

Широкий Володимир Вікторович

Магістерська робота

**Дослідження та удосконалення
конструкційно-експлуатаційних параметрів щоккових дробарок**

Керівник роботи

проф., к.т.н. Горбачов Ю.Г.

ВСТУП

У багатьох галузях виробничої діяльності людства знаходять широке використання технологічні процеси дроблення, подрібнення та грохочення мінеральної сировини. До них відносяться будівництво і промисловість будівельних матеріалів, хімічна промисловість, сільське господарство та, у першу чергу, звісно гірництво та металургія. Видобуту з-під землі гірничу сировину різного призначення потрібно перетворити на сипкі продукти, придатні за своїм гранулометричним складом для перевезення у транспортних засобах. Металеві руди, які вимагають подальшого металургійного переділу, потребують попереднього збагачення для підвищення вмісту корисних компонентів.

Для збагачення мінеральної сировини потрібно відділити ці корисні компоненти від порожньої породи, адже у руді вони разом утворюють так називані зростки. Тому спочатку зерна цінних мінералів слід звільнити від решти зерен, які їх оточують. Це можна зробити лише за рахунок руйнування цих зростків. Далі потрібно розділити отриману суміш зерен на два продукти: концентрат з переважним вмістом корисного мінералу (мінералів) та хвости з переважним вмістом порожньої породи. Ця остання операція і є власне збагаченням. Існує багато способів збагачення і майже усі вони вимагають відповідної підготовки матеріалу з точки зору його гранулометричного складу, тобто знову йде мова про операції дроблення та подрібнення.

Руйнування мінеральної сировини у промислових масштабах здійснюється майже виключно механічним способом. Для цього використовуються такі основні механізми впливу на шматки гірничих порід, як роздавлювання, стирання та удар. Механічні процеси дроблення та подрібнення твердих матеріалів дуже енергоємні внаслідок сильного опору матеріалів руйнуванню. За різними оцінками на ці операції у світі витрачається від 5 до 7% усієї виробленої електроенергії.

Альтернативні способи руйнування мінералів (вибуховий, електроімпульсний, високочастотний, різні варіанти електротермічного та багато інших) внаслідок численних причин (ступінь дослідження, витрата енергії, безпека використан-

ня тощо) досі знаходяться у дослідницькій стадії і не можуть поки що скласти гідну конкуренцію механічним у промислових масштабах. Тому у найближчому майбутньому механічні способи дроблення і подрібнення мінеральної сировини та механічні засоби для їх реалізації (дробарки і млини) залишаються вельми актуальними і потребують значних зусиль для подальшого дослідження та удосконалення.

З огляду на це, задача удосконалення дробильно-помольного обладнання є надзвичайно важливою та актуальною.

Щоківі дробарки є одним з основних і давно відомих видів дробильного обладнання, яке працює за принципом роздавлювання шматків матеріалу між двома щокми і використовується здебільшого для крупного дроблення гірничої маси. Традиційні конструкції дробарок щоківого типу добре зарекомендували себе на багатьох підприємствах, де існує потреба у дробленні гірничих порід. Але, незважаючи на величезний практичний досвід застосування подібного обладнання, воно потребує постійного удосконалення, перш за все через надзвичайно важкі умови його експлуатації, що супроводжуються величезними динамічними навантаженнями на майже усі конструктивні елементи установок.

Тому актуальність теми представленої магістерської роботи, присвяченої дослідженню та удосконаленню конструкційно-експлуатаційних параметрів дробарок щоківого типу, не викликає жодних сумнівів.

Мета роботи – дослідження шляхів удосконалення та підвищення ефективності експлуатації дробарок щоківого типу.

Об'єкт дослідження – технологічний процес руйнування мінеральної сировини у щоківих дробарках.

Предмет дослідження – дробарки щоківого типу.

Наукове положення – запропоновані рекомендації забезпечують підвищення ступеню опору конструкцій щоківих дробарок робочим динамічним навантаженням, зниження інтенсивності передачі вібраційних коливань на опорні конструкції у 10 разів та підвищення питомої продуктивності процесу дроблення матеріалу на 24% за рахунок використання похилих рифлень дробильних плит.

1 ОБГРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ОБЛАДНАННЯ

1.1 Короткий опис технологічного процесу

Операції дроблення і подрібнення мінеральної сировини здійснюються на гірничих підприємствах з метою зменшення розмірів шматків видобутої корисної копалини. Це потрібно для реалізації процесів збагачення гірничої маси, наприклад металевих руд, і перетворення її на продукти, які використовуються у металургійній промисловості для отримання тих чи інших металів. Збагачувальні процеси вимагають сировини певного та рівномірного гранулометричного складу, з розділенням її на окремі частинки корисного компонента та порожньої породи, для чого руда піддається руйнуванню та класифікації. Для руйнування гірничої маси можуть застосовуватися різні способи (механічні, теплові, електричні та інші), але на практиці переважне значення мають лише перші.

Принципової різниці між механізмами механічного руйнування мінеральної сировини шляхом дроблення та подрібнення не існує. Є умовна межа у крупності зерен матеріалу після руйнування – 5 мм. Усе, що крупніше неї, прийнято вважати дробленням, дрібніше – подрібненням. Кожну з цих операцій можна розділити на декілька стадій. Загальноприйняті стадії дроблення і подрібнення передбачають такі зменшення крупності шматків матеріалу (з вихідного продукту до кінцевого) [1,2]:

- крупне дроблення – від 1200-500 до 350-100 мм;
- середнє дроблення – від 350-100 до 100-40 мм;
- дрібне дроблення – від 100-40 до 40-10 мм;
- крупне подрібнення – від 20-40 до 5 мм (вміст класу $-0,074$ мм – 50-60%);
- середнє подрібнення – від 5 до 0,6 мм (вміст класу $-0,074$ мм – 60-80%);
- тонке подрібнення – від 5 до 0,15 мм (вміст класу $-0,074$ мм – понад 85%).

Відношення максимальних або середніх (другий варіант більш точний) розмірів шматків вихідного (D , мм) та кінцевого (дробленого чи подрібненого) (d , мм) продуктів називається ступенем дроблення (подрібнення) (i):

$$i = \frac{D}{d} . \quad (1.1)$$

Зазвичай, за допомогою однієї операції отримати потрібний ступінь дроблення (подрібнення) неможливо. Саме цим пояснюється необхідність використання декількох стадій руйнування шматків гірничої маси. При цьому загальний ступінь дроблення (подрібнення) визначається як добуток ступенів дроблення (подрібнення) окремих стадій.

Процес механічного руйнування шматків забезпечується за рахунок прикладання до них тих чи інших навантажень, що викликають певні деформації. Основні механізми механічного руйнування гірничих порід представлені на рис. 1.1 [1].

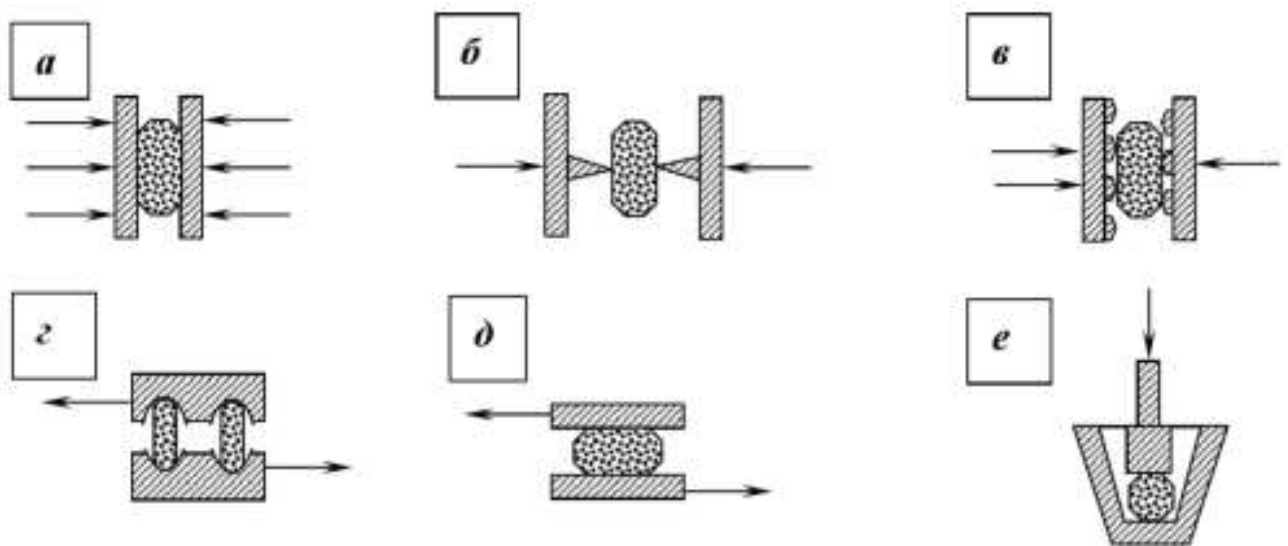


Рисунок 1.1 – Основні механізми руйнування гірничих порід:

a – роздавлювання; *б* – розколювання; *в* – злам;
г – зрізання; *д* – стирання; *е* - удар

Роздавлювання і розколювання шматків матеріалу відбувається за рахунок прикладання стискальних навантажень. У першому випадку дробильні поверхні мають плоску форму, у другому – постачені гострими виступами. Злам шматка забезпечується за допомогою деформації вигину. Для зрізання потрібні зсувні деформації. Стирання шматка відбувається за рахунок зіскрібання його поверхневих шарів під час відносного руху дробильних поверхонь. Ударне руйнування здійс-

снюється шляхом прикладання до шматка короткочасних динамічних навантажень.

Для руйнування шматка необхідно витратити певну енергію, виконати роботу дроблення зовнішніх сил, що прикладаються до нього. Вона повинна здолати сили взаємного зчеплення частинок матеріалу шматка та утворити нові поверхні.

1.2 Загальна класифікація дробильного та подрібнювального обладнання

Для механічного руйнування мінеральної сировини використовуються дробарки, що здійснюють операцію дроблення, та млини, які забезпечують подрібнення матеріалу. Метою цих операцій є повне за можливістю розкриття корисних компонентів, що містяться у руді.

Вище вже говорилося про те, що операції дроблення та подрібнення по суті аналогічні. Основною відмінністю дробарок і млинів можна вважати ту, що у млинах подрібнювальні органи (помольні тіла) під час роботи стикаються. У дробарках же вони завжди відокремлені певним зазором, який заповнений матеріалом.

Основним конструктивними типами дробарок є щокові, конусні, валкові та ударні. На рис. 1.2 показані традиційні схеми щокових дробарок, що працюють, головним чином, за принципом роздавлювання матеріалу між двома щоками (нерухомою та рухомою) [1].

З точки зору кінематики розрізняють щокові дробарки з простим рухом щоки (ЩДП) (рис. 1.2а) і складним рухом щоки (ЩДС) (рис. 1.2б). Обидві завантажуються матеріалом зверху у камеру, утворену нерухомою 1 і рухомою 2 щоками. У першій схемі рухома щока коливається відносно осі 5 за допомогою шатуна 4 на ексцентриковому валу 6 та розпірних плит 3. Траєкторія руху щоки 2 при цьому наближена до прямолінійної. Під час руху вліво-угору і взаємного зближення щік шматок матеріалу роздавлюється між ними. Зворотний рух щоки 2 збільшує ступінь розкриття розвантажувальної щілини, що спричиняє випадіння дробленого матеріалу під дробарку.

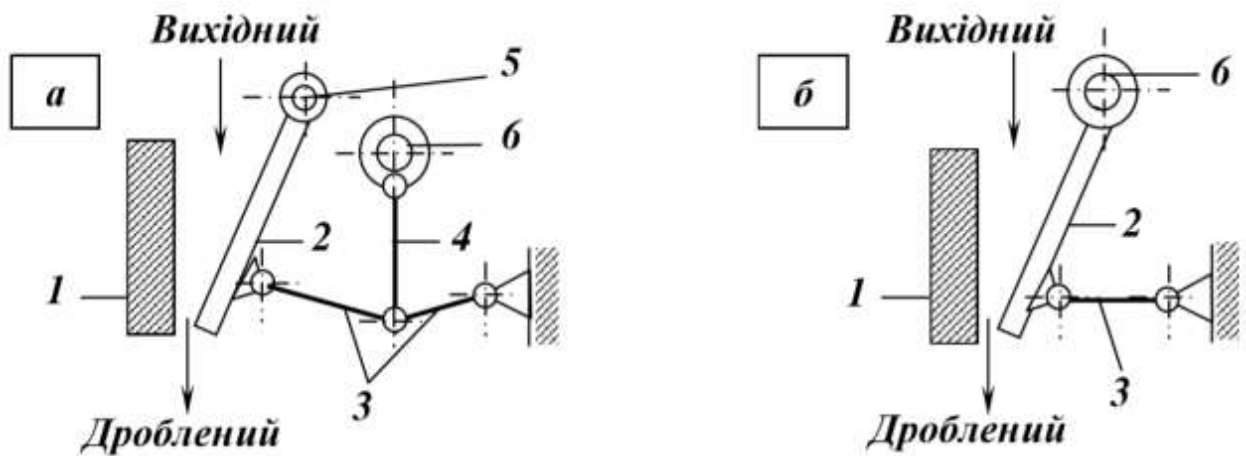


Рисунок 1.2 – Основні схеми щоккових дробарок:
 а – з простим рухом щоки; б – зі складним рухом щоки;
 1, 2 – відповідно нерухома та рухома щоки; 3 – розпирні плити;
 4 – шатун; 5 – вісь; 6 – ексцентриковий вал

У дробарки на другій схемі рухома щока 2 підвішена на ексцентриковому валу 6, завдяки чому усі точки її робочої поверхні здійснюють складний рух за овальними траєкторіями. Це спричиняє не лише роздавлювання, але й стиральний вплив на матеріал.

Конусні дробарки, на відміну від щоккових, мають робочий простір не прямої, а кільцевої форми (рис. 1.3) [1]. Він утворюється між нерухомою конічною чашею 1 та рухомим дробильним конусом 2, який розташований усередині цієї чаші і закріплений на ексцентрично встановленому у стакані 4 валу 3. Завдяки такій конструкції місце максимального наближення конуса до чаші, в якому відбувається дроблення шматків, весь час рухається по колу цього кільцевого зазору. Конусну дробарку з цієї точки зору можна розглядати як багато щоккових, розташованих кільцем. Вона забезпечує безупинний процес дроблення, адже у кожний момент часу у певному місці дробарки відбувається роздавлювання шматків матеріалу. Щоква ж дробарка – це конструкція циклічної дії.

Конусні дробарки бувають крупного (ККД), середнього (КСД) та дрібного (КМД) дроблення. У всіх конструкціях дробильний конус повернений великою підставою донизу. Але у дробарок першого типу орієнтація нерухомої чаші зворотна – великою підставою догори. Це забезпечує необхідний кут між конусними

поверхнями, потрібний для руйнування крупних шматків матеріалу. Дробарки середнього та дрібного дроблення мають таку ж орієнтацію чаші, як і дробильний конус, завдяки чому їх зони дроблення 5 мають набагато менші кути, а в нижній частині – паралельні ділянки (у дробарок дрібного дроблення вони довші, ніж у конструкцій середнього дроблення). Це забезпечує більше число навантажень на шматки матеріалу і отримання дрібнішого кінцевого продукту.

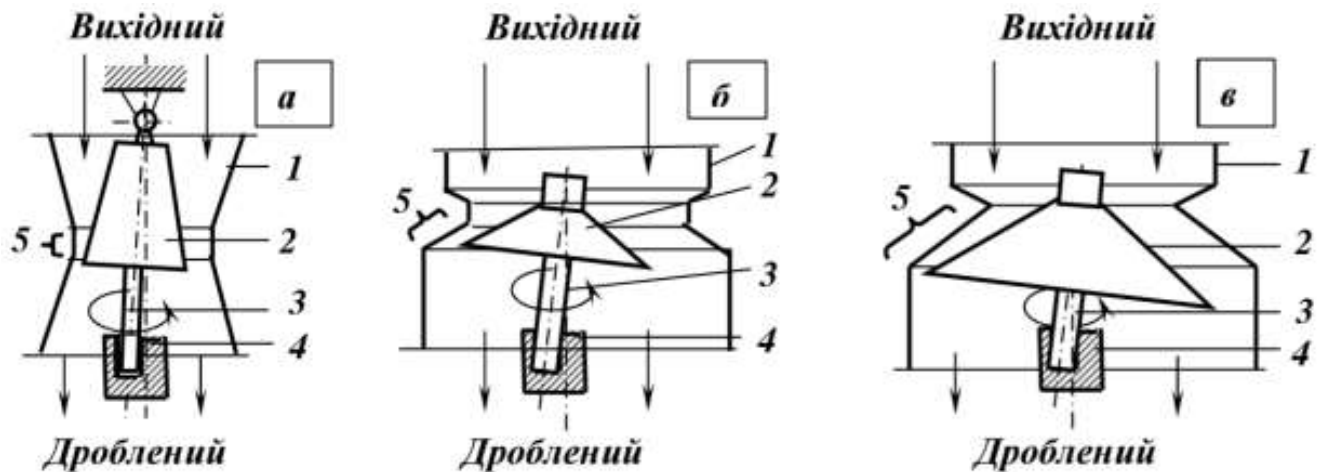


Рисунок 1.3 – Схеми конусних дробарок:

а – крупного дроблення; *б* – середнього дроблення; *в* – дрібного дроблення;

1 – конічна нерухома чаша; 2 – рухомий дробильний конус;

3 – вал; 4 – ексцентрикостакан; 5 – зона дроблення

На рис. 1.4 показані принципові схеми дробарок валкового типу (з гладкими та зубчастими валками) [1]. Вихідний матеріал потрапляє у дробарку зверху і затягується у зазор між валками 2 чи 3, що обертаються назустріч навколо паралельних осей. Гладкі валки забезпечують роздавлювання матеріалу, а зубчасті – розколювання. Для захвату шматків валками потрібно дотримуватися наступних співвідношень діаметрів валків ($D_в$) та максимальних діаметрів шматків (D_{max}):

- для дробарок з гладкими валками (ДГ): $D_в = (15-20) D_{max}$;

- для дробарок із зубчастими валками (ДДЗ): $D_в = (1,5-3,5) D_{max}$.

Дробарки ударної дії можна розділити на два основних класи: молоткові (М) та роторно-бильні (ДРК та ДРС). Вони відрізняються способом закріплення робочих елементів на обертовому роторі: у перших вони встановлені шарнірно, а

у других – жорстко. Принципові схеми молоткових та роторно-бильних ударних дробарок показані на рис. 1.5 [1].

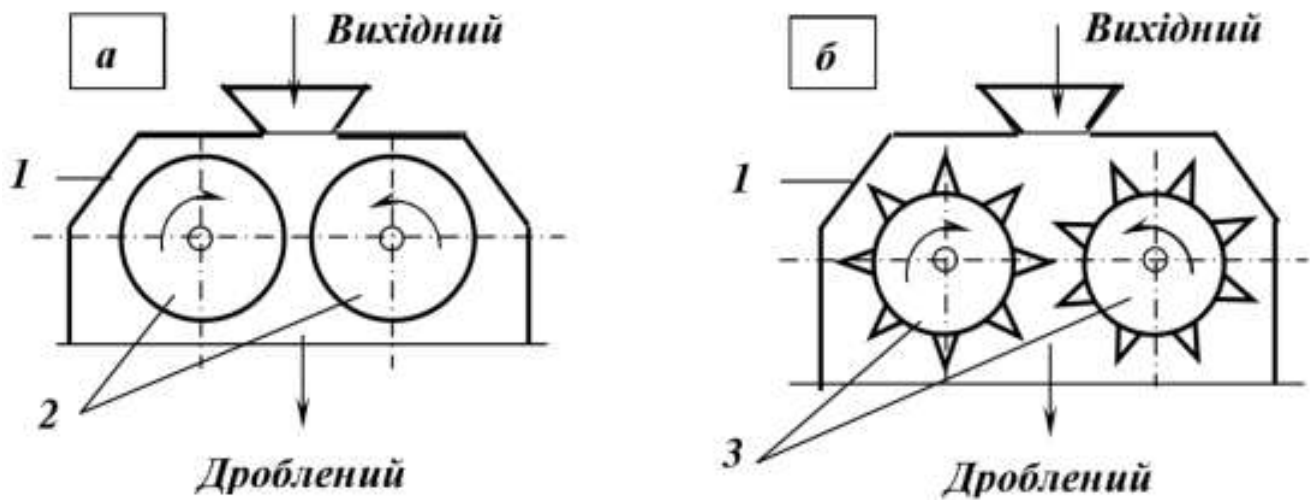


Рисунок 1.4 – Принципові схеми валкових дробарок:
а – з гладкими валками; *б* – із зубчастими валками;
 1 – корпус; 2 – гладкі валки; 3 – зубчасті валки

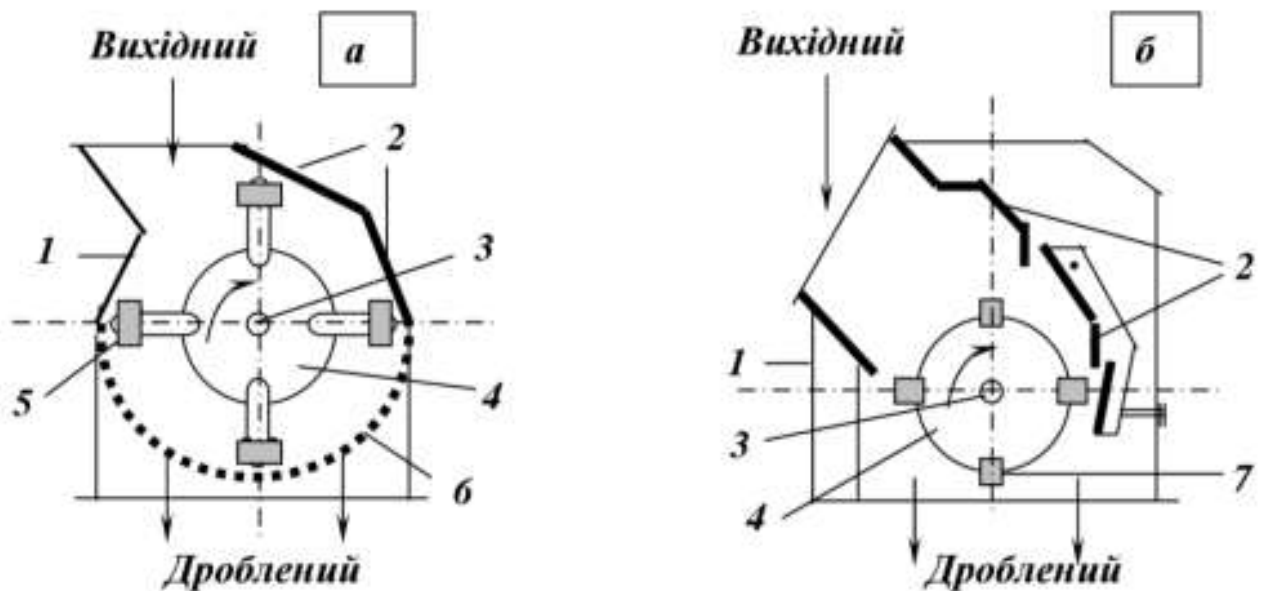


Рисунок 1.5 – Принципові схеми дробарок ударної дії:
а – молоткова; *б* – роторно-бильна;
 1 – корпус; 2 – відбійні плити; 3 – вал; 4 – ротор;
 5 – молотки; 6 – колосникова решітка; 7 – біла

Матеріал дробиться у дробарках в основному за рахунок ударів молотків 5 і бив 7 на обертовому роторі 4 та додатково – під час зустрічі з броньовими відбійними плитами 2, закріпленими на корпусі 1. Дроблений матеріал протирається і розвантажується через колосникову решітку 6. Співвідношення між діаметром ротора (D_p) та максимальним розміром шматка матеріалу у живленні (D_{max}) для роторно-бильних дробарок складає:

- для моделей типу ДРК: $D_p = (1,7-2)D_{max}$;
- для моделей типу ДРС: $D_p = 3,3D_{max}$.

На рис. 1.6 показані основні конструктивні різновиди подрібнювального механічного обладнання [1]. Найбільш розповсюдженими серед них є млини барабанного типу (рис. 1.6а), але деколи (зазвичай, це відноситься до випадків, коли ставляться спеціальні вимоги до якості помелу) використовуються й інші схеми. Як бачимо, конструкції молоткового типу (див. рис. 1.6д) можуть відноситися як до дробильного, так і до подрібнювального обладнання, що цілком природно з огляду на крупність кінцевого продукту, яка може бути суттєво меншою 5 мм.

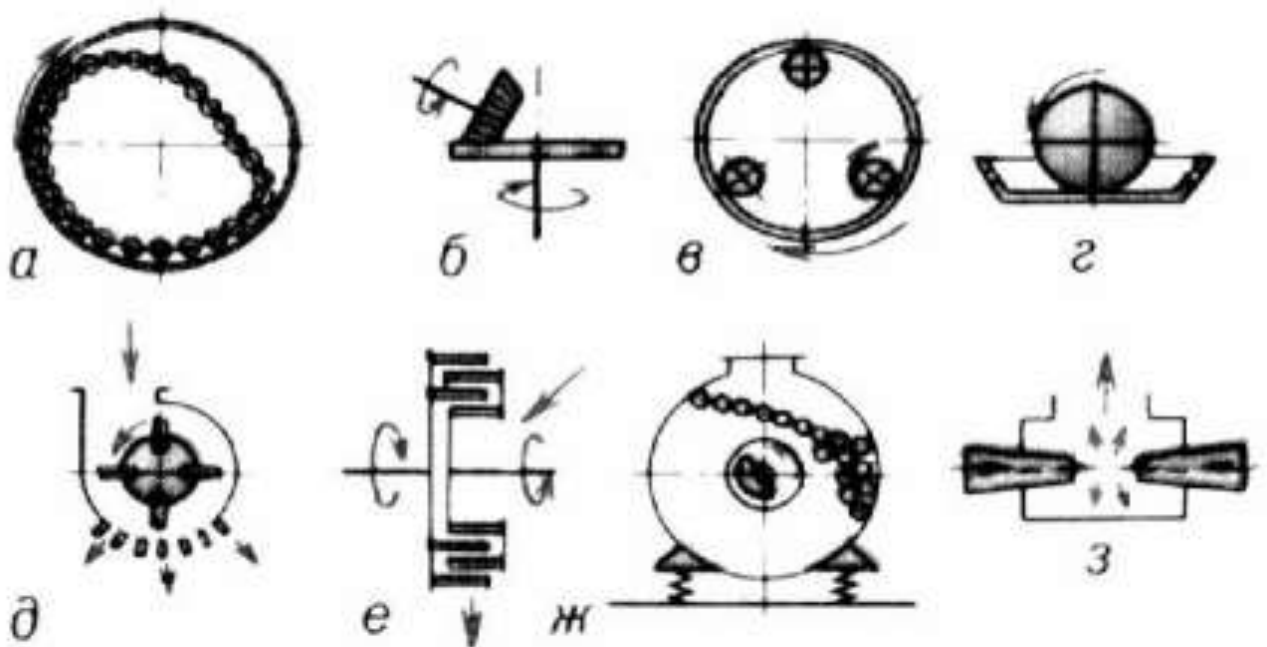


Рисунок 1.6 – Основні конструктивні схеми млинів:
а – барабанний; б – роликовий; в – кільцевий; г – бігуни; д – молотковий;
е – пальцевий дезінтегратор; ж – вібраційний; з – струминний

Млини барабанного типу можуть мати різну форму барабану, використовувати різні типи помольних тіл та різні способи розвантаження подрібненого продукту (рис. 1.7) [1]. Наприклад, у стрижневому млині (рис. 1.7а) матеріал подрібнюється під час перекочування в обертовому барабані довгих сталевих стрижнів діаметром від 50 до 120 мм, у кульових конструкціях (рис. 1.7б і в) замість них використовуються сталеві або чавунні кулі діаметром від 15 до 125 мм, а розвантаження меленого продукту відбувається через центральну цапфу (рис. 1.7б) або через решітку (рис. 1.7в). Роль помольних тіл можуть виконувати обкатані шматки руди або галька (рис. 1.7в). Барабан, як правило, циліндричний (короткого типу: $L < D$; довгого типу: $L = (2-3)D$ або трубного типу: $L > D$), але він може мати й циліндрично-конічну форму (рис. 1.7г). Подрібнення здійснюється сухим або мокрим (з водою) способами.

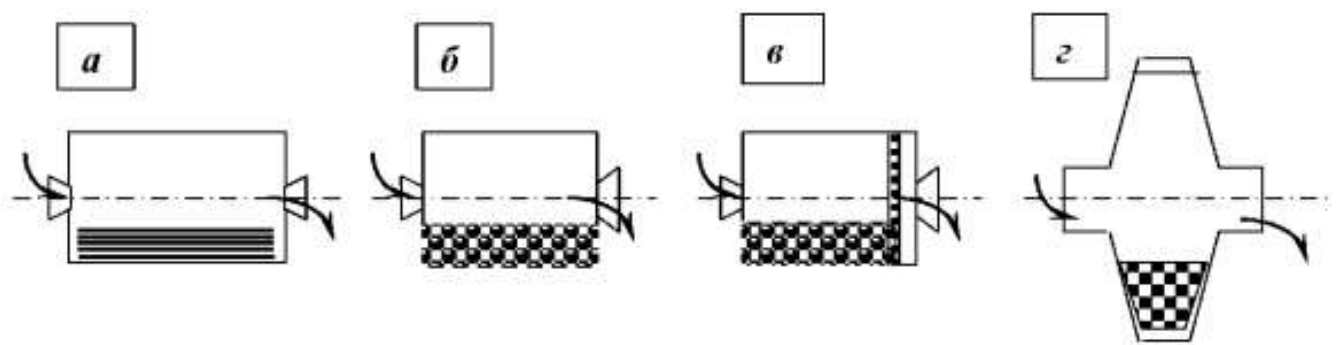


Рисунок 1.7 – Конструктивні типи барабанних млинів:

- a* – стрижневий (МЦС); *б* – кульовий (МШЦ);
- в* – кульовий (МШР) або рудногальковий (МРГ);
- г* – мокрого самоподрібнення (ММС)

Схема класичного барабанного млина приведена на рис. 1.8 [1]. Циліндричний барабан 1 з торцевими кришками 2, в яких розміщені завантажувальна та розвантажувальна цапфи 3, обертається у підшипниках 4. У процесі обертання барабану помольні тіла (кулі, стрижні, шматки руди або рудна галька) піднімаються з ним на певну висоту, а потім у залежності від режиму роботи сповзають, скочуються або падають назад. Подрібнення матеріалу відбувається за рахунок деформацій стирання, роздавлювання чи удару.

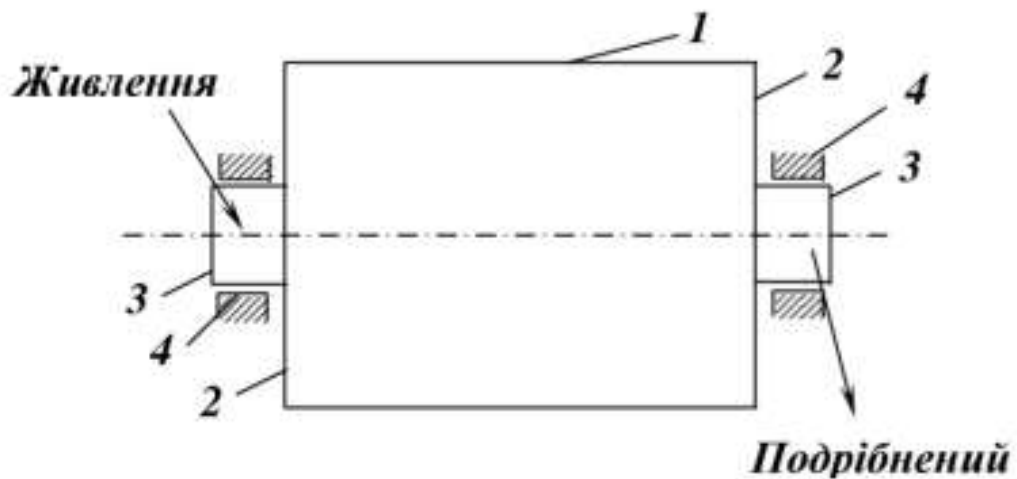


Рисунок 1.8 – Схема барабанного млина:
1 – циліндричний барабан; 2 – торцеві кришки; 3 – цапфи; 4 – підшипники

1.3 Конструктивні та експлуатаційні особливості щоківих дробарок

Щоківі дробарки використовують здебільшого для первинного дроблення міцних та надміцних крупношматкових гірничих порід. Особливо це стосується конструкцій з простим рухом щоки. Принципова схема такої дробарки та схема її приводу показані на рис. 1.9 [10]. Шматки матеріалу завантажуються у камеру дроблення *A* дробарки зверху і захоплюються дробильними плитами 13 і 14, закріпленими на щоках. З боків камера дроблення обмежена бічними футеровками 2 і має у поперечному перетині трапецієвидну форму, що звужується донизу. Горизонтальний перетин камери у верхній найширшій її частині характеризує приймальний отвір установки ($L \times B$) і визначає основні її параметри.

Під час переміщення рухомої щоки вліво відбувається цикл стискання і руйнування шматків матеріалу. При зворотному русі щоки зруйновані шматки звільнюються і опускаються у нижні зони камери дроблення. Далі здійснюється новий цикл стискання. Цикли повторюються аж до випадіння дробленого матеріалу через найвужче місце камери – розвантажувальну щілину. Від розміру останньої залежать кінцева крупність продукту дроблення та продуктивність дробарки.

Рухома щока 3 представляє собою коробчасту литу конструкцію з віссю 4 у верхній частині і пазом для установки розпірної плити 12 та місцем кріплення тя-

ги 9 пристрою замикання у нижній. Пружина 8 останнього затягується із зусиллям, що забезпечує надійне притискання розпірних плит до деталей дробарки для виключення можливості ударів між ними під час роботи.

Обидві щоки установки постачені змінними дробильними плитами 13 і 14, робочі поверхні яких мають рифлення для підвищення ефективності процесу дроблення та захисту щік від абразивного зношення.

Основні вузли дробарки змонтовані на станині 1, зібраної з масивних литих елементів. Шатун 6 перетворює обертальний рух головного валу установки у зворотно-поступальний рух щоки 3. Розпірна плита 11 пов'язана з регулювальним пристроєм 10, який за допомогою гідроциліндрів у задній частині станини забезпечує можливість змінення ширини розвантажувальної щілини камери дроблення. Фіксація потрібного розміру щілини здійснюється установкою прокладок 7.

Для вирівнювання навантажень на привод та частоти обертання головного валу під час роботи такої циклічної машини, як шокова дробарка, використовують два маховика, встановлених на кінцях головного валу за допомогою фрикційних муфт. Один з них одночасно виконує роль веденого шківу. Таке конструктивне виконання разом з розпірною плитою 11 (вона руйнується в аварійних випадках) захищають деталі дробарки від аварійних перевантажень у разі потрапляння у камеру дроблення недробимих предметів та різкої зупинки рухомої щоки і валу дробарки.

Привод дробарки має два електродвигуна. Головний двигун 16 використовується під час дії технологічного навантаження. Крутний момент від нього передається через пружну втулково-пальцеву муфту на ведучий шків 17 і далі через клинопасову передачу на ведений шків дробарки. Проте наявність у конструкції установки значних інерційних мас ускладнює процес її запуску. Для його полегшення передбачений допоміжний електродвигун 20 з редуктором 19 з великим передатним відношенням та обгінною муфтою 18. Таке рішення забезпечує можливість надійного запуску дробарки навіть за умови наявності у камері дроблення певної кількості матеріалу.

Корінні і шатунні підшипники ексцентрикового валу змащуються рідким

мастилом, а третю поверхню розпірних плит – консистентним.

На рис. 1.10 показана принципова схема щокової дробарки із складним рухом щоки (на прикладі моделі СМД-115) [10]. Установка має зварну станину, що складається з листових бічних стінок, коробчастої передньої стінки 1 та задньої стінки у вигляді балки 6. Прийомний отвір дробарки захищений від вильоту шматків матеріалу з камери дроблення кожухом 2. Щока 3 отримує рух безпосередньо від ексцентрикового валу 4, на якому вона підвішена своєю верхньою частиною. Нижня частина щоки спирається на розпірну плиту 9.

У задній балці установки змонтований клиновий регулювальний пристрій (рис. 1.10б) для оперативного змінення розміру розвантажувальної щілини. Між двома клинами 14, що сидять на гвинті 16 з лівою і правою різьбою, розташований повзун 13, до якого притискається розпірна плита 9. Ручне обертання гвинта за допомогою рукоятки 17 з храповиком на зупиненій дробарці примушує клини переміщатися у різні боки і зміщати повзун з розпірною плитою, змінюючи розмір розвантажувальної щілини.

Більшість конструкцій щокових дробарок зі складних рухом щоки мають один шків-маховик із збільшеним маховим моментом. Для забезпечення динамічного балансування машин на протилежному кінці ексцентрикового валу встановлюється противага.

Основні технічні характеристики щокових дробарок різних типів приведені у табл. 1.1 [6].

Висновок:

- для механічного руйнування мінеральної сировини використовуються дробарки, що здійснюють операцію дроблення, та млини, які забезпечують подрібнення матеріалу. Метою цих операцій є повне за можливістю розкриття корисних компонентів, що містяться у руді. Дробарки щокового типу використовують здебільшого для первинного дроблення міцних та надміцних крупношматкових гірничих порід. Проведений аналіз існуючого парку щокових дробарок показав, що, з одного боку, такий клас дробильного обладнання характеризується достатньо

високим технічним рівнем і здатен забезпечити виконання очікуваних від нього функцій, а з іншого боку – потребує певних науково-практичних зусиль для підвищення ефективності його роботи.

1.4 Мета і задачі дослідження

Мета роботи – дослідження шляхів удосконалення та підвищення ефективності експлуатації дробарок шокового типу.

Аналіз галузей використання та конструктивно-експлуатаційних особливостей сучасного дробильного обладнання шокового типу дозволив визначити задачі, які потребують вирішення у процесі даного дослідження:

- вибрати методи теоретичних та експериментальних досліджень;
- проаналізувати динамічні навантаження в шокових дробарках з допоміжним приводом;
- оцінити характер та величину динамічних навантажень на опори шокових дробарок;
- проаналізувати способи захисту шокових дробарок від перевантажень;
- дослідити напружений стан бічних стінок шокових дробарок;
- дослідити та обґрунтувати шляхи отримання раціонального профілю дробильних плит;
- сформулювати рекомендації щодо практичного використання результатів проведених досліджень.

Об'єкт дослідження – технологічний процес руйнування мінеральної сировини у шокових дробарках.

Предмет дослідження – дробарки шокового типу.

2 МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕННЯ

Наукові дослідження – обов’язкова складова процесу створення та впровадження у практику нових зразків техніки, у тому числі гірничої та гірничозбагачувальної. Такі дослідження називаються прикладними, а головною метою їх є використання новітніх здобутків фундаментальних наук (нових законів природи, відкриттів і винаходів) для розробки та удосконалення найрізноманітніших технологічних процесів, а також підвищення технічного рівня та ефективності експлуатації засобів механізації для їх реалізації.

Під час проведення наукових досліджень користуються таким інструментарієм, як методи наукових досліджень. Вони можуть бути загальними, які підходять до будь-яких галузей науки (гуманітарних і технічних), та такими, що характеризуються вузькою спеціалізацією. До перших відносяться наступні загальновідомі методи досліджень: аналіз і синтез, дедукція та індукція, абстрагування та конкретизація, аналогія та моделювання тощо). Конкретні питання експериментальних досліджень тієї чи іншої техніки можуть вирішуватися шляхом застосування таких спеціальних методів, як, наприклад, метод тензометричного вимірювання експлуатаційних параметрів зразків машин.

Дослідження у рамках представленої магістерської роботи також виконувалися з використанням різних наукових методів.

Зокрема, за допомогою аналітичного методу було розглянуто сучасне становище у технології і техніці дроблення та подрібнення мінеральної сировини у різних галузях промисловості, схеми роботи, особливості конструктивного виконання та експлуатації дробарок щоккового типу. На основі проведеного аналізу були виявлені можливі шляхи удосконалення вказаного обладнання та сформульовані задачі дослідження.

Метод динамічного аналізу використовувався для дослідження навантажень у конструкціях щоккових дробарок з допоміжним приводом, для визначення величин аварійних навантажень у таких машинах з метою обґрунтування параметрів запобіжних пристроїв, для пошуку шляхів зниження динамічних навантажень на

опорні конструкції щокочових дробарок тощо.

Для рішення плоских задач теорії пружності під час дослідження навантаженого стану бічних стінок щокочових дробарок застосовувався метод моделювання та поляризаційно-оптичний метод вимірювань.

Під час експериментальних досліджень використовувався метод осцилографування робочих параметрів дробарок, наприклад, швидкостей та прискорень коливань фундаментів, коливань крутного моменту приводу при запуску установок під завалом.

Нарешті, для аналізу результатів експериментальних досліджень застосовувалися статистичні методи обробки отриманих даних.

3 ДОСЛІДЖЕННЯ ШЛЯХІВ УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ ЩОКОВИХ ДРОБАРОК

3.1 Дослідження динамічних навантажень на конструкції дробарок

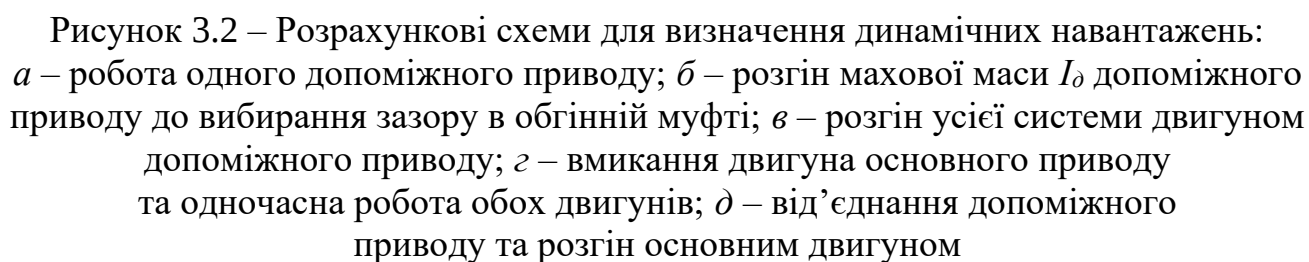
3.1.1 Аналіз динамічних навантажень у дробарках з допоміжним приводом

Як було зауважено вище, у п. 1.3, для полегшення запуску великих типорозмірів щокрових дробарок використовується допоміжний електропривод 20 (див. рис. 1.9б). Його крутний момент, що у декілька разів перевищує момент основного приводу 16, забезпечує подолання пускових опорів, особливо значних при запуску під завалом. Після цього вмикається основний привод дробарки і коли його кутова швидкість перевищить кутову швидкість допоміжного приводу, обгінна муфта 18 вимкне останній. Далі розгін дробарки продовжує лише основний привод.

Але такий режим роботи має суттєві недоліки. Багаторазові змінення махових масі крутних моментів під час роботи двигунів у різних комбінаціях, а також наявність значного кутового зазору в обгінній муфті негативно впливають на динамічні навантаження, що сприймаються конструктивними елементами дробарки.

На рис. 3.1 показана кінематична схема щокрової дробарки з допоміжним приводом, аналогічна приведеній вище на рис. 1.9б, але з позначенням моментів інерції I (I_1, I_5 – відповідно роторів двигунів допоміжного та основного приводів; I_2 – редуктора зі шківом; I_3, I_4 – відповідно ведучої та веденої частин обгінної муфти; I_6, I_7 – відповідно шківів основного приводу та дробарки; I_8 – маховика дробарки; I_9 – ексцентрикового валу з приведеною масою шатуна та щоки; I_{10} – клинових пасів) та жорсткостей C (C_1 – передачі «допоміжний привод-редуктор»; C_2 – втулково-пальцевого вузла обгінної муфти; C_3 – валу допоміжного приводу; C_4 – втулково-пальцевої муфти та валу основного приводу; C_5 – клинопасової передачі «привод-дробарка»; C_6 – ексцентрикового валу дробарки) окремих її вузлів [11].

На рис. 3.2 показані можливі розрахункові схеми для визначення динамічних навантажень на дробарку С-886 (900 x 1200 мм), а саме [11]:



- на рис. 3.2а – робота одного допоміжного приводу, під час якої силовий потік передається зв'язками з жорсткостями C_1 , C_2 , C_3 , C_5 і C_6 . Тут можливо розглядати як одно-, так і двомасну схеми, тому що жорсткістю клинопасової передачі C_5 у порівнянні з іншими можна знехтувати;

- на рис. 3.2б (перший етап запуску дробарки) – розгін махової маси I_∂ допоміжного приводу до вибирання зазору в обгінній муфті ($I_\partial = I_1 + I_2 + I_3$ – сумарний момент інерції допоміжного приводу). Розрахункова схема одномасна;

- на рис. 3.2в і г (другий етап запуску дробарки) – розгін усієї системи двигуном допоміжного приводу. У перший період – з однією об'єднаною масою ($I_\partial + I_o$), у другий – з двома масами: ($I_\partial + I_o$) та $I_{\partial p}$ ($I_o = I_4 + I_5 + I_6$ – сумарний момент інерції основного приводу; $I_{\partial p} = I_7 + I_8 + I_9$ – сумарний момент інерції вузла головного валу дробарки; $C = C_5$ – приведена жорсткість системи; φ_∂ , φ_o , $\varphi_{\partial p}$ – кути повороту відповідно валів допоміжного та основного приводів і головного валу; $M_{\partial o}$, $M_{o \partial}$ – крутні моменти, що розвивають відповідно допоміжний та основний двигуни; M_o – момент опору від зусиль дроблення та сил тертя);

- на рис. 3.2г (третій етап запуску дробарки) – вмикання двигуна основного приводу та одночасна робота обох двигунів. Розрахункова схема двомасна: ($I_\partial + I_o$) та $I_{\partial p}$;

- на рис. 3.2д (четвертий етап запуску дробарки) – від'єднання допоміжного приводу та розгін основним двигуном. Розрахункова схема двомасна: I_∂ та $I_{\partial p}$.

Аналіз процесу запуску дробарки показує, що динамічні навантаження на дробарку у разі потрапляння до неї недробимого предмету або запуску під завалом суттєво перевищують навантаження, які мають місце на холостому ходу. Графіки на рис. 3.3 добре ілюструють ці результати. Так, на рис. 3.3а показана залежність максимального моменту M_{2max} від величини зазору δ в обгінній муфті. Зазори суттєво впливають на величину навантаження [11].

Далі, з'ясовано, що допоміжний привод може задовільно працювати на невеликих швидкостях головного валу дробарки (5-10 об/хв.), а його необхідна потужність (10-20 кВт) складатиме незначну частку потужності основного приводу (100-250 кВт). Утім, потрібно уникати невиправданого збільшення його потужно-

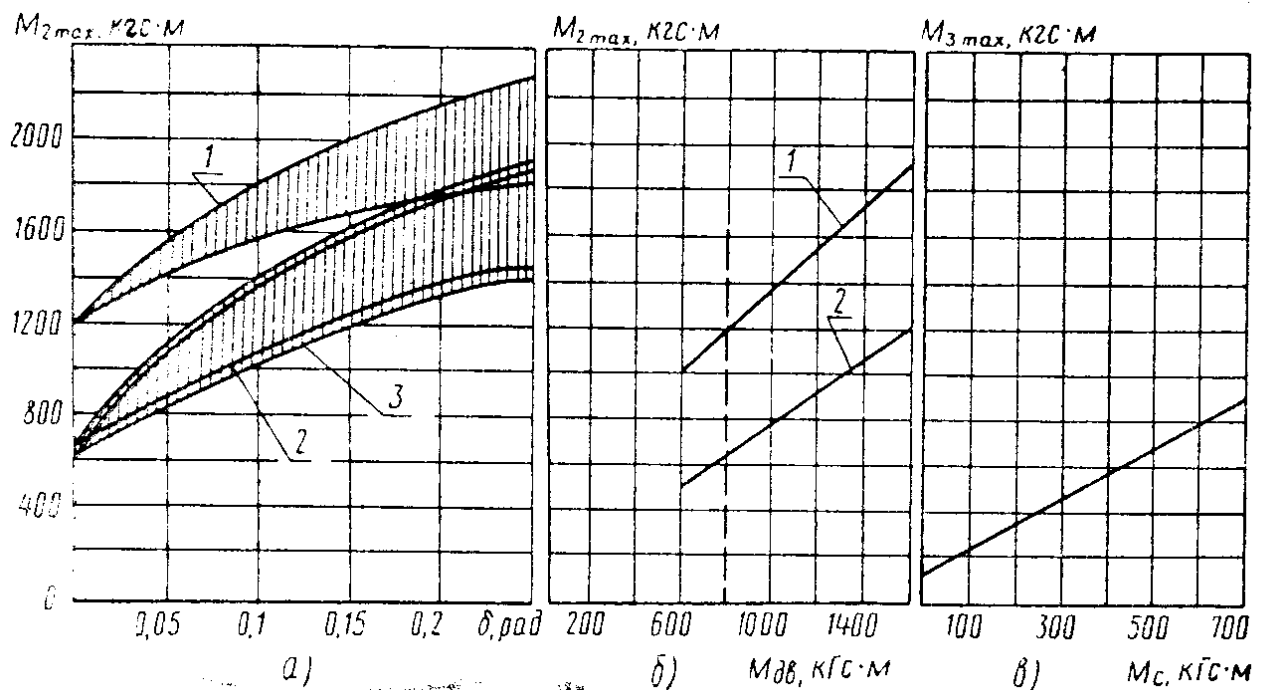


Рисунок 3.3 – Максимальні динамічні навантаження у приводі дробарки С-886 під час запуску:

- а – у залежності від величини зазору δ в обгінній муфті;
- б – у залежності від величини крутного моменту допоміжного приводу;
- в – у залежності від величини моменту опору;
- 1 – дробарка заклинена недробимим тілом; 2 – дробарка під завалом;
- 3 – дробарка на холостому ході

сті та пускового моменту. На графіку рис. 3.3б видно, що при $\delta = 0$ зростання крутного моменту двигуна (у даному випадку його пускового моменту) значно підвищує максимальні навантаження [11].

Нарешті, графік на рис. 3.3в ілюструє, що максимальні навантаження під час вмикання двигуна основного приводу будуть тим вище, чим більше момент опору на валу дробарки. Таким чином, вигідніше вмикати його на холостому ході установки, коли момент опору мінімальний [11].

На рис. 3.4 показана типова картина коливань крутного моменту у приводі дробарки під час її запуску під завалом. Виділені зони приведеної осцилограми характеризують наступні етапи запуску: а – вмикання двигуна допоміжного приводу; б - подолання завалу; в – вмикання двигуна основного приводу; г – розгін дробарки основним приводом [11].



Рисунок 3.4 – Осцилограма коливань крутного моменту під час запуску дробарки під завалом:

а – вмикання двигуна допоміжного приводу; *б* – подолання завалу; *в* – вмикання двигуна основного приводу; *г* – розгін дробарки основним приводом

Отримані в результаті дослідження результати дали можливість зробити наступні висновки [11]:

- максимальні величини динамічних навантажень виникають на другому етапі запуску (до вмикання основного приводу) і визначаються здебільшого величиною зазору в обгінній муфті;
- для зниження динамічних навантажень доцільно максимально зменшувати зазори у кінематичному ланцюзі допоміжного приводу, уникати невинновданого завищення моменту двигуна допоміжного приводу та підключати основний привод у період холостого ходу, коли момент опору мінімальний;
- у будь-якому разі динамічні навантаження у щоквих дробарках з допоміжним приводом повинні враховуватися при розрахунках міцності елементів їх конструкцій.

3.1.2 Оцінка динамічних навантажень на опори щоквих дробарок

Великі динамічні навантаження, що виникають під час роботи щоквих дробарок, потребують зведення масивних фундаментів під них, особливо у випадках, коли вони встановлюються на тих чи інших будівельних перекриттях. Причинами

виникнення цих навантажень є вплив періодичних інерційних сил (особливо під час неусталених режимів роботи установок – насамперед, у процесі запуску і вибігу, що може бути пояснене резонансними явищами), а також ударні процеси, які виникають при руйнуванні гірничої маси у камері дроблення. На рис. 3.5 приведена типові осцилограми коливань фундаменту щоквої дробарки з простим рухом щоки у різних режимах її роботи [12]. Верхня, отримана на холостому режимі роботи (рис. 3.5а) має періодичний характер, а нижня (робочий режим – рис. 3.5б) представляє собою підсумок низькочастотних періодичних коливань та періодично виникаючих високочастотних згасаючих коливань. Джерелом останніх є ударні навантаження у момент зустрічі робочого органу (рухомої щоки), яка переміщується з певною швидкістю, зі шматком гірничої маси. Удари виникають за рахунок наявності зазорів у шарнірних вузлах машини.

Для визначення впливу цих імпульсних навантажень на фундаменти дробарок типу ЩДП (типорозміри 9 x 12, 12 x 15 та 15 x 21) реєструвалися швидкості та прискорення системи «фундамент-дробарка». Зокрема, на рис. 3.6 приведена схема замірів горизонтальних x_A , x_B та вертикальних u_A , u_B складових швидкості за допомогою трьох датчиків, встановлених у двох точках (A і B) на верхній грані фундаменту дробарки (рис. 3.6а) [12].

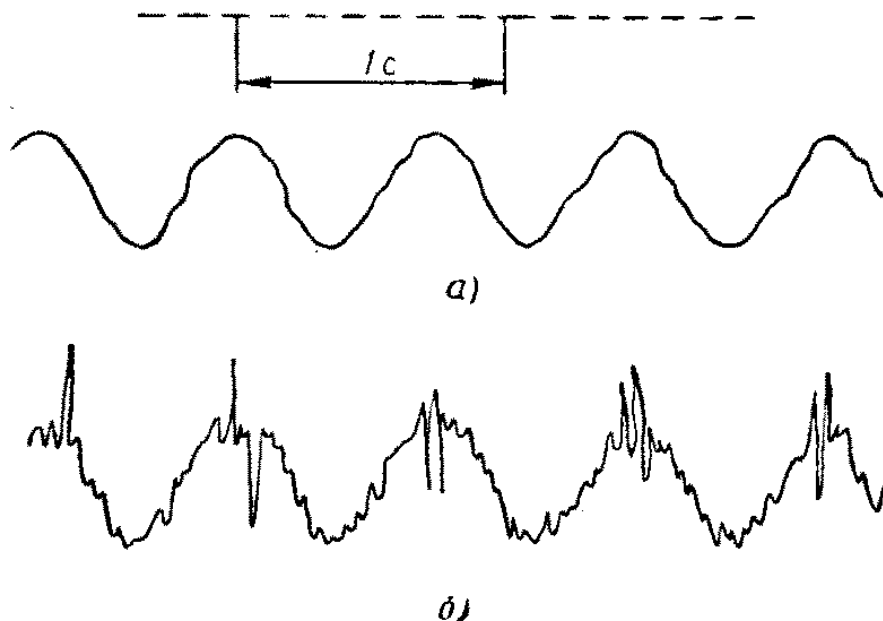


Рисунок 3.5 – Типова осцилограма коливань фундаменту щоквої дробарки з простим рухом щоки: а – холостий режим; б – робочий режим

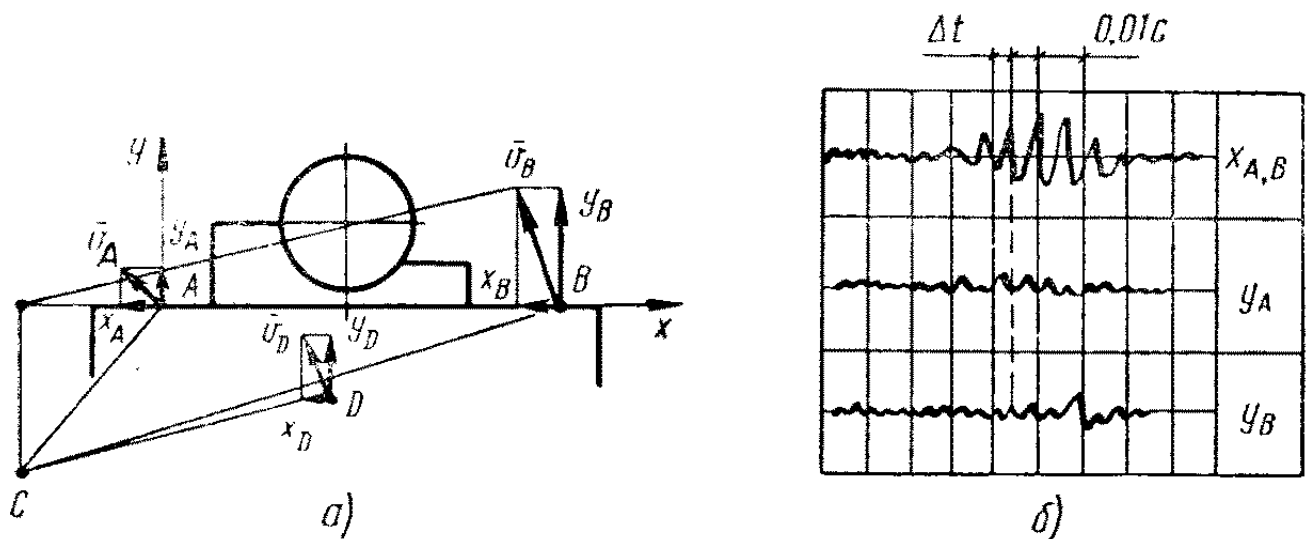


Рисунок 3.6 – Визначення швидкостей системи «фундамент-дробарка»

Складові швидкості вимірювалися за допомогою вібродатчиків типу К-001 з виведенням результатів на екран осцилографу. Отримані типові осцилограми показані на рис. 3.6б. Вертикальні стрибки на кривих відповідають імпульсним впливам, що виникають під час дроблення.

Для замірів прискорень системи використовувалася схема, зображена на рис. 3.7. Тут використовувалися чотири датчики-акселерометри типу ІС-312 та прилади типу ПУ, встановлені у точках А і В, які записували вертикальні ω_{yA} , ω_{yB} та горизонтальні ω_{xA} , ω_{xB} складові прискорень. За значеннями прискорень знаходили величини діючих зовнішніх сил [12].

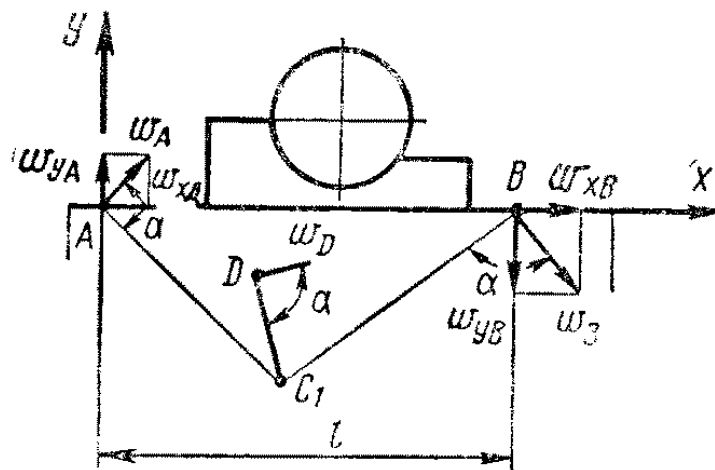


Рисунок 3.7 – Визначення прискорень системи «фундамент-дробарка»

Схема діючих на щоківі дробарки типу ЩДП навантажень приведена на рис. 3.8, а їх розрахункові значення – у табл. 3.1. Результати свідчать про близькі значення величин горизонтальних і вертикальних періодичних впливів. Проте, для фундаментів найнебезпечніші горизонтальні навантаження. Тому доцільно проводити додаткові урівноваження дробарок для зменшення цих складових (навіть за рахунок зростання вертикальних складових).

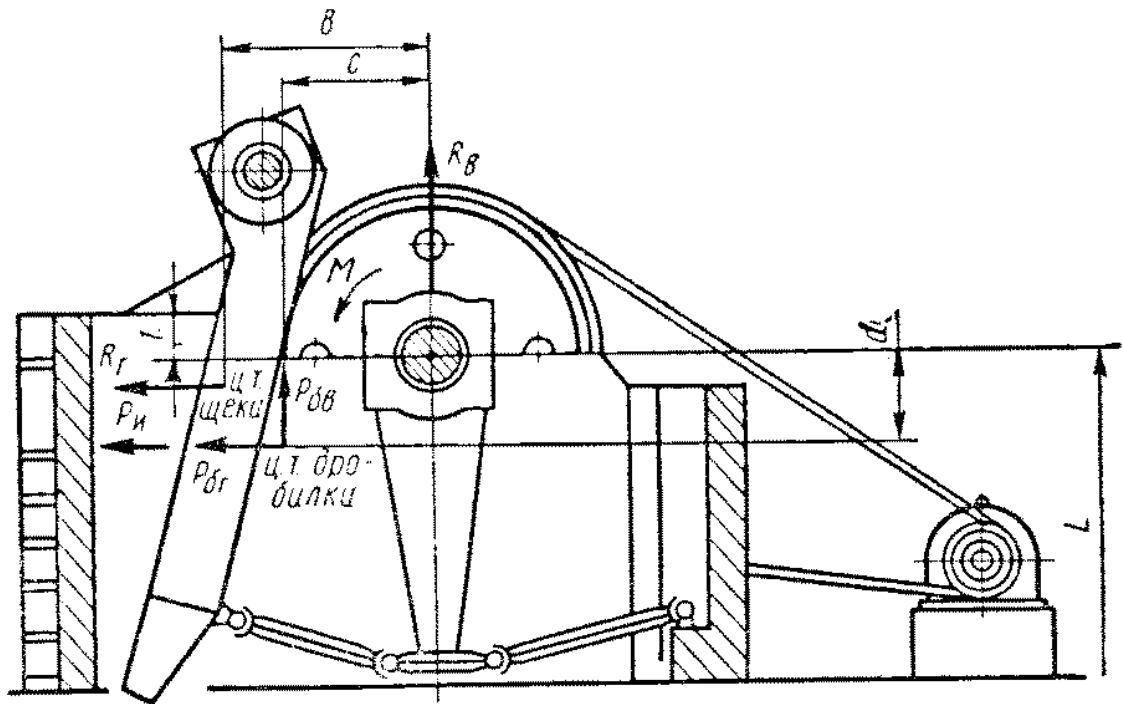


Рисунок 3.8 – Навантаження на фундаменти дробарок типу ЩДП

Найбільш радикальним засобом зменшення усіх видів навантажень є віброізоляція щоківі дробарок. Особливо це стосується горизонтальних імпульсних навантажень. На рис. 3.9 показана експериментальна щоківі дробарка ДО-12 на віброізоляційних опорах, які мають значну несучу здатність завдяки наявності в їх конструкції рідини, що практично не стискається. Разом із тим вони вельми піддатливі у горизонтальному напрямку, що дає можливість зменшити горизонтальні навантаження на фундамент [13].

Спостереження, які здійснювалися під час випробувань, показали, що віброізоляція не знижує працездатність та продуктивність щоківі дробарки. В режимах запуску і зупинки віброізованої дробарки амплітуди горизонтальних коли-

вань рами були більш значними у порівнянні з процесами холостого та робочого ходів і досягали 3,6 мм. Одночасно вони були більшими за вертикальні, що цілком зрозуміло з огляду на саме горизонтальний напрямок дії динамічних сил під час роботи машини (уздовж напрямку хитання рухомої щоки) (рис. 3.10) [13].

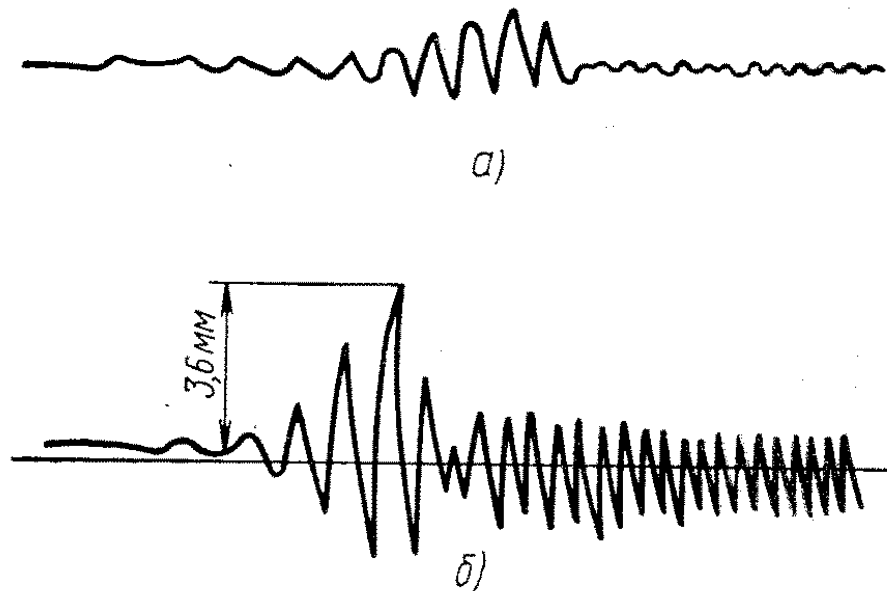


Рисунок 3.10 – Коливання у процесі запуску віброізованої дробарки:
а – у вертикальному напрямку; б – у горизонтальному напрямку

В результаті використання описаних віброізоляційних опор величини горизонтальних періодичних сил, що передаються на фундамент, зменшуються у 10 разів [13]. Це дає можливість застосовувати замість масивних монолітних фундаментів легкі рамні конструкції, які з'єднуються з існуючими будівельними. Дробарки можуть встановлюватися на перекриттях дробильних корпусів та безпосередньо у кар'єрах.

3.1.3 Аналіз способів захисту щоків дробарок від перевантажень

Для підвищення надійності роботи дробарок щоків типу існує нагальна потреба їх постачання спеціальними запобіжними пристроями. Необхідність у цьому пояснюється наступними міркуваннями [14]. Можна вважати, що ступінь захисту конструктивних елементів дробарки від ушкодження оцінюється коефіцієнтом перевантажень k_n , які вони можуть сприймати. Значення такого коефіцієнту

при раптовій зупинці рухомої щоки установки становитиме [14]:

$$k_n = \frac{\sum Q}{\sum T} = \frac{Q_1 + Q_2 + Q_3}{T_1 + T_2 + T_3}, \quad (3.1)$$

де $\sum Q$ – енергія, що підводиться до деталей дробарки. Це підсумкова кінетична енергія рухомих мас механізму дробарки та її приводу; Q_1 – кінетична енергія розпірної плити, рухомої щоки та ексцентрикового валу; Q_2 – кінетична енергія маховика та шківів; Q_3 – енергія, що витрачається електродвигуном протягом циклу наближення дробильних плит; $\sum T$ – підсумкова потенційна енергія напруженого стану деталей дробарки при номінальному навантаженні; T_1 – потенційна енергія напруженого стану розпірної плити, рухомої щоки та станини; T_2 – потенційна енергія напруженого стану валу дробарки та шківів; T_3 – потенційна енергія напруженого стану приводних пасів.

Проведені аналітичні дослідження свідчать, що для щоквої дробарки зі складним рухом щоки типу ЩДС 2,5 х 4 згаданий коефіцієнт перевантажень під час миттєвої зупинки дробарки під навантаженням становить: $k_n = 41-43,5$. Аналогічні результати отримані і для конструкцій з простим рухом щоки [14].

Для попередження ушкоджень дробарки потрібно усунути можливість її аварійного перевантаження, тобто обмежити передачу енергії на її деталі. Для дробарок зі складним рухом щоки це можна забезпечити наступними шляхами [14]:

- відключенням живлення електродвигуна. У разі відключення енергії Q_3 загальна енергія $\sum Q$ зменшується не більше, як на 9-10%. Коефіцієнт k_n у такому випадку все одно залишається надто високим (38-40), тобто такий спосіб не можна вважати ефективним;

- установкою запобіжника на валу дробарки. Тут, окрім Q_3 , відключається також енергія Q_2 , яка складає майже 90% від усієї підведеної до дробарки енергії. Таким чином, залишається енергія Q_1 , що не перевищує 1-2% від усієї енергії $\sum Q$. Коефіцієнт перевантаження при цьому складає усього 1,5;

- установкою запобіжника на розпірній плиті. У цьому випадку енергія від-

ключається повністю, тому $k_n = 4$.

З огляду на вищесказане, можна дійти висновку, що для надійного захисту щоківих дробарок зі складним рухом щоки від можливих перевантажень вони повинні бути забезпечені запобіжними пристроями на розпирній плиті або на валу.

Саме рухома щока такої дробарки буде сприймати перевантажувальні зусилля. Її можна представити у вигляді двохопорної балки, для якої величини реакцій в опорах будуть залежати від розташування точки прикладення перевантажувального зусилля у камері дроблення. Крім того, рухому щоку можна розглядати в якості шатуна, тому навантаження у запобіжнику на валу буде залежати від кута φ повороту ексцентрика, а навантаження у запобіжнику на розпирній плиті – від кута нахилу останньої. Для визначення величин аварійних навантажень були проведені аналітичні дослідження у чотирьох точках прикладення навантаження для різних значень вказаних кутів (рис. 3.11) [14].

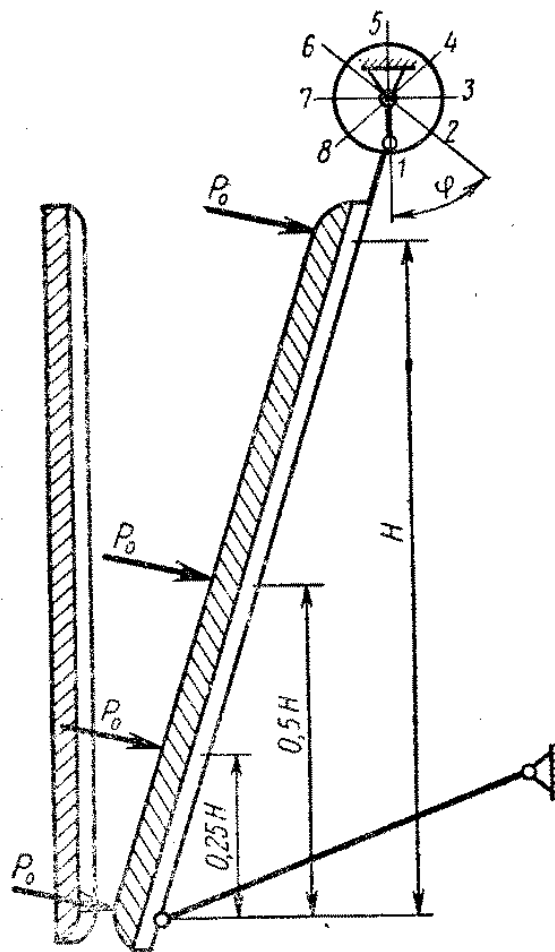


Рисунок 3.11 – Схема прикладення сил до рухомої щоки дробарки типу ЩДС

Під час аналітичного дослідження було прийнято, що запобіжник на розпирній плиті має спрацювати, коли зусилля дроблення у нижній зоні камери дроблення у 1,5 рази перевищуватиме номінальне значення ($P_d/P_{d.ном}$). Це може трапитися, наприклад, у разі потрапляння у камеру дроблення недробимого предмету. На рис. 3.12 представлений графік змінення зусиль дроблення (при яких спрацює запобіжник) по висоті H камери [14].

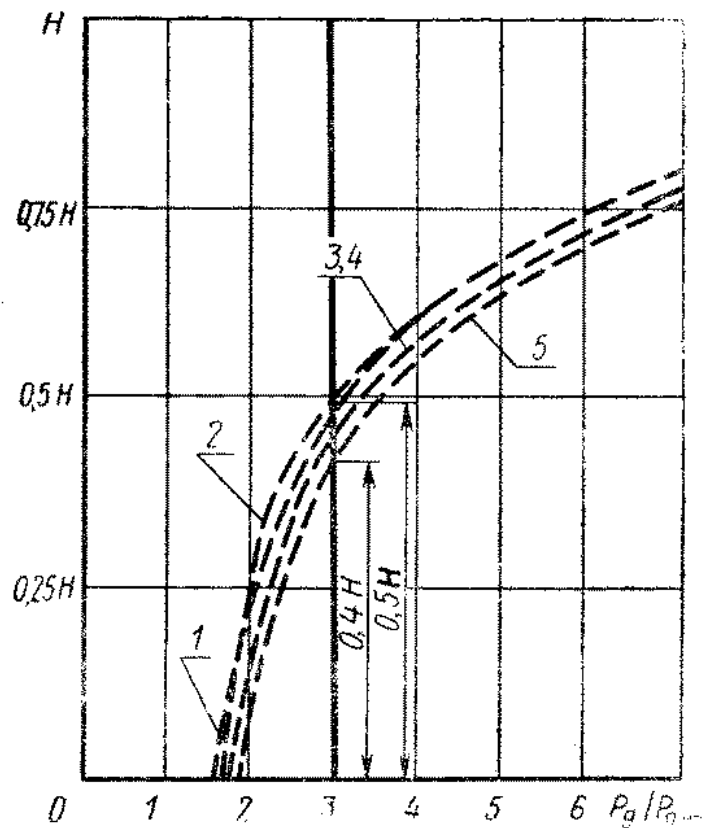


Рисунок 3.12 – Визначення зон надійного захисту дробарки від перевантаження для випадку установки запобіжника на розпирній плиті:

1, 2, 3, 4, 5 – при куті φ повороту ексцентрика відповідно 0, 45, 90, 135 та 180°

Товстою вертикальною лінією на ньому позначена допустима для деталей дробарки величина триразового перевищення навантажень. Зона зліва від цієї лінії для кожної кривої графіку визначає умови, при яких защемлення недробимого предмету не призведе до руйнування дробарки. Практично для будь-яких умов роботи запобіжник на розпирній плиті забезпечує захист дробарки від більш ніж триразового перевантаження у зоні від 0 до $(0,45-0,5)H$.

Величина моменту на валу (як відношення крутного зусилля до одиничного зусилля дроблення) залежить від кута повороту ексцентрика. Коли це одиничне зусилля прикладене у нижній зоні камери дроблення, момент змінюється від 0,85 до 0, а у верхній – від 0,86 до 0,37.

Що стосується використання запобіжного пристрою на валу дробарки, то, як і в попередньому випадку, вважалося, що він буде спрацьовувати при перевантаженні $P_d/P_{d.ном} = 1,5$ у нижній зоні камери дроблення ($\varphi = 53^\circ$). Момент на валу при цьому дорівнює 1,29. Зони, безпечні для конструкції дробарки в разі потрапляння недробимого предмету у камеру дроблення визначалися аналогічним чином, але вони були різними для різних значень кута φ (рис. 3.13) [14].

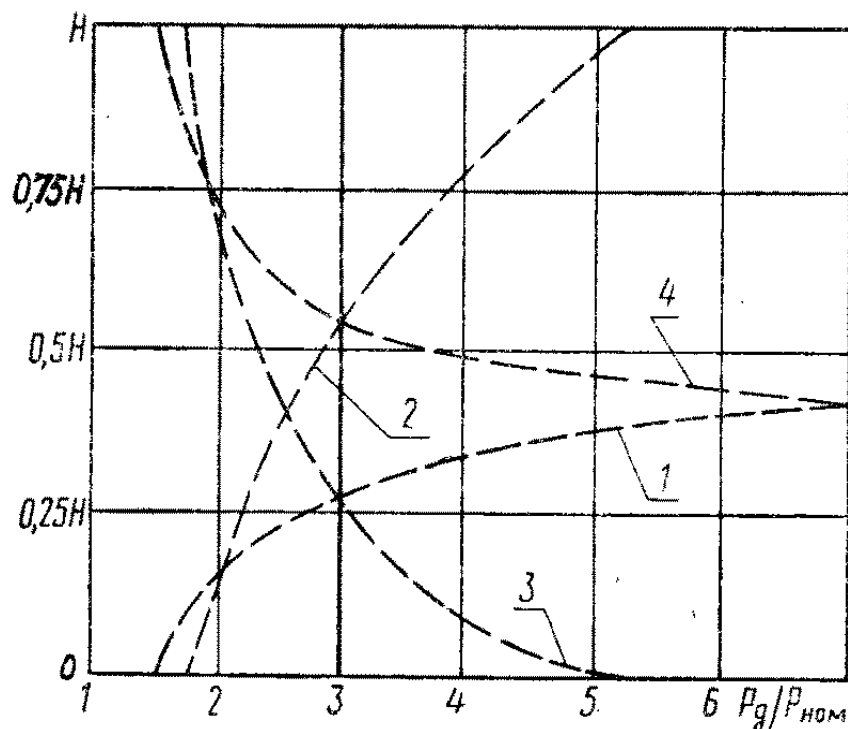


Рисунок 3.13 – Визначення зон надійного захисту дробарки від перевантаження для випадку установки запобіжника на валу:

1, 2, 3, 4 – при куті φ повороту ексцентрика відповідно 45, 90, 135 та 180°

Слід, проте, зауважити, що жодний з розглянутих способів установки запобіжників в разі окремого використання не забезпечує повного захисту дробарки від аварійного перевантаження. Кращі результати можна отримати при одночасному застосуванні запобіжників і на розпирній плиті, і на валу. Для прийнятого

вище значення допустимого перевантаження картина буде наступною (рис. 3.14) [14].

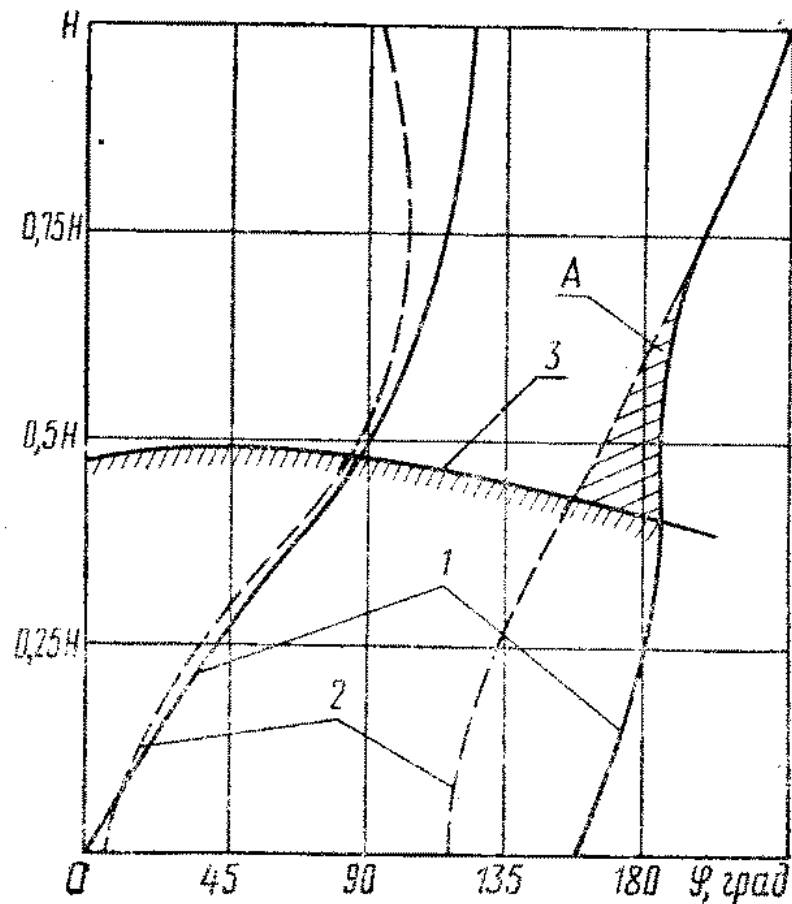


Рисунок 3.14 – Зони стискання матеріалу (1) та надійного захисту дробарки від перевантаження при установці запобіжників на валу (2) і на розпирній плиті (3)

При використанні обох запобіжників дробарка буде захищена з ймовірністю 97%. Утім, небезпека перевантаження залишається у випадку защемлення недробимого тіла у середині камери дроблення при $\varphi = 157-184^\circ$. Для повного захисту дробарки від руйнування у вказаних умовах необхідно, щоб її деталі витримували навантаження, яке у 3,2 рази перевищують номінальне.

Оскільки усі конструкції щоківих дробарок зі складним рухом щоки мають ідентичні кінематичні схеми, можна розповсюдити отримані результати й на них.

3.1.4 Дослідження напруженого стану бічних стінок дробарок

Динамічні навантаження, що виникають під час дроблення гірничих порід у дробарках щоківого типу, разом з іншими конструктивними елементами сприй-

маються станиною машини. Одними з найуразливіших деталей станини є її бічні стінки, які виконуються у вигляді достатньо тонких пластин і часто бувають послаблені різними технологічними отворами чи прорізами.

У роботі [15] представлені результати дослідження напруженого стану бічної стінки щоклової дробарки СМД-108, навантаженої зосередженими силами, що діють у її площині. Дослідження напружень у зоні вирізу під розпірну плиту виконувалося за допомогою поляризаційно-оптичного методу. Бічна стінка моделювалася у двох варіантах: плоска модель і модель з ребрами. Масштаб моделювання – 1:5. Схема моделі бічної стінки, навантаженої зовнішніми силами, показана на рис. 3.15 [15].

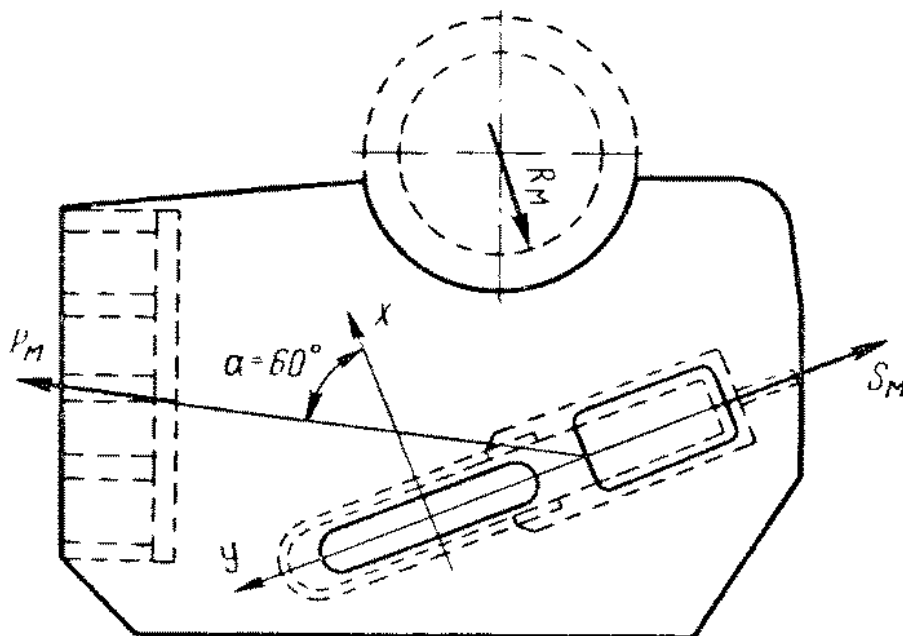


Рисунок 3.15 – Модель бічної стінки дробарки СМД-108

Основне співвідношення поляризаційно-оптичного методу пов'язує оптичні величини та напруження у будь-якій точці моделі за допомогою наступної формули [16]:

$$\sigma_1 - \sigma_2 = \sigma_0^{(1,0)} h^{-1} m, \quad (3.2)$$

де σ_1 і σ_2 – головні напруження; $\sigma_0^{(1,0)}$ – ціна смуги матеріалу моделі за напруженням; h – товщина моделі; m – порядок інтерференційної смуги у досліджуваній точці моделі.

У результаті дослідження за допомогою формули (3.2) були розраховані напруження за контуром отвору під розпирну плиту, середнє напруження у площині моделі та побудовані епюри напружень за цим контуром (рис. 3.16) [15].

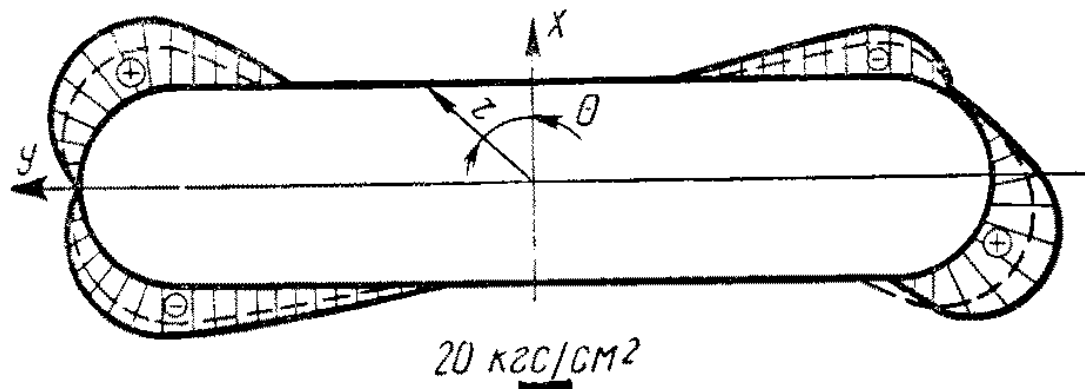


Рисунок 3.16 – Епюри напружень за контуром отвору під розпирну плиту:
 ----- — модель без ребер; - - - - - — модель з ребрами

Найбільші розтягальні напруження перевищують середнє напруження у площині моделі без ребер приблизно утричі (суцільні лінії на рис. 3.16), тобто має місце значна концентрація напружень у зоні вказаного отвору. Для моделі з ребрами найбільші напруження зменшуються приблизно на третину (пунктирні лінії на рис. 3.16). В обох випадках існує необхідність додаткового посилення конструкцій у зонах отворів.

3.2 Дослідження та обґрунтування раціонального профілю дробильних плит

Ефективність процесу дроблення матеріалу щокровою дробаркою багато у чому залежить від конструктивних параметрів робочих поверхонь її дробильних плит. Характер профілю рифлень дробильних плит визначає вид деформацій, яким піддається шматок гірничої маси під час їх зближення (роздавлювання, вигин, зсув тощо). Наприклад, на рис. 3.17 приведені деякі різновиди профілю рифлень [2,6]. Рифлення у вигляді загострених виступів забезпечують зрізання або вигин шматка матеріалу по перетинам 1 (рис. 3.17а). Криволінійний поздовжній

профіль рифлень показаний на рис. 3.17б.

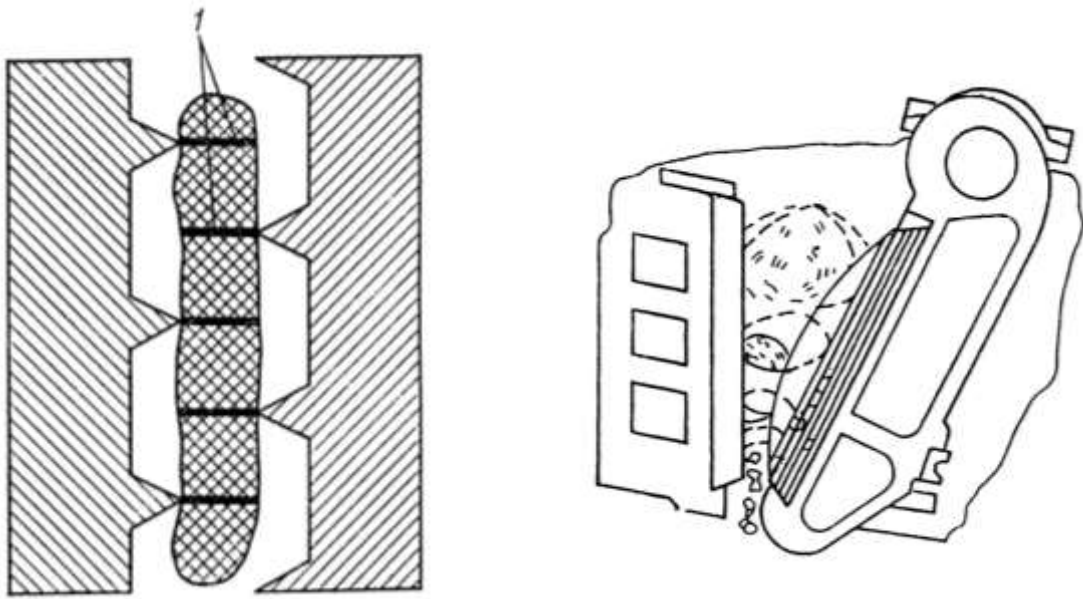


Рисунок 3.17 – Різновиди геометричного профілю рифлень
дробильних плит щоківних дробарок:

a – у вигляді загострених виступів (1 – перетини, за якими відбувається зрізання або вигин шматка матеріалу); *б* – криволінійний поздовжній

У роботі [17] викладені результати досліджень, які дозволяють стверджувати наступне:

- для підвищення ефективності руйнування шматка необхідно забезпечити зосереджені навантаження на нього, які можуть бути створені виступами рифлень певної геометричної форми, наприклад з радіусами раціональної величини. Останні повинні реалізувати глибину впровадження виступів, не більшу за значення відносної деформації породи. Величина радіусу виступів R у різних перетинах камери дроблення дробарки становить:

$$R = \frac{\left\{ (e-h) + \left[(B-h) - (e-h)H' \right] \right\} \cos \frac{\alpha}{2}}{2}, \quad (3.3)$$

де H – висота перетину камери дроблення, що розглядається, м; $H' = \frac{H}{H_k}$ – відно-

сна висота камери дроблення, м; H_k – висота камери дроблення, м; α – кут захвату дробарки, град.; B – ширина прийомного отвору камери дроблення, м; e – ширина розвантажувальної щілини камери дроблення, м; h – висота рифлень, м.

Рациональна величина R має бути не менше $0,4D$, де D – розмір шматка гірничої породи;

- крок t розташування виступів на поверхні дробильної плити пов'язаний з максимальними розмірами шматків матеріалу, які руйнуються під впливом розтягувальних напружень в результаті деформації вигину:

$$t = k_p D_l = k_p L \left\{ \frac{e + \left[(B - e) \frac{H}{H_k} \right]}{B} \right\}, \quad (3.4)$$

де D_l – максимальний розмір шматка породи у розглянутому перетині висоти камери дроблення, м; $k_p = 0,5-1,0$ – коефіцієнт, що враховує максимальний розмір шматка породи у різних перетинах висоти камери дроблення; L – довжина прийомного отвору камери дроблення, м;

- для підвищення надійності захвату шматків породи дробильними плитами шляхом зниження величини сили виштовхування виступи плит мають бути певним чином нахилені відносно поздовжньої осі. Якщо на практиці зазвичай використовують прямі рифлення (паралельні поздовжній осі дробильній плити), то похилі повинні мати наступний вигляд (рис. 3.18). Кут β нахилу виступів до поздовжньої осі визначається за допомогою наступної залежності:

$$\beta = \arcsin \left\{ nt_{\epsilon} \left[\left(\frac{L_n t_{\epsilon}}{t_{\epsilon} - t_n} \right)^2 + nt_{\epsilon}^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}, \quad (3.5)$$

де n – порядковий номер виступу починаючи від поздовжньої осі; t_{ϵ} , t_n – крок виступів рифлень відповідно у верхній і нижній частинах дробильної плити, м; L_n –

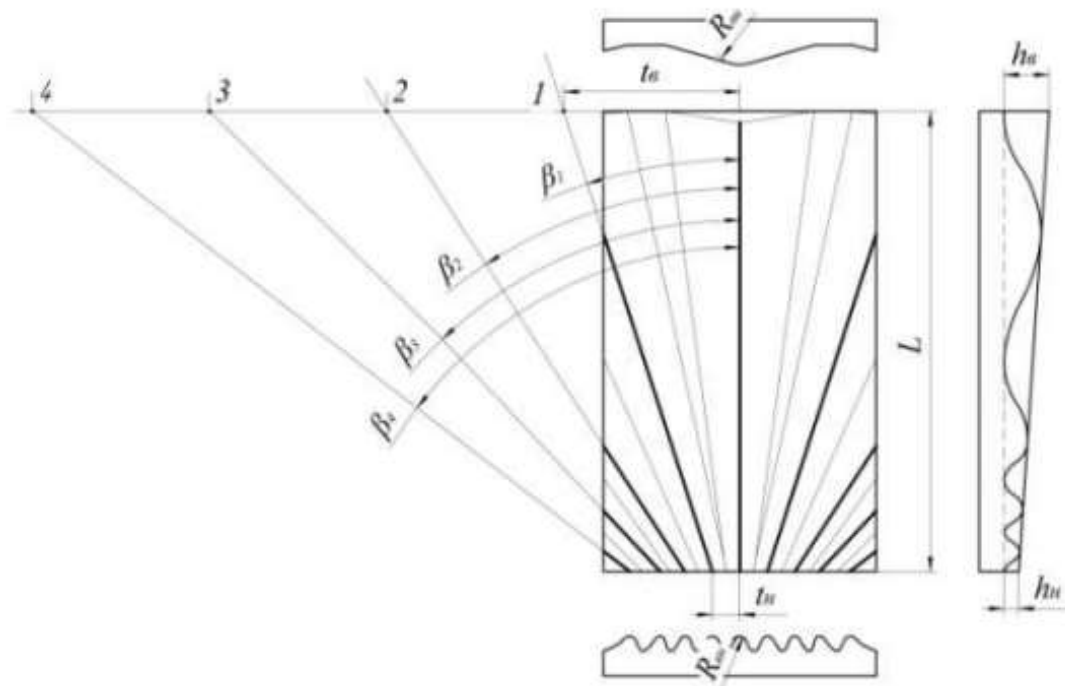


Рисунок 3.18 – Дробильна плита з похилими рифленнями змінного перетину

довжина плити, м.

Згідно з твердженнями автора, використання дробильних плит з такими геометричними параметрами дозволить підвищити питому продуктивність дробарки в 1,24 рази, збільшити в 1,17 рази вихід крупної фракції готового продукту за масою та знизити питому витрату енергії на дроблення в 1,3 рази.

Висновки:

- проведений аналіз динамічних навантажень щокочових дробарок з допоміжним приводом показав, що: максимальні величини динамічних навантажень виникають на другому етапі запуску (до вмикання основного приводу) і визначаються здебільшого величиною зазору в обгінній муфті; для зниження динамічних навантажень доцільно максимально зменшувати зазори у кінематичному ланцюзі допоміжного приводу, уникати невиправданого завищення моменту двигуна допоміжного приводу та підключати основний привод у період холостого ходу, коли момент опору мінімальний; динамічні навантаження у щокочових дробарках з допоміжним приводом повинні враховуватися при розрахунках міцності елементів їх конструкцій;

- великі динамічні навантаження, що виникають під час роботи шокових дробарок, потребують зведення масивних фундаментів під них, особливо у випадках, коли вони встановлюються на тих чи інших будівельних перекриттях. Причинами їх виникнення є вплив періодичних інерційних сил, а також ударні процеси, які виникають при руйнуванні гірничої маси у камері дроблення. Найбільш радикальним засобом зменшення усіх видів навантажень є віброізоляція шокових дробарок. Особливо це стосується горизонтальних імпульсних навантажень. Використання віброізоляція не знижує працездатності та продуктивності шокової дробарки, а величини горизонтальних періодичних сил, що передаються на фундамент, зменшуються при цьому у 10 разів;

- для підвищення надійності роботи шокових дробарок в аварійних ситуаціях потрапляння до їх камер дроблення недробимих предметів установки потрібно постачати запобіжними пристроями на розпірній плиті або на валу машини, а ще краще – одночасно в обох місцях. В результаті досліджень визначені раціональні зони надійного захисту дробарок від перевантаження у залежності від кута φ повороту ексцентрика машини;

- дослідження напруженого стану бічних стінок станини шокових дробарок виявило наявність значних концентраторів напружень у технологічних отворах, наприклад для установки розпірних плит, що вимагає додаткових заходів щодо їх посилення;

- аналіз шляхів підвищення ефективності процесу дроблення гірничої маси у шокових дробарок дало можливість сформулювати вимоги до раціональних параметрів робочих поверхонь дробильних плит. Зокрема, рекомендується використовувати рифлення з радіусами, що забезпечують необхідну глибину упровадження виступів у шматки породи. Крок між виступами має бути узгоджений з максимальними розмірами цих шматків. Для підвищення надійності захвату шматків породи дробильними плитами їх виступи мають бути певним чином нахилені відносно поздовжньої осі. Запропоновані формули для визначення величин радіусів, кроку розташування виступів та кута їх нахилу до поздовжньої осі дробильної плити.

4 РЕКОМЕНДАЦІЇ ЩОДО ПРАКТИЧНОГО ВИКОРИСТАННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ПРОВЕДЕНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1 Обґрунтування раціональних експлуатаційних параметрів щоківих дробарок

4.1.1 Розрахунок кута захвату шматків матеріалу дробильними плитами

Кут між нерухомою та рухомою щоками називається кутом захвату дробарки. Він повинен мати певну раціональну величину. Перевищення її буде викликати виштовхування шматків матеріалу нагору, а недостатня величина – спричинити зменшення ступеню дроблення матеріалу.

Для отримання оптимального значення кута захвату α розглянемо, які сили діють на шматок породи у дробильній камері щоквої дробарки (рис. 4.1 а) [2,9].

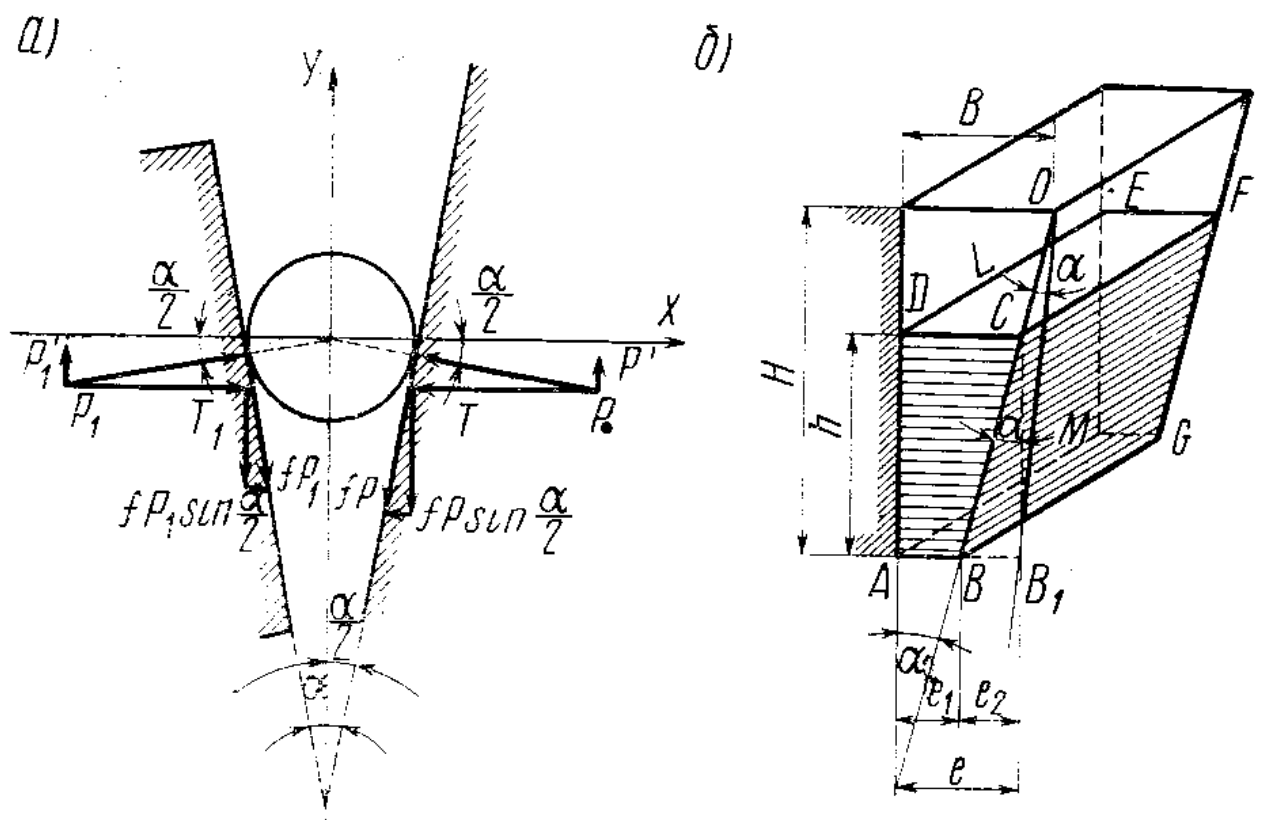


Рисунок 4.1 – Схеми для розрахунку технологічних параметрів щоківих дробарок: а – кута захвату α ; б – швидкості обертання ексцентрикового валу та продуктивності

Це наступні сили (вагою шматка можна знехтувати з огляду на її незначність у порівнянні з ними):

- сила натискання щоби на шматок P ;
- реакція нерухомої щоби P_1 ;
- сили тертя шматка відносно рухомої та нерухомої щоби – відповідно fP і fP_1 , де f – коефіцієнт тертя між футеровкою щоби та шматком матеріалу.

Сили тертя fP і fP_1 намагаються затягнути шматок донизу, а вертикальні складові сил P і P_1 (P' і P_1') – навпаки, виштовхнути його нагору. Дробарка буде працювати, руйнуючи шматок, якщо перші сили переважатимуть другі. Для визначення максимального значення кута захвату α_0 , при якому шматок не буде виштовхуватися з дробарки, потрібно скласти рівняння проекцій вказаних сил на горизонтальну та вертикальну осі.

Підсумок проекцій сил на вісь x :

$$\sum x = -P \cos \frac{\alpha_0}{2} + P_1 \cos \frac{\alpha_0}{2} - fP \sin \frac{\alpha_0}{2} + fP_1 \sin \frac{\alpha_0}{2} = 0.$$

Звідси маємо:

$$P_1 \left(\cos \frac{\alpha_0}{2} + f \sin \frac{\alpha_0}{2} \right) = P \left(\cos \frac{\alpha_0}{2} + f \sin \frac{\alpha_0}{2} \right), \text{ тобто: } P_1 = P. \quad (4.1)$$

Підсумок проекцій на вісь y :

$$\sum y = P_1 \sin \frac{\alpha_0}{2} + P \sin \frac{\alpha_0}{2} - fP_1 \cos \frac{\alpha_0}{2} - fP \cos \frac{\alpha_0}{2} = 0.$$

З огляду на те, що $P_1 = P$, маємо:

$$2 \sin \frac{\alpha_0}{2} = 2 f \cos \frac{\alpha_0}{2} \quad \text{або} \quad \operatorname{tg} \frac{\alpha_0}{2} = f. \quad (4.2)$$

Якщо виразити коефіцієнт тертя ковзання f через кут тертя φ , то отримаємо:

$$f = \operatorname{tg} \varphi.$$

$$\text{Тоді: } \operatorname{tg} \frac{\alpha_0}{2} = \operatorname{tg} \varphi, \quad \frac{\alpha_0}{2} = \varphi \quad \text{або} \quad \alpha_0 = 2\varphi. \quad (4.3)$$

Таким чином, граничний кут захвату α_0 дорівнює подвійному куту тертя. Звідси випливає, що кут захвату щоківних дробарок завжди має бути не більше подвійного кута тертя: $\alpha \leq 2\varphi$.

Якщо згадати, що коефіцієнт тертя каменю відносно сталі дорівнює 0,3 (це відповідає куту тертя приблизно 16°), то кут захвату щоківних дробарок може бути до 32° . Але на практиці він зазвичай не перевищує величини у 24° .

4.1.2 Розрахунок швидкості обертання приводного валу

Швидкість обертання приводного валу визначає величину продуктивності дробарки. Для оцінки останньої скористаймося схемою на рис. 4.1б [2,9]. Під час дроблення після стискання шматків рухому щока відходить від нерухомої, роздроблений матеріал опускається вниз і проходить крізь розвантажувальну щілину машини. Протягом кожного руху щоки мають випасти шматки, що знаходяться нижче площини $CDEF$, адже у цьому місці ширина дробильного простору дорівнює ширині розвантажувальної щілини у момент повного її відкриття. Часу відходу рухомої щоки повинно вистачати на випадіння цього матеріалу, об'єм якого дорівнює об'єму призми $ABCDEFGM$ з висотою h . Будемо вважати, що цей час відповідатиме половині оберту ексцентрикового валу дробарки:

$$t = \frac{\pi}{\omega}, \text{ с,}$$

де ω – кутова швидкість ексцентрикового валу, рад/с.

Протягом цього часу шматки будуть випадати з висоти $h = \frac{gt^2}{2}$, тому:

$$t = \sqrt{\frac{2h}{g}}, \text{ с,}$$

де $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння.

Якщо прирівняти праві частини цих формул, то після перетворень отримаємо:

$$\omega = \frac{\pi}{\sqrt{\frac{2h}{g}}}, \text{ рад/с.} \quad (4.4)$$

Знаючи довжину ходу нижньої точки рухомої щопи e_2 (м), з трикутника BB_1C можна знайти величину висоти h :

$$h = \frac{e_2}{\operatorname{tg} \alpha}, \text{ м.}$$

З урахуванням цих значень вираз (4.4) прийме наступний вигляд:

$$\omega = \frac{\pi}{\sqrt{\frac{2e_2}{g \operatorname{tg} \alpha}}} = \frac{7\sqrt{\operatorname{tg} \alpha}}{\sqrt{e_2}}, \text{ рад/с.} \quad (4.5)$$

Для граничного кута захвату α_0 оптимальна швидкість обертання приводного валу становитиме:

$$\omega = \frac{4,44}{\sqrt{e_2}}, \text{ рад/с.} \quad (4.6)$$

З огляду на гальмівний вплив тертя матеріалу відносно футеровки дробильних плит доцільно трохи зменшити значення чисельника останньої формули (приблизно на 5-10%):

$$\omega = \frac{4}{\sqrt{e_2}}, \text{ рад/с.} \quad (4.7)$$

4.1.3 Розрахунок продуктивності дробарки

Підрахуємо об'єм згаданої вище призми $ABCDEFGM$ [2,9]:

$$V = \frac{e_1 + e}{2} h L = \frac{e_1 + e}{2} \cdot \frac{e_2}{\operatorname{tg} \alpha} L = \frac{(e_1 + e) e_2 L}{2 \operatorname{tg} \alpha}, \text{ м}^3,$$

де e_1 – мінімальна ширина розвантажувальної щілини в момент найближчого положення щік, м; e – максимальна ширина розвантажувальної щілини в момент найбільшого розходження щік, м; L – висота призми, що дорівнює довжині камери дроблення, м.

Тепер можна знайти як об’ємну продуктивність дробарки:

$$Q_V = \frac{(e_1 + e)e_2\omega\mu L}{4\pi\text{tg}\alpha}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (4.8)$$

так і вагову:

$$Q_B = \frac{(e_1 + e)e_2\omega\mu\rho L}{4\pi\text{tg}\alpha}, \text{ кг/с},$$

де $\mu = 0,4-0,75$ – коефіцієнт розпушення готового продукту; ρ – густина насипної маси матеріалу, кг/м^3 .

Звісно, ці формули не враховують багато важливих факторів, наприклад, форми камери дроблення та дробильних плит, характер процесів живлення дробарки вихідним матеріалом та зношення футеровок, точний ступінь розпушеності матеріалу тощо. Тому вони дають лише приблизну оцінку експлуатаційних можливостей дробарок. Можна також користуватися наступною формулою, отриманою на основі багаторічної експлуатації щоккових дробарок; вона дає більш-менш точні результати:

$$Q_B = kLe, \text{ т/г}, \quad (4.9)$$

де $k = 0,05-0,1$ – довідковий коефіцієнт, що залежить від розмірів дробарки.

4.1.4 Розрахунок потужності приводного електродвигуна

Для оцінки величини потужності також рекомендується користуватися експериментальними формулами, наприклад розробленою Л.В. Левенсоном [9]:

$$N = \frac{\sigma^2\omega L(B^2 - e^2)}{24 \cdot 10^3 E}, \text{ кВт}, \quad (4.10)$$

або більш зручною для користування, запропонованою Д.І. Береновим [9]:

$$N = cBL, \text{ кВт}, \quad (4.11)$$

де σ – межа міцності перероблюваного матеріалу, Н/м²; B – ширина завантажувального отвору, м; E – модуль пружності перероблюваного матеріалу, Н/м²; c – коефіцієнт, що залежить від розмірів завантажувального отвору ($c = 1/60$ для отворів менше 250x400 мм; $c = 1/100$ для отворів від 250x400 до 900x1200 мм; $c = 1/120$ для отворів більше 900x1200 мм).

4.2 Обґрунтування раціональних конструкційних параметрів щоківих дробарок

4.2.1 Розрахунок шатуна

На рис. 4.2 приведена схема зусиль, що діють у дробарці з простим рухом щоки [9]. Шатун 2 під час руху від точки A до точки A' сприймає зусилля розтягування (рис. 4.2а), а під дією інерційних сил у процесі його хитання – зусилля вигину.

Робота двигуна дробарки за один оберт приводного валу витрачається на роботу, що виконує шатун за аналогічний період часу [9]:

$$A = \frac{N}{\omega} = P_{сер} \cdot 2\varepsilon = P_{max} \varepsilon, \quad (4.12)$$

де N – потужність двигуна, Вт; ω – кутова швидкість приводного валу, рад/с; ε – ексцентриситет приводного валу, м; $P_{сер}$, P_{max} – відповідно середнє та максимальне зусилля у шатуні за один оберт приводного валу, Н, де $P_{сер} = P_{max} / 2$ (змінення величини зусилля у шатуні відбувається за лінійний законом від 0 до P_{max}).

Величина напруження у шатуні під дією розтягувальних навантажень:

$$\sigma = \frac{P_{розр}}{F} \leq [\sigma]_p, \text{ Н/м}^2, \quad (4.13)$$

де $P_{розр} = (1,2-1,5)P_{max}$ – розрахункове зусилля у шатуні, Н; F – площа поперечного перетину шатуна, м²; $[\sigma]_p$ – допустиме напруження на розтягування, Н/м².

Максимальні згинальні напруження виникають у шатуні, коли він знаходиться перпендикулярно відносно ексцентрикової частини приводного валу. Шатун розраховується на вигін як двохопорна балка, що працює під дією розподіленого навантаження (рис. 4.2з). Найбільше значення згинального моменту $M_{\max}$ буде спостерігатися у перетині, який знаходиться на відстані $z = 0,577l$ від точки B :

$$M_{\max} = 0,128P \cdot \frac{l^2}{2} = 0,064Pl^2 = 0,064 \frac{V\gamma\omega^2\varepsilon l}{gl} = 0,006F\gamma l^2\omega^2\varepsilon, \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (4.14)$$

де $P = \frac{\gamma V\omega^2\varepsilon}{gl}$ – найбільша величина інерційного навантаження, що діє на одиницю довжини шатуна, Н/м; l – довжина шатуна, м; γ – сила тяжіння одиниці об'єму шатуна, Н/м³; V – об'єм шатуна, м³; ω – кутова швидкість шатуна у точці A , рад/с; ε – ексцентриситет приводного валу, м; F – площа поперечного перетину шатуна, м²; g – прискорення вільного падіння, м/с².

Остаточну величину максимального розрахункового напруження в небезпечному перетині шатуна можна визначити за наступною формулою:

$$\sigma = \frac{P_{\text{розп}}}{F} \pm \frac{M_{\max}}{W} \leq [\sigma], \text{ Н/м}^2, \quad (4.15)$$

де W – момент опору поперечного перетину шатуна, м³.

4.2.2 Розрахунок розпірних плит

Розпірні плити дробарки розраховують на максимальну величину зусилля стискання $T_{\max}$, яке виникає при розташуванні шатуна у точці A' (див. рис. 4.2а), та згинальний момент $M_{зг}$, що утворюється внаслідок позацентрового прикладання цього зусилля:

$$T_{\max} = \frac{P_{\max}}{2 \cos \beta}, \text{ Н}, \quad (4.16)$$

де $\beta = 80-88^\circ$ – найвигідніше значення кута між шатуном і розпірною плитою, при

якому рухома щока отримує максимальні розрахункові зусилля. Кут β обов'язково має бути меншим за 90° , тому що при $\beta = 90^\circ$ $T_{\max}$ зростає до ∞ і це може призвести до аварії машини.

Підсумкове напруження у розпірній плиті:

$$\sigma = \frac{T_{\max}}{F_{\text{нетто}}} \pm \frac{M_{32}}{W} \leq [\sigma], \text{ Н/м}^2, \quad (4.17)$$

де $M_{32} = T_{\max}a$ – згинальний момент, Н·м; W – момент опору перетину, м³; a – відстань від точки прикладення сили $T_{\max}$ до поздовжньої осі розпірної плити, м; $F_{\text{нетто}}$ – чиста площа перетину розпірної плити, м².

Коефіцієнт стійкості розпірної плити:

$$\lambda = v \frac{l}{r}, \quad (4.18)$$

де l – довжина розпірної плити, м; r – радіус інерції плити, м; v – коефіцієнт, що залежить від способу закріплення плити.

4.2.3 Розрахунок рухомої щоки

На рис. 4.2в показано, як в дробарках з простим рухом щоки зусилля $T_{\max}$ від розпірної плити на рухому щоку розкладається на нормальну до поверхні щоки T_1 і паралельну щоці T_2 складові (Н) [9]:

$$\begin{aligned} T_1 &= T_{\max} \cos \gamma = T_{\max} \cos(\alpha - \delta); \\ T_2 &= T_{\max} \sin \gamma = T_{\max} \sin(\alpha - \delta), \end{aligned}$$

де $\gamma = 90 - \delta - (90 - \alpha) = (\alpha - \delta)$ – кут між $T_{\max}$ і T_1 .

Величина рівнодіючої Q опору дробленого матеріалу руйнуванню відносно точки C підвісу щоки:

$$\sum M_C = 0; Ql_1 = T_1L; Q = T_1 \frac{L}{l_1} = T_{\max} \cos(\alpha - \delta) \frac{L}{l_1},$$

де l_1 – відстань між точкою прикладення сили Q до точки C , м; L – довжина діль-

ниці щоки між точкою C та розпірною плитою, м.

Величини підсумкового напруження у щогі від сумісної дії згинального зусилля Q та розтягувального зусилля T_2 становитимуть (Н/м²):

- для несиметричного перетину:

$$\sigma = \frac{M_{32}y}{I} \pm \frac{T_2}{F} \leq [\sigma]_n; \quad (4.19)$$

- для симетричного перетину:

$$\sigma = \frac{M_{32}}{W} \pm \frac{T_2}{F} \leq [\sigma]_n, \quad (4.20)$$

де M_{32} – згинальний момент у небезпечному перетині щоки, Н·м; I – момент інерції перетину, м⁴; y – відстань найбільш віддаленої точки перетину від нейтральної осі, м; W – момент опору перетину, м³; F – площа поперечного перетину щоки, м².

Для дробарок зі складним рухом щоки на останню діють сили P (у точці A підвісу щоки на приводному валу) та T (у точці B з'єднання щоки з розпірною плитою). Ці сили можна розкласти на нормальні до поверхні щоки складові (відповідно P_1 і T_1) та такі, що діють уздовж щоки (відповідно P_2 і T_2) (рис. 4.3) [9].

Складемо умови рівноваги системи діючих на щоку сил відносно точок A і B :

$$\begin{aligned} \sum M_A = 0; T_1 L = Q l_1; T_1 &= Q \frac{l_1}{L}; \\ \sum M_B = 0; P_1 L = Q l_2; P_1 &= Q \frac{l_2}{L}, \end{aligned}$$

де l_1 і l_2 – відстані від точки прикладення рівнодіючої Q відповідно до точки підвісу щоки на приводному валу та до точки з'єднання щоки з розпірною плитою, м; $L = l_1 + l_2$.

Далі:

$$T_2 = P_2 = T_1 \operatorname{tg} \gamma = Q \frac{l_1}{L} \operatorname{tg} \gamma, \quad (4.21)$$

де γ – кут між силами T і T_1 .

$$T = T_1 \frac{1}{\cos \gamma} = Q \frac{l_1}{\cos \gamma}. \quad (4.22)$$

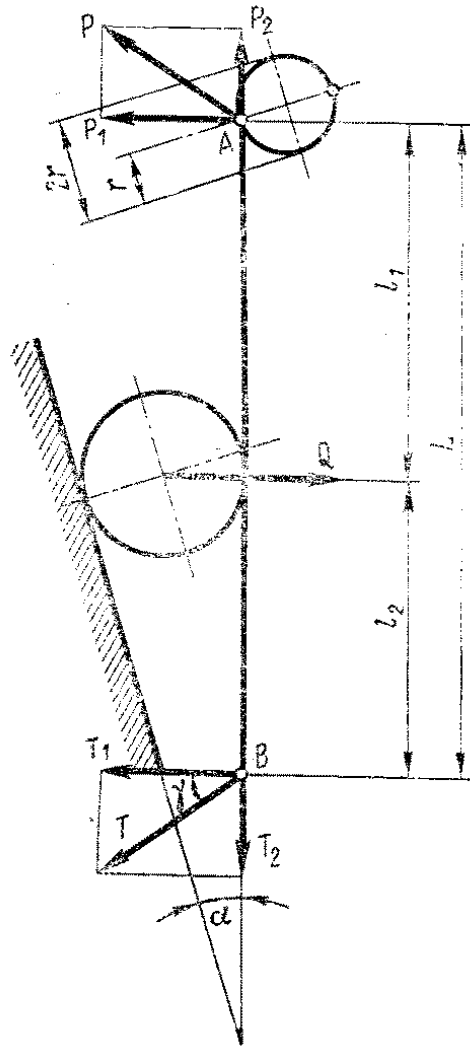


Рисунок 4.3 – Розрахункова схема дробарки зі складним рухом щоки

Величина сили P :

$$P^2 = P_1^2 + P_2^2 = \left(Q \frac{l_2}{L} \right)^2 + \left(Q \frac{l_1}{L} \operatorname{tg} \gamma \right)^2; \quad (4.23)$$

$$P = \frac{Q}{L} \sqrt{l_2^2 + l_1^2 \operatorname{tg}^2 \gamma}; Q = \frac{PL}{\sqrt{l_2^2 + l_1^2 \operatorname{tg}^2 \gamma}}.$$

4.2.4 Розрахунок маховика

Маховики призначені для вирівнювання навантажень на двигун та згладжування їх динамічного впливу на ланки механізму на приводному валу дробарки. Під час холостого півходу вони розганяються і заощаджують у собі енергію, а при

робочому півході – віддають її на процес дроблення. Накопичену маховиком енергію E_M можна визначити за наступною формулою [9]:

$$E_M = I \frac{\omega_{\max}^2 - \omega_{\min}^2}{2}, \text{ Дж}, \quad (4.24)$$

де $\omega_{\max}$, $\omega_{\min}$ – кутові швидкості маховика у кінці та на початку холостого півходу, рад/с; I – момент інерції маси маховика, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$.

Під час розрахунку слід мати на увазі, що маховик повинен забезпечувати приблизно половину енергії, необхідної для дроблення, тобто $E_M \approx \frac{A_{\partial p}}{2}$. Тоді матимемо [9]:

$$I = \frac{A_{\partial p}}{\omega_{\max}^2 - \omega_{\min}^2}, \text{ кг} \cdot \text{м}^2. \quad (4.25)$$

Після перетворень отримаємо:

$$I = \frac{A_{\partial p}}{2\omega_{\text{сеп}}^2 \delta}, \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \quad (4.26)$$

де $\omega_{\text{сеп}} = \frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{2}$; $\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{2}$ – ступінь нерівномірності ходу (для щокочових дробарок $\delta = 0,02-0,03$).

З огляду на те, що $I = mR^2$, а радіус маховика R має бути таким, щоб окружна швидкість на його обіді не перевищувала 25-30 м/с, можна знайти масу маховика:

$$m = \frac{A_{\partial p}}{2R^2 \omega_{\text{сеп}}^2 \delta}, \text{ кг}. \quad (4.27)$$

4.3 Розробка рекомендацій щодо підвищення ефективності експлуатації дробарок щокочового типу

Щокочові дробарки, не обладнані допоміжним приводом, погано пристосовані

до роботи під завалом, тому потребують наявності спеціальних прийомних лійок чи бункерів, з-під яких матеріал рівномірно подається у дробарки живильниками, наприклад пластинчастими. З тієї ж причини запуск установок має відбуватися за відсутності матеріалу у робочому просторі. Для усунення цього недоліку рекомендовано використовувати допоміжний привод, який служить пристроєм для рушення дробарки з місця. Потім вмикається основний привод і коли частота обертання його валу перевищить частоту обертання веденого валу допоміжного приводу останній вимикається в автоматичному режимі.

Максимальний ступінь дроблення, який може бути досягнутий на щоккових дробарок, складає 8, але зазвичай вини забезпечують ступінь дроблення 3-4.

Найкращим матеріалом для дробильних плит для дроблення особливо міцних, міцних та середньої міцності матеріалів вважається марганцевиста сталь марки Г13-Л із вмістом марганцю 12-14%. Вона має твердість за Бринелем HB 150-170, але внаслідок ударів (наклепу) покращує свої властивості і набуває твердості до HB 550-650. Для дроблення слабких порід рекомендовано використовувати сталь ЗОГЛ [8].

З метою подовження довговічності броньових дробильних плит вдаються до заміни місцями верхніх і нижніх секцій (після зношення виступів нижніх як найбільш уразливих у районі розвантажувальної щілини), а також перевертання окремих секцій.

Крім дробильних плит до зношуваних деталей щоккових дробарок, які потребують періодичної заміни, відносяться розпірні плити, вкладиші гнізд останніх, вкладиші підшипників ексцентрикового валу, осі рухомої щоки, вкладиші головки шатуна. Середній термін служби футеровок складає приблизно шість місяців, решти змінних елементів – від 5 до 12 місяців. Витрати марганцевистої сталі на футерувальні плити залежить від твердості перероблюваного матеріалу і коливається від 0,02 до 0,08 кг на 1 т дробленого продукту [2,6].

Надзвичайну увагу треба приділяти питанням захисту деталей дробарки та загального підвищення їх надійності і довговічності. Традиційний метод захисту щоккових дробарок від аварійних перевантажень за допомогою розпірних плит, які

руйнуються у разі перевищення допустимих навантажень, потребує значних витрат металу. Заміна ж такої важливої ланки кінематичного ланцюга дробильної установки пов'язана із значними втратами часу і простоями обладнання.

Інститутом ВНДПбуддормаш запропонована конструкція запобіжного пристрою для щоків дробарок зі складним рухом щоки, встановленого на шків-маховику машини. Схема пристрою показана на рис. 4.4 [18]. Шків-маховик 4 вільно сидить на ексцентриковому валу 9 дробарки. На його обіді розташований упор 5, який пов'язаний з роликом 6 важеля 7. Останній закріплений на водилі 8, яке жорстко поєднане з ексцентриковим валом 9. Важіль 7 постачений повзуном 2, що спирається на пружину 3 та за допомогою розпірної ланки 1 кріпиться до водила 8.

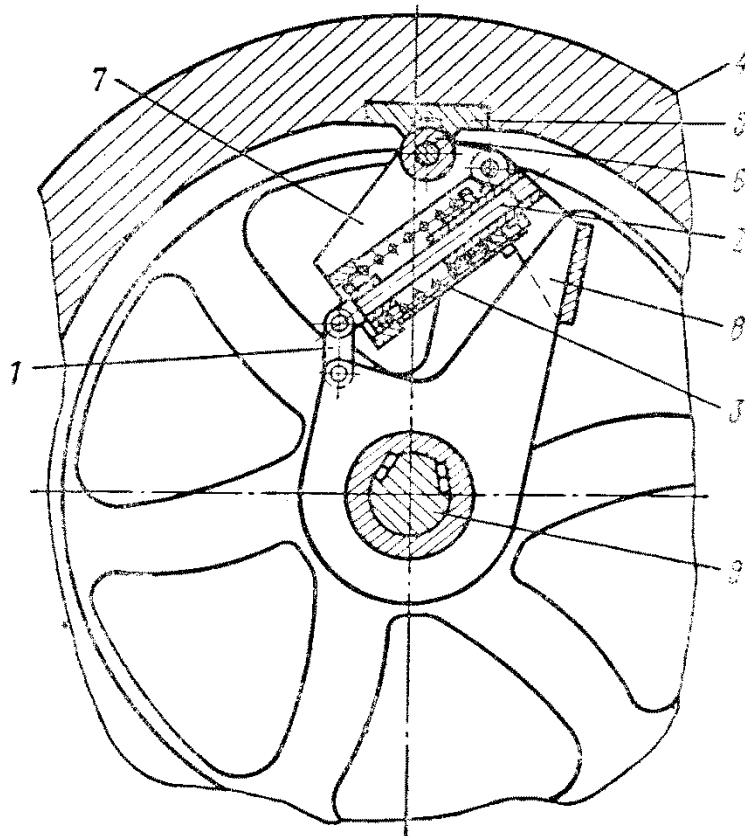


Рисунок 4.4 – Схема запобіжного пристрою щоків дробарки зі складним рухом щоки на шків-маховику установки:

1 – розпірна ланка; 2 – повзун; 3 – пружина; 4 – шків-маховик;
5 – упор; 6 – ролик; 7 – важіль; 8 – водило; 9 – ексцентриковий вал

Затягнута пружина 3 надійно фіксує шків-маховик на ексцентриковому валу

у процесі нормальної роботи дробарки. Проте у разі потрапляння у камеру дроблення недробимого предмету ролик 6 виходить з пазу упору 5 і долає опір пружини 3. Важіль 7 та розпирна ланка 1 при цьому повертаються навколо водила і пружина фіксує важіль з роликом у такому положенні. В результаті цього спрацьовує кінцевий вимикач, який відключає привод дробарки.

Для конструкцій з простим рухом щоки доцільнішим є використання способу з'єднання шків-маховика з валом за допомогою муфти фрикційного типу. У цьому випадку між маточинами маховиків та валом дробарки встановлюються бронзові втулки, які дозволяють вільне провертання маховиків у разі перевищення обертовим моментом розрахункових величин [18].

Основними шляхами удосконалення конструкцій щоків дробарок залишаються: покращання техніко-експлуатаційних характеристик машин (наприклад, за рахунок підвищення частоти обертання ексцентрикового валу); створення та впровадження крупних типорозмірів підшипників кочення, що здатні витримувати значні динамічні навантаження; підвищення зносостійкості дробильних плит; розробка нових принципових схем обладнання подібного типу.

Що стосується останнього напрямку, то дуже перспективним є створення щоків дробарок вібраційного типу, в яких, на відміну від звичайних конструкцій щоків дробарок дроблення здійснюється не статичним роздавлюванням матеріалу, а більш ефективним віброударним способом. Руйнування породи при цьому реалізується в результаті періодичного виникнення зазорів між щокою і шматками породи [19].

Такі дробарки ще носять назву інерційних і в якості приводів щік використовують дебалансні вібратори. На рис. 4.5 приведена можлива конструктивна схема такої дробарки [2].

Дробарка має дві симетрично розташовані рухомі щоки 2 і 5 з верхньою підвіскою, які зверху з'єднані ресорами 1, а знизу – пружинами 4. Кожна щока поєднана дебалансним вібратором 3 у вигляді обертової неурівноваженої маси. При вмиканні вібратори швидко синхронізуються (завдяки відомому ефекту самосинхронізації) і приводять щоки у вібраційні рухи. Завдяки відсутності жорсткого

зв'язку між робочим елементом віброприводу (дебалансом) і щокою (ніщо не заважатиме обертанню дебалансу навіть при повному заклиненні щоки) така дробарка не боїться потрапляння недробимого тіла у робочу зону і може запускатися під завалом (більше того, такий режим запуску є найбільш оптимальним для неї).

Взагалі, інерційні щокові дробарки поєднують переваги традиційних щокових конструкцій та дробарок ударного типу, забезпечують високий ступінь дроблення і можуть замінити дві-три стадії дроблення.

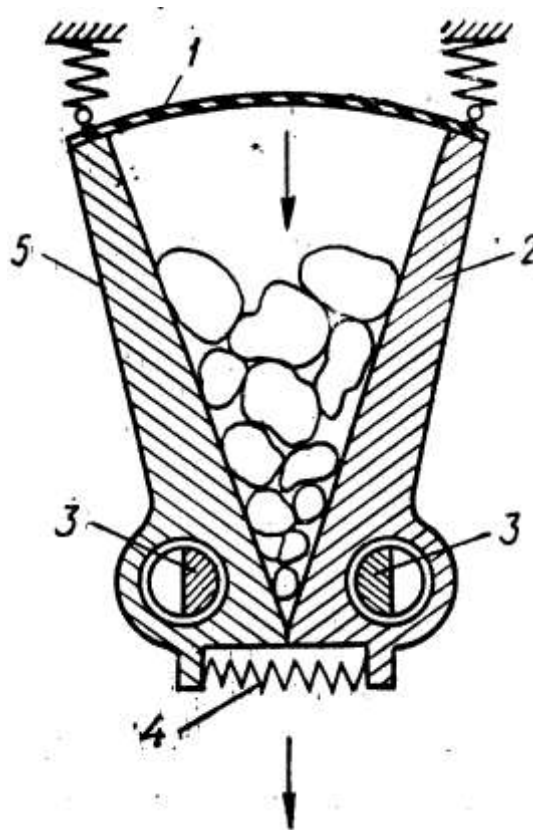


Рисунок 4.5 – Схема щокової дробарки інерційного типу:
1 – ресори; 2, 5 – рухомі щоки; 3 – дебалансні вібратори; 4 – пружини

4.4 Оцінка раціональної області використання щокових дробарок

Одним з найважливіших критеріїв економічної ефективності використання дробильного обладнання є приведені витрати на дроблення 1 м³ гірничої породи, які враховують капітальні та експлуатаційні витрати на обладнання, а також його

продуктивність. Експлуатаційні витрати складаються з амортизаційних відрахувань, витрат на електроенергію, технічне обслуговування і поточний ремонт, на заробітну платню обслуговуючого персоналу, на заміну швидкозношуваних робочих органів (дробильних плит).

Остання стаття витрат є однією з найголовніших. Для дробарок з простим рухом щоби витрати на заміну зношених дробильних плит складають 40-70% від загальної вартості дроблення 1 м³ матеріалу, а для конструкцій зі складним рухом щоби – 60-85% [20].

Свого часу в інституті ВНДПБуддормаш були проведені дослідження галузей раціонального використання щоківих дробарок з простим і складним рухом щоби у разі використання їх для первинного дроблення матеріалів крупністю 300-350, 450-500 та 700-750 мм. Результати спостережень за процесом роботи майже 480 машин у найрізноманітніших умовах експлуатації дали змогу визначити залежність відносної вартості дроблення 1 м³ (%) гірничої породи від її межі міцності (МПа) (рис. 4.6) [20].

Дробарки, що характеризуються кривими 1 і 2 (конструкції зі складним рухом щоби і розмірами прийомного отвору 400х600 і 600х900 мм доцільно використовувати для дроблення матеріалів з межею міцності на стискання від 80 до 120 МПа. Такі ж машини з прийомним отвором 900х1200 мм для таких умов роботи малопридатні.

Для дроблення порід з межею міцності більше 140 МПа економічно доцільно використовувати конструкції з простим рухом щоби [20].

Висновки:

- проведені дослідження дробарок щоківого типу дали можливість зробити висновок про достатньо високий технічний рівень такого обладнання. Конструктивні та експлуатаційні параметри щоківих дробарок забезпечують процес ефективного руйнування гірничої маси, надійність та довговічність дробильних установок;

- на підставі отриманих результатів дослідження запропоновано низку реко-

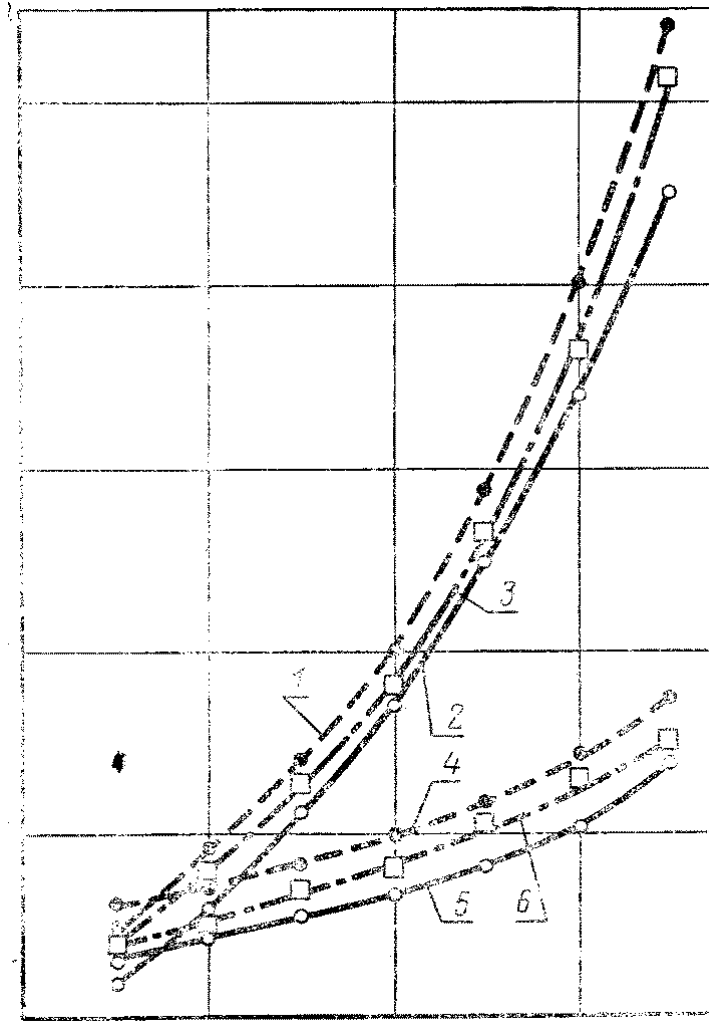


Рисунок 4.6 – Залежність вартості дроблення 1 м³ гірничої породи від межі міцності матеріалу:

- 1, 2, 3 – дробарки зі складним рухом щок і розміром прийомного отвору відповідно 400х600, 600х900 та 900х1200 мм;
 4, 5, 6 – дробарки з простим рухом щок і розміром прийомного отвору відповідно 400х600, 600х900 та 900х1200 мм

мендацій щодо підвищення ефективності експлуатації щоківих дробарок. Серед них особливий режим запуску установок з використанням допоміжного приводу та дотримання певних обмежень під час завантаження дробарок; використання спеціальних пристроїв для захисту установок від аварійних перевантажень; розробка та практичне упровадження нових конструкцій щоківих дробарок, наприклад вібраційних;

- рекомендовано раціональні області застосування різних типів шокових дробарок з точки зору отримання максимальної економічної ефективності процесу руйнування гірничої маси.

ВИСНОВКИ

Проведені під час виконання магістерської роботи дослідження дозволили сформулювати наступні висновки та практичні рекомендації:

- для механічного руйнування мінеральної сировини використовуються дробарки, що здійснюють операцію дроблення, та млини, які забезпечують подрібнення матеріалу. Метою цих операцій є повне за можливістю розкриття корисних компонентів, що містяться у руді. Дробарки шокового типу використовують здебільшого для первинного дроблення міцних та надміцних крупношматкових гірничих порід. Проведений аналіз існуючого парку шокових дробарок показав, що, з одного боку, такий клас дробильного обладнання характеризується достатньо високим технічним рівнем і здатен забезпечити виконання очікуваних від нього функцій, а з іншого боку – потребує певних науково-практичних зусиль для підвищення ефективності його роботи;

- для досягнення поставленої у роботі мети необхідно здійснити певні дослідження та вирішити сформульовані наукові і практичні задачі;

- проведений аналіз динамічних навантажень шокових дробарок з допоміжним приводом показав, що: максимальні величини динамічних навантажень виникають на другому етапі запуску (до вмикання основного приводу) і визначаються здебільшого величиною зазору в обгінній муфті; для зниження динамічних навантажень доцільно максимально зменшувати зазори у кінематичному ланцюзі допоміжного приводу, уникати невиправданого завищення моменту двигуна допоміжного приводу та підключати основний привод у період холостого ходу, коли момент опору мінімальний; динамічні навантаження у шокових дробарках з допоміжним приводом повинні враховуватися при розрахунках міцності елементів їх конструкцій;

- великі динамічні навантаження, що виникають під час роботи шокових дробарок, потребують зведення масивних фундаментів під них, особливо у випадках, коли вони встановлюються на тих чи інших будівельних перекриттях. Причинами їх виникнення є вплив періодичних інерційних сил, а також ударні проце-

си, які виникають при руйнуванні гірничої маси у камері дроблення. Найбільш радикальним засобом зменшення усіх видів навантажень є віброізоляція шокових дробарок. Особливо це стосується горизонтальних імпульсних навантажень. Використання віброізоляція не знижує працездатності та продуктивності шокової дробарки, а величини горизонтальних періодичних сил, що передаються на фундамент, зменшуються при цьому у 10 разів;

- для підвищення надійності роботи шокових дробарок в аварійних ситуаціях потрапляння до їх камер дроблення недробимих предметів установки потрібно постачати запобіжними пристроями на розпірній плиті або на валу машини, а ще краще – одночасно в обох місцях. В результаті досліджень визначені раціональні зони надійного захисту дробарок від перевантаження у залежності від кута φ повороту ексцентрика машини;

- дослідження напруженого стану бічних стінок станини шокових дробарок виявило наявність значних концентраторів напружень у технологічних отворах, наприклад для установки розпірних плит, що вимагає додаткових заходів щодо їх посилення;

- аналіз шляхів підвищення ефективності процесу дроблення гірничої маси у шокових дробарок дало можливість сформулювати вимоги до раціональних параметрів робочих поверхонь дробильних плит. Зокрема, рекомендується використовувати рифлення з радіусами, що забезпечують необхідну глибину упровадження виступів у шматки породи. Крок між виступами має бути узгоджений з максимальними розмірами цих шматків. Для підвищення надійності захвату шматків породи дробильними плитами їх виступи мають бути певним чином нахилені відносно поздовжньої осі. Запропоновані формули для визначення величин радіусів, кроку розташування виступів та кута їх нахилу до поздовжньої осі дробильної плити;

- проведені дослідження дробарок шокового типу дали можливість зробити висновок про достатньо високий технічний рівень такого обладнання. Конструктивні та експлуатаційні параметри шокових дробарок забезпечують процес ефективного руйнування гірничої маси, надійність та довговічність дробильних уста-

НОВОК;

- на підставі отриманих результатів дослідження запропоновано низку рекомендацій щодо підвищення ефективності експлуатації шокових дробарок. Серед них особливий режим запуску установок з використанням допоміжного приводу та дотримання певних обмежень під час завантаження дробарок; використання спеціальних пристроїв для захисту установок від аварійних перевантажень; розробка та практичне упровадження нових конструкцій шокових дробарок, наприклад вібраційних;

- рекомендовано раціональні області застосування різних типів шокових дробарок з точки зору отримання максимальної економічної ефективності процесу руйнування гірничої маси.

Таблиця 1.1 – Технічні характеристики щоківих дробарок

Показники	Дробарки з простим рухом щоки					Дробарки зі складним рухом щоки			
	ЩДП 4 x 6	ЩДП 6 x 9	ЩДП 9 x 12	ЩДП 12 x 15	ЩДП 15 x 21	ЩДС 4 x 6	ЩДС 4 x 9	ЩДС 6 x 9	ЩДС 12 x 15
Розмір приймального отвору, мм:									
ширина <i>B</i>	400	600	900	1200	1500	400	400	600	1200
довжина <i>L</i>	600	900	1200	1500	2100	600	900	900	1500
Ширина вихідної щілини, мм	30-80	80-160	130	150	180	20-50	40-100	75-200	150
Продуктивність*, м³/г	10-25	45-84	160	280	550	10-25	19,8-48	35-120	250-300
Максимальний розмір шматків у живленні, мм	340	510	750	1000	1200	340	340	510	1000
Кут захвату, град.	18	18,5-22	22	24	23	18	18	22	22
Хід щоки, мм	20	30	36	40	44	10	10	24	31
Ексцентриситет валу, мм	19	29	35	40	42	12	12	19	26
Частота обертання ексцентрикового валу, об/хв.	260	275	170	150	125	325	290	250	180
Приводний електродвигун:									
потужність, кВт	28	100	110	160	250	28	40	75	200
частота обертання ротору, об/хв.	1450	1450	720	740	490	1450	980	1460	590
Маса дробарки, кг	7560	21660	71800	144600	250200	6750	9510	14650	120000

* – продуктивність визначена для руди середньої міцності з насипною густиною 1,6 т/м³ і максимальним розміром шматків у живленні не більше 0,85*B*

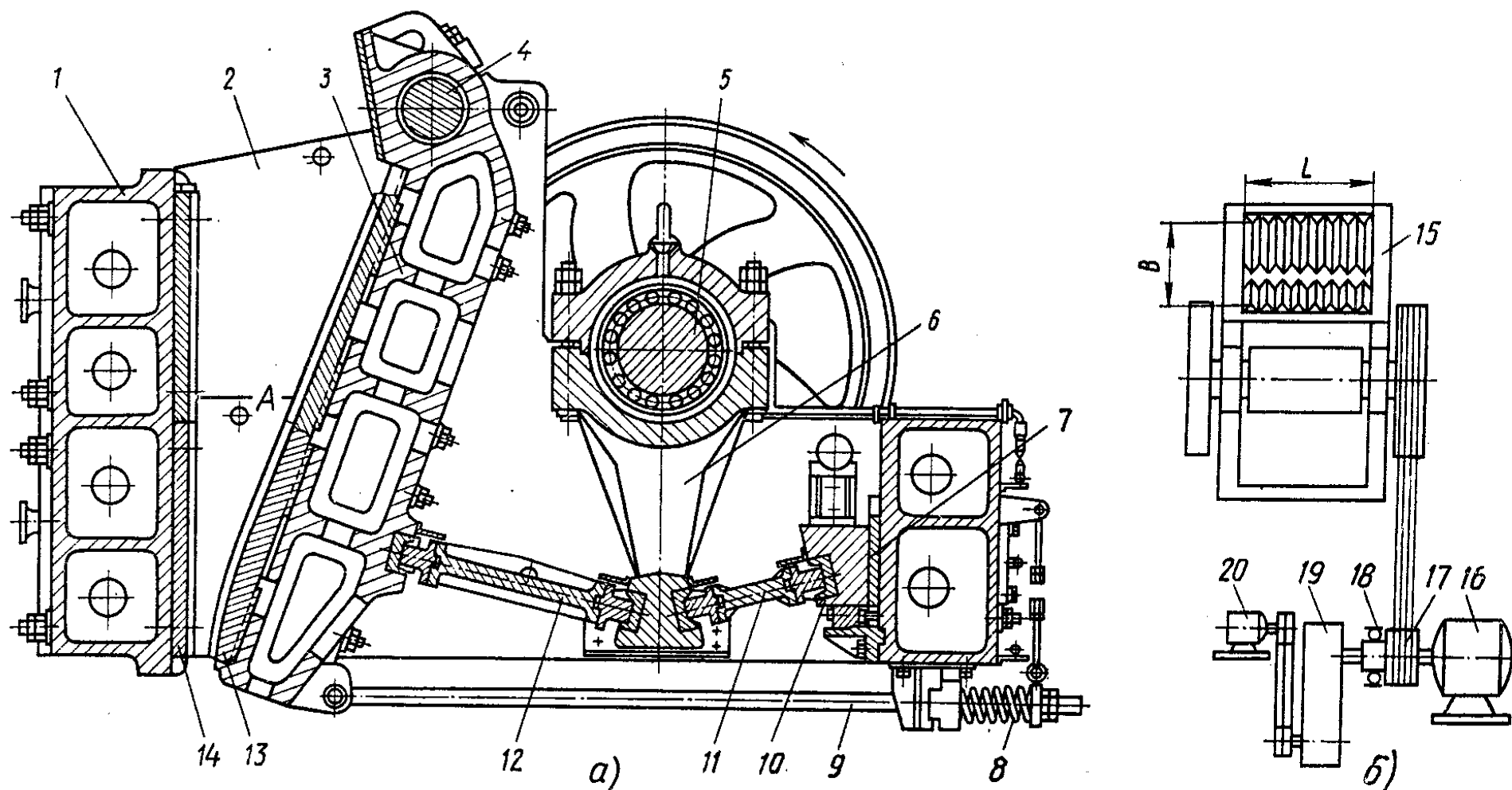


Рисунок 1.9 – Щокова дробарка з простим рухом щоки: *а* – принципова схема; *б* – схема приводу;
 1 – станина; 2 – бічна футерівка; 3 – рухома щока; 4 – вісь; 5 – ексцентриковий вал; 6 – шатун; 7 – прокладка;
 8 – пружина; 9 – тяга; 10 – регулювальний пристрій; 11, 12 – відповідно задня і передня розпірні плити;
 13, 14 – дробильні плити відповідно рухомої та нерухомої щік; 15 – щокова дробарка; 16, 20 – відповідно
 головний та допоміжний електродвигуни; 17 – ведучий шків; 18 – муфта; 19 – редуктор

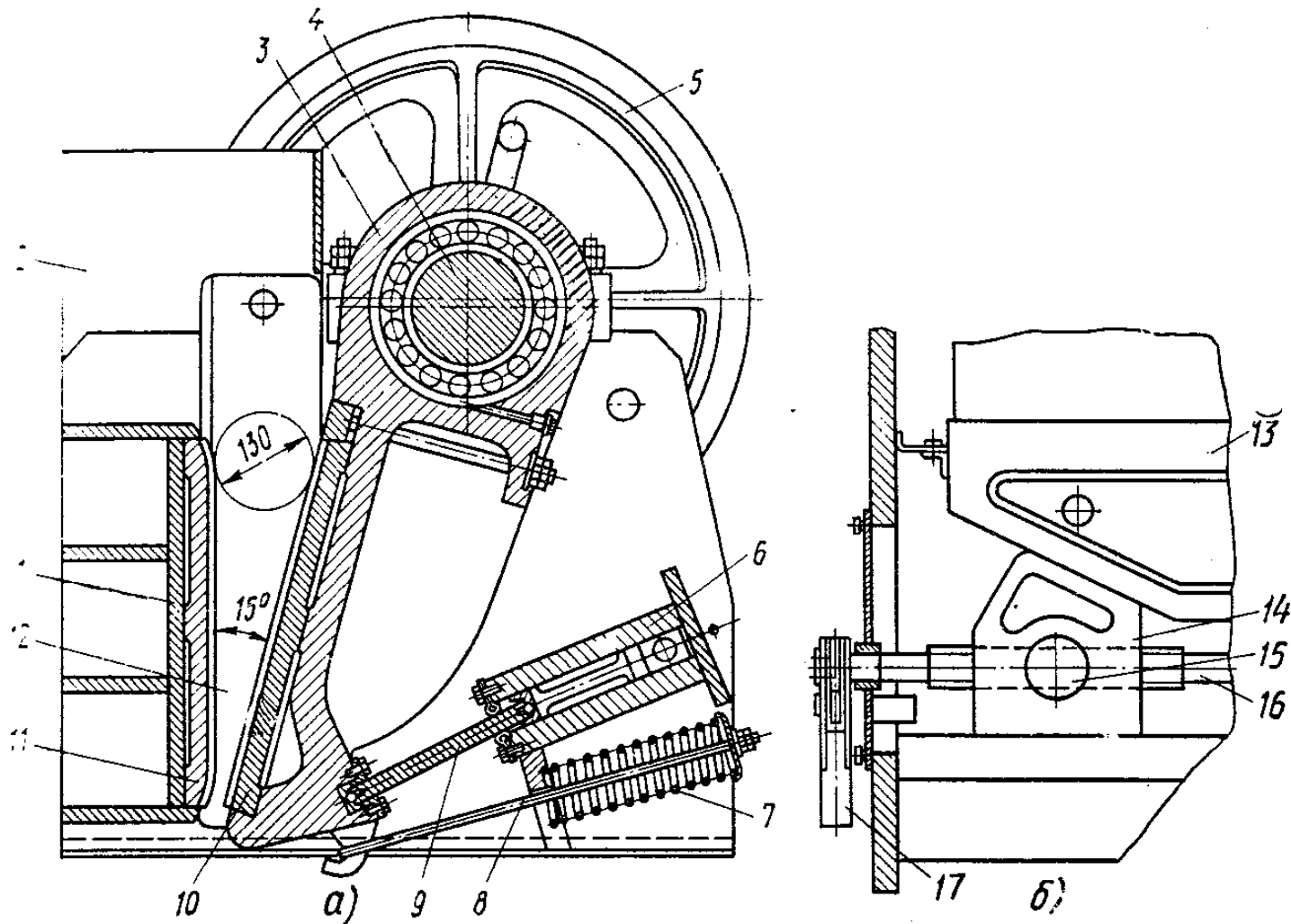


Рисунок 1.10 – Шокова дробарка зі складним рухом шоки:

- а* – принципова схема; *б* – схема пристрою для регулювання розміру розвантажувальної щілини;
 1 – передня стінка станини; 2 – захисний кожух; 3 – рухома шока; 4 – ексцентриковий вал; 5 – шків-маховик;
 6 – задня балка; 7 – пружина; 8 – тяга; 9 – розпирна плита; 10, 11 – дробильні плити; 12 – бічна футерівка;
 13 – повзун; 14 – клин; 15 – гайка; 16 – гвинт; 17 – рукоятка з храповиком

Таблиця 3.1 – Розрахункові значення навантажень на фундаменти щоккових дробарок типу ЩДП

Дробарка ЩДП	Навантаження								Розміри, мм				
	періодичні				імпульсні				l	B	C	d	L
	Амплітуда сили, кН		Момент M , кН·м	Частота, Гц	Гармонійні для розрахунку коливань фундаментів		Статистично еквівалентні для розрахунку фундаментних болтів						
	горизон- тальної R_z	верти- кальної R_s			еквівалентне амплітудне значення імпуль- сних сил P_i , кН	частота еквівалент- них імпуль- сних сил P_n , Гц	горизон- тальні P_{bz} , кН	верти- кальні P_{bs} , кН					
9 x 12	33	49	– 20	2,83	700	650	1050	900	260	1370	650	300	1410
12 x 15	68	104	76	2,25	1900	700	2850	2100	360	1900	950	680	2020
15 x 21	116	138	110	2,08	3500	600	5200	4700	500	1960	900	1000	2700

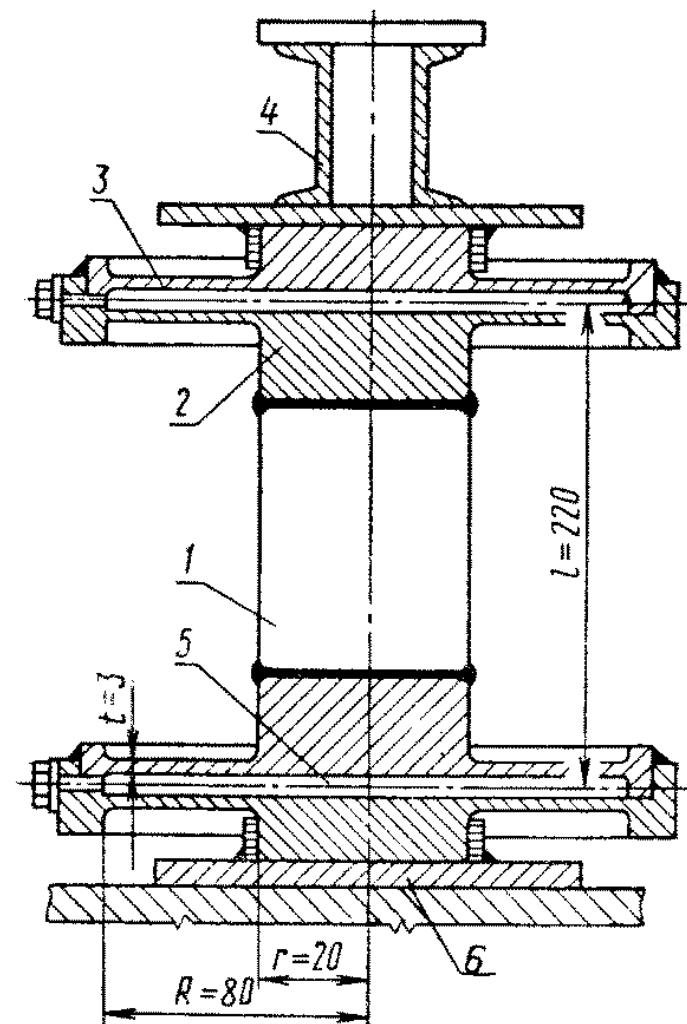
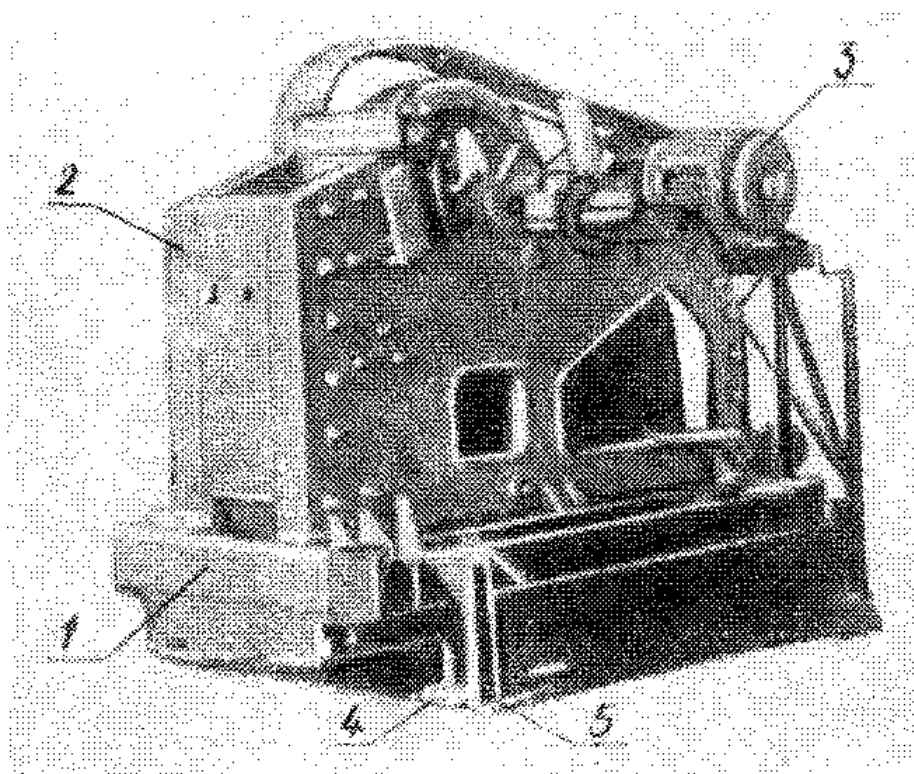


Рисунок 3.9 – Віброізоляція щоккових дробарок:

- а* – установка віброізоляторів на дробарці (1 – опорна рама; 2 – дробарка; 3 – двигун; 4 – віброізолятори; 5 – упори);
б – схема опорного віброізолятора (1 – жорсткий стрижень; 2, 3 – кільцеві пластини;
 4 – опора машини; 5 – рідина; 6 – опорний елемент віброізолятора)

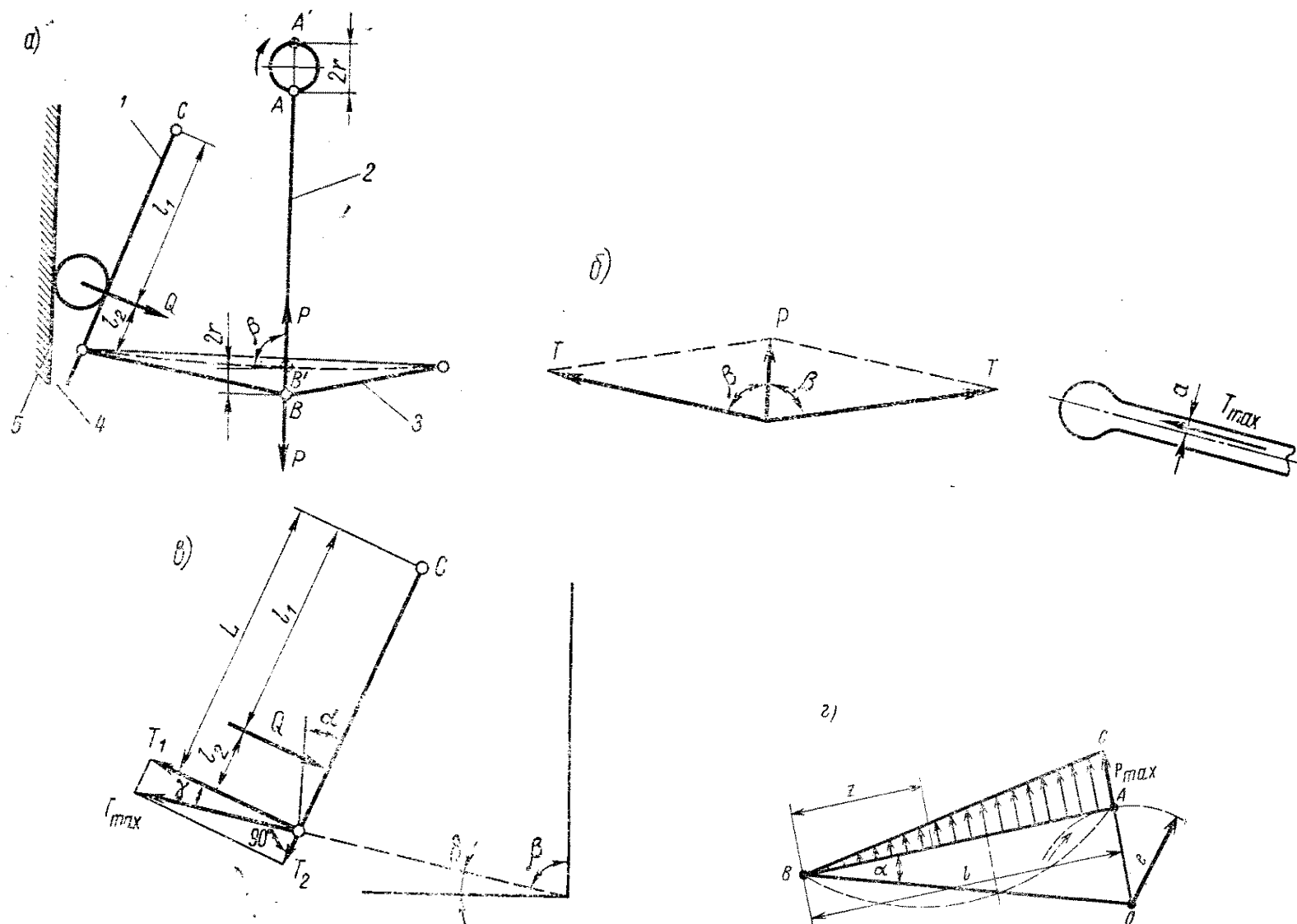


Рисунок 4.2 – Розрахункова схема шокової дробарки з простим рухом щоки:

a – загальна схема (1 – рухома щока; 2 – шатун; 3 – розпірна плита; 4 – розвантажувальна щілина; 5 – станина);

б, в, г – сили, що діють відповідно у розпірних плитах, у рухомій щоці та на шатун