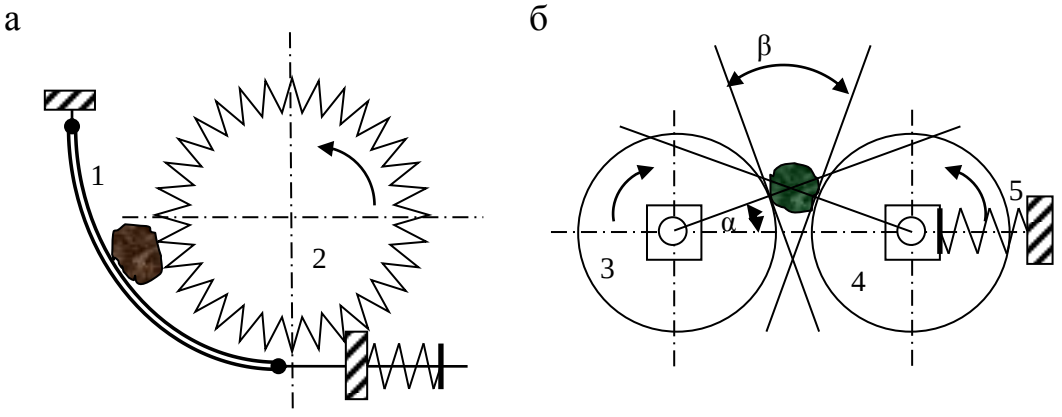
1 - вал приводу; 2 – ущільнення; 3 – підшипник; 4 – корпус приводу; 5 – станина; 6 - футерування ребер станини; 7 – домкрат для відтискання регулювального кільця; 8 – ексцентрик; 9 - завзята чаша; 10 - ущільнення (гідрозатвор); 11 - конус, що дробить; 12 - ущільнення різьблення; 13 - опорне кільце; 14 - регулювальне кільце; 15 - фіксатор регулювального кільця; 16 – опора завантажувального пристрою; 17 - кожух; 18 - втулка; 19 - розподільна тарілка; 20 - клин; 21,23 - футеровка; 22 - цинкова заливка; 24 - завантажувальна вирва; 25 -у; 26 - кріплення футерування; 27 - поворотний пристрій; 28 - пружина; 29 - сферичний підп'ятник; 30 - футерування станини; 31 - ущільнення гідрозатвору; 32,42 - конічна передача; 33 - склянка станини; 34,35 - циліндрична та конічна втулка; 36 - головний вал; 37 - маслопідвідний канал; 38 - підп'ятник ексцентрика; 39 - палець; 40 - маслопідвідна трубка; 41 - зливні маслотрубки; 43 – проміжне кільце.

Рисунок 1.9 - Конусна дробарка КСД - 2200 виробництва УЗТМ.

Валкові дробарки. Застосовуються переважно для дрібного та середнього дроблення сировини невисокої твердості, зокрема, можуть застосовуватися в сучасних млинових комплексах для помелу зерна. Валкові дробарки складаються з двох циліндричних валів, що обертаються назустріч один одному. Дроблення відбувається при проходженні сировини між валами, один із яких може бути закріплений на регульовано рухомій основі для налаштування необхідного діаметра вихідний фракції.

Валкові дробарки виготовляють з гладкими, зубчастими та ребристими валками. За кількістю валків вони поділяються на одновалкові, дво- та чотиривалкові. В одновалковій дробарці матеріал дробиться між колосниковою решіткою 1 і зубчастим валком 2 (рис.1.10.а) і видаляється через щілини в решітці. У двовалковій дробарці матеріал захоплюється в робочий простір за рахунок сил тертя між валками 3 і 4, що рухаються зустрічно, (рис.1.10.б).

Валок 3 встановлений у нерухомих підшипниках, а валок 4 – у рухомих пружних. Призначення пружин 5 – запобігання дробарки при попаданні неподрібнювальних предметів.



Одновалкова дробарка Двохвалкова дробарка

Рисунок 1.10 - Схеми валкових дробарок

Кут захоплення β повинен бути менше двох кутів тертя φ, тобто:

$$\beta = 2\,\alpha \leq 2\,\varphi$$

Для твердих порід β=36^0, для глинистих β=45^0.

Максимальний розмір шматка породи (d), що нормально затягується в дробарку, для твердих порід дорівнює 0,05D, де D - діаметр валка. Для м'яких порід $d \approx 0{,}05\ D$. Так як звичайний діаметр валків становить 1000 - 1250 мм, а максимальний - 2250 мм, то ясно, що валкові дробарки застосовні тільки для середнього та дрібного дроблення.

Довжина валків становить 0,3 – 0,7 від їхнього діаметра. Для м'яких порід допустиме збільшення довжини до 2,5 діаметра.

Ступінь дроблення залежить від властивостей матеріалу та варіюється від 3 – 4 для міцних матеріалів до 10 для м'яких матеріалів. Валкові дробарки з гладкими валками працюють на матеріалах з межею міцності до 13000 Н/м^2, із зубчастими та рифленими валками – до 7000 Н/м^2.

Переваги валкових дробарок - простота і компактність конструкції, мала маса, висока ремонтопридатність мала дрібниця на виході дробарки.

Недоліки – мала поодинока продуктивність, низький ступінь дроблення, непридатність для дроблення глинистих та особливо твердих матеріалів.

2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ УМОВ ДРОБЛЕННЯ ТВЕРДИХ МАТЕРІАЛІВ

Кількість енергії, необхідної для подрібнення будь-якого матеріалу до певного розміру, залежить від багатьох факторів - розміру, форми, взаємного розташування шматків, міцності, крихкості, однорідності вихідного матеріалу, його вологості, виду і стану робочих поверхонь машини та ін. [11,13] Тому встановити аналітичну залежність між витратою енергії на подрібнення, фізико-механічними властивостями матеріалу, що подрібнюється і результатами процесу можна лише в найзагальнішому вигляді.

Кожна з існуючих класичних теорій визначення кількості енергії, необхідної для дезінтеграції твердих тіл, реалізує тільки невелику частку спектру умов дроблення та подрібнення гірських порід. В той же час вони практично не враховують контактне тертя між інструментом та породою.

Автором [6] запропоновано використовувати нову теорію локального руйнування гірської породи при симетричному і асиметричному розподілу контактних дотичних напружень, яка теоретично забезпечує зниження питомої енергії руйнування в 40 - 45 разів, що дозволяє шукати нові шляхи керування процесом дезінтеграції при найменших витратах енергії Ключові слова: гірські породи, класичні енергетичні теорії руйнування, зразок, контактне тертя, дотичні напруження, асиметрія, енергія руйнування.

2.1 Аналіз існуючих класичних теорій визначення кількості необхідної енергії для дроблення твердих матеріалів на частки певних розмірів.

Відомо, що збагачення корисних копалин проводиться шляхом поділу мінеральних асоціацій, що мають певні технологічні властивості по мінеральному складу. Якщо на початку XX ст. ефективно збагачувалися руди з верхньою межею подрібнення гірської породи 1 мм, то вже в 30-і роки для

всіх типів руд це було знижено на порядок, а в даний час деякі руди ефективно збагачують при подрібненні до 50 мкм. Складність полягає в тому, що при переході від крупності подрібнення 1 мм до 50 мкм, сумарна поверхонь подрібненої породи зростає на 2 - 3 порядки, а при зниженні лінійних розмірів зерен руди, подрібненої до 10 мкм, вона збільшується вже на 4 порядки.

При цьому необхідно мати на увазі низьку ефективність (перш за все енергетичну) існуючих масових технологій руйнування: навіть найбільш досконалі з них «використовують» менш 1% енергії, що підводиться. І це при тому, що витрати енергії на дроблення та подрібнення гірських порід, вже сьогодні становлять десяту частину всієї вироблюваної в країні електроенергії. Такі витрати продовжують стрімко зростати. Загальна кількість матеріалів, які щорічно піддаються в нашій країні дезінтеграції, становить близько 1 млрд. т.

В структурі капітальних вкладень на збагачувальне виробництво на частку дробильно-подрібнювальних відділень припадає 50 - 65% загальних витрат . Кількість енергії, необхідної для подрібнення будь-якого матеріалу до певного розміру, залежить від багатьох факторів - розміру, форми, взаємного розташування шматків, міцності, крихкості, однорідності вихідного матеріалу, його вологості, виду і стану робочих поверхонь машини та ін. [1-5] Тому встановити аналітичну залежність між витратою енергії на подрібнення, фізико-механічними властивостями матеріалу, що подрібнюється і результатами процесу можна лише в найзагальнішому вигляді. Основна частина. Класичні енергетичні гіпотези руйнування Ріттінгера, Кіка- Кирпичова та Бонда [8] , можна об'єднати формулою так званої узагальнюючої гіпотези ,

$$dE^1 = -k\frac{dx}{x^{f(x)}} \tag{2.1}$$

де E^1 - питома енергія, що передається одиниці об'єму тіла, яке руйнується.

Вона необхідна для приросту енергії новоствореної поверхні;

k - коефіцієнт пропорційності;

x - середній діаметр зерен;

$f(x)$ - показник ступеня, що залежить від крупності частинок.

Диференціальне рівняння може бути представлено в більш простій формі

$$dE^1 = -k\frac{dx}{x^n},$$

де n - коефіцієнт, який залежить від діапазону крупності і способу дроблення (подрібнення).

На рисунку 1 показана геометрична інтерпретація виразу - узагальнена форма теоретичних і емпіричних рівнянь Ріттінгера, Кіка, Кирпичова, Бонда, Свенссона, Холмса та інших авторів.

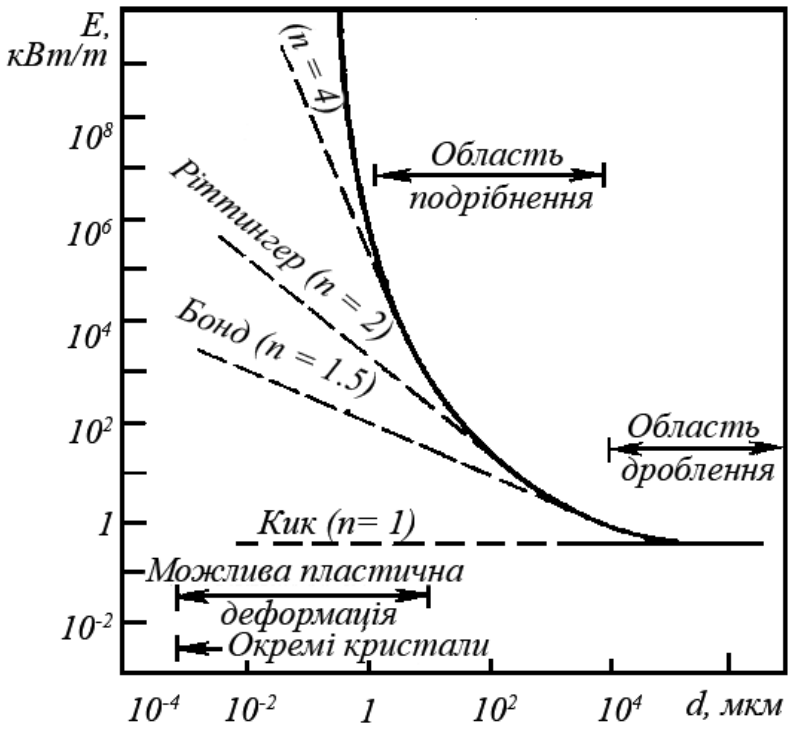


Рисунок 2.1 - Залежність питомого витрату енергії E^1 від крупності часток твердих матеріалів, які руйнуються [6]

Розглянемо викладені вище гіпотези з урахуванням рівняння узагальнюючої гіпотези. П. Ріттінгер встановив, що енергія руйнування пропорційна новоствореній поверхні

$$E^1 = k_1 (S_k - S_н) = k_1 \Delta S , \qquad (2.2)$$

де S_k, $S_н$ - поверхня матеріалу до і після руйнування, м^2 ;

k_1 - коефіцієнт пропорційності, Нм/м^2 .

Це рівняння може бути отримано шляхом інтегрування диференційного рівняння узагальнюючої гіпотези при $n = 2$,

$$dE^1 = k_2 \left(\frac{1}{d_{ср}} - \frac{1}{D_{ср}} \right), \qquad (2.3)$$

де $D_{ср}$ і $d_{ср}$- середня крупність частинок відповідно вихідного і дробленого продукту.

Розмір новоствореної поверхні можна відобразити через початкові і кінцеві розміри дробленого матеріалу, і якщо дробленню піддається не один шматок, а Q (м^3) матеріалу з середнім розміром шматків, рівним $D_{ср}$, то остаточна формула Ріттінгера буде мати наступний вигляд:

$$E^1 = K_R (i - 1) Q/D_{ср}. \qquad (2.4)$$

Визначити коефіцієнт пропорційності K_R між витраченою роботою і знову оголеною поверхнею тут вельми важко, що, безумовно, знижує практичне значення цієї формули. Площа поверхні пухкого матеріалу, що складається з окремих шматків, залежить від їх крупності. Замінимо дійсно пухкий матеріал ідеальним, в якому всі шматки мають однаковий середній розмір і однакову правильну, наприклад кубічну, форму. Тоді маса одного шматка буде

$$G = \rho d^3_{ср}\ , \qquad (2.5)$$

де ρ - щільність матеріалу;

$d_{ср}$- середній діаметр шматків.

Число шматків в Q тоннах матеріалу

$$N = Q / d^3_{ср}\delta. \qquad (2.6)$$

Поверхня одного шматка $s = 6 /d_{ср}$.

Поверхня Q тон пухкого матеріалу $S = s\ N\ Q = 6\ d^2_{ср}\ Q / (\delta d^3_{ср}) = 6Q / \delta d_{ср}$. Питома поверхня пухкого матеріалу

$$s_n = S/Q = 6/\delta d_{ср}. \qquad (2.7)$$

Питома поверхня пухкого матеріалу зворотньо-пропорційна розміру шматків і може служити мірою крупності матеріалу. Формулу можна застосувати для визначення питомої поверхні дійсного пухкого матеріалу, що складається з шматків різного розміру і різної форми.

Рівняння гіпотези Кирпичева-Кіка може бути отримано також з диференційного рівняння узагальнюючої гіпотези інтеграцією його в тих же межах при n=1

$$dE^1 = k_3 \ln\left(\frac{D_{ср}}{d}\right) = k_3 \ln t\ , \qquad (2.8)$$

де 1 - ступінь скорочення Якщо прийняти, що на дроблення надходить Q (кг) матеріалу із середнім розміром шматків $D_{ср}$ то остаточно, виконавши відповідні перетворення, будемо мати .

$$dE^1 = k_k Q \ln\left(\frac{D_{cp}}{d}\right). \qquad (2.9)$$

Отримана формула відображає математичну залежність гіпотези Кирпичева-Кіка. Після опублікування зазначених гіпотез дроблення з'явилися роботи, присвячені їх аналізу і порівнянню. Думки вчених розділилися. Одні вважали, що гіпотези Кирпичова-Кіка і Ріттінгера справедливі для різних стадій подрібнення: гіпотеза Кирпичова-Кіка визначає енергію, яка витрачається на пружну деформацію матеріалу і не враховує новоствореної поверхні, і тому гіпотеза справедлива для процесів дроблення, де основна енергія витрачається на деформацію матеріалу; гіпотеза Ріттінгера не враховує витрати енергії на пружну деформацію і більш підходить для процесів помелу, де переважає стирання з інтенсивною появою нової поверхні. Інші вчені стверджували, що неправильно використовувати гіпотези Кирпичова-Кіка і Ріттінгера окремо для різних стадій процесу подрібнення. Ці закони доповнюють один інший і діють спільно.

У 1940 році академік П. Ребиндер запропонував формулу витрати енергії при подрібненні, в якій сумуються роботи, які витрачаються на деформацію руйнування шматків, і на появу поверхонь

$$E^1 = KAV + K_0AF, \qquad (2.10)$$

де *К, Ко* - коефіцієнти пропорційності;

ΔV - деформований обсяг;

ΔF - новостворена поверхня.

Надалі гіпотеза П. Ребиндера була доповнена складовою зовнішнього тертя і представлена у вигляді

$$E^1 = KD^3 + K_o D^2 + K_I D, \qquad (2.11)$$

де K, K_0, K_r - відповідно коефіцієнти пропорційності для появи нової поверхні, надлишкової деформації і зовнішнього тертя;

D - середній розмір подрібнюваних шматків.

Формула П. Ребиндера не отримала широкого розповсюдження через відсутність надійних рекомендацій по методиці вибору значень коефіцієнтів пропорційності для конкретного випадку. В результаті обробки даних численних серій дослідів, що охоплюють широкий діапазон руд, Ф. Бонд знайшов, що

$$dE^1 = k_4\left(\frac{1}{\sqrt{d_{ср}}} - \frac{1}{\sqrt{D_{ср}}}\right). \qquad (2.12)$$

Загальний вид рівняння, яке використовувалось Ф. Бондом ,

$$dE^1 = k_4\left(\frac{1}{\sqrt{d_{80}}} - \frac{1}{\sqrt{D_{80}}}\right), \qquad (2.13)$$

де D_{80} і d_{80} - розмір отворів сита, через які проходить 80% матеріалу відповідно до і після дроблення.

Рівняння можуть бути отримані з диференційного (аналогічно викладеним вище) при його інтегруванні для $n = 1{,}5$. Відповідно до цієї гіпотези елементарна робота, що витрачається при дробленні, пропорційна збільшенню середньо геометричним між обсягом і знов оголеною поверхнею

$$E^1 = K_б d\left(\sqrt{VF}\right), \qquad (2.14)$$

де $K_б$ - коефіцієнт пропорційності.

Якщо позначити через W (індекс роботи) ту роботу, яку потрібно затратити для доведення одиниці об'єму матеріалу, що складається з шматків

нескінчених розмірів, до крупності, при якій 80% шматків мають діаметр $D_к$=100 мкм,

то

$$W = A_0 / Q_0 = k_B\left(\frac{1}{\sqrt{100}} - \frac{1}{\sqrt{\infty}}\right) = 0{,}1K_B\text{, тоді } К_в = 10 \text{ W.} \qquad (2.15)$$

Роботу на одиницю об'єму можна визначити за наступною розрахунковою формулою:

$$E^1 = \frac{A_0}{Q_0} = 10W\left(\frac{1}{\sqrt{D_k}} - \frac{1}{\sqrt{D_0}}\right) = \frac{10W\left(\sqrt{D_0} - \sqrt{D_k}\right)}{\sqrt{D_0 D_k}}. \qquad (2.16)$$

У формулах Бонда діаметри D_0 *і* $D_к$ виражені в мікрометрах і рівні тим отворам сита, на яких залишок дорівнює 20% (просів 80%). Замість обсягу Q_0 в формули можна ввести пропорційну йому величину - масу матеріалу Q.
Тоді індекс роботи W і питома витрата енергії $E^1=A_0/Q_0$ будуть відноситься до 1 т матеріалу

$$E_B{}^1 = \frac{A_0}{Q_0} = \frac{10W\left(\sqrt{D_0} - \sqrt{D_k}\right)}{\sqrt{D_0 D_k}}. \qquad (2.17)$$

Інтерес до гіпотези Ф. Бонда привів до того, що Дж. Свенсен і Дж. Мюркес в 1957р. запропонували свій варіант формули, який, на їхню думку, краще узгоджується з експериментальними даними. Спочатку вони надали формулі Ф. Бонда такий вигляд:

$$E = E_0\left(\sqrt{\frac{10_0}{k_{80}}} - \sqrt{\frac{10_0}{k_{80f}}}\right), \qquad (2.18)$$

де E - витрати енергії, необхідної для подрібнення;

E_0 - фактор пропорційності;

k_{80} - розмір осередку сита, крізь яке проходить 80% продукту подрібнення;

k_{80f} - розмір осередку сита, крізь яке проходить 80% вихідного матеріалу.

Крім того, коли завантаження є відсіяною фракцією, вони рекомендують внести поправку в величину k_{80f} завантаження і замінити її величиною k80fn, яка витікає з формули:

$$k_{80f} = \frac{k_{80f}}{\left[2 - \left(\frac{k_0}{k_{80f}}\right)^{\sqrt{2}}\right]^{\sqrt{2}}}, \qquad (2.19)$$

де k_n - розмір, до якого проводиться розсівання після видалення всіх дрібних фракцій.

Зображуючи для ряду дослідів $\sqrt{\frac{100}{k_{80f}}}$ як функцію E, Дж. Свенсен і Дж. Мюркес отримали не тільки серію прямих, а й криві лінії, що спонукало їх узагальнити первинний варіант та записати модифіковану формулу Ф. Бонда у вигляді

$$E = E_0 [(ЮО / k_{80})^m - (ЮО / k_{80f})^m]. \qquad (2.20)$$

Значення m в пророблених дослідах коливалося від 0,8 до 1,3.

Крім того Дж. Свенсен і Дж. Мюркес знайшли формулу справедливою не тільки для розмірів частинок, відповідних 80% проходження через сито, але також для будь-яких інших (за умови, що E_0 і m є функціоналами відсотка проходження частинок). Вони прийшли до висновку, що не варто пов'язувати кількість енергії, що витрачається з розміром частинок, відповідним відомому відсотку проходження, і що більш відповідним критерієм процесу подрібнення є середній розмір частинки для будь-якого

відсотка проходження. Тому остання запропонована ними формула має такий вигляд:

$$E = E0\ [(ЮО / k_{80})^m - (ЮО / k_m)^m]. \qquad (2.21)$$

Тут k_m визначається за формулою ,

$$kgk_m = \frac{1}{5[\lg k_{90} + \lg k_{70} + \lg k_{50} + \lg k_{30} + \lg k_{10}]}, \qquad (2.22)$$

де k_{90} і k_{10} - розміри, менше яких міститься відповідно 90, 70, 50, 30 і 10% часток.

У 1954р. А.К. Рундквіст запропонував узагальнюючу формулу, по якій елементарна робота дроблення одного шматка матеріалу пропорційна елементарній зміни деякої міри його розміру *D,*

$$dE_0 = Kd\ (D^{4-n}), \qquad (2.23)$$

де *К* - коефіцієнт пропорційності;

4-n - показник ступеня, який визначається експериментально.

Беручи в цій формулі показник ступеня *n*, рівним 2; 1,5; 1, можна отримати відповідно формули гіпотез Ріттінгера, Бонда і Кирпичова - Кіка.

У 1957р Дж. Холмс, вважаючи, що теорія Ф. Бонда, надзвичайно корисна для визначення кількості енергії, необхідної для промислового подрібнення, запропонував модифіковане емпіричне рівняння, що зв'язує енергію, необхідну для подрібнення частинки, з її розміром.

Це рівняння має вигляд

$$E = K\ [1 - (1 /R)^2\ (100 / a)^2], \qquad (2.24)$$

де *Е* - енергія, що витрачається при подрібненні;

K - показник подрібнення;

R - ступінь подрібнення:

a - розмір часток;

г - показник ступеня відхилення.

Величина *г* відображає ступінь зміни опору матеріалу подрібненню і зміну ефективності машини зі зміною розміру часток. Його значення залежить від матеріалу і умов докладання зусиль. Рівняння може бути застосовано до крихких неоднорідних матеріалів.

Дж. Холмс розробив метод розрахунку значень *K* і *г* за результатами випробувань в кульових млинах для достатньо великого числа різних гетерогенних руд за допомогою емпіричного методу Ф. Бонда. При подрібненні будь-якого матеріалу в кульовому млині описаного типу значення *K* і *г* постійні в межах розглянутого розміру часток.

Природно, зазначає Дж. Холмс, розраховану з цього загального рівняння енергоємність подрібнення в даному кульовому млині, не можна використовувати для інших типів дробарок і млинів, так як поведінка матеріалу при подрібненні залежить не тільки від його природи, а й від деформуючих зусиль, що діють на нього

Значення *г* залежить від швидкості прикладання навантажень, енергії, яка поглинається при зіткненнях та накопичується ще до руйнування, напрямків деформуючих сил по відношенню до анізотропії частки, форми і розмірів частинок матеріалу, що руйнується і т. д.

Згідно термодинамічної теорії Л. Джінгезіана, сума доданої кінетичної енергії, необхідної для подрібнення матеріалу і внутрішньої теплової енергії матеріалу, що підлягає подрібненню, є постійною величиною.

Фізичні передумови цієї теорії такі. Частки, які складають обсяг такого гетерогенного матеріалу як руда, під впливом тепла розширюються неоднаково, що викликає внутрішні напруження в цьому обсязі, вони зростають з підвищенням температури. У результаті, на думку автора теорії, на дроблення нагрітої руди потрібно менше кінетичної енергії тіл в

порівнянні з дробленням не нагрітої руди на значення енергії, витраченої на попередній нагрів. Ця теорія, запропонована в 1952р., була перевірена на ряді випробувань з вапняком, мідно-нікелевими і свинцево-срібними рудами і кварцом.

Випробування підтвердили висновки теорії про збільшення площі знов утвореної поверхні з зростанням температури. Однак сталості суми кінетичної і теплової енергії не спостерігалося, причому загальні енерговитрати завжди виявлялися вище при дробленні з попереднім нагріванням.

Теорія моделей А. Андреазена (1953 р) дозволяє кількісно визначити параметри і процес роботи промислової дробильно-подрібнювальної машини по даним лабораторної машини. Неодмінною умовою правильного результату такого моделювання є виконання наступних положень: обидві машини повинні бути суворо подібні, мати одну і ту ж конструкцію і форму з постійними параметрами подоби; теорія застосовна тільки до крихких матеріалів, які руйнуються раніше, ніж буде перевершена межа пружності.

Теорія А. Андреазена ґрунтується на спостереженні за руйнуванням геометрично подібних тіл під дією статично подібних зовнішніх сил. Автор вважає, що сила, яка потрібна для руйнування матеріалу, характеризує природу цього матеріалу за умови, що зовнішні сили руйнують його раніше, ніж досягається межа пружності.

Головним контраргументом теорії моделей можна назвати той факт, що руйнування в дійсності - процес масштабно не подібний, суворо кажучи, навіть для ідеальних кристалів. Тим більше, цей процес масштабно не подібний для реальних твердих тіл з недосконалою кристалічною будовою, властивості яких помітно змінюються в залежності від розмірів. Проте, ця теорія в змозі дати приблизне уявлення кількісного характеру про роботу деяких дробарок і млинів.

Всі наведені гіпотези подрібнення слід розглядати саме як гіпотези, але ніяк не закони, так як вони не підтверджуються практичними результатами

процесу подрібнення, тим більше в широкому діапазоні властивостей матеріалу і крупності готового продукту.

Вони справедливі для спрощених моделей руйнування, заснованих на геометричній подобі частинок, які руйнуються і продуктів руйнування та їх фізичної ідентичності, при відсутності дефектів будови тіл.

Експериментальне зіставлення трьох класичних гіпотез, що характеризують зв'язок між енергоємністю дроблення і значущістю дробленого матеріалу, показує, що для подрібнення при великих питомих поверхнях краще за інших відображає дійсність формула П. Ріттінгера; для великого дроблення - гіпотеза В. Кирпичева - Ф. Кіка; формула Ф. Бонда може бути застосована при дробленні в проміжному діапазоні крупності.

Має досить широке поширення, особливо у західних фахівців, модель подрібнення Ф. Бонда, що враховує енерговитрати за допомогою так званого індексу роботи (витрати енергії в кВт·рік на тону продукту для відповідних умов подрібнення), є фактом післядії і не пропонує активної зміни принципів і засобів руйнування.

Труднощі отримання універсального закону руйнування пояснюється тим, що в реальних тілах і кристалах зустрічаються дефекти у вигляді тріщин або ділянок неспівпадіння розташування атомів або вузлів кристалічної решітки (дислокацій), що є причиною виникнення тріщин. Внаслідок цих дефектів поперечні перерізи тіла стають нерівноцінними по міцності. На кінцях тріщин під впливом навантаження виникають локальні піки напружень, які значно більше середніх напружень в тілі.

Енергія, що підводиться до тіла при навантаженні, перетворюється в енергію деформації, накопичується в матеріалі, і в поверхневу енергію тріщини. Зі збільшенням довжини тріщини, напруження що виникають на її кінцях, зростають. При певних напруженнях тріщина буде поширюватися далі мимовільно.

Гріффітс отримав вираз, що зв'язує напруження а з критичною довжиною тріщини, починаючи з якої тріщина розповсюджується мимовільно,

$$\sigma = \sqrt{\frac{2E\lambda}{\pi l}}, \qquad (2.25)$$

де E - модуль пружності матеріалу;

y - питома поверхня енергія тріщини.

Практичне використання формули Гріффітса для характеристики зв'язку між роботою руйнування і розміром кінцевого продукту утруднено відсутністю співвідношення між розміром тіл і критичною довжиною тріщин. В даний час немає достатньо легких і надійних методів визначення розмірів дефектів, що існують в необроблених частинках гірських порід неправильної форми.

Як видно з аналізу викладеного, назріла гостра необхідність створення узагальненої і надійної математичної моделі, яка розкриває основні закономірності цих процесів. Хибність існуючих положень полягає в тому, що в основному автори розглядають процес подрібнення тільки як витрати, пов'язані з утворенням нової поверхні, без урахування частки внутрішнього і особливо зовнішнього тертя, які в сумі складають до 95 - 99% [3].

Найбільші втрати при руйнуванні викликані взаємним тертям частинок матеріалу, що переробляється з робочими органами машини. При цьому «відносні втрати на тертя тим більше, чим більше питома поверхня матеріалу (менше розміри частинок) і чим довше він перебуває в робочій камері.

У розумінні закономірностей розподілу витрат на подрібнення важливо знати, що вони залежать в першу чергу від природи речовини і способу руйнування: роздавлювання, вигин, стирання, удар і так далі. Консервативність галузі не дозволяє в потрібній мірі зробити об'єктивний висновок про енергетичну ефективність різних апаратів.

Все це свідчить про необхідність нових моделей, що описують закономірності подрібнення, в першу чергу математичних моделей, що описують різні види руйнування гірської породи.

2.2 Аналітичний метод розрахунку границі міцності зразків матеріалу

Авторами [7] розроблено нову теорію локального руйнування гірської породи при симетричному і асиметричному розподілу контактних дотичних напружень, яка дозволяє керувати процесом руйнування при найменших витрат енергії.

Згідно запропонованої теорії при асиметрично спрямованих контактних дотичних напруженнях маємо позитивні знаки на контактних поверхнях при розвитку тріщин зверху вниз за траєкторіями максимальних ефективних дотичних напружень (ТМЕДН) ξ (рис.2.2,а) і негативні знаки - знизу вгору за ТМЕДН η (рис.2,b).

Для побудови діаграми «питоме зусилля – ордината» для зразків гірської породи при асиметричних напрямках контактних дотичних напружень необхідно визначити питоме зусилля р на майданчику зразка, що не вийшов з під навантаження. Формула розподілу контактних нормальних напружень у цьому випадку має такий вигляд:

$$\sigma_{yi} = \sigma_{y\zeta} e^{\frac{f_k x}{g h_1}} \qquad (2.26)$$

де $\sigma_{y\xi}$ – нормальне напруження в кутовій точці тіла, що деформується;

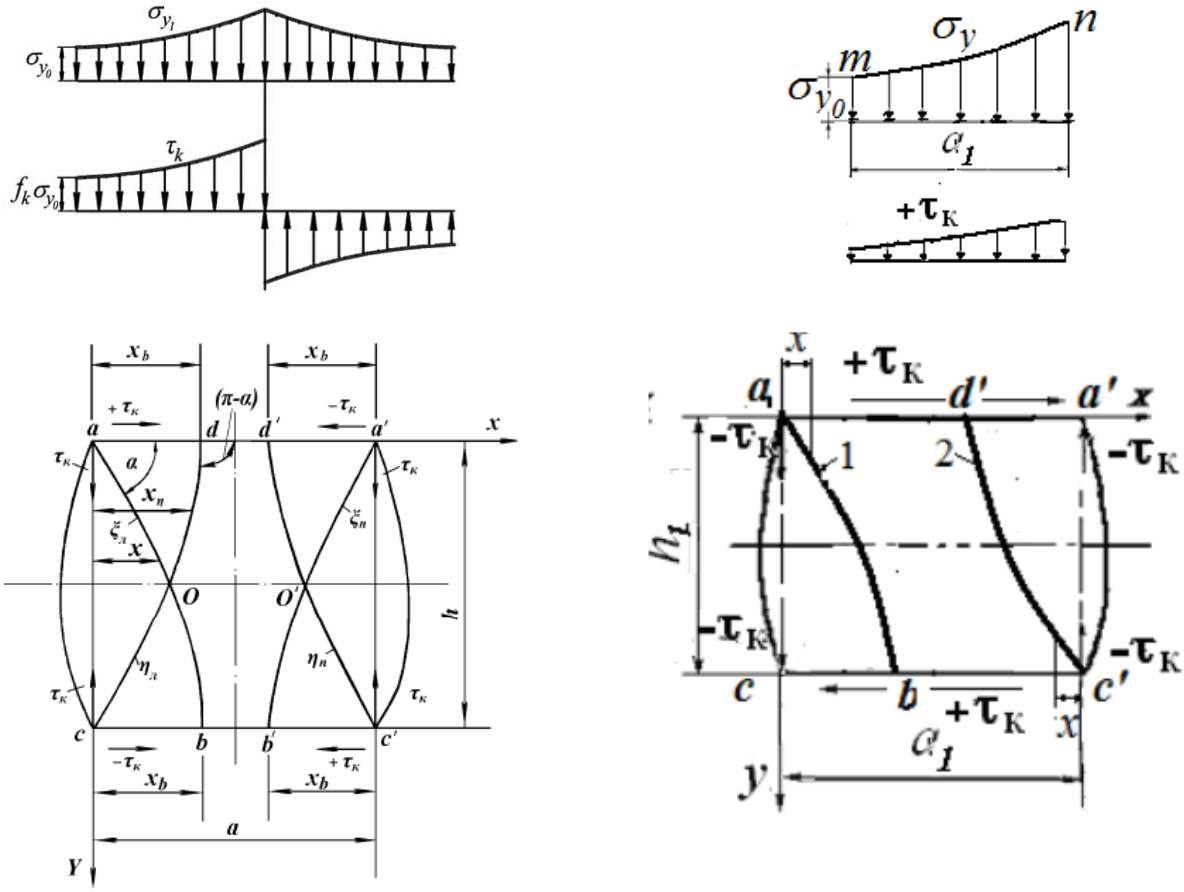
$f_к$ – коефіцієнт контактного тертя;

x – абсциса точки на контактній поверхні;

h_1 – висота тіла, яке деформується;

g – параметр уточнення розподілу контактних дотичних напружень.

На рис. 2 можна побачити, що частина зразка, що виходить з-під навантаження в процесі розвитку тріщин при асиметричному навантаженні, дорівнює *2x*, а частина, що несе, дорівнює (a_1 - *2x*).



а) Симетричні дотичні напруження б) Асиметричні дотичні напруження

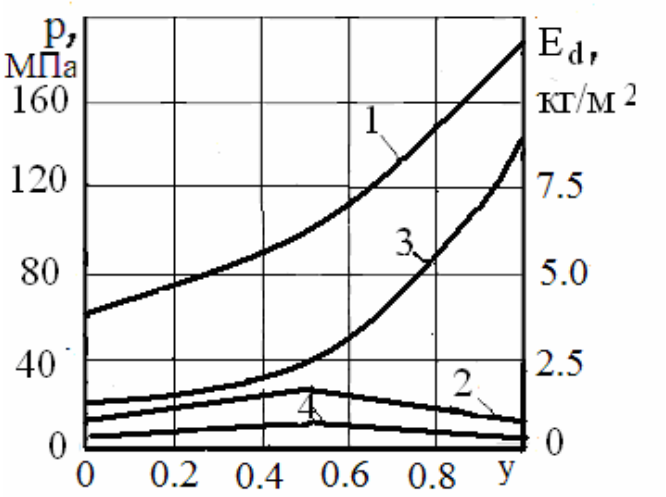
Рисунок 2.2 – Схеми ТМЕДН при двох видах
розподілу дотичних напружень (1-ТМЕДН ξ, 2-ТМЕДН $\acute{\eta}$) [7]

Тоді питоме зусилля згідно зі схемою (рис.2.2, б) з урахуванням виходу частини зразка з-під навантаження на величину *2x* на підставі формули визначається як

$$p = \frac{\sigma_{y\zeta}}{a_1 - 2x_\zeta}\int_0^t \left(1 + \frac{f_k t}{h_1}\right)dt = \frac{gh\sigma_{y\zeta}}{f_k(a_1 - 2x_\zeta)}\left(\exp\left(\frac{f_k\left(a_1 - 2x_\zeta\right)}{gh_1}\right) - 1\right), \qquad (2.27)$$

де $t = a_1 - 2x$.

На підставі отриманого виразу при асиметричному контактному навантаженні розроблено метод розрахунку параметрів діаграм «питоме зусилля – ордината», «напруження – деформація» та енергетичної оцінки процесу руйнування. Питоме зусилля при симетричних контактних дотичних напруженнях постійно зростає з розвитком тріщин (рис.2.3, крива 1), а при асиметричних спрямованих контактних дотичних напруженнях зростає від ординати вершини тріщини до горизонтальної осі симетрії, потім знижується (рис.2.3, крива 2) при цьому максимальне значення питомого зусилля в першому випадку в залежності від показників фізико-механічних властивостей матеріалу в 9-10 разів вище, ніж у другому випадку, при асиметричному розподілі.



$K_n = 10$ *МПа;* $\rho = 45°$

Рисунок 2.3 – Залежність питомого зусилля для зразка при симетричному (1), при асиметричному (2) розподілі і відповідно питомої енергії руйнування (3,4) від ординати вершини тріщини.

Для розрахунку питомої енергії руйнування при симетричному та асиметричному розподілі контактних дотичних напружень скористаємося відомою формулою, що враховує витрати енергії при косому зсуві,

$$E_d = \frac{1}{2E}\left(p^2 + \sigma_x^2 - 2\nu p\sigma_x + 2(1+\nu)\cdot\left(f_k p\left(1 - \frac{2y}{h}\right)\right)^2\right). \qquad (2.28)$$

Четвертий член у дужках формули відноситься до асиметричного навантаження. Принагідно слід підкреслити, що розрахунок за цією формулою свідчить про виникнення стискаючих горизонтальних напружень при симетричному навантаженні, а при асиметричному навантаженні - розтягуючих горизонтальних напружень.

Умови асиметрично спрямованих контактних дотичних напружень при дробленні крихких тіл є вигіднішими з точки зору витрат енергії на руйнування в порівнянні з симетричними контактними дотичними напруженнями. Питома енергія руйнування при симетричному навантаженні постійно зростає (рис.2.3, крива 3), а при асиметричному навантаженні при розвитку тріщини до горизонтальної «лінії симетрії зразка зростає, та потім знижується (рис.2.3, крива 4). Загалом асиметричне навантаження зразка теоретично забезпечує зниження питомої енергії руйнування в 40 - 45 разів.

Умови навантаження шматків порід асиметричними спрямованими контактними дотичними напруженнями є вигідними з точки зору витрат енергії руйнування при дробленні крихких тіл порівняно з симетричними контактними напруженнями. Ці умови, на наш погляд, частково реалізовані в окремих типах дробарок.

Вивчення явища мало енергоємного руйнування крихких тіл при асиметричному навантаженні дає умови для створення найефективніших технічних засобів їх подрібнення.

2.3 Енергетична ефективність щокових дробарок з простим і складним рухом щоки.

Для перевірки теоретичних висновків розглянемо взаємодію елементів плит призматичної форми з руйнівним середовищем при прикладенні нормальних та тангенціальних навантажень

Конструктивно щокова дробарка [11 (рис.2.4,а) є подібністю преса з вертикальними плитами (щоками) – рухомою та нерухомою. Відмінність від звичайного преса полягає в тому, що рухлива плита здійснює не зворотно-поступальний рух, а коливальний.

Коливальний рух щоки може бути простим чи складним.

Простий рух (рис.2.4,б) здійснює щока, підвішена на нерухомій осі. Усі її точки характеризуються однаковим зворотно-поступальним кутовим переміщенням. При зближенні нижнього кінця рухомої щоки з нерухомою щокою відбувається процес дроблення. При розходженні щік відбувається процес розвантаження подрібненого матеріалу.

Складний рух (рис.2.4, в) робить щока, підвішена на ексцентрику, який обертається. Траєкторії руху точок рухомої щоки являють собою овалоподібні криві зі значним вертикальним переміщенням у 3 рази більшим за горизонтальний. У решті стадії процесу дроблення при складному русі щоки не відрізняються від простого.

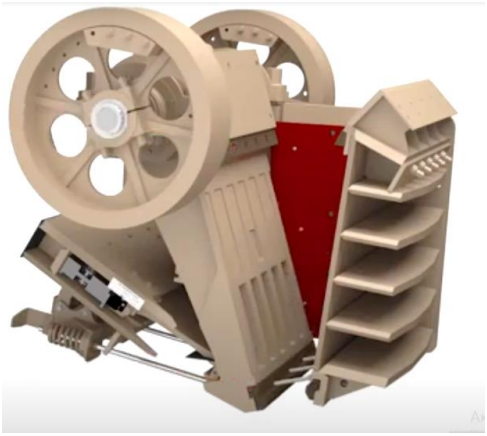
Головна відмінність процесів дроблення матеріалу при складному та простому русі щоки полягає у різній орієнтації сил тертя.

Сили тертя на контакті породи зі щоками спрямовані в один бік при простому русі, а при складному русі – у різні боки. Тобто. при простому русі щоки дроблена маса перебуває у умовах одновісного стиску, а за складним рухом щоки – за умов ковзного стиснення.

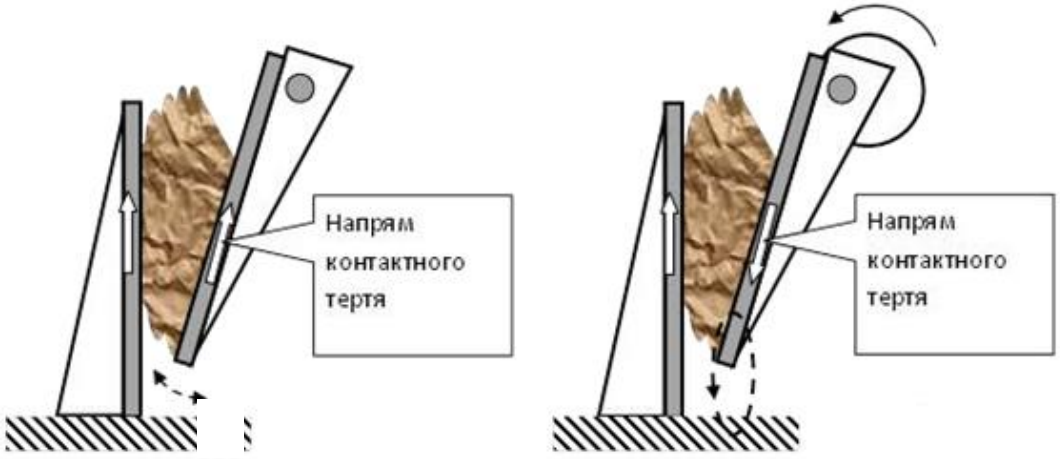
У ході виконання попереднього етапу роботи було зроблено висновок у тому, що з організації технологічних процесів руйнації у стиснутому середовищі слід прагнути створення умов для ковзного стиску, тобто асиметричного навантаження.

Аналіз накопичених показників роботи щокових дробарок підтверджує цей висновок. Так, у методиці розрахунку споживаної потужності [7] питома робота дроблення приймається рівною 18 МДж/м^3 для дробарок з простим рухом щоки та 16,2 МДж/м^3 для дробарок зі складним рухом щоки. Тобто, нормативна мінімальна розрахункова ефективність початку режиму ковзного

стиску становить 10%. Можна порівняти також каталожні дані щодо продуктивності та встановленої потужності приводу дробарок Виксунського заводу дробильно-подрібнювального обладнання [6,7,13] зі складним (ЩДС) та простим (ЩДП) рухом щоки, що наведені на рис.4.



а



б в

Рисунок 2.4 - Схема щокової дробарки:
а) загальний вид; б) простий рух щоки; в) складний рух щоки.

По горизонтальній осі розташовані значення встановленої потужності приводу, а по вертикальній – номінальна продуктивність при дробленні руди середньої міцності, що вимірюється в кубометрах на годину, та маса дробарки, що вимірюється у тонах.

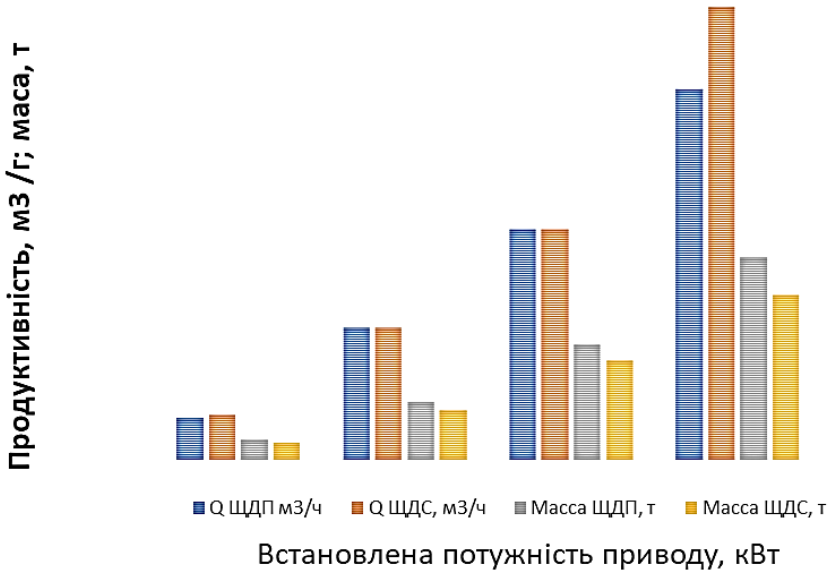


Рисунок 2.5 - Залежність продуктивності дроблення та маси щокових дробарок від встановленої потужності [11]

Зі збільшенням потужності приводу різниця у продуктивності та масі дробарок зростає. При потужності приводу 75 кВт продуктивність дроблення з ковзним стисканням вище на 10%, а при потужності приводу 250 кВт – вже на 22%. Однакова продуктивність дробарок ЩДС і ЩДП пояснюється, завищеною встановленою потужністю двигуна дробарок зі складним рухом щоки.

Маса дробарок ковзного стискання нижче приблизно на 20%, ніж у дробарок простого стискання.

Хоча ці дані добре підтверджують теоретичні висновки якісно, кількісно експлуатаційні значення (10 – 20%) виявляються помітно меншими за теоретичні, за якими зниження міцності породи при ковзному стисненні може досягати 50% і більше. Ця розбіжність пояснюється кількома причинами. Зокрема, математична модель була побудована для паралельного розташування плит преса, а в дробарці щоки розташовані під деяким кутом, впливом на рифлень на футеровці щік і т.д. Але головна причина – втрати

енергії на тертя між породою і щоками. При складному русі щока переміщується у радіальному, та у тангенціальному напрямках – вздовж дії сили тертя. Саме шкідлива робота сили тертя на тангенціальному переміщенні «з'їдає» значну частину ефекту від ковзного стиснення і призводить до підвищеного зносу футерування в порівнянні з простим рухом щоки в радіальному напрямку.

2.4 Енергетичний аналіз дроблення рудних матеріалів асиметричним навантаженням.

Умови навантаження шматків порід асиметричними спрямованими контактними дотичними напруженнями є вигідними з точки зору витрат енергії руйнування при дробленні крихких тіл. Ці умови, частково реалізовані в жоренах та окремих типах дробарок. Тому, слід активізувати дослідження з більш глибокого теоретичного та експериментального вивчення явища мало енергоємного руйнування крихких тіл при асиметричному навантаженні для створення найефективніших технічних засобів їх подрібнення.

На рис.2.6 наведені залежності вертикальних стискаючих (границі міцності), горизонтальних розтягуючих напружень і питомої енергії руйнування зразка при асиметричних контактних дотичних напруженнях від коефіцієнта контактного тертя. Тут важливо відзначити, що при асиметричних контактних дотичних напруженнях формуються горизонтальні розтягуючі напруження, при цьому чисельні значення цих напружень зі збільшенням коефіцієнта контактного тертя зростають, а межа міцності на стиск і питома енергія руйнування знижуються.

На рисунку 2.7 наведено діаграму «напруження – деформація» (1,2,3 при $f_к$ = 0,3 і 4,5,6 при $f_к$ = 0,6) та «питома енергія – деформація», за якими можна стверджувати, що зі збільшенням контактного тертя при

асиметричному розподілі контактних дотичних напружень різко знижуються межа міцності та питома енергія руйнування $K_n = 10$ *МПа;* $\rho = 45°$.

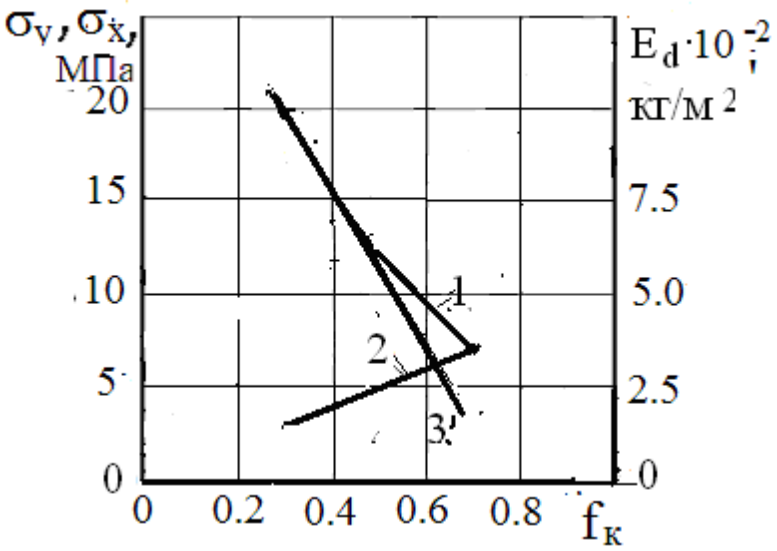
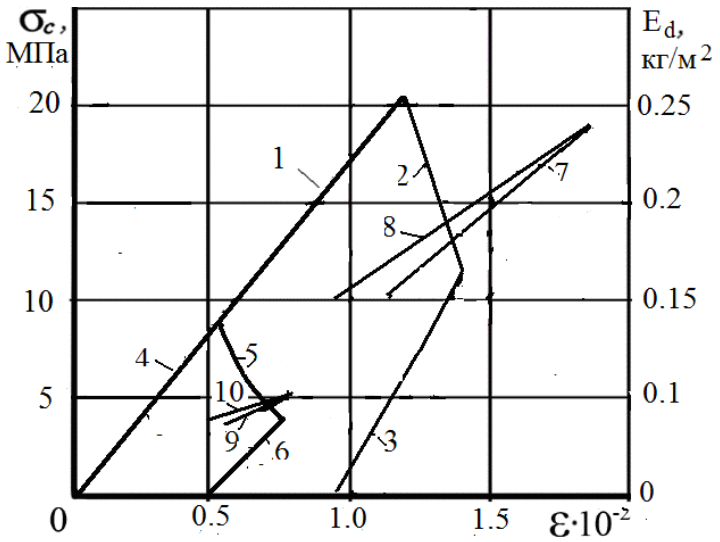


Рисунок 2.6 – Залежності вертикальних стискаючих (границя міцності) (1), горизонтальних розтягуючих (2) напружень
та питомої енергії руйнування зразка при асиметричних контактних дотичних напруженнях від контактного тертя

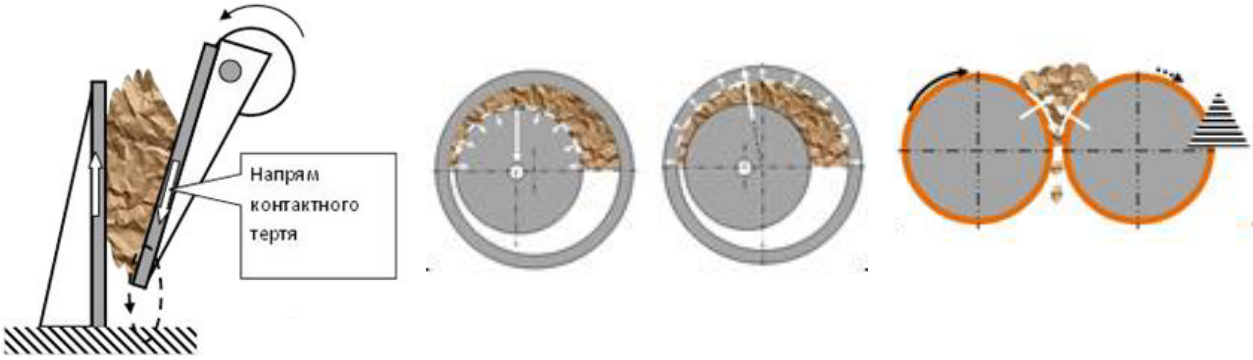


Кп = 10 МПа; $\rho = 45°$

Рисунок 2.7 – Діаграми «напруження – деформація»
(1,2,3 при $f_к = 0{,}3$ та 4,5,6 при $f_к = 0{,}6$) і
«питома енергія – деформація» (7,8 при $f_к = 0{,}3$ та 9,10 при $f_к = 0{,}6$) [11]

При формуванні аси метричних контактних дотичних напружень в деформованому зразку гірської породи формуються розтягуючі горизонтальні нормальні напруження, при цьому чисельні значення цих напружень зі збільшенням контактних дотичних напружень зростають, а межа міцності на стискання і питома енергія знижуються.

Розглянемо особливості дезінтеграції в дробарках [15], (рис.2.8).



а б в

Рисунок 2.8 – Схеми напрямку сил тертя в дробарках:
а) – в щоковій зі складним рухом щоки; б) – в конусній; в) – в валковій [11]

В щокових дробарках головною різницею процесів дроблення при складному та простому русі щоки є різна орієнтація сил тертя. На контакті подрібнювальної маси з щоками при простому русі вони направлені в один бік, а при складному – в різні боки. Тому при простому русі щоки подрібнювана маса знаходиться в умовах одноосьового стискання, а при складному – в умовах ковзного стиску.

Конусну дробарку можна розглядати як результат розвитку щокової дробарки, пов'язаний з переходом від плоского до просторового руху робочого органу. У горизонтальній площині конус, що дробить, здійснює колові рухи всередині нерухомого конусного корпуса, послідовно наближаючись до кожної його точки.

У конусній дробарці сили тертя у вертикальній площині виникають на контакті породи з зовнішнім і з внутрішнім конусом. Вони орієнтовані так

само, як і в щоковій дробарці з простим рухом щоки. У горизонтальній площині сумарна проекція сил тертя на контакті з рудою по дузі кола конуса дорівнює 0. Конус, який вільно обертається навколо своєї осі, не може сприйняти моменту від сил тертя по дузі контакту з рудою. Тому сили тертя на контакті з конусом розподіляються так само, як під плитою плоского преса – в різні боки. А ось сумарна проекція сил тертя на контакті з рудою по дузі кола нерухомого конусного корпусу не дорівнює 0. Таким чином, як і в щоковій дробарці зі складним рухом щоки, обертання конуса, що дробить, забезпечує дроблення в ефективному режимі ковзного стиснення.

Підвищення ефективності руйнування у двовалковій дробарці здійснюється за рахунок переходу від звичайного до ковзного стиску за рахунок вибору різної швидкості обертання валків (рис. 8,в), як пропонується, наприклад, Артемівським машинобудівним заводом. За даними [15] дробарки з різною (на 14 - 20%) швидкістю обертання валків застосовуються в азбестовій промисловості.

2.5 Визначення розподілу діючих при руйнуванні матеріалу напружень

Для руйнування породи в якості матеріалоруйнівних інструментів у щокових дробарках використовуються бронеплити, в конусних дробарках руйнування відбувається між конусами, що рухаються, які при взаємодії з породою створюють в зоні контакту нормальні і тангенціальні напруги [1].

Характер розподілу напруг у породі при контакті з руйнівним інструментом має значення для процесу ефективного руйнування [2].

Тому дослідження напруженого стану зон силового контакту інструменту з породою є актуальним.

Розглянемо математичну модель механізму руйнування для визначення області зародження тріщин, за якими проходить стиснення та зсув породи при її руйнуванні в щокових дробарках зі складним рухом щоки та в конусних дробарках, які можна розглядати як результат розвитку щокової

дробарки, пов'язаний з переходом від плоского. до просторового руху дроблячого органу [11].

В щоковій дробарці зі складним рухом щоки переміщення рухомої щоки відбувається по еліптичних траєкторіях, тому зміна величини контактного тиску, що виникає при зіткненні бронеплит з породою, також змінюється за еліптичним законом (рис.2.9,а). У той самий час сили контактного тертя між броне плитами спрямовані різні боки (рис.2.9,б).

Аналізуючи розподіл навантаження по дроблячим плитам за даними експериментальних досліджень, проведених різними авторами [4,5], можна припустити, що при роботі щокових дробарок розподіл навантажень вздовж рифлення плити близький до рівномірного, а рівноважна навантажень умовно може бути прикладена до середини плити і спрямована перпендикулярно до неї.

Розглянемо взаємодію дроблячих елементів (рифлення бронеплит) у разі застосування зовнішніх сил Q, спрямованих за нормаллю до лінії контакту поверхні рифлення з матеріалами, що руйнуються, при рівномірному розподілі вздовж лінії контакту дотичних навантажень Q_1 [1,2] (рис.2.10).

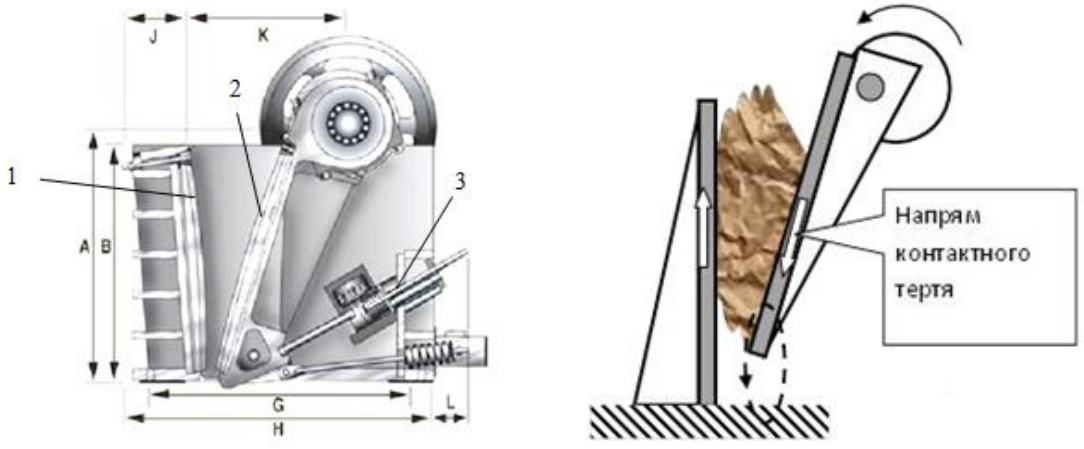


Рисунок 2.9 - Схема дробарки зі складним рухом щоки:

а) 1 нерухома щока, 2 рухома щока, s горизонтальна складова ходу;

б) схема спрямування сил контактного тертя

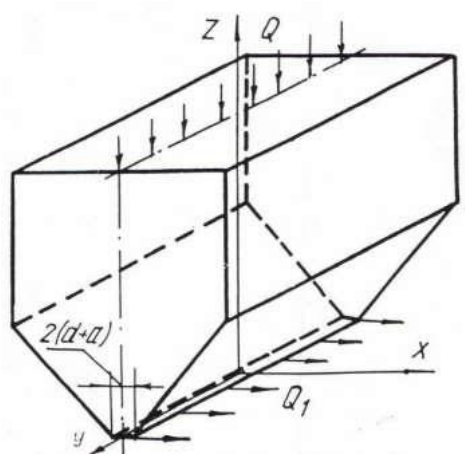


Рисунок 2.10 - Розрахункова схема програми завантаження

Розв’язання поставленого завдання пов'язане із суттєвими математичними труднощами. Тому скористаємося наближеним рішенням подібного завдання, отриманим [4,8] з урахуванням наступних припущень: контактний тиск p розподіляється за еліпсом у зоні дотику поверхонь; дотичні контактні навантаження q - пропорційні нормальним.

$$\frac{Q_1}{Q} = \frac{g_{\max}}{p_{\max}} = \varphi = const \quad . \tag{2.29}$$

Напружений стан матеріалу визначається значенням компонентів тензора напруги:

$$\sigma_x = q_{\max}\left(2e^{-\alpha}\cos\beta_0 - Sh\alpha\sin\beta_0\frac{\sin 2\beta_0}{Ch2\alpha - \cos 2\beta_0}\right);$$

$$\sigma_y = 2\mu q_{\max}e^{-\alpha}\cos\beta_0;$$

$$\sigma_z = q_{\max}Sh\alpha\sin\beta_0\sin 2\frac{\beta_0}{Ch2\alpha - \cos 2\beta_0}; \tag{2.30}$$

$$\tau_{xz} = q_{\max}\left(2e^{-\alpha}\cos\beta_0 - Sh\alpha\sin\beta_0(1 - \frac{\sin 2\beta_0}{Ch2\alpha - \cos 2\beta_0})\right)$$

тут σ_y знайдено із умови плоскої деформації: $\sigma_y=\mu\ (\sigma_x+\sigma_z)$;

μ – коефіцієнт Пуассона;

α та β - еліптичні координати, зв'язок яких з прямокутними координатами

x і *y* за допомогою гіперболічних і кругових функцій здійснюється наступним чином:

$$x = (a+d)Cha\cos\beta_0\ ,\quad z = (a+d)Cha\sin\beta_0\,. \tag{2.31}$$

При *x=0* площина, перпендикулярна майданчику контакту, проходить через її середину, з попереднього співвідношення $\beta_0=0{,}5\pi$ оскільки $cos\beta_0=0$. Підставимо отримане значення $\beta_0=0{,}5\pi$ в рівняння (1), знайдемо:

$$\sigma_x=\sigma_y=\sigma_z=0\,;\quad \tau_{xz}=q_{\max}\left(2e^{-\alpha}-Sh\alpha(1-\frac{\sin 2\beta_0}{Ch2\alpha-\cos 2\beta_0})\right)$$

або
$$\tau_{xz}=q_{\max}\left(2\frac{\sqrt{(a+d)^2+z^2}}{a+d}-2\frac{z}{a+d}-\frac{\sin 2\beta_0}{\sqrt{(a+d)^2+z^2}}\right). \tag{2.32}$$

Для *z=0* лінія початкового контакту інструменту з подрібнювальним матеріалом, дотична напруга визначається $\tau_{xz}=q_{max}$. При знаходженні напруг поблизу поверхні зіткнення інструмента розглядаються залежно від *z=0*: $Sh\alpha=0$, $sin\beta_0=0$. З виразу (2.31) для $Ch\alpha=1$ та $Sh\alpha=0$ маємо *x*

$$\sigma_x=2q_{\max}\cos(\beta_0)=2q_{\max}\frac{x}{a+d};\qquad \sigma_y=2\mu q_{\max}\cos(\beta_0)=2\mu q_{\max}\frac{x}{a+d}\ ;\ \ \sigma_z=0$$

$$\tau_{xz}=q_{\max}\sin(\beta_0)=q_{\max}\sqrt{1-\frac{x}{a+d}}\,. \tag{2.33}$$

Якщо прийняти $sin\beta_0$ і $cos\beta_0$, то з формули (2.31) отримаємо $x>a+d$. У цьому випадку розглядаються ділянки породи, що знаходяться поза зоною контакту. Підставляючи прийняті значення рівняння (2.30) компоненти напруженого стану матеріалу та подрібнювальних елементів будуть:

$$\sigma_x=2q_{\max}\frac{1}{a+d}\left[x\sqrt{x^2(a+b)_2}\ \right];\qquad \sigma_z=\tau_{xz}=0;$$

$$\sigma_y=2\mu q_{\max}e^{\alpha}=2\mu q_{\max}\frac{1}{a+d}\left[x\sqrt{x^2(a+b)_2}\ \right]. \tag{2.34}$$

З виразів (2.34 і 2.35) видно, що максимальні значення компоненти напруженого стану набувають при $x=\pm(\alpha+d)$ (на межі зони контакту) тоді при $z=x=0$:

$$\sigma =2q_{max}\,;\quad \sigma_y=2\mu q_{max}\,;\quad \tau_{xz}=q_{max} \tag{2.35}$$

Для оцінки міцності та порівняльного аналізу прийнята величина $\sigma_{екв}$. Еквівалентні напруження, при відомому напруженому стані знаходяться з використанням головних напружень, тому необхідно перейти від нормальних напружень до головних. Знаючи компоненти напруг σ_x, σ_y, σ_z, τ_{xy} з використанням відомих залежностей можна отримати умову напруженості і за основними напругами:

$$\begin{aligned}
\sigma_1 &= \frac{\sigma_x+\sigma_z}{2} \pm 0{,}5\sqrt{(\sigma_x+\sigma_z)^2+4\tau_{zy}^2}\,;\\
\sigma_2 &= \frac{\sigma_x+\sigma_z}{2} \pm 0{,}5\sqrt{(\sigma_x+\sigma_y)^2+4\tau_{xy}^2}\,;\\
\sigma_3 &= \frac{\sigma_x+\sigma_z}{2} \pm 0{,}5\sqrt{(\sigma_z+\sigma_z)^2+4\tau_{zy}^2}
\end{aligned} \tag{2.36}$$

Для задачі, що розглядається (плоский напружений стан) рівняння (2.36) набувають вигляду:

Тоді величина головних σ за площиною $x=0$ з використанням рівнянь (2.32) будуть:

$$\sigma_{1.3}=\pm\,\tau_{xz}\,;\ \ \sigma_2=0\,; \tag{2.37}$$

по площині $z=0$ при $x>a+d$ (2.34):

$$\sigma_1=\sigma_x;\ \ \sigma_2=\sigma_y;\ \ \sigma_3=0; \tag{2.38}$$

по площині $z=0$ при $x<a+d$ (4):

$$\sigma_1=2q_{max}\,(cos\beta_0),\ \ \sigma_2=\sigma_y\,,\ \ \sigma_3=q_{max}\,(cos\beta_0+1) \qquad (2.39)$$

Отримані вирази (2.32-2.34 і 2.37-2.39) описують напружений стан руйнівних елементів інструменту, що дробить, і матеріалу в зоні їх спільного контакту у разі застосування до інструменту тільки дотичних навантажень, рівномірно розподілених по зоні контакту. На рис.2.11 представлені епюри розподілу напруги по зоні контакту, отримані при $\mu=0,2$.

В вертикальній площині, що проходить через середину контакту, діють 1, 2, t_{xy} (рис.2.11). Характер розподілу названих напруг у вертикальній площині подібний. Максимальні значення, рівні $q_{мах}$, мають місце поверхні контакту ($z=0$). З глибиною (вглиб породи) ці значення інтенсивно зменшуються. Вже на відстані $z=0,5(a+d)$ від поверхні взаємодії інструменту з породою напруги, що діють, знижується приблизно в 3 рази і становить $0,3q_{max}$. На глибині $z = a + d$ вони зменшуються в 10 разів, а на відстані $z = 2(a + d)$ від зони контакту значення σ і τ прагнуть до нуля.

У горизонтальній площині, що включає зону контакту, діють головні, нормальні та дотичні напруги (рис.3).

Нормальна напруга σ_x у межах майданчика контакту змінюється від $\sigma_x=2q_{max}$ на межі майданчика до 0 у центрі її. При проході від центру до периферії контакту x інтенсивно зростають і змінюють знак на зворотний. На протилежній межі контакту вони знову зростають до $x=-2q_{max}$. За межею зони контакту (зліва і праворуч від неї) σx спочатку різко знижується, але потім епюра вихолощується і за $x>1,5(a+d)$ прагне осі x, тобто. x прагне до нуля.

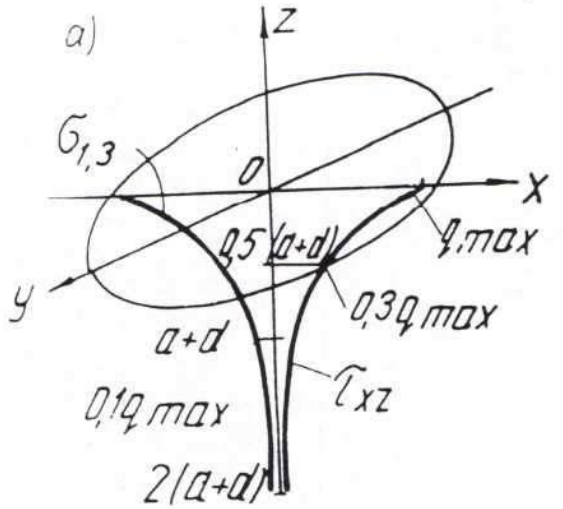
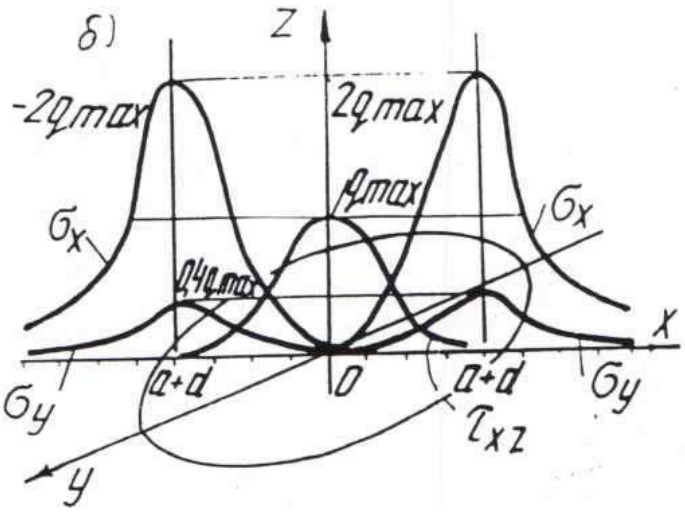
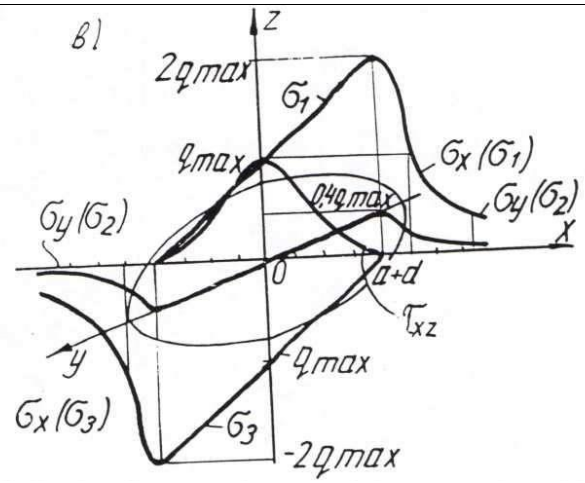
	а
	б
	в

Рисунок 2.11 - Розподіл напруги по зоні контакту:
а) вертикальна площина - головні та дотичні напруги;
б) горизонтальна площина - нормальні та дотичні напруги;
в) горизонтальна площина - головні та дотичні напруги

Розподіл напруг по площині контакту (горизонтальна площина) подібно до розглянутого вище з тією лише різницею, що абсолютне значення σ_y менше σ_x на величину μ. Закон зміни напруг σx та σy однаковий, як у межах площини контакту, так і поза нею.

Дотичні напруги мають максимальні значення $\tau_{max}=q_{max}$ у центрі площі контакту. До межі зони контакту вони зменшуються та приймають нульові значення.

Головною напругою σ_1, σ_2, σ_3, що діє у горизонтальній площині, властивий досить складний характер розподілу.

Напруга σ_1 площадці контакту змінюється від $\sigma_1=2q_{max}$ до 0.

Нульові значення σ_1 мають із боку дії сили Q_1. З протилежної сторони на межі контакту σ_1, досягають максимальних значень, які поза майданчиком, інтенсивно знижуються і при $x>1,5(a+d)$ наближаються до нульових значень. За кордоном контакту зміна напруг σ_1 відбувається подібно до нормальної напруги σ_x.

У даному випадку σ_2 розподіляються по майданчику контакту у повній відповідності до напруги σy як за значеннями діючих напруг, так і за законом їх розподілу.

Для σ_3 в горизонтальній площині контакту інструменту з подрібненою породою властивий характер зміни напруг σ_1, але має перевернуте (дзеркальне) відображення. З боку програми навантаження Q_1 на межі контакту σ_3 має максимальне значення $\sigma_3=-2q_{max}$, потім вони по майданчику контакту інтенсивно знижуються і на протилежному контурі контакту досягають нульових значень. Поза площею контакту σ_3 від максимальних своїх значень змінюються подібно до нормальних напруг σ_x. На відстані $x=-0,25(a+d)$ значення σ_3 зменшується в 2 рази і стає рівним q_{max} ($\sigma_x=-q_{max}$). При подальшому віддаленні від кордону контакту градієнт зміни напруги зменшується і при $x>1,5(a+d)$ σ_3 наближаються до нуля.

Необхідно мати на увазі, що розглянутий дуже складний розподіл діючих напруг відноситься до обмеженого майданчика контакту, що виникає

в результаті взаємодії матеріалоруйнівних елементів дроблять плит з міцною гірською породою. За час контакту інструменту з подрібненою породою в зоні їхнього дотику виникає складний напружений стан з великою концентрацією напруги. Напруги діють по невеликій поверхні, що становить одиниці мм, і змінюються з великим градієнтом при проході вздовж перерізу площини контакту поблизу його зони.

Знаючи напружений стан дроблячих елементів або породи в зоні контакту від дії нормального навантаження Q і від дотичних сил Q_1, неважко отримати загальний напружений стан методом простого накладання. Оцінка напружено-деформованого стану проводиться за сумарним значенням екв.
Наявність додаткових зовнішніх сил у зоні контакту позначається розмірах зони контакту, відстані ділянки з максимальними дотичними напругами від поверхні контакту і на розтягуючих і дотичних напругах по зоні контакту. Дія тангенціальних сил Q_1, які збільшуються ще за рахунок контактного тертя, призводить до збільшення дотичних напруг, тобто. в даному випадку створюється складніший напружений стан, в порівнянні зі схемами руйнування породи при дії тільки сили Q, що сприяє ефективному руйнуванню порід. Цим пояснюється збільшення продуктивності та ефективності дроблення в дробарках зі складним рухом щік.

Максимальні значення контактних напруг, за абсолютним значенням, збільшуються зі зростанням як нормальних, і дотичних навантажень. За наявності Q_1 суттєво зростають значення нормальних та дотичних напруг, зароджується зона всебічного розтягування, розміри якої та напруги різко зростають із збільшенням дотичного навантаження. Це ще раз підтверджує висновок [9] про те, що в механізмі руйнування саме ці напруги визначають зону зародження тріщин, лініями ковзання, яких відбувається розрив і зсув породи, що призводять до її руйнування.

Розглянемо модель формування режимів навантаження у конусних дробарках.

Конусну дробарку можна розглядати як результат розвитку щокової дробарки, пов'язаний з переходом від плоского до просторового руху органу, що дробить (рис.2.12). Дроблення матеріалу відбувається в кільцевому робочому просторі між зовнішнім нерухомим і внутрішнім рухомим конусом, що дробить (рис.2.12,а, б).

Внутрішній конус, що дробить, може спиратися на сферичний підшипник ковзання, як показано на рисунку 2.12,б (дробарка Саймонса для середнього і дрібного дроблення), або підвішуватися у верхній частині нерухомого зовнішнього конуса - гираційна дробарка для великого дроблення.

Внутрішній конус, що дробить, наводиться в рух обертанням ексцентрикової склянки навколо центральної осі зовнішнього нерухомого конуса (т.зв. осі дробарки). При обертанні ексцентрикової склянки вісь конуса, що дробить, описує конічну поверхню навколо осі дробарки.

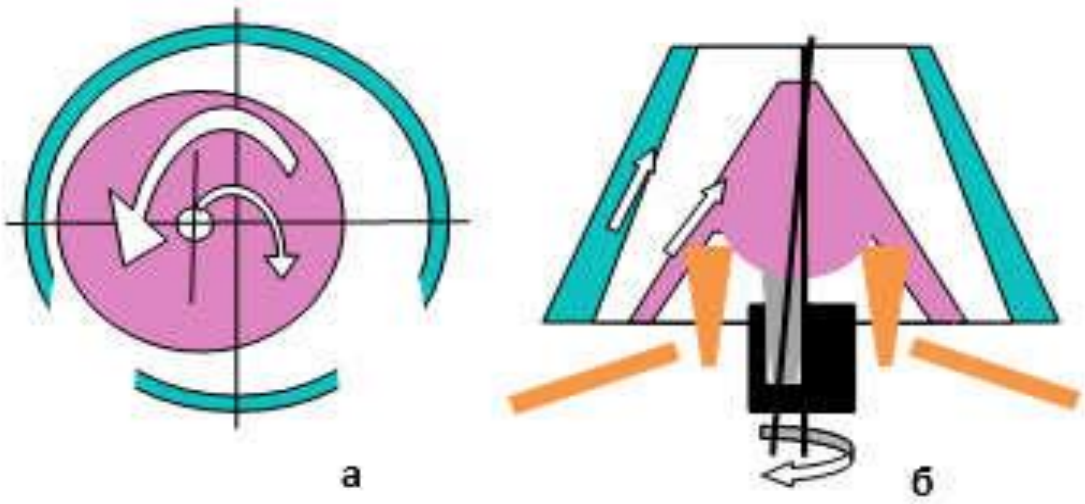


Рисунок 2.12 – Схема конусної дробарки:
а) горизонтальне обертання конусу; б) вертикальне хитання конусу.

У вертикальній площині рухомий конус здійснює рухи коливання (рис.2.12, б), як у щоковій дробарці з простим рухом щоки.

У горизонтальній площині (рис.2.12,а) конус, що дробить, здійснює кругові рухи всередині нерухомого конуса, послідовно наближаючись до кожної його точки. При цьому сам конус, що дробить, котиться по дробленій

руді, обертаючись у напрямку, протилежному обертанню ексцентрикової склянки. За даними [5], у добре відрегульованій дробарці, рухомий конус обертається навколо своєї осі з частотою 1 рад/с у напрямку обертання, а під навантаженням – з частотою 0,315 - 0,42 рад/с – у протилежному напрямку.

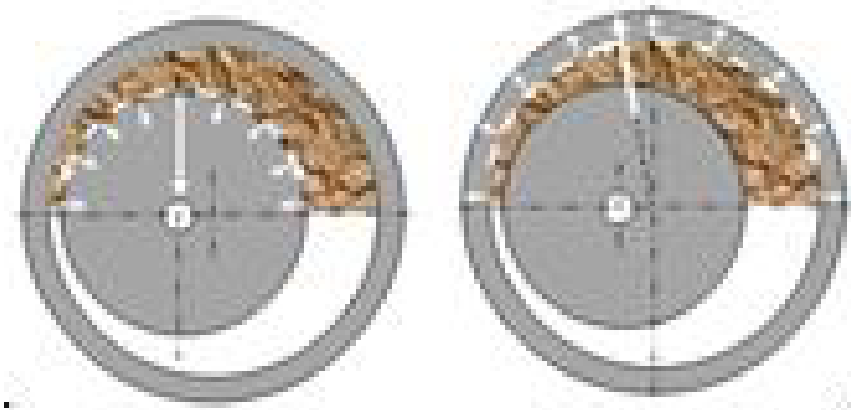
У конусній дробарці сили тертя у вертикальній площині виникають на контакті породи і із зовнішнім та внутрішнім конусом. Вони орієнтовані так само, як і в щоковій дробарці з простим рухом щоки.

У горизонтальній площині сумарна проекція сил тертя на контакті з подрібнювальним матеріалом по дузі окружності конуса, що дробить дорівнює *0*. Вільно обертається навколо своєї осі дробить конус не може сприйняти моменту від сил тертя по дузі контакту з рудою. З цієї причини сили тертя на контакті з конусом розподіляються так само, як під плитою плоского преса - в різні сторони (рис.2.13, а). А ось сумарна проекція сил тертя на контакті з подрібнювальним матеріалом по дузі кола нерухомого конуса може бути *0*. Тому, що зовнішній корпус сприймає моменти сил тертя по дузі його контакту з матеріалом (рис.2.13, б).

Сумарна проекція нормальних зусиль по контакту з поверхнею дроблячого конуса повинна проходити через його вісь (рис.2.13,а), а по контакту з нерухомим конусом – через вісь дробарки (рис.2.13,б). Саме не колінеарний напрямок нормальних зусиль від нерухомого та рухомого конусів дозволяє визначити напрямок дії сили тертя на контакті руди з корпусом дробарки.

На рисунку 2.14 показані сили, що діють на руду конусів. Він отриманий поєднанням рисунків 2.13,а і 2.13,б та зміною напряму дії зусиль на протилежне.

Дроблення в локальних зонах лівої та правої частини відбувається не одночасно, а послідовно. Ці зони поєднані в одному малюнку для ілюстрації сталості напряму дії сил тертя на контакт з корпусом дробарки.



а б

Рисунок 2.13 – Горизонтальне зусилля в камері конусної дробарки:
а) зусилля на дроблячому конусі; б) зусилля на корпусі.

Однією з умов рівноваги руди є співвісність зусиль від дроблячого конуса і від корпусу. Вони повинні розташовуватись на одній лінії. У цьому випадку подрібнювальна маса врівноважена від моментів, що крутять. Неважко визначити і становище цієї лінії. Вона збігається з результуючої нормальної компоненти конуса, що дробить (згадаємо, що сумарне тертя з його поверхні дорівнює *0*). Звідси одразу випливає, що сумарне зусилля з боку нерухомого конуса є обов'язковим, повинно складатися не тільки з нормальної, а й із дотичної компоненти.

Адже нормальна компонента спрямована до осі корпусу і не може збігатися з напрямком зусилля від дроблячого конуса, спрямованого до осі останнього.

Реакцію корпусу на лінію реакції дроблячого конуса укладає дотична компонента *T*, спрямована проти напрямку обертання ексцентрика як у вузькій, так і в широкій частині робочої камери.

Її величина визначається із двох очевидних тригонометричних співвідношень:

$$T / N_н = tg\beta \qquad (2.40)$$

$$tg\beta = e\sin\alpha / (R - e\cos\alpha), \qquad (2.41)$$

у яких R – радіус зовнішнього нерухомого конуса,

e – ексцентриситет осі рухомого конуса.

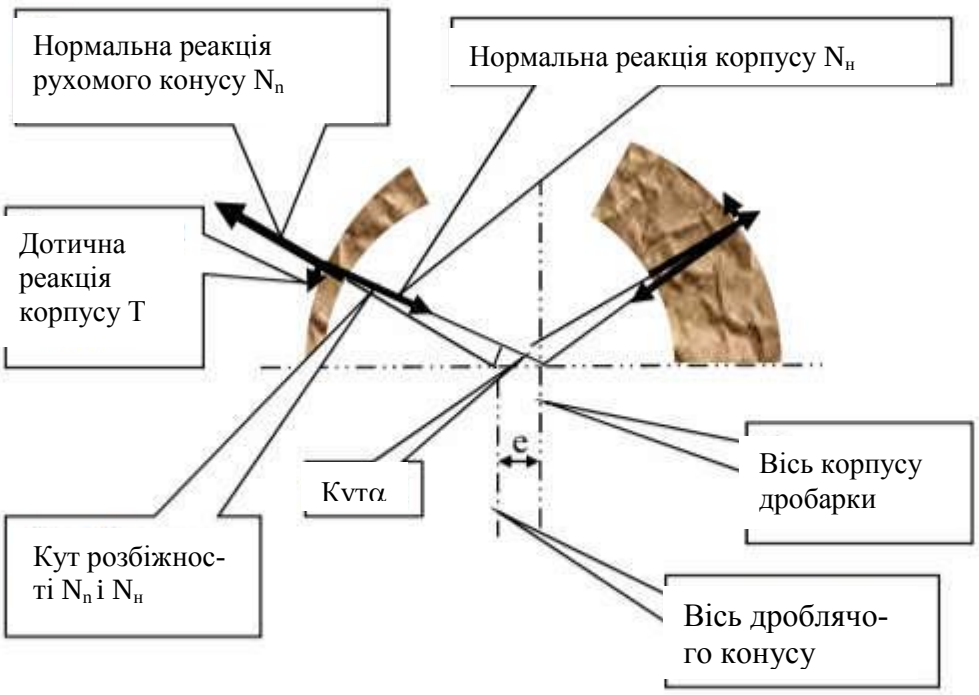


Рисунок 2.14 – Напрямок дотичної компоненти на контакті матеріалу із зовнішнім нерухомим конусом дробарки

Виключивши з цих виразів $tg\beta$, отримаємо:

$$T = N_н\, e\sin\alpha / (R - e\cos\alpha) \qquad (2.42)$$

Ексцентриситет осі рухомого конуса дробарок становить $(1{,}5 \ldots 3)\cdot 10^{-2}$ м, а радіус нерухомого конуса - $(60 \ldots 120)\cdot 10^{-2}$ м. З урахуванням цих величин співвідношення (2.42) дає оцінку максимальної дотичної компоненти T на рівні $0{,}025N_н$. Це майже на порядок менше сили тертя ковзання руди про футерування дробарки, яка є єдиною причиною виникнення дотичної компоненти.

Парадокс можна пояснити тільки тим, що і на контакті з нерухомим корпусом сили тертя мають зустрічний напрямок. Тобто. сили тертя ліворуч і праворуч від результуючої нормальної компоненти спрямовані різні боки.

Залишилося з'ясувати питання орієнтації сил тертя на корпусі стосовно напрямку обертання ексцентрика. У строгій постановці для цього необхідно вирішити контактну задачу для сипучого середовища між криволінійними ексцентрично розташованими поверхнями.

Щоб уникнути складних і громіздких обчислень для визначення орієнтації сил тертя, ми розглянемо модель рудної маси у вигляді одного великого шматка руди у формі сплющеного трикутника.

Шматок доторкається конусів лише у 3 точках. Середня частина основи спирається на рухомий, а края – на нерухомий конус, як показано на рис.2.15,а.

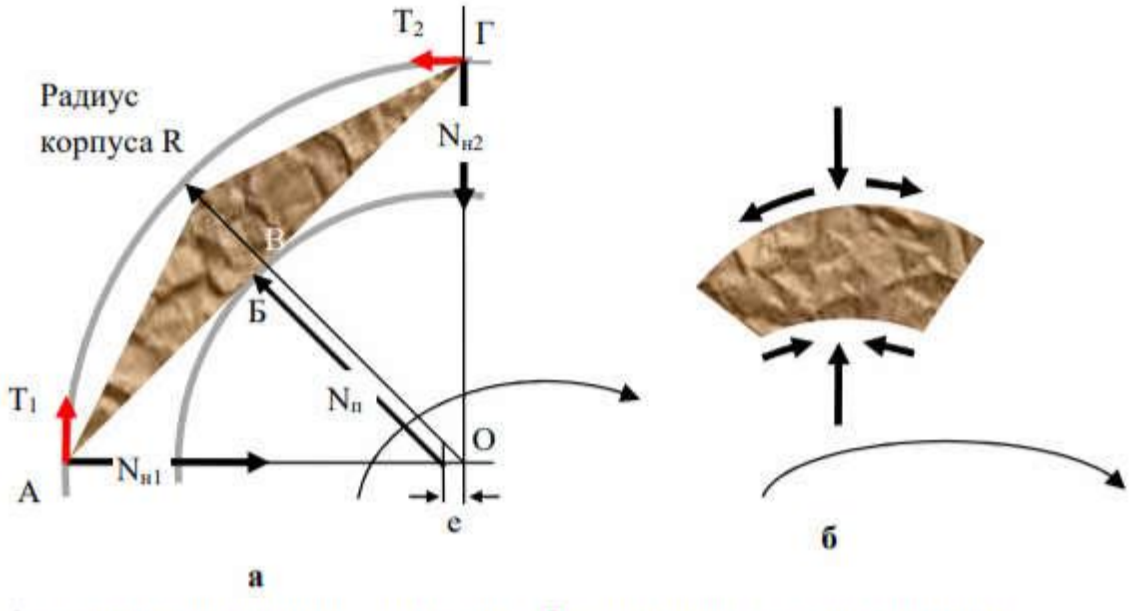


Рисунок 2.15 – Напрямок сил тертя на контакті з подрібнювальним матеріалом:

а) невірний напрямок сил тертя; б) вірний напрямок сил тертя.

Напрямок сили тертя T_1 ліворуч від результуючої нормалі прийнято збігається з напрямом обертання ексцентрика.

Сила T_2 праворуч від результуючої нормалі буде спрямована в протилежний бік проти напряму обертання ексцентрика.

Оскільки шматок руди знаходиться в рівновазі, сума моментів сил щодо точки *А* повинна дорівнювати нулю:

$$N_{н2}\, АО - T_2\, ГО - N_п\, АБ = 0\ . \qquad (2.43)$$

Таку ж умову можна записати і для точки *Г*:

$$N_{н1}\, ГО - T_1\, АТ - N_п\, БГ = 0. \qquad (2.44)$$

Враховуючи, що

$$АТ = ГО = R;\ T_1 = f\, N_{н1} \ \text{ і } \ T_2 = f\, N_{н2}\ , \qquad (2.45)$$

де *f* - коефіцієнт тертя,

а також, що

$$АВ = ВГ = АГ/2 = R/\sqrt{2}, \qquad (2.46)$$

визначимо плечі *АБ* та *БГ*

$$АБ = (R - e) / \sqrt{2}; \qquad (2.47)$$

$$БГ = (R + e) / \sqrt{2}, \qquad (2.48)$$

і підставляючи ці співвідношення (2.43, 2.44), отримаємо:

$$N_{н2} R - f\, N_{н2} R - N_п\, (R - e) / \sqrt{2} = 0, \qquad (2.49)$$

$$N_{н1} R - f\, N_{н1} R - N_п\, (R + e) / \sqrt{2} = 0, \qquad (2.50)$$

або

$$N_{н2} = N_п\, (1 - e / R) / [\sqrt{2}\, (1 - f)], \qquad (2.51)$$

$$N_{н1} = N_п\, (1 + e / R) / [\sqrt{2}\, (1 - f)]. \qquad (2.52)$$

Порівнюючи формули (2.51) і (2.52), бачимо, що нормальна реакція на лівий кут рудного трикутника $N_{н1}$ більше нормальної реакції з його правий кут $N_{н2}$ з допомогою різного знака доданку *e /R*.

Тоді, згідно (16), і сила тертя на лівому краю більша, ніж на правому:

$$T_1 > T_2, \qquad (2.53)$$

а їх рівнодіюча T спрямована у бік обертання ексцентрика.

Але з виразу (2.42) і рисунку 2.14 випливає, що напрямок Т протилежний напрямку обертання ексцентрика.

Отже, напрями дії сил тертя T_1 та T_2 на рис.2.15,а було обрано неправильно (тому вони показані червоним кольором) і його потрібно змінити на протилежне, як показано на рис. 7,б. У рівняннях (2.43 і 2.44) слід змінити знаки при T_1 та T_2. Тоді рівняння (2.51 і 2.52) набудуть вигляду:

$$N_{н2} = N_n (1 - e / R) / [\sqrt{2} (1 + f)] \qquad (2.54)$$

$$N_{н1} = N_n (1 + e / R) / [\sqrt{2} (1 + f)], \qquad (2.55)$$

а результуючий дотичний компонент T буде спрямована протилежно напрямку обертання ексцентрика.

При цьому і лівіше, і правіше лінії нормальної реакції напрям сили тертя руди об корпус протилежно напрямку її сили тертя об конус, що дробить.

Цей висновок, отриманий для моделі у вигляді одного великого шматка у формі сплющеного трикутника, ми поширюємо на реальний матеріал, що заповнює частково або повністю камеру дробарки (рис.2.15,б).

Таким чином, обертання конуса, що дробить, забезпечує дроблення руди в ефективному режимі ковзного стиснення.

Режим ковзного стиску в конусній дробарці супроводжується набагато меншими втратами енергії, ніж у щоковій. Через взаємне погашення зусиль тертя, їх результуюча, яка визначається за формулою (2.42), знижується на порядок.

Створення ефективнішого режиму використання фрикційних характеристик забезпечило нижчу енергоємність дроблення [10]. Найкраща енергоємність, поряд з іншими перевагами технологічного та

експлуатаційного характеру, основна з яких – можливість роботи під завалом призвела до майже повного витіснення щокових дробарок конусними у залізорудній промисловості.

Конусні дробарки в промисловості переважають за поширеністю не тільки над щоковими, а й над валковими, якщо йдеться про крупність дроблення $(10 \dots 15)\cdot 10^{-3}$ м.

3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

3.1 Лабораторні дослідження фізико-механічних властивостей вугілля

Мета: дослідити фізико-механічні властивості вугілля при різній його вологості.

Обладнання: стан, терези, штангенциркуль, сушильна шафа, гідравлічний прес, манометр.

Як гірська порода, кам'яне вугілля відноситься до аморфної будовою і є анізотропним твердим тілом. Разом з тим кам'яне вугілля являє собою тверде тіло, що володіє великим опором деформацій стиснення. Окремі пласти кам'яного вугілля володіють великою силою взаємного зчеплення. Інші, структурно порушені, складаються з різноманітних за розміром часток, скріплених силами зчеплення в окремих точках, площинах або поверхнях, міцність яких істотно нижче. Кам'яне вугілля, в основному, відноситься до крихких тіл, що цілком відповідає їх внутрішній будові, яка володіє певною мірою щільністю і пористістю. Крім пористості вугілля, в ньому, у тій чи іншій мірі, є тріщини, в околиці яких при навантаженні концентруються напруження.

Оцінка властивостей міцності вугілля повинна здійснюватися на основі масових випробувань із застосуванням статистичних методів [31-33], які дозволяють обчислити середнє арифметичне і коефіцієнт варіації (для вибірок невеликого обсягу, порядку $n < 30$) або ж побудувати частотний розподіл – імовірнісний закон розподілу міцності (для великих виборів, порядку $n>50$). Оскільки розкид міцності обумовлений в основному природною неоднорідністю вугілля, то зайва точність вимірювальних приладів практично не впливає на статистичні характеристики і для масових вимірів необхідна груба, але проста, апаратура і високопродуктивна методика випробувань.

Границя міцності при стисненні [31] визначається за формулою:

$$\sigma_{ст} = \frac{P}{S} \qquad (3.1)$$

де P – сила яка діє на шматок,

S – площа перерізу.

Як відомо, наявність вологи і її кількість у вугіллі неоднозначно впливає на фізично-механічні властивості вугілля [31,32]. У ІГД ім. А. А. Скочинського були проведені дослідження впливу вологи на властивості вугілля, які показали, що збільшення вологості вугілля значно знижує його міцність і збільшує пластичність [34]. В роботі [35] була показана нелінійна залежність показника роздрібнюванню вугілля від зовнішньої вологості повітря з локальним збільшенням його значення в області «критичної вологості». У той же час було зроблено припущення, що в цій області є також і аномальні відхилення інших фізико-механічних характеристик.

Кількість, об’єм і структура пір значно впливають на механічні властивості вугілля [35]. Пори – канали для руху води у вугіллі. На поверхні пір активно розвивається взаємодія води з парами газоповітряної суміші різної вологості за допомогою дифузії.

Вологовміст – це така кількість рівноважної вологи в одиниці маси вугілля, яка виходить при заданій зовнішній вологості повітря. Іншими словами, змінюючи вологість повітря, можна регулювати вміст у вугіллі вільної води. Для оцінки впливу вологи на властивості кам'яного вугілля були виконані експериментальні дослідження в лабораторії по визначенню фізико-механічних характеристик вугілля.

Вологість вугілля розраховується за формулою:

$$W = \frac{m_{в.в.} - m_{с.в.}}{m_{в.в.}} \cdot 100\% \qquad (3.2)$$

де $m_{с.в.}$ – вага сухого вугілля,

$m_{вв..}$ – вага вологого вугілля.

Для проведення експерименту знадобилось вугілля, яке зазвичай подрібнюється у вертикальному млині для виготовлення пиловугільного палива. На підприємстві ВАТ Запоріжсталь було придбано 15 шматків вугілля марки СС (слабоспікне).

В Українському науково-дослідницькому інституті спеціальних сталей та сплавів 15 шматків вугілля було відшліфовано, для створення певної форми, зручної для проведення експериментальних досліджень.

Перед початком проведення експерименту вугілля просушувалось в сушильній шафі 20 хвилин за температури близько 110ºС . Через десять хвилин кожен сухий шматок був зважений.

Для отримання більш точних результатів експерименту розподіляємо вугілля на групи (рис.3.1). П’ять груп по три шматки, одна з яких залишиться висушеною, а інші будуть вологими.



Рисунок 3.1 – Групи вугілля

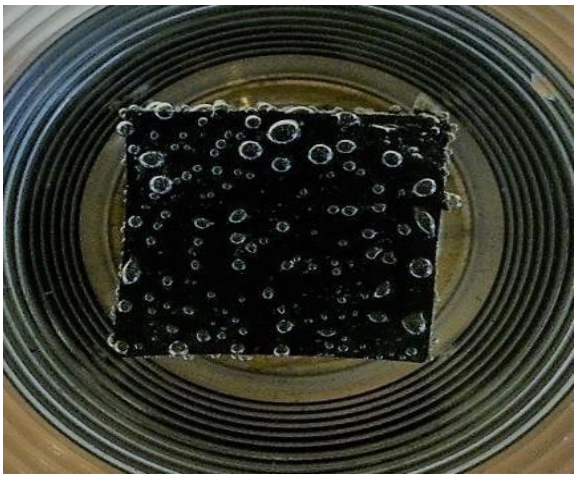


Рисунок 3.2 – Процес зволоження

Для отримання вологих шматків опускаємо вугілля у воду на певний час (5,8,10,20 хв.) для кожної групи. Під час процесу зволоження (рис.3.2). вода витісняє повітря і на поверхні шматка утворюються бульбашки.

Після цього виймаємо їх на деякий час (10-15 хвилин) просушитись при кімнатній температурі. Під час просихання замірюємо та вносимо у таблицю

їх довжину, ширину для подальшого обрання та визначення площі *S*, на яке буде діяти навантаження, та висоту за допомогою штангенциркуля.

Зважуємо ще раз кожний шматок та розраховуємо його вологість по формулі (4.6).

Далі обертаємо шматок плівкою для того, щоб частинки вугілля під час руйнування не розлетілися і не потрапили в очі, та кладемо його під циліндр пресу ТУ 20/2 (рис.3.3).

Під час стиснення (рис.3.4), стрілки манометру (рис.3.5) починають рухатись. Досягаючи максимального навантаження, при якому шматок вугілля руйнується, одна зі стрілок фіксує його. Результати вносимо у таблицю (табл.3.1) [33].

Результати вимірювань обчислюємо за допомогою Excel та будуємо графік залежності границі міцності від вологості.

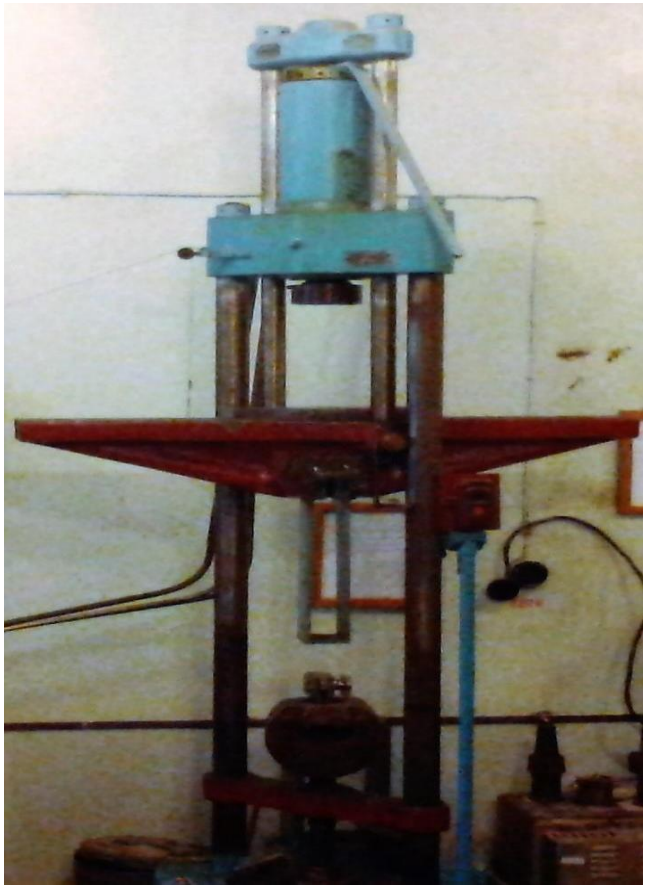


Рисунок 3.1 – Гідравлічний прес ТУ 20/2



Рисунок 3.2 – Процес стиснення вугілля

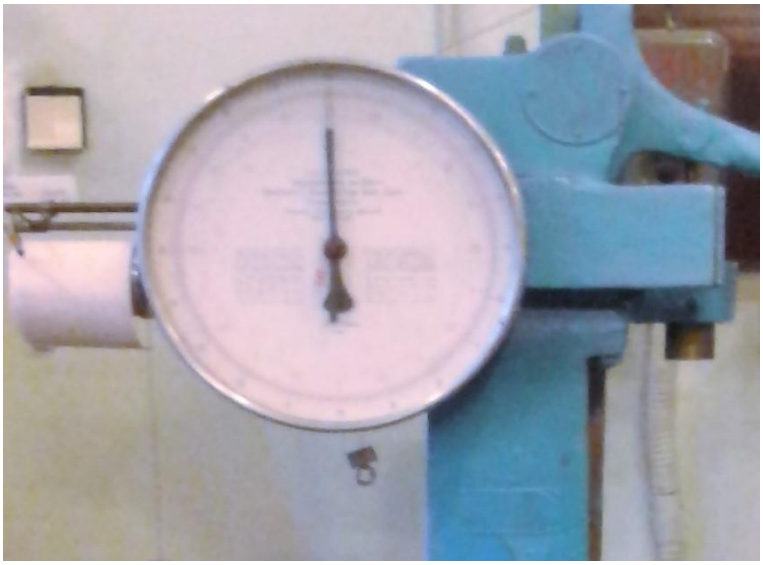


Рисунок 3.3 – Манометр

Таблиця 3.1 – Результати експерименту

№ зразка	Довжина a, *мм*	Ширина b, *мм*	Висота h, *мм*	Маса сухого вугілля $m_{сух}$, г	Маса вологого вугілля $m_{вол}$, г	Руйнуючий тиск P, Н
1	31	32	30	36	36	10836
2	31,5	32,5	30	37	37	10640
3	31	31	30	35,8	35,8	9708
4	34	33	30	40,6	40,93	10640
5	32	33	31	40,9	41,37	9758
6	32	32,5	29	36	36,6	9316
7	30	30,5	28,5	30,5	31,7	7992
8	32	29	28	32,1	33,56	7992
9	29	29	24	26,52	27,87	7060
10	32	33,5	33	34,32	36,3	7992
11	32	32	26,5	33,5	35,68	7404
12	32	33	23	30	32,21	7110
13	31	30	28,5	32,5	35,66	6178
14	33	32,5	26	33,52	37,01	6668
15	31	32	28	33,9	37,55	5737

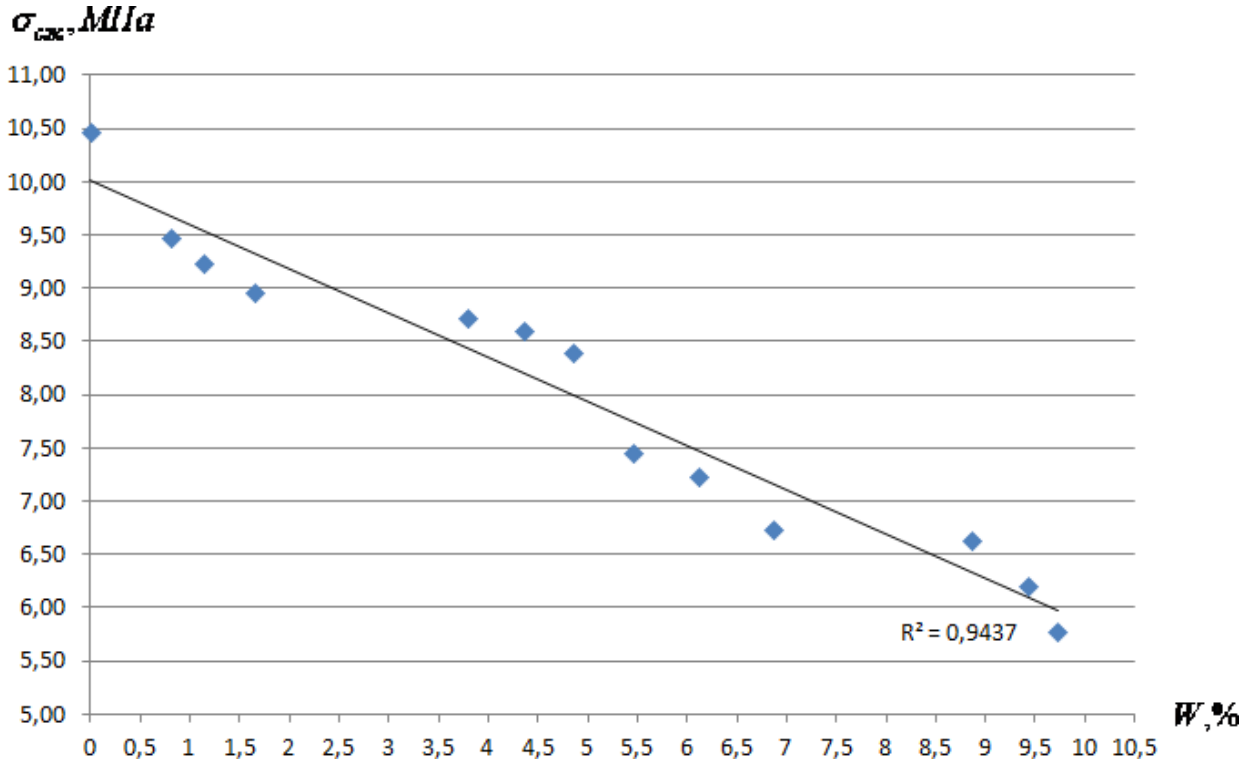


Рисунок 3.4 – Функціональна залежність границі міцності вугілля при стисненні від його вологості

В ході лабораторних досліджень були проведені експеримент та розрахунки. Отримано функціональну залежність межі міцності вугілля при стисненні від його вологості, з якої видно, що зі збільшенням вологості вугілля, його межа міцності зменшується.

Вологе вугілля як бачимо краще руйнується і його вологість можна використовувати у вертикальному млині для полегшення процесу подрібнення однак перевищувати показник вологості 12% ні в якому разі не можна, бо перевищення може призвести до аварійних ситуацій, через налипання вугільного пилу до поверхні валка.

ВИСНОВКИ

1. Проведено аналіз існуючих класичних теорій визначення кількості енергії, необхідної для подрібнення твердих тіл.
2. Для пояснення механізму руйнування гірських порід широко застосовується критерій Кулона максимальних ефективних дотичних напруг на лініях ковзання (ЛЗ).
3. Основними факторами впливу зовнішнього тертя є перерозподіл нормальних напружень на поверхні контакту і формування поперечних (горизонтальних) напруг всередині зразка.
4. Наявність зовнішнього тертя підвищує міцність зразків на 17% при одновісному стиску та знижує на 32% при ковзному стисканні. Найбільш енергоефективним способом дезінтеграції є ковзне стиснення.
5. При асиметричних контактних дотичних напруженнях в твердому тілі, що деформується, формуються горизонтальні розтягуючі напруження, при цьому чисельні значення цих напружень зі збільшенням коефіцієнта контактного тертя зростають, а границя міцності на стискання і питома енергія руйнування гірської породи суттєво знижується, що дозволяє суттєво знижувати енергоспоживання при дезінтеграції у щокових дробарках зі складним рухом щоки.
6. Асиметричне навантаження породи створюється в щокових дробарках зі складним рухом щоки, в дробарках з простим рухом щоки реалізується більш енергоємне симетричне навантаження, що вимагає збільшувати потужність приводу.
7. Напружений стан породи в конусних дробарках також відповідає моделі ефективнішого ковзного стиснення. При цьому, в конусних дробарках відсутня шкідлива робота сил тертя, а їх дія лише підвищує ефективність руйнування.
8. В результаті лабораторних досліджень отримано функціональну залежність границі міцності вугілля при стисненні від його вологості, з якої

видно що зі збільшенням вологості вугілля, його границя міцності зменшується. Вологе вугілля краще руйнується і його вологість можна використовувати для полегшення процесу подрібнення однак перевищувати показник вологості 12% ні в якому разі не можна, бо перевищення може призвести до аварійних ситуацій, через налипання вугільного пилу до поверхні робочого органу.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Смирнов В.О., Білецький В.С. Підготовчі процеси збагачення корисних копалин : навчальний посібник. Донецьк : Східний видавничий дім, Донецьке відділення НТШ, 2012. 284 с.
2. Білецький В.С., Смирнов В.О. Технологія збагачення корисних копалин. Донецк : Східний видавничий дім. 2000.
3. Гірничий енциклопедичний словник / За ред. В.С.Білецького. тт. 1-3, 2001-2004.
4. ДСТУ 2411-94. Дробарки. Терміни та визначення. [Чинний від 1995-01-01]. Вид. офіц. Київ, 1994. 16 с. (Інформація та документація).
5. Дезінтеграція мінеральних ресурсів: монографія / Сокур М. І., Кіяновський М. В., Воробйов О. М., Сокур Л. М., Сокур І. М. Кременчук : видавництво ПП Щербатих О. В., 2014.304 с.
6. М.Г. Маліч, Д.В. Кресс, З.М. Різо. До питання визначення кількості енергії, необхідної для дезінтеграції гірських порід до певного розміру // *Системні технології / Регіональний міжвузівський збірник наукових праць*. Дніпро, НМетАУ №4 (141). Дніпро : 2022. С 115-130, МНБ : DOI 10.34185/1562-9945-4-141-2022.
7. М. Маліч, Л. Васильєв, Д. Васильєв Оцінка енергії руйнування зразків гірських порід при асиметричному навантаженні // *Матеріали міжнародної конференції* . Дніпро : Національний технічний університет, 2021. С. 132-139 .
8. В.С. Блохін, В.І. Большаків, Н.Г. Маліч. Основні характеристики технологічних машин. Машини для дезінтеграції жорстких матеріалів: навчальний посібник ч.1. Дніпропетровськ; ІМА – прес. 2006. 404с.
9. Сокур М. І., Білецький В. С., Ведмідь І. А., Робота Є.М. Рудопідготовка: дроблення, подрібнення, грохочення : монографія. Кременчук : ПП Щербатих О. В. 2020. 494 с.

10. Білецький В. С., Олійник Т. А., Смирнов В. О., Скляр Л.В. Основи техніки та технології збагачення корисних копалин : навчальний посібник. Київ : Ліра-К 2020. 634 с.
11. Маліч М.Г., Кресс Д.В., Авраменко С.О. Оцінка енергетичної ефективності щокових дробарок з простим і складним рухом щоки. *Теорія і практика металургії* №1, 2023 с.19-24.
12. Білецький В.С., Смирнов В.О. Переробка і якість корисних копалин : курс лекцій. Донецьк : Східний видавничий дім, 2005. 324 с.
13. Васильев Л.М., Васильев Д.Л., Малич Н.Г., Ангеловский А.А. Механіка створення форм руйнування зразків гірських порід : монографія. Дніпро, ІМА-прес. 2018. 172с.
14. Інтернет ресурс http://uk.wikipedia.org/wiki/Дроблення_і_подрібнення
15. Інтернет ресурс https://uk.wikipedia.org/wiki/Молоткова_дробарка.
16. Лінч А. Цикли дроблення та подрібнення. Моделювання, оптимізація, проектування та управління. Надра. 1981. 343с.
17. Шмиг Р.А., Боярчук В.М. , Добрянський І.М., Барабаш В.М. Термінологічний словник-довідник з будівництва та архітектури. Львів, 2010. 222 с. ISBN 978-966-7407-83-4.
18. Мала гірнича енциклопедія : у 3 т. / за ред. В.С. Білецького. Донецьк : Донбас, 2004. Т.1. 640 с. ISBN 966-7804-14-3.
19. Білецький В.С., Смирнов В.О., Сергєєв П.В. Моделювання процесів переробки корисних копалин : посібник. НТУ «Харківський політехнічний інститут», Львів : «Новий Світ - 2000», 2020. 399 с.
20. Підготовка корисних копалин до збагачення : монографія / Сокур М.І. та ін.. Кременчук : ПП Щербатих О.В., 2017. 392 с. ISBN 978-617-639-139-5.
21. Писаренко Г.С., Квітка О.Л., Уманський Е.С. Опір матеріалів : підручник. Київ : Вища школа, 1993. 655 с. ISBN 5-11-004083-4.
22. Кузьо І.В., Ванькович Т.М., Зінько Я.А. Теоретична механіка. Динаміка : навчальний посібник Кн.1. Львів : Растр-7, 2012. 444 с.

23. Гришанова І.А., Згуровська Л.П., Киричук Ю.В. Розв'язок задач проектування приладів та систем з використанням ANSYS і MATHCAD : підручник. Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, Вид-во «Політехніка», 2022. 180 с.
24. Троханяк В.І., Богдан Ю.О. Застосування методу кінцевих елементів при побудові сітки в ANSYS Medhing для CFD моделей. Вісник приазовського державного технологічного університету. 2015, №30. С.181-189.
25. Mohs, F. Grundriss der MineralogieDresden, 1822.
26. Vasil'ev L.M. Theoretical ground for origination of normal horizontal stresses in rock masses / L.M. Vasil'ev, D.L. Vasil'ev // Journal of Mining Science – 2013. Vol. 49, №2 , USA– pp 240-24733.
27. Shulat'ev V., Mochnatkin V., Krasikow D. Doskonalenie ksztaltu obudowy korpusu kosiarkorozdrabniacza KIR-1,5. *Ekologiciczne aspekty mechanizacji produkcji roslinnej*: X Miedzynarodowesympozjum. Warszawa. Melitopol, 2003. p. 217–224.
28. Hertz, H. Über die Berührung fester elastischer Körper . *Journal fur die reine und angewandte Mathematik*. 1882. Iss. 92. p. 156–171.
29. Laursen, T.A. Computational Contact and Impact Mechanics : *Fundamentals of Modeling Interfacial Phenomena in Nonlinear Finite Element Analysis*. New York : Springer - Verlag Berlin Heidelberg, 2002. p. 454
30. Berggren, J. Lennart. Mathematics in Medieval Islam. *The Mathematics of Egypt, Mesopotamia, China,* India, and Islam : A Sourcebook. Princeton University Press. 2007. p. 518.
31. ДОСТ 21153.2–84. Методи визначення границі міцності при стисканні.
32. ДОСТ 28985–91. Метод визначення деформаційних характеристик при односному стисканні.
33. Пустильник Е.І. Статистичні методи аналізу і обробки спостережень. Наука, 1968. 288 с.
34. Ільницька О.І., Тедер З.І. Властивості гірських порід та методи їх

визначення. Надра, 1969. 209 с.

35. Ворошилов, А.С. Моделювання зміни обсягу кам'яних вугілля в залежності від їх вмісту вологи. / *Вісник наукового центру безпеки робіт у вугільній промисловості*. 2010, №1. С. 88–91.

ДОДАТОК В

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)