

Луппа Денис Юрійович

Магістерська робота

**Дослідження та обґрунтування раціональних параметрів
віброударних щоккових дробарок урівноваженого типу**

Керівник роботи

к.т.н. Громадський Вік.А.

ВСТУП

Подальший розвиток та удосконалення технологій і засобів механізації гірничого виробництва нерозривно пов'язані із впровадженням потокових методів видобутку та транспортування корисних копалин. Забезпечення безупинного руху гірничої маси від очисних забоїв до гірничозбагачувальних підприємств потребує використання різних видів конвеєрного транспорту. Наприклад, в кар'єрах при конвеєрному переміщенні порід створюються передумови для високої концентрації відвальних робіт, спрощуються схеми відвалоутворення та подальшої рекультивації земель, а при якісному дробленні корисної копалини може бути виключена стадія крупного дроблення на збагачувальних фабриках [1-3].

Проте в умовах розробки міцних гірничих порід застосування потокової технології ускладнюється наявністю у підірваній гірничій масі значної кількості великих та негабаритних шматків, непридатних для транспортування стрічковими конвеєрами звичайних конструкцій. Така обставина вимагає необхідність додаткового дроблення великих шматків до транспортабельних розмірів, що не перевищують 300-400 мм.

Незважаючи на інтенсивні пошуки нових методів руйнування гірничих порід альтернативи механічному дробленню у найближчій перспективі не намічається. Тому розробка нових удосконалених конструкцій дробильного обладнання, заснованого на використанні механічних методів дроблення мінеральної сировини, залишається надзвичайно важливим науково-практичним завданням.

Нові стандарти галузі ставлять підвищені вимоги до сучасного дробильного обладнання. Для потокової технології на відкритих розробках потрібні конструкції самохідних дробильних агрегатів з мінімальними вагою та габаритами для сумісного використання з кар'єрними екскаваторами. Для таких умов важливого значення набувають технологічні вимоги та ступінь динамічного впливу дробарок на конструкцію самохідного дробильного агрегату. Це головні фактори, що впливають на вибір дробарок.

Наприклад, щоківі дробарки знаходять широке використання для дроблен-

ня гірничих порід високої твердості та абразивності, особливо коли необхідно забезпечити процес дроблення з мінімальним виходом дрібних фракцій. Але значна неурівноваженість дробарок шокового типу з однією рухомою шокою вимагає наявності масивної рами, що суттєво збільшує вагу установки.

У таких умовах найбільш придатними виявляються конструкції урівноваженого типу. Крім того, останнім часом бурхливо розвивається такий перспективний клас дробильного обладнання, як вібраційний, що відрізняється високим ступенем дезінтеграції найрізноманітніших твердих матеріалів.

З огляду на вищесказане, одним з перспективних шляхів розвитку засобів механічного дроблення мінеральної сировини слід вважати вібраційні шокові дробарки інерційного типу з дебалансними вібраторами в якості приводу щік, які здатні забезпечити високу інтенсивність дроблення матеріалів практично будь-якої міцності за рахунок створення ударних зусиль. Для зменшення маси і габаритів таких конструкцій бажано використовувати урівноважені схеми.

Тому актуальність теми представленої магістерської роботи не викликає жодних сумнівів.

Мета роботи – обґрунтування раціональних параметрів віброударних шокових дробарок урівноваженого типу.

Об'єкт дослідження – технологічний процес дроблення мінеральної сировини вібраційними шокowymi дробарками.

Предмет дослідження – віброударні шокові дробарки урівноваженого типу.

1 ОБГРУНТУВАННЯ ТИПУ ОБЛАДНАННЯ

1.1 Використання вібрацій для дроблення і подрібнення гірничої маси

Розвиток процесів руйнування різного роду твердих матеріалів, у тому числі мінеральної сировини, що видобувається гірничою промисловістю, як у минулому, так і в наш час відбувається в основному шляхом удосконалення механічних способів дроблення та подрібнення [2].

Дія сучасного дробильно-розмельного обладнання полягає у використанні таких давно відомих принципів дезінтеграції, як роздавлювання, розколювання, стирання, різання, удар. Незважаючи на різницю у фізичних ефектах, які покладені в основу відомих промислових способів дроблення та подрібнення, усі вони зводяться до створення в об'єкті, що підлягає руйнуванню, поля деформацій та напружень, що перевищують характеристики міцності матеріалу. Вплив цих напружень і деформацій призводить до розриву зв'язків кристалічної решітки з утворенням поверхні руйнування [1-11].

Для порушення суцільності кристалічної решітки потрібні дуже високі навантаження. Оскільки деформаційне поле створюється в об'ємі усього шматка мінеральної сировини, то на деформацію поверхні руйнування (корисну роботу дезінтеграції матеріалу) витрачається лише незначна частка усієї енергії, підведеної до нього, а переважна її кількість розсіюється у вигляді тепла. Тобто коефіцієнт корисної дії процесів дроблення і подрібнення у сучасному стані їх розвитку надзвичайно низький і не перевищує десятих часток відсотка.

З огляду на це, традиційні методи дезінтеграції мають дуже значні недоліки, для усунення яких потрібні нові підходи до проблеми раціональної організації процесу руйнування твердих матеріалів з метою його суттєвої інтенсифікації та зниження енергоємності.

Існуючі теоретичні погляди на закономірності процесів дроблення і подрібнення базуються на положеннях класичної механіки суцільного середовища. При цьому не враховуються реальні структури матеріалів, що потребують руйнування.

Наприклад, гірничі породи, як правило, характеризуються багатофазовістю, тобто складаються з кристалів різних мінералів, на поверхнях розділу яких відбувається різке змінення властивостей. Усі ці важливі фактори не приймаються до уваги під час проектування традиційного дробильно-розмельного обладнання [12].

Так, у більшості промислових установок матеріал піддається стискальним навантаженням незважаючи на те, що гірничі породи мають високу міцність на стискання. Основна увага спрямовується на створення максимально можливої нової поверхні на одиницю витраченої енергії, в результаті чого процес руйнування відбувається неселективно, різні фази мінералів повністю не розкриваються і одночасно спостерігається їх надмірне подрібнення. У той же час для селективного руйнування потрібне найповніше розкриття фаз при мінімальній новоствореній поверхні.

Таким чином, прогрес у розвитку теорії селективного руйнування міцних матеріалів пов'язаний з удосконаленням механіки руйнування, створенням нових теоретичних уявлень фізики та механіки руйнування твердого тіла на атомно-молекулярному рівні, урахуванні його неоднорідності та наявності дефектів внутрішньої будови для використання їх в якості зародкових тріщин, що призводять до дезінтеграції матеріалу.

Одним з найперспективніших напрямків у вирішенні поставлених вище задач є використання дробильно-розмельного обладнання вібраційного типу [13]. Широке промислове використання отримали вібраційні млини, які забезпечують процес подрібнення матеріалу під час його відносного переміщення разом з помольними тілами (кулями або стрижнями) під дією вібраційних коливань, створюваних віброприводом. Висока частота коливань дає можливість реалізації численних впливів цих тіл на подрібнюваний матеріал, внаслідок яких він якісно та високопродуктивно піддається диспергуванню.

Для крупного дроблення мінеральної сировини з успіхом застосовуються вібраційні дробарки, що відрізняються особливостями принципового устрою та режиму роботи. Такі конструкції представляють собою механічні системи з неповними зв'язками. Тому закономірності руху їх робочих органів визначаються не

кінематичними параметрами, а формуються в результаті сумісної дії сил, створюваних приводом, та робочих опорів (в якості останніх виступають зусилля, що виникають під час дроблення матеріалу).

У формування закону руху робочих органів вібраційних дробарок суттєву роль відіграє налаштування коливної системи установки, а саме: власна частота коливань, співвідношення власної та змущеної частот, опір пружної системи. Вібраційна дробарка працює під значними навантаженнями, тому робочі опори в ній сумірні зі змущеним зусиллям і можуть перевищувати сили інерції коливних частин установки та відновлювальні сили пружних зв'язків.

На рис. 1.1 показані принципові схеми основних типів вібраційних дробарок [13]. Конусна конструкція має корпус 3 з конічною дробильною камерою (рис. 1.1а). Корпус підвішується на підвісках 4 або спирається на фундамент за допомогою м'яких амортизаторів. В середині корпусу на кульовому підшипнику встановлений дробильний конус 1 з дебалансним вібратором 2, який обертається від електродвигуна через карданний приводний вал 5.

Дроблення матеріалу здійснюється у кільцевій порожнині між стінками дробильної камери та дробильного конусу. Під дією відцентрової сили дебалансу конус відхиляється від осі дробарки і входить у контакт з корпусом або безпосередньо, або через шар матеріалу, що знаходиться у камері дроблення. При цьому він обкочується по стінкам корпусу і дробить матеріал.

У вібраційних щоккових дробарках на відміну від традиційних процес дроблення забезпечується не за рахунок статичного роздавлювання, а за допомогою удару, який реалізується внаслідок періодичного виникнення зазору між щокою та матеріалом. Зазор з'являється через те, що при високочастотних коливаннях щоки гірничої порода не встигає рухатися з її швидкістю під час відходу і втрачає з нею контакт.

Представлена робота присвячена дослідженню саме щоккових вібраційних дробарок, тому нижче будуть докладно розглянуті існуючі конструктивні різновиди подібного обладнання. А на рис. 1.1б показана схема двощоккової дробарки з пружними елементами 4, які поєднують щоки 2 з рамою 1. Привод щік здійсню-

ється інерційними самобалансними вібраторами 3. Вібратори синхронно обертаються у протилежних напрямках, завдяки чому щокі коливаються у протифазі. Під час зближення вони дроблять матеріал, а в процесі розходження забезпечують розвантаження дробленого продукту.

Вельми перспективними є вібраційні дробарки роторного типу (рис. 1.1в). Дроблення матеріалу в них здійснюється ексцентричним ротором, встановленим між щокими. У корпусі 1 дробарки є ексцентриковий вал з вібратором 3, на якому за допомогою підшипника кочення змонтований рухомий пружний ротор 2 зі зносостійкою футерівкою. Така будова допускає вільне обертання ротора у будь-якому напрямку. Завдяки установці ротора на ексцентрику він одночасно здійснює поступальні переміщення з кроком, який дорівнює ексцентриситету ротора.

Обидві щокі мають шарніри у верхніх частинах, якими вони закріплені на корпусі, і пружини у нижніх. Матеріал поступає зверху у простір між щокими, потрапляє до ротора, де заповнює зазори між ним і щокими. У міру зближення ротора зі щокою відбувається дроблення матеріалу, а під час його відходу у протилежному напрямку – розвантаження готового продукту.

Конструктивне виконання вібраційної роторної дробарки може бути різним, але обов'язковою залишається умова наявності пружного елемента для забезпечення переваг вібраційних систем та попередження аварій у разі потрапляння у камеру дроблення недробимих предметів. Дробарка на схемі рис. 1.1в має такий елемент між корпусом та відбійною плитою.

1.2 Огляд існуючих конструктивних схем щоккових вібраційних дробарок

Існуючі конструкції щоккових дробарок вібраційного типу можна розділити на два основні види:

- з кінематичним зчленуванням щокі з рамою. Такий варіант передбачає використання підвіски на шарнірному кільці або кривошипно-шатунного чи ексцентрикового приводу. Зусилля, що виникають у гірничій масі під час дроблення, практично повністю передаються при цьому на раму;

- із зчленуванням щок з рамою за допомогою пружних елементів. Цей варіант застосовується при використанні інерційного приводу. Пружні елементи забезпечують суттєву віброізоляцію рами дробарки.

Можливі схеми щоккових вібраційних дробарок приведені на рис. 1.2.

На схемі *I* показана однощоккова вібраційна дробарка з інерційним приводом. Нерухома щок 6 закріплена на рамі 2 дробарки, а рухома 1 підвішена на шарнірі 3. Коливання рухомої щок здійснюється за допомогою інерційного дебалансного віброзбудника 4, а її нижній вільний кінець спирається при цьому на пружну систему 5. Завдяки віброприводу щок 1 здійснює високочастотні коливання відносно шарніру. Дана конструкція не є урівноваженою, адже значення та напрямки зусиль, що передаються на раму рухомою і нерухомою щокками, різні, а це вимагає при загальній простоті усієї конструкції додатково обважнювати раму для зниження коливань, що передаються на опорні поверхні фундаменту установки. З цієї причини дана схема непридатна для використання у пересувних дробильних агрегатах.

У схемі *II* застосовуються дві рухомі щокки 1, підвішені на рамі 4 за допомогою шарнірів 2 і пружних елементів 4. Коливання щок забезпечуються дебалансними віброзбудниками 3. Симетричність конструкції забезпечує певне урівноваження горизонтальних складових дробильних зусиль, що знижує вібрації рами у процесі дроблення. Така схема може використовуватися у стаціонарних та напівстаціонарних дробильно-навантажувальних комплексах.

Для зниження передачі вертикальних складових дробильних зусиль на несучі конструкції застосовують схему *III*, яка відрізняється від попередньої наявністю амортизаційних пружних зв'язків 4. Окрім вказаної переваги вертикальні коливання рами 2 сприяють підвищенню пропускної здатності дробарки шляхом узгодження моменту розкриття щок з рухом усієї дробарки вниз. Завдяки цьому матеріал набуває додаткової початкової швидкості, що дорівнює швидкості руху дробарки.

На схемі *IV* показана двощоккова вібраційна дробарка з центральною підвіскою щок 2 та двома дробильними камерами. Щокки встановлені на рамі 4 на осях 1.

Інерційні вібратори 3 створюють крутильні коливання щік відносно осей підвісу. Ступінчаста конфігурація щік створює верхню і нижню камери дроблення для виконання стадій відповідно крупного і дрібного дроблення. Кожен хід щік є робо-

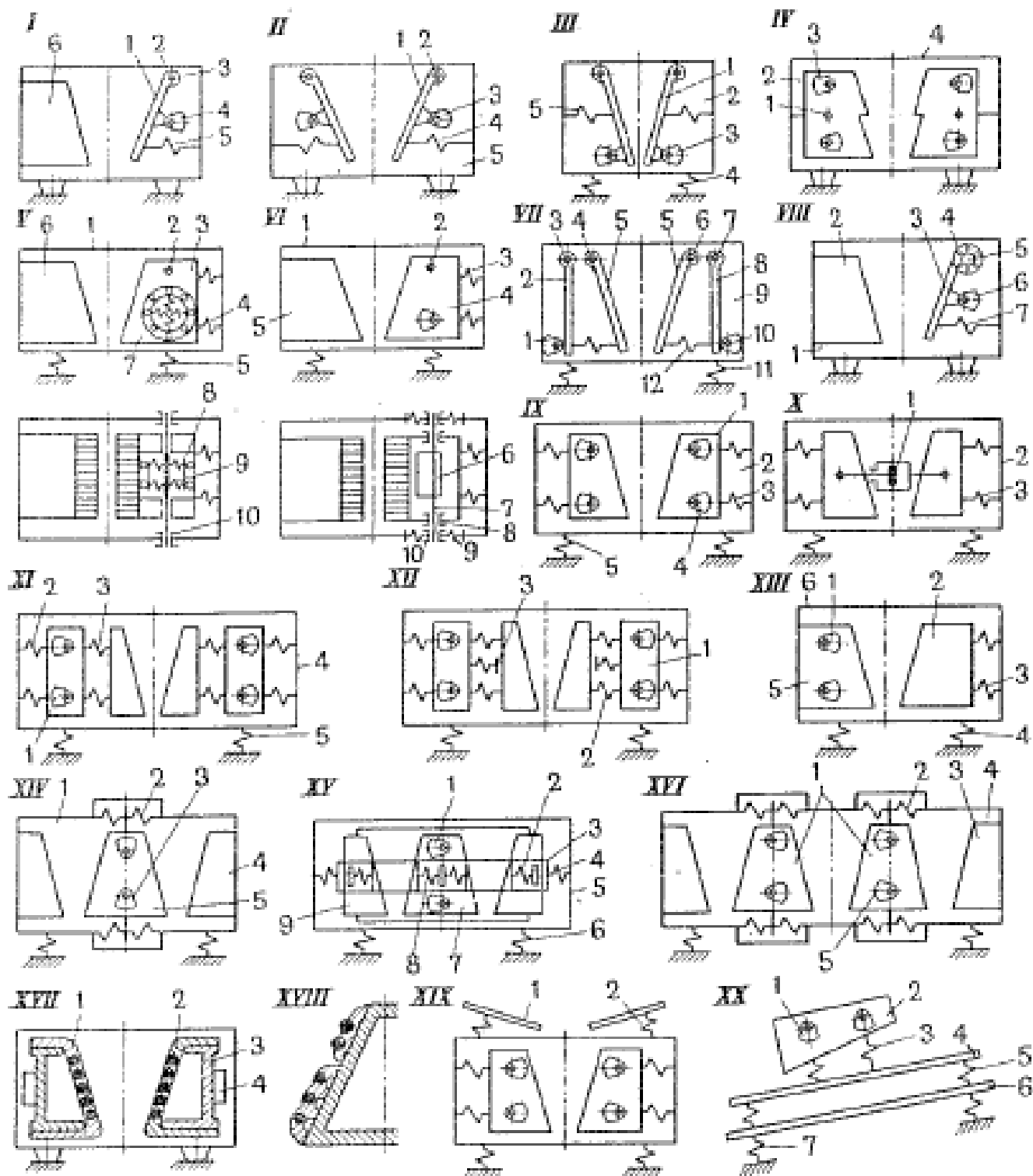


Рисунок 1.2 – Можливі схеми щокових вібраційних дробарок

чим або у верхній камері, або у нижній. Таким чином, як прямий, так і зворотний ходи щік є робочими, що забезпечує більш рівномірне розподілення навантажень на них. Але на раму установки передаються досить значні зусилля.

Для підвищення стійкості роботи замість звичайного інерційного віброприводу можуть використовуватися параметричні ексцентрикові та інерційні приводи. Так, на схемі V показана однощокова дробарка такого типу. Вона має рухоми щок 3, підвішену на рамі 1 за допомогою осі 2 і пружних зв'язків 4, та нерухому 6. Привод установки здійснюється від параметричного ексцентрикового віброзбудника 7. Його вал встановлений у рамі на підшипниках 10 і несе на собі ексцентрик 9, обійма 8 якого розташована у рухомій щоці. Обертання пружного ексцентрика створює одночасні параметричне і кінематичне збудження коливань щоки 3, адже вона не лише зміщується на величину ексцентриситету віброзбудника, але й при цьому змінюється жорсткість пружного елемента приводу внаслідок ексцентричного розташування щоки. Амортизація дробарки відносно несучих конструкцій забезпечується пружними елементами 5.

Комбіноване кінематично-параметричне коливання щоки має місце у дробарці, зображеної на схемі VI, де в рамі 1 на осі 2 і пружній системі 3 підвішена рухома щока 4 та встановлена нерухома щока 5. Привод здійснюється дебалансом 6, вал 7 якого сидить у підшипниках 8 щоки й одночасно в пружних втулках 9 змінної жорсткості та підшипниках 10 рами. Обертання дебалансного валу створює обертове змушене зусилля та змінює жорсткість пружної системи, що сполучає щок 4 з рамою.

Вібраційні приводи відрізняються високим рівнем динамічного навантаження на підшипникові вузли внаслідок дії на них відцентрових сил обертових дебалансів та ударних імпульсів від дроблення породи. Для зниження цих впливів між щокою і приводом можуть встановлюватися пружні зв'язки. Така конструкція показана на схемі VII. Її рухомі щоки 5 підвішені до рами 9 на осях 6, а інерційні дебалансні віброзбудники 10 встановлені на важелях 8, підвішених за допомогою пальців 7 на рамі 9 дробарки і поєднуються зі щоками пружними елементами 12. Сама рама спирається на фундамент через амортизатори 11.

На схемі *VIII* показана вібраційна дробарка з однією рухомою щокою, яка має двохчастотний коливний рух від інерційно-ексцентрикового приводу з муфтою вільного ходу. На рамі 1 встановлена нерухома щока 2 та підвішена на ексцентриковому валу 5 з муфтою вільного ходу 4 рухома щока 3. Нижня частина останньої сполучається з рамою через пружну систему 7. Ексцентриковий вал забезпечує низькочастотні кругові коливання верхнього кінця щоки 3, а за високочастотні відповідає інерційний дебалансний віброзбудник 6. Такий комбінований динамічний вплив на породу скорочує тривалість процесу дроблення, а також сприяє зниженню витрат енергії на нього.

На схемі *IX* приведена двоштокова вібраційна дробарка, рухомі щоки 1 якої сполучаються з рамою 2 за допомогою пружних елементів 3 і приводяться у коливний рух самобалансними віброзбудниками 4. Рама ізолюється від несучих конструкцій амортизаторами 5. Щоки дробарки рухаються у протифазі за допомогою кінематичного зв'язку валів віброзбудників або завдяки явищу самосинхронізації. Перевагою даної схеми є високий рівень її урівноваженості внаслідок замикавання горизонтальних складових дробильних зусиль на гірничій масі, що піддається дробленню. Вертикальні складові лише частково гасяться амортизаторами рами, але вони, як і у схемах *III* і *VII*, сприяють підвищенню швидкості проходження матеріалу крізь дробарку.

Схема *X* відрізняється від попередньої використанням замість інерційного віброприводу гідравлічного віброзбудника 1, що обслуговує обидві рухомі щоки, встановлені в рамі 2 за допомогою пружних елементів 3. Перевагами такої схеми є просте регулювання частоти та амплітуди коливань рухомих щік, що дуже цінно в умовах частого змінення властивостей подрібнюваної породи. Відсутність підшипникових вузлів підвищує надійність приводу. Як і попередня, ця схема характеризується високим ступенем урівноваженості діючих динамічних навантажень.

На схемі *XI* показана вібраційна дробарка з двома рухомими щоками та інерційними самобалансними віброзбудниками. Відмінністю схеми є пружне сполучення віброзбудників зі щоками за допомогою амортизаторів 3, а щік з рамою 4 – амортизаторів 2. Віброізоляція усієї дробарки від несучих конструкцій забезпечу-

ється амортизаторами 5.

Двощогова вібраційна дробарка на схемі *XII* постачена ударними буферами 3, встановленими між щоками та віброзбудниками 1 (вони сполучені між собою резонансною пружною системою 2). Під час дроблення порід невисокої міцності пружна система деформується незначно і буфери не входять у взаємний контакт. У разі потрапляння у дробарку шматків гірничої маси підвищеної міцності щоки загальмовуються і завдяки резонансній пружній системі зростає амплітуда коливань вібратора аж до зіткнення буферів між собою. Це супроводжується зростанням дробильних зусиль до величин, достатніх для руйнування особливо міцних порід.

Для збільшення амплітуди коливань однієї з дробильних щік та підвищення ефективності процесу дроблення гірничої маси двощогова дробарка на схемі *XIII* має самобалансний інерційний віброзбудник 1, встановлений у нерухомій відносно рами 6 дробильній щогі 5. Рухома щока 2 сполучена з рамою пружними елементами 3, а сама рама віброзольована від несучих конструкцій амортизаторами 4. Віброзбудник під час своєї роботи змушує коливатися нерухому відносно рами щогі разом з рамою. Ці коливання через пружні елементи 3 збуджують коливання рухомої щоки. Жорсткість пружних елементів підбирається таким чином, щоби забезпечити протифазні коливання обох щік, причому амплітуди їх коливань розподіляються зворотно пропорційно масам. Оскільки маса рухомої щоки набагато менше маси системи, що складається з рами, нерухомої щоки та віброзбудника, то вона коливається з набагато більшою амплітудою. Наявність лише одного віброприводу суттєво спрощує конструкцію установки.

Для забезпечення можливості одночасного дроблення декількох продуктів або дроблення одного продукту до різної крупності розроблені конструкції щогових вібраційних дробарок з декількома дробильними камерами. На схемі *XIV* показана одна з них, а саме: установка з двома камерами дроблення. На рамі 1 жорстко закріплені дві нерухомі щоки 4 та за допомогою пружної системи 2 одна рухома щока 5 з двома дробильними поверхнями. Остання коливається від інерційного самобалансного віброзбудника 3. У такій схемі у рухомої щоки відсутній холос-

тий хід, а симетричність її навантаження підвищує стабільність процесу дроблення і забезпечує більш рівномірне навантаження приводу та робочих і силових елементів установки.

В описаній схемі рама машини передає значні динамічні зусилля на несучі конструкції. Для їх зменшення використовується схема *XV* з віброізованою рамою 5, на якій за допомогою пружних елементів 4 розташована рама 3 з двома не-приводними щоками 9 та приводною щокою 7 на пружних елементах 8 між ними. Інерційний вібратор 1 повідомляє горизонтальні коливання щоці 7. Тут несиметричні навантаження, що передаються на раму через наявність двох дробильних камер, у значній мірі амортизуються віброізоляційними пружними елементами.

На схемі *XVI* показана дробарка з трьома дробильними камерами, яка має дві рухомі щоки 1, встановлені на рамі 4 за допомогою пружних елементів 2, та дві нерухомі щоки 3. Приводи щік 1 – самобалансні інерційні вібратори 5. Така схема більш урівноважена у порівнянні з попередньою, але вона складніша у конструктивному відношенні.

Для подолання сил тертя у процесі дроблення у дробарці за схемою *XVII* щоки виконані у вигляді корпусів 3, в яких закріплені дробильні поверхні 1 з еластичного матеріалу із завулканізованими у ньому металевими елементами 2. Дробильні поверхні приводяться у коливання завдяки періодичному нагнітання під них робочої рідини під тиском або стисненого повітря за допомогою керуючого пристрою 4. Такі еластичні щоки мають меншу масу у порівнянні з традиційними конструкціями, що забезпечує зниження динамічних навантажень. Вони можуть реалізовувати великі ходи, а сили тертя щоки відносно породи у місці утворення руйнівної щілини замінюються силами пружної деформації еластичного матеріалу щоки. Усунення сил тертя знижує зусилля, що виникають у процесі дезінтеграції матеріалу, а це у кінцевому рахунку підвищує ефективність дроблення.

Композитні пружні покриття можуть монтуватися і на поверхнях звичайних дробильних плит. Покриття складається з еластичного матеріалу, в якому завулканізовані металеві кулі. Останні можуть як торкатися поверхні щоки, так і мати певний зазор з нею (див. схему *XVIII*). За наявності зазору у процесі дроблення ві-

дбується його ударне змикання з передачею ударного імпульсу породі, що підвищує ефективність руйнування матеріалу.

На схемі XIX показана спеціальна конструкція вібраційної шокової дробарки, виконаної за схемою IX і постаченої завантажувальними лотками 1, встановленими на рамі за допомогою пружних елементів 2. Внаслідок вібрації рами вони здійснюють коливання, що сприяють рівномірній подачі гірничої маси у камеру дроблення. Змінюючи нахил лотків, можна регулювати продуктивність завантаження породі у дробарку.

Нарешті, на схемі XX приведена однощоківна вібраційна дробарка-грохот, призначена для дроблення негабаритів та попереднього підсіву дріб'язку під час завантаження гірничої маси на конвеєрну стрічку. Установка складається з колосникової решітки 4, розташованої за допомогою пружних елементів 5 на рамі 6, яка у свою чергу змонтована на металоконструкціях магістрального конвеєра через амортизаційні пружні зв'язки 7. До решітки на пружних елементах 3 кріпиться дробильна щоківна 2 з інерційним віброзбудником 1.

1.3 Віброударні щоківні дробарки урівноваженого типу

Вібраційні щоківні дробарки, постачені віброзбудниками інерційного типу, називають також віброударними. Цілу низку крихких тріщинуватих порід та матеріалів можна ефективніше дробити за допомогою віброударних дробарок при менших масах установок та зносах плит у порівнянні зі щоківними конструкціями традиційних типів. Вони можуть запускатися і зупинятися під завалом, а блокування їх недробимими предметами не викликає важких аварій.

Віброударні щоківні дробарки працюють при частотах коливань щік у районі 25 Гц, з амплітудою коливань на холостому ході 6-8 мм, а під час дроблення гірничих порід середньої міцності забезпечують ударну швидкість до 3 м/с та ударні прискорення до 50 м/с² [14].

Розглянемо конструктивну схему віброударної щоківної дробарки з двома рухомими щоківними, що здійснюють прямолінійні коливання уздовж горизонталь-

ної осі (див. аналогічну схему IX на рис. 1.2). Вона показана на рис. 1.3 і представляє собою трьохмасну коливну систему, що складається з двох рухомих мас (щік) та однієї нерухомої (рами установки) [15].

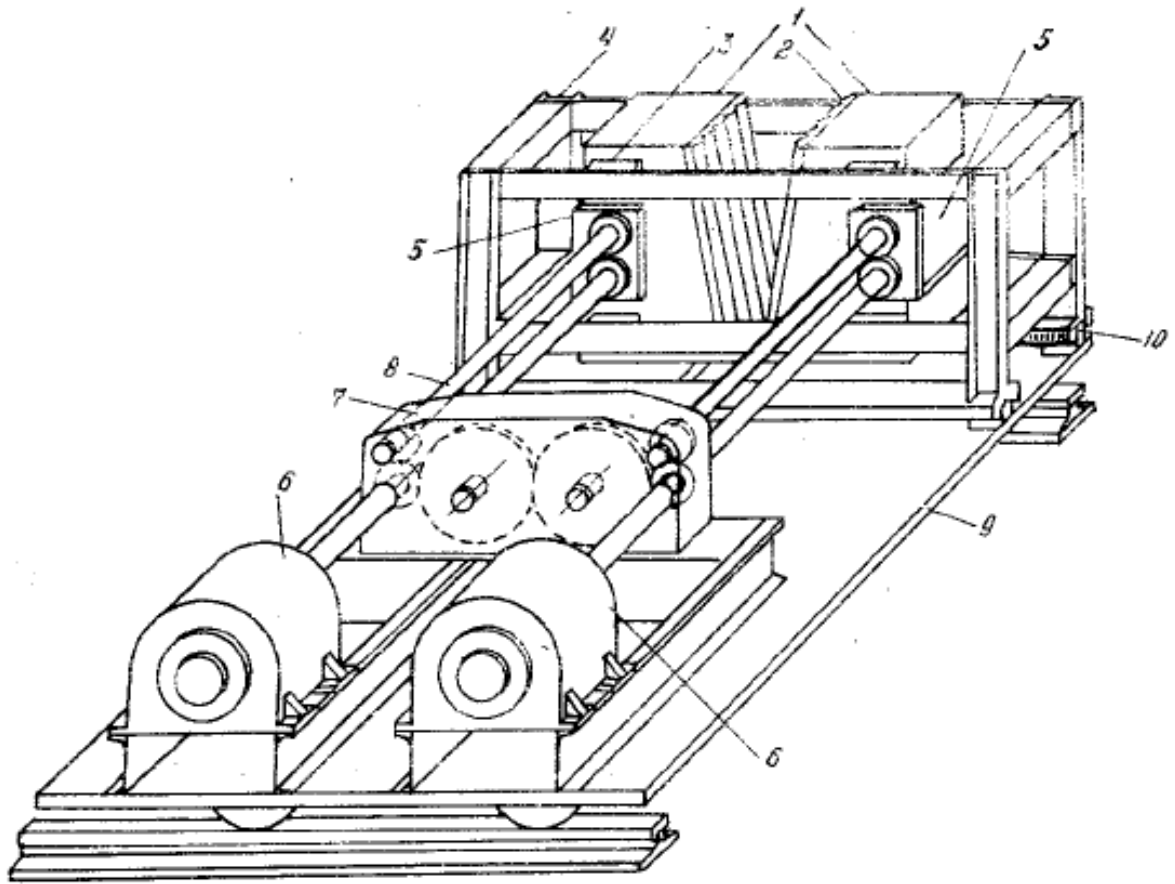


Рисунок 1.3 – Конструктивна схема віброударної щоквої дробарки урівноваженого типу:

- 1 – рухомі щоки; 2 – дробильні плити; 3 – пружна система; 4 – рама;
5 – інерційні віброзбудники самобалансного типу; 6 – приводний електродвигун;
7 – синхронізаційна зубчаста передача; 8 – карданні вали; 9 – рама
(опорна платформа); 10 – пружні амортизаційні елементи

На робочих поверхнях її рухомих щік 1 закріплені дробильні плити 2, а самі щоки через пружну систему 3 у вигляді гумових елементів сполучені з рамою 4. В середині щік встановлені інерційні віброзбудники 5 самобалансного типу, вали яких обертаються від електродвигуна 6 через синхронізаційну зубчасту передачу 7 та карданні вали 8. Зубчаста передача забезпечує примусову протифазну синхронізацію щік, завдяки чому вони здійснюють узгоджені горизонтальні коливання. Під час удару дробильні зусилля замикаються на шматку матеріалу і не пере-

даються на опорну раму машини. Часткове гасіння дії випадкових вертикальних коливань на раму 9 машини відбувається за допомогою пружних амортизаційних елементів 10.

Амортизаційні елементи пружної системи 3 виконані у вигляді гумометалевих пакетів, які працюють одночасно на зсув і стискання, причому їх жорсткість на стискання у декілька разів більша, ніж на зсув (тобто, вони мають анізотропний характер роботи). Пакети орієнтовані на відносно щік і рами таким чином, що деформація зсуву відбувається у напрямку дії горизонтальних змушених зусиль віброприводів, які змінюються за синусоїдальним законом.

Таке конструктивне виконання віброударної дробильної установки урівноваженого типу дає можливість створювати високопродуктивні та мобільні агрегати для крупного дроблення мінеральної сировини безпосередньо біля очисних забоїв гірничодобувних підприємств.

Висновки:

- традиційні методи дезінтеграції мінеральної сировини, що реалізуються звичайними конструкціями дробарок конусного, щокового, валкового та ударного типів, мають дуже значні недоліки, для усунення яких потрібні нові підходи до проблеми раціональної організації процесу руйнування твердих матеріалів з метою його суттєвої інтенсифікації та зниження енергоємності;

- одним з найперспективніших напрямків у вирішенні поставлених задач є використання дробильно-розмельного обладнання вібраційного типу. Розроблені конструкції вібраційних дробарок і млинів прекрасно зарекомендували себе під час практичного застосування у гірничій та інших галузях промисловості. Вплив на подрібнюваний матеріал високочастотних навантажень забезпечує ефективну дезінтеграцію шматків за рахунок виникнення їх численних ударних контактів з робочими органами дробарок;

- проведений аналіз існуючих конструкцій дробарок вібраційного типу, у першу чергу щокових, засвідчив широку різноманітність пропонованого обладнання, розрахованого на практичне використання у різних експлуатаційних умовах

гірничих та гірничозбагачувальних підприємств, а також інших галузей економіки;

- особливий інтерес викликають конструкції вібраційних щоккових дробарок, придатних для використання у самохідних дробильних установок, велика потреба в яких спостерігається на гірничих підприємствах з видобутку міцних та абразивних гірничих порід. Значна кількість великих шматків гірничої маси вимагає операцій крупного дроблення безпосередньо у межах очисного забою, наприклад під час відкритої розробки таких корисних копалин. Для подібних умов експлуатації потрібні відносно невеликі за масою і габаритами, а, головне, урівноважені конструкції щоккових дробарок.

1.4 Мета і задачі дослідження

Мета роботи – обґрунтування раціональних параметрів віброударних щоккових дробарок урівноваженого типу.

Проведений у першому розділі роботи аналіз перспектив використання вібраційних технологій і техніки для дроблення та подрібнення гірничої маси виявив значні переваги такого способу руйнування мінеральної сировини у порівнянні з традиційними. Огляд існуючих конструктивних схем щоккових вібраційних дробарок, зокрема віброударних установок урівноваженого типу показав важливість та актуальність подальших досліджень для удосконалення подібного обладнання. З огляду на це, для досягнення поставленої мети роботи необхідно вирішити наступні задачі:

- вибрати методи теоретичних та експериментальних досліджень;
- проаналізувати принцип роботи віброударної урівноваженої щоккової дробарки;
- розглянути особливості моделювання робочого процесу дроблення мінеральної сировини в інерційних конструкціях щоккових дробарок;
- дослідити динаміку процесу руйнування матеріалу у камері дроблення віброударної щоккової дробарки;

- провести експериментальні дослідження технологічних та динамічних параметрів віброударних щоккових дробарок;

- розробити методики розрахунку конструктивних параметрів; визначення енергії, необхідної на руйнування матеріалу та оцінки приводної потужності; розрахунку продуктивності та визначення режиму роботи підшипникових опор вібраторів щоккових дробарок інерційного типу.

Об'єкт дослідження – технологічний процес дроблення мінеральної сировини вібраційними щокковими дробарками.

Предмет дослідження – віброударні щоккові дробарки урівноваженого типу.

2 МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕННЯ

Процес створення нових та удосконалення існуючих типів механічного обладнання, що відбувається з метою підвищення ефективності використання техніки у різних галузях економіки, обов'язково супроводжується проведенням наукових досліджень, під час яких обґрунтовуються конструктивні схеми та раціональні параметри майбутніх машин, призначених для механізації тих чи інших технологічних процесів.

Для виконання теоретичних та експериментальних науково-дослідницьких робіт як фундаментального, так і прикладного характеру використовуються загальні і спеціальні методи, які забезпечують правильний методологічний підхід до постановки задач, проведення досліджень, обробки та узагальнення отриманих результатів, формулювання висновків та рекомендацій.

Класичні методи наукових досліджень включають аналіз і синтез, індукцію та дедукцію, абстрагування і конкретизацію, моделювання тощо.

Багато з них з успіхом використовувалися під час виконання представленої магістерської роботи. Зокрема, за допомогою аналітичного методу було оцінено перспективи використання вібраційних технологій і техніки для дроблення та подрібнення гірничої маси, виявлено значні переваги такого способу руйнування мінеральної сировини у порівнянні з традиційними.

Аналіз існуючих конструктивних схем щоккових вібраційних дробарок, зокрема віброударних установок урівноваженого типу показав важливість та актуальність подальших наукових і практичних розробок для розвитку та удосконалення подібного обладнання.

Аналітичний метод досліджень застосовувався для вивчення та оцінки принципу роботи віброударної урівноваженої щоккової дробарки, а за допомогою методу динамічного аналізу вивчалися особливості процесу руйнування матеріалу у камерах дроблення таких установок. Для визначення граничних умов під час аналізу динаміки системи віброударної щоккової дробарки використовувався метод точкових відображень.

Під час проектування інерційної дробарки щокowego типу використовувався метод моделювання процесів віброударного режиму коливання щік установки та віброударного руйнування шматків матеріалу у ній. Для визначення необхідних та достатніх умов подібності реальних процесів та їх моделей застосовувалася теорія подібності та розмірності.

Методи експериментальних досліджень використовувалися для пошуку та обґрунтування основних технологічних і динамічних показників віброударних щокowych дробарок.

В роботі запропоновані методики розрахунку конструктивних, експлуатаційних та енергетичних параметрів проектового устаткування.

3 ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ДРОБЛЕННЯ ТА ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ВІБРОУДАРНОЇ УРІВНОВАЖЕНОЇ ЩОКОВОЇ ДРОБАРКИ

3.1 Аналіз принципу роботи дробарки

Під час холостої роботи віброударної щокової дробарки вона представляє собою практично повний динамічний аналог загальновідомих вібраційних машин. Коли ж дробарка переходить у робочий режим дроблення гірничої породи, установка перетворюється на типову віброударну систему. Процес дроблення відбувається при цьому за рахунок періодичних ударів щоки (щік) по шматках породи та опускання подрібненого матеріалу до розвантажувальної щілини. Як правило, шматки дробляться у результаті серії ударів, які припадають по різних місцях шматка та по різних шматках потоку перероблюваного матеріалу. Процес дроблення дуже складний і залежить від багатьох випадкових обставин. А оскільки інерційний вібропривод не є кінематичним, то випадковими стають й умови формування закону робочого руху щік [14].

Перша стадія робочого циклу дробарки завершується зустріччю шматка матеріалу у робочій камері з однією із щік установки. Оскільки маса шматка мала у порівнянні з масою щоки, на русі останньої це практично не позначається.

Друга стадія – сумісний рух щоки та подрібнюваного шматка до зустрічі з другою щокою.

Нарешті, третя стадія полягає у передачі ударного імпульсу на шматок, під час якої відповідне ударне зусилля викликає руйнування крихких тріщинуватих гірничих порід та інших матеріалів.

Таким чином, принцип дії віброударної щокової дробарки можна розглядати як сукупність процесів періодичних співударень щік та опускання шматка під дією власної ваги в інтервалах між ними.

Проектування дробарки потребує знання специфіки процесів віброударного коливання щік установки та віброударного руйнування шматків матеріалу у ній. Для цього можна використати метод моделювання цих процесів.

3.2 Особливості моделювання робочого процесу

Для дослідження процесів віброударного режиму коливання щік та віброударного руйнування шматків матеріалу застосований метод моделювання з використанням теорії подібності та розмірності. Для кожного з цих процесів потрібно визначити умови подібності [15].

Під час теоретичного дослідження віброударного режиму коливання щік прийнято наступні припущення:

- переміщення щік у проміжках між ударами лінеаризується;
- вплив удару враховується теорією імпульсів та коефіцієнтом відновлення ударної швидкості;
- трьохмасну модель дробарки можна апроксимувати одномасною з огляду на повну симетрію установки;
- роль обмежувача у вібродробарці відіграє подрібнюваний матеріал.

Аналіз віброударного переміщення щік дає можливість виділити два характерні рівняння зв'язку [15]:

$$\ddot{x} + 2h\dot{x} + p^2x = \frac{F}{M} \cos(\omega t + \varphi); \quad (3.1)$$

$$R = \frac{\dot{x}_{от}}{\dot{x}_т}, \quad (3.2)$$

де M – маса щіки; x – переміщення щіки; $F = m\rho\omega^2$ – змушене зусилля вібратора; ω – кругова частота коливань; φ – фазовий кут змущеного зусилля; $m\rho$ – дебалансний момент вібратора; $h = \frac{b}{2M}$ – коефіцієнт загасання; b – опір пружної системи; $p = \sqrt{\frac{k}{M}}$ – власна частота коливань системи; R – коефіцієнт відновлення ударної швидкості.

Згідно із законами подібності визначаємо критерії подібності першого роду для моменту удару:

$$\Pi_1 = \frac{p}{\omega} = z; \quad \Pi_2 = \frac{2h}{p} = z_1; \quad \Pi_3 = \frac{x_0}{A_0} = s; \quad \Pi_4 = R,$$

де z – безрозмірний коефіцієнт налаштування системи; z_1 – коефіцієнт поглинальної здатності системи; s – безрозмірний ударний зазор; x_0 – розмірний ударний зазор; $A_0 = \frac{F}{M\omega^2}$ – амплітуда коливань щоби за відсутності пружних зв'язків.

Тобто, для подібності віброударної системи у момент удару необхідно виконання наступних умов:

$$z = idem; \quad z_1 = idem; \quad s = idem; \quad R = idem. \quad (3.3)$$

Подібність критеріїв першого роду забезпечує подібність критерію другого роду:

$$\Pi_5 = \Phi = idem, \quad (3.4)$$

де $\Phi = \frac{\dot{x}_r}{pA_0}$ – безрозмірна ударна швидкість.

Для виконання подібності процесу віброударного руйнування потрібно забезпечити збереження постійності кількості енергії, що підводиться до одиничного об'єму подрібнюваного матеріалу, при незмінних показниках ступеня дроблення та міцності матеріалу. При незмінному ступені дроблення визначальне рівняння процесу можна виразити через наступну функціональну залежність:

$$N_1 = f(\sigma, v, l), \quad (3.5)$$

де N_1 – потужність, що витрачається на дроблення; σ – межа міцності матеріалу; v – швидкість витікання подрібненого матеріалу з робочої порожнини; l – лінійний розмір випускної щілини дробарки.

В якості первинних параметрів вибираємо силу, довжину і час. При цьому теорія розмірності дозволяє отримати критерій подібності процесу віброударного руйнування при незмінному ступені дроблення:

$$\frac{N_1}{\sigma v l^2} = idem. \quad (3.6)$$

При незмінному дробленому матеріалі та об'ємі дроблення споживана енергія є функцією ступеню дроблення, яку можна розглядати як відношення ширини приймального отвору до ширини випускної щілини. При нескінченному зменшен-

ні ступеня дроблення споживана енергія наближається до нуля, а ступінь дроблення i – до одиниці. Згідно з цим матимемо:

$$\frac{N_1}{i-1} = \text{const} . \quad (3.7)$$

Аналіз залежності питомої продуктивності, що припадає на одиницю площі випускної щілини, від типорозміру дробарки показує, що із збільшенням типорозміру зростає величина питомої продуктивності. Така обставина пояснюється, у першу чергу, зниженням міцності матеріалу за рахунок впливу масштабного фактора. Питома продуктивність визначається швидкістю проходження подрібненого матеріалу крізь одиницю площі випускної щілини. Отже, швидкість витікання подрібненого матеріалу та його міцність є взаємопов'язаними величинами, добуток яких для різних типорозмірів дробарок можна прийняти постійним:

$$\sigma v = \text{const} . \quad (3.8)$$

З умов (3.6), (3.7) і (3.8) можна вивести критерій подібності процесу віброударного дроблення для загального випадку. Оскільки квадрат лінійного параметра l у формулі (3.6) визначає площу випускної щілини, то його доцільно виразити через добуток ширини щілини e та довжини дробильної порожнини L . Тоді узагальнений критерій прийме наступний вигляд (тут добуток σv прийнятий рівним одиниці і не показаний):

$$N' = \frac{N_1}{eL(i-1)} = \text{idem} . \quad (3.9)$$

Таким чином, при переході від моделі до натурального зразка дробарки для збереження подібності робочого процесу потрібно виконання умов (3.3) та (3.9).

3.3 Дослідження динаміки дробарки

Розрахункова схема віброударної щокової дробарки представлена на рис. 3.1 [15]. Щока дробарки апроксимована ударником з масою M , пружна підвіска, що сполучає щоки із загальною рамою – пружним зв'язком із жорсткістю k , вели-

чина умовного початкового зазору між щогою, що знаходиться у нейтральному положенні, та шматком подрібнюваного матеріалу – ударним зазором x_0 , а подрібнюваний матеріал – нерухомим обмежником.

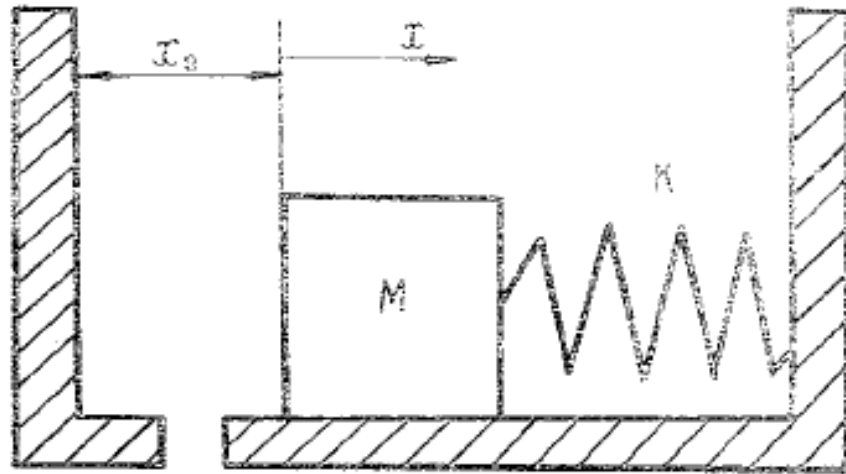


Рисунок 3.1 – Розрахункова модель віброударного механізму дробарки

Задачу щодо руху щого розглянемо за умови наступних припущень:

- зовнішня сила синусоїдальна;
- удар відбувається практично миттєво та характеризується коефіцієнтом відновлення ударної швидкості $R \leq 1$;
- стійкий періодичний рух системи можливий з періодом, що дорівнює періоду змущеного зусилля, тобто $T = \frac{2\pi}{\omega}$;
- дисипативні втрати відсутні.

Прийняті припущення дають можливість скласти диференційне рівняння, яке описує поведінку системи у проміжках між ударами:

$$M\ddot{x} + k\dot{x} = F\cos(\omega t + \varphi). \quad (3.10)$$

Вплив удару враховується введенням граничних умов для початку ($t = 0$) та кінця ($t = T$) інтервалу руху:

- при $t = 0$: $x = -x_0$; $\dot{x} = R\dot{x}_T$;

$$\text{- при } t = T: x = -x_0; \dot{x} = -\dot{x}_T. \quad (3.11)$$

Розв'язання цього диференційного рівняння дозволяє отримати залежності фазового кута і безрозмірної ударної швидкості від параметрів системи, представлених у вигляді комплексів подібності:

$$\varphi = \arcsin - \frac{(1-R)\Phi(1-z^2)z}{2}; \quad (3.12)$$

$$\Phi = \frac{\dot{x}_T}{pA_0} = \frac{2}{1-R} \cdot \frac{s\lambda + \sqrt{\frac{(z^2+\lambda^2)}{(1-z^2)^2} - z^2 s^2}}{z^2 + \lambda^2}, \quad (3.13)$$

де для скорочення введено позначення: $\lambda = \frac{1+R}{1-R} \operatorname{ctg} \pi z$.

Для вибору раціональних параметрів системи визначені межі області існування стійкого віброударного режиму роботи системи.

Аналіз динаміки системи методом точкових відображень дозволяє визначити наступні граничні умови:

$$\sqrt{\frac{(z^2+\lambda^2)}{(1-z^2)^2} - z^2 s^2} \geq 0; \quad (3.14)$$

$$\Phi z \left[(1-R)^2 \sin^2 \pi z + (1+R)^2 \frac{\cos^2 \pi z}{z^2} - 2(1+R^2) \right] = s(1+R) \frac{\sin 2\pi z}{z}. \quad (3.15)$$

Для стійкої роботи віброударної системи необхідно також виконання наступних умов:

- величина ударного зазору не повинна перевищувати амплітуду безударних коливань в області позитивних зазорів:

$$s \leq \left| \frac{1}{1-z^2} \right|; \quad (3.16)$$

- абсолютна величина ударного зазору не повинна перевищувати величини можливої деформації пружної підвіски системи в області від'ємних зазорів:

$$|-s| \leq \frac{1}{z^2}; \quad (3.17)$$

- існування безрозмірної ударної швидкості при $s\lambda > 0$:

$$|s| \leq \left| \frac{\sqrt{z^2 - \lambda^2}}{(1-z^2)z} \right|; \quad (3.18)$$

- позитивні значення безрозмірної ударної швидкості при $s\lambda \leq 0$:

$$s \leq \left| \frac{1}{1-z^2} \right|; \quad (3.19)$$

- ударник не повинен перетинати обмежник у проміжках між ударами:

$$\begin{aligned} \frac{\Phi(1+R)}{2\sin\pi z} \cos z(\tau - \pi) - \frac{1}{1-z^2} \cos(\tau + \varphi) &= s; \\ -\frac{\Phi(1+R)}{2\sin\pi z} \sin z(\tau - \pi) - \frac{1}{1-z^2} \sin(\tau + \varphi) &= 0, \end{aligned} \quad (3.20)$$

де $\tau = t^*\omega$ – момент порушення умови неперетинання обмежника у безрозмірному вигляді.

Граничні умови (3.18), (3.19), (3.15), (3.16), (3.17), (3.20) позначимо відповідно індексами $H_1, H_2, H_3, H_4, H_5, H_6$. Межі віброударного режиму визначаються трьома початковими параметрами R, z і s .

Окремим випадком порушення умови (3.20) є «рух із зупинками» при $R = 0$. Для цього випадку гранична умова прийме наступний вигляд:

$$s = \pm \frac{\lambda}{z\sqrt{1+\lambda^2 z^2}}, \quad (3.21)$$

де знак плюс відповідає дорезонансній зоні налаштування, а знак мінус – зарезонансній. Граничну умову (3.21) позначимо індексом H_7 .

На рис. 3.2 показана область існування стійкого віброударного режиму роботи у залежності від s і z при $R = 0$. Як видно з нього, область, що задовольняє перерахованим вище умовам, більш вужча у дорезонансній зоні налаштування, ніж у зарезонансній. З огляду на це, під час проектування віброударних щоківих дробарок доцільніше орієнтуватися на зарезонансне налаштування підвіски щік.

Для більш детального дослідження стійкості віброударного робочого режиму на рис. 3.3 представлені області існування стійкого режиму при коефіцієнтах відновлення ударної швидкості при $R = 0; 0,3$ і $0,6$ для зарезонансної зони налаштування.

Диференціювання рівняння (3.13) по ударному зазору дозволяє отримати

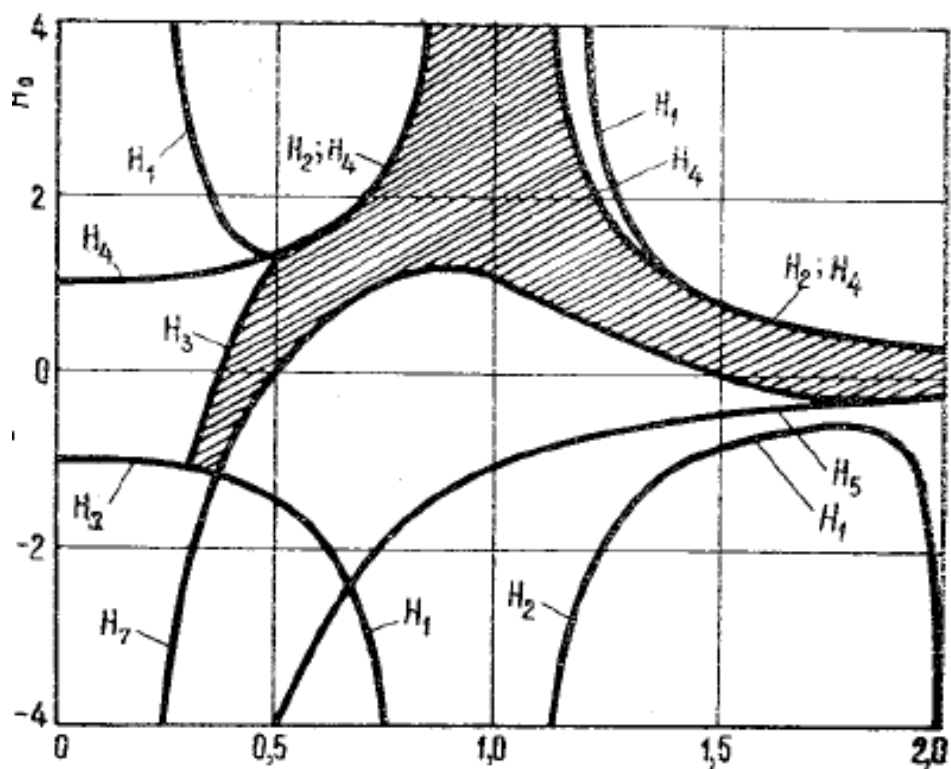


Рисунок 3.2 – Область існування стійкого віброударного режиму роботи при $R = 0$

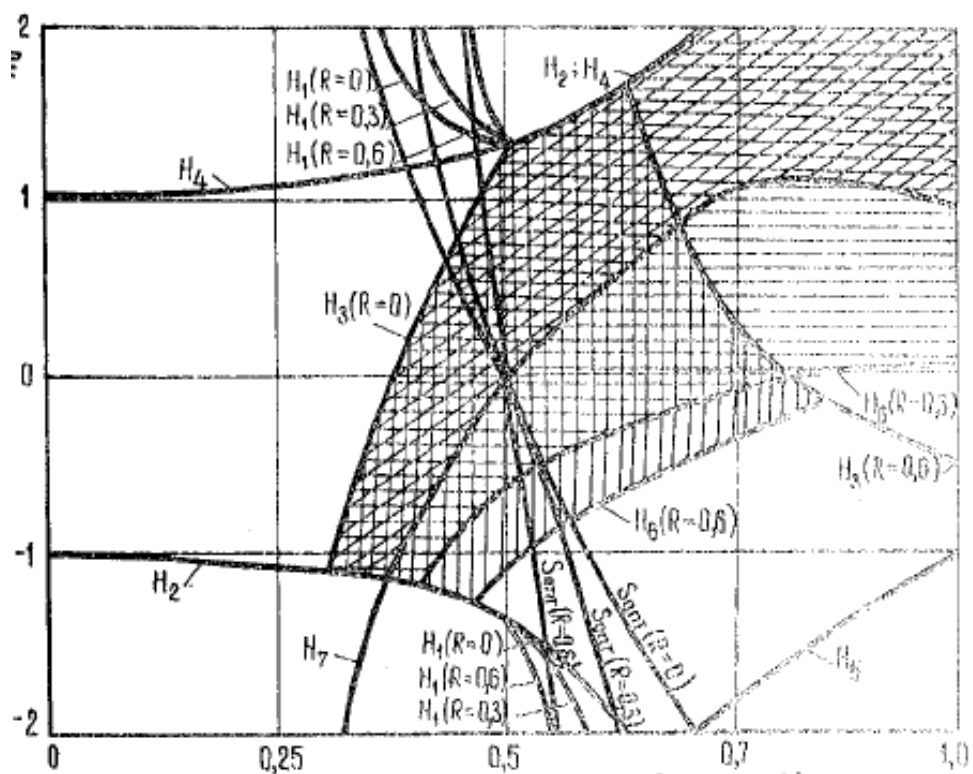


Рисунок 3.3 – Область існування стійкого віброударного режиму роботи при $R = 0; 0,3$ і $0,6$ для зарезонансної зони налаштування

вираз для визначення оптимального зазору, що відповідає максимальній ударній швидкості $\Phi_{\max}$:

$$s_{\text{опт}} = \frac{\lambda}{|1-z^2|z}. \quad (3.22)$$

На рис. 3.3 представлені криві $s_{\text{опт}}$ для різних значень коефіцієнту R , а на рис. 3.4 – криві ударних швидкостей при $R = 0$, побудовані за виразом (3.13). Ударні швидкості, що реалізуються у зарезонансній зоні налаштування, за інших рівних умов у декілька разів перевищують ударні швидкості, що можливі у дорезонансній зоні.

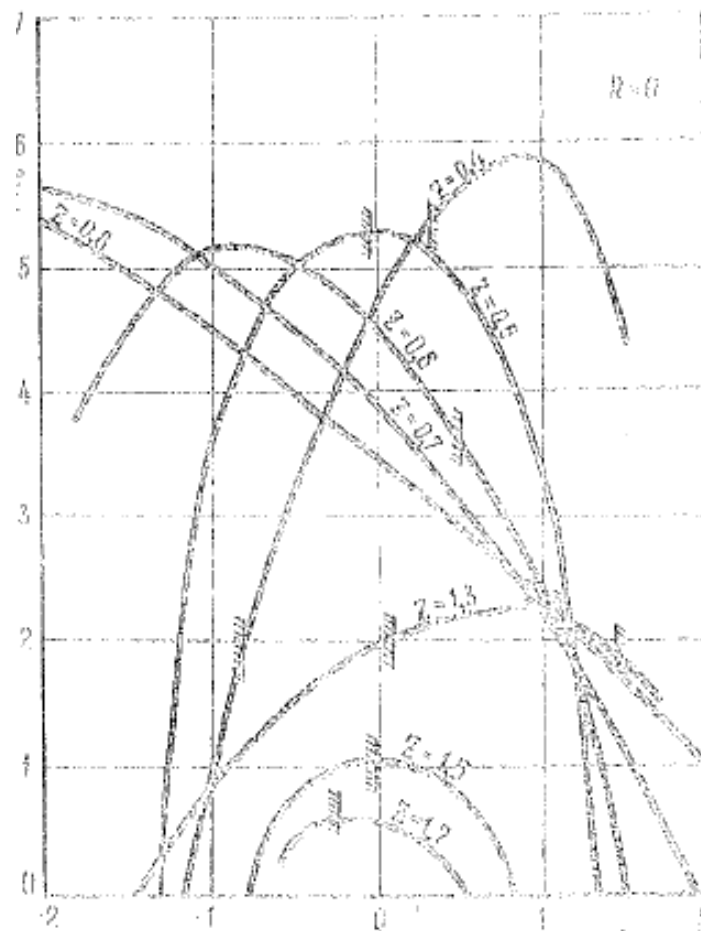


Рисунок 3.4 – Ударно-частотні характеристики системи при коефіцієнті відновлення ударної швидкості $R = 0$

На відміну від вібромашин з постійним ударним зазором у вібраційних дробарок його величина визначається параметрами установки та властивостями подрібнюваного матеріалу. При стійкому процесі дроблення усередненому робочому

ударному зазору s_p відповідає оптимальна величина ударної швидкості. Зі зменшенням робочого зазору потрібна ударна швидкість зростає (матеріал при цьому опускається за відсутності інтенсивного дроблення) і навпаки (у моменти інтенсивного скорочення розмірів шматків).

На рис. 3.4 видно, що оптимальна величина робочої ударної швидкості може відповідати як правим, так і лівим гілкам кривих ударних швидкостей. Проте, аналіз роботи системи показує, що при $s < s_{\text{опт}}$ опускання матеріалу під час відсутності інтенсивного дроблення та розсування щік супроводжується зниженням величини ударної швидкості, а це погіршує умови дроблення. У найгіршому варіанті величина ударної швидкості може впасти до нуля і дробильні щоки зупиняться.

В умовах же інтенсивного скорочення розмірів шматків та відповідного зближення щік ударна швидкість, а, значить, й інтенсивність процесу дроблення зростатимуть аж до моменту, коли ударний зазор досягне величини $s_{\text{опт}}$. Далі, у міру зближення щік ударна швидкість буде зменшуватися до оптимальної величини, яка відповідатиме ударному зазору s_p на правій гілці кривої ударної швидкості.

При роботі системи у зоні $s > s_{\text{опт}}$ під час опускання матеріалу, відсутності інтенсивного дроблення та розсування щік ударна швидкість буде зростати, а це викликатиме інтенсифікацію процесу дроблення та зближення щік.

В аналогічних умовах під час інтенсивного скорочення розмірів шматків та відповідного зближення щік ударна швидкість зменшуватиметься, що призводитиме до зниження інтенсивності процесу та розсуванню щік.

Таким чином, очевидно, що порушення динамічної рівноваги процесу дроблення при $s > s_{\text{опт}}$ змушує систему повернутися до оптимальних параметрів, тобто спостерігається стійка рівновага процесу. Порушення ж рівноваги процесу при $s < s_{\text{опт}}$ призводить до подальшого віддалення системи від оптимальних параметрів, тобто до нестійкої рівноваги процесу. Тому для віброударних щоківих дробарок додатково до умов стійкості H_1-H_7 необхідне виконання граничної умови стійкості процесу дроблення, а саме:

$$s > s_{\text{опт}} . \quad (3.23)$$

На кривих ударних швидкостей (див. рис. 3.4) показані межі існування стійкого режиму віброударного дроблення, що визначаються умовами H_1-H_7 та (3.23). Аналіз кривих показує, що величини ударних швидкостей зростають із зменшенням коефіцієнту частотного налаштування, тобто при незмінній власній частоті коливач при збільшенні змущеної частоти коливач щік. При цьому підвищується інтенсивність процесу дроблення матеріалу. Проте, при налаштуваннях $z < 0,5$ різко звужується область існування стійкого режиму внаслідок умови (3.23) та відповідно зростає ймовірність розклинення щік і повного припинення процесу дроблення. З огляду на це, для забезпечення умов стійкого інтенсивного дроблення матеріалу доцільною є робота системи при налаштуваннях, близьких до $z = 0,5$.

Величина фазового кута змущеного зусилля визначається з виразу (3.12). Залежності величин фазових кутів від параметрів системи при $R = 0$ показані на рис. 3.5.

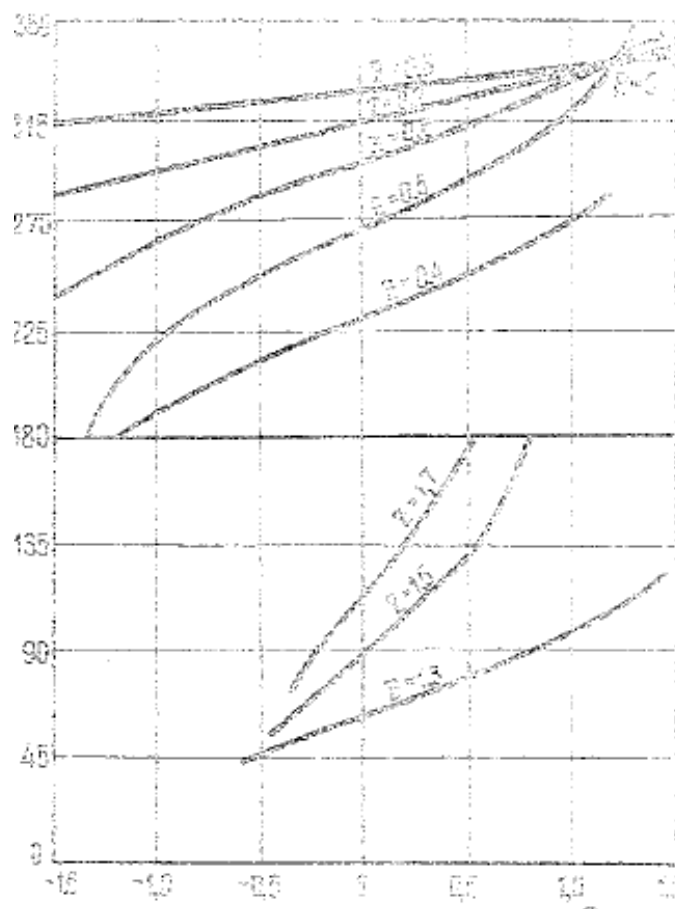


Рисунок 3.5 – Фазово-частотні характеристики системи при коефіцієнті відновлення ударної швидкості $R = 0$

У зарезонансній зоні налаштування фазовий кут змінюється від 360 до 180° при переході від плюсових значень безрозмірного ударного зазору до мінусових. Максимальній ударній швидкості відповідає фазовий кут, що дорівнює 270°. З урахуванням умови (3.23) в режимі віброударного дроблення завжди будуть мати місце фазові кути у межах від 360 до 270°.

Згадаємо, що викладений аналіз динаміки системи проведений без урахування дисипативних втрат. Разом із тим, вони у гумовій підвісці щік значно вищі у порівнянні, наприклад, з пружинною і можуть призвести до спотворення отриманих результатів.

Рух щоки у проміжках між ударами з урахуванням дисипативних втрат описується рівнянням (3.1), яке вирішується для окремого випадку коефіцієнту налаштування $z = 0,5$. При цьому залежності фазового кута та безрозмірної ударної швидкості від параметрів системи приймуть наступний вигляд:

$$\varphi' = \arcsin - \frac{0,5(1 - Re^{-\pi z_1 z})\Phi' \sqrt{(1 - z^2)^2 + z_1^2 z^2}}{(1 + e^{-\pi z_1 z})}; \quad (3.24)$$

$$\Phi = \frac{\dot{x}_T}{\omega_1 A_0} = \frac{1 + e^{-\pi z_1 z}}{0,5(1 - Re^{-\pi z_1 z})} \sqrt{\frac{1}{(1 - z^2)^2 + z_1^2 z^2} - S^2}, \quad (3.25)$$

де e – підстава натурального логарифму; $\omega_1 = \sqrt{p^2 - h^2}$ – власна частота коливань системи з дисипативними втратами; $z' = \frac{\omega_1}{\omega}$ – коефіцієнт частотного налаштування системи з дисипативними втратами.

Аналіз рівнянь (3.24) і (3.24) показує, що якісна картина ударно-частотних та амплітудно-частотних характеристик систем з дисипативними втратами і без них аналогічна.

3.4 Експериментальні дослідження віброударних щоккових дробарок

Експериментальні дослідження віброударного дроблення проводилися свого часу в умовах ІГД ім. А.А. Скочинського на лабораторній моделі вібраційної

щоквої дробарки ВД-2М та на пересувному вібродробильному агрегаті ДВ-00М, технічні характеристики яких приведені у табл. 3.1 [15]. В якості перероблюваного матеріалу використовувалися вапняки, піщаники, граніти та залізні руди міцністю від 7 до 19 за шкалою проф. М.М. Протод'яконова, отримані в результаті механічного або вибухового відбивання від гірського масиву.

Таблиця 3.1 – Технічні характеристики досліджуваних віброударних установок

Показники	Значення	
	ВД-2М	ДВ-00М
Розміри приймального отвору, мм	150x300	520x900
Ширина розвантажувальної щілини, мм	50	120
Потужність електроприводу, кВт	6,8	2x54
Дебалансний момент вібратора, Н·м	5	114
Амплітуда коливань щоки, мм	3,8	4,1
Власна частота коливань підвіски щік, рад/с	84	52
Логарифмічний декремент загасання у підвісці щік	0,495	0,495
Параметри консольного конвеєра:		
довжина, м	-	15
ширина стрічки, мм	-	800
кут нахилу, град.	-	8
потужність приводу, кВт	-	14
Габаритні розміри, мм:		
висота	1260	4400
ширина	950	8000
довжина загальна	2800	15700
довжина без консольного конвеєра	-	5100
Маса, кг:		
усієї установки	700	1200
вібродробарки	-	8000
щоки	130	2780

3.4.1 Дослідження технологічних параметрів

Для визначення величини продуктивності віброударних щоківих дробарок з

огляду на особливий режим ударного руйнування матеріалу емпіричні формули для традиційних щоккових конструкцій не підходять. Важливе значення при цьому буде мати характеристика живлення, яке для пересувних кар'єрних дробильних агрегатів представлятиме гірничу масу, відділену від масиву вибухом та завантажену екскаватором.

Вибір ширини стрічки конвеєра для передачі продуктів дроблення буде залежати від їх крупності. На рис. 3.6 представлені експериментальні характеристики крупності дроблених продуктів щоккових дробарок різних типів, побудовані у залежності від ширини випускної щілини та міцності породи [15]. З них видно, що під час дроблення у дробарках віброударного типу вихід шматків, розмір яких перевищує ширину розвантажувальної щілини, значно менший у порівнянні з традиційними. Це дозволяє збільшувати ширину розвантажувальної щілини вібродробарок при аналогічній ширині конвеєрної стрічки.

На рис. 3.7 показані залежності продуктивності дробарки ВД-2М від обертів під час дроблення сортового матеріалу розміром 120 мм. Як видно, залежність продуктивності віброударної дробарки при зміні числа коливань щік у зарезонансному режимі має яскраво виражений екстремальний характер [15].

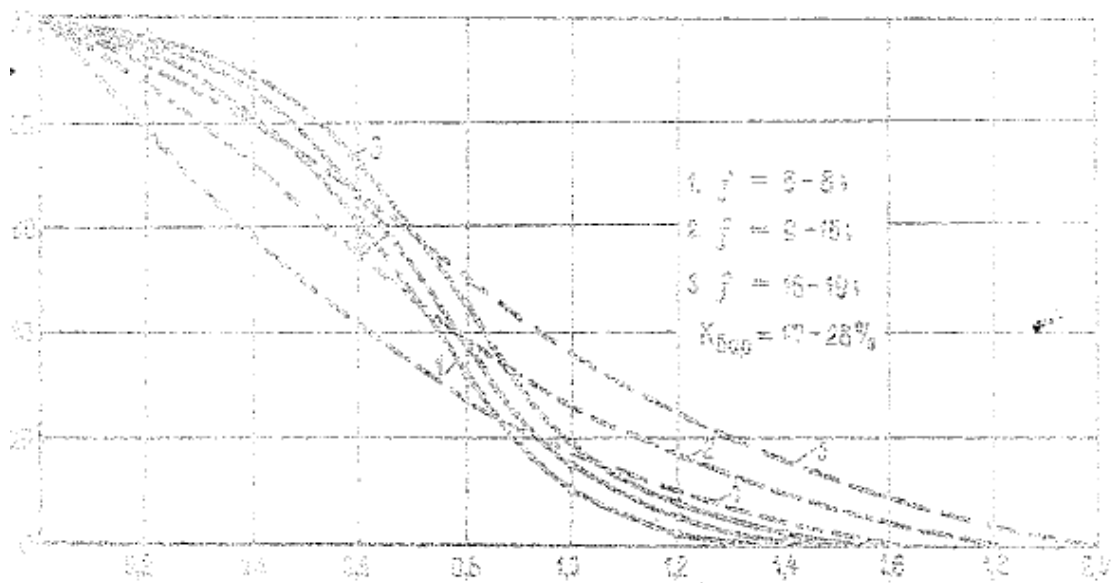


Рисунок 3.6 – Характеристики крупності дробленого продукту щоккових дробарок (суцільні лінії – віброударного типу; пунктирні лінії – традиційних конструкцій)

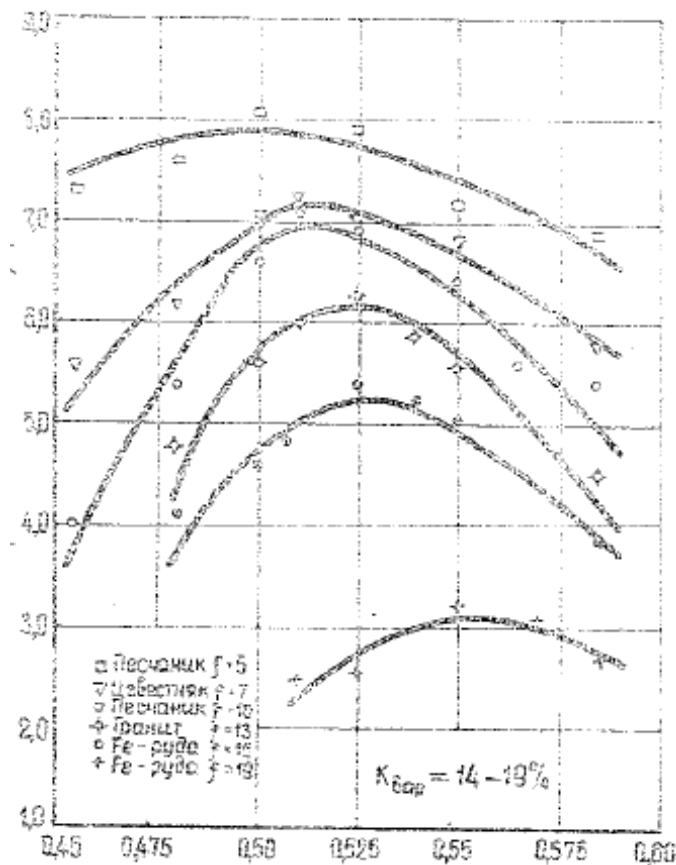


Рисунок 3.7 – Експериментальні залежності продуктивності віброударної дробарки ВД-2М від обертів

Залежність питомої продуктивності дробарки від гранулометричного складу гірничої маси показана на рис. 3.8 [15]. На величину цього показника (інакше його можна назвати питомим ваговим навантаженням на одиницю площі випускної щілини) впливають міцність гірничих порід та ступінь важкості дроблення, який умовно може бути визначений за часткою крупних шматків у рядовій гірничій масі. У табл. 3.2 приводяться значення вагової продуктивності віброударної дробарки ВД-2М за даними експериментального дроблення вапняків, піщаників та кварцитів з коефіцієнтом міцності $f=7$; 10 і 16 за шкалою проф. М.М. Протод'яконова для важких, середніх та легких умов дроблення. У легких умовах (20% шматків за своїми розмірами перевищують розвантажувальну щілину дробарки) продуктивність установки майже у два рази вища, ніж у важких умовах (40% шматків надмірного розміру). Крім того, встановлений прямий зв'язок між продуктивністю дробарки та міцністю подрібнюваної породи [15,16].

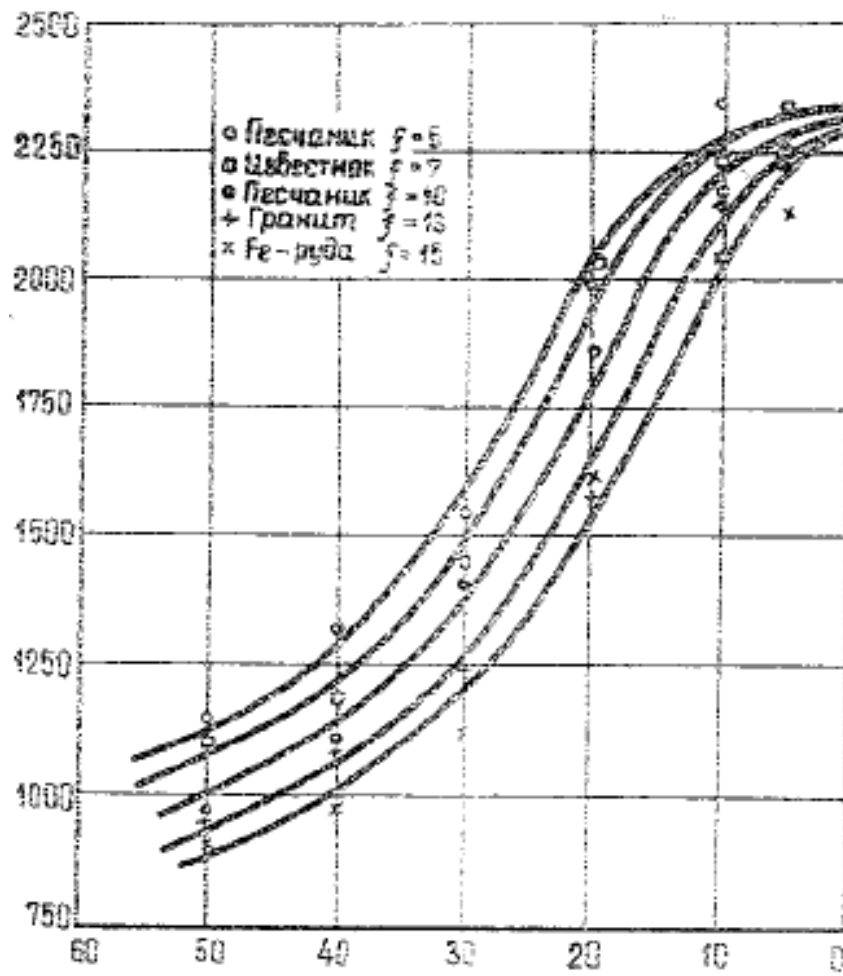


Рисунок 3.8 – Експериментальні залежності питомої продуктивності віброударної дробарки ВД-2М від гранулометричного складу гірничої маси

Таблиця 3.2 – Продуктивність віброударної щоквої дробарки ВД-2М, т/г

Параметри розвантажувального отвору			Умови дроблення гірничих порід								
			вапняків			піщаників			кварцитів		
ширина, м	площа, м ²	гідрравлічний радіус, м	важкі	середні	легкі	важкі	середні	легкі	важкі	середні	легкі
50	0,015	0,021	18,3	22,1	32,8	16,1	20,7	30,1	13,1	15,5	25,7
40	0,012	0,017	15,2	16,6	26,6	13,0	15,7	25,3	10,8	12,2	19,8
30	0,009	0,014	10,2	13,7	20,6	9,4	11,8	18,7	7,0	8,0	15,1

Що стосується цієї залежності з точки зору експлуатаційних характеристик віброударного щокowego дробильного обладнання, то з неї випливає наступне: з підвищенням міцності матеріалу зростатимуть витрати потужності приводу дробарки на його руйнування, які можна позначити N_1 . Цей показник входить у формулу (3.9), приведену вище. З огляду на вищесказане, у знаменник цієї формули слід було б увести величину межі міцності матеріалу σ як узагальнену характеристику властивостей міцності саме під час віброударного руйнування, процес якого відрізняється значною складністю фізичних явищ, що виникають у матеріалі. Скоріше за все, об'ємне руйнування матеріалу в інерційних щокowych дробарках здійснюється під дією розтягувальних напружень, що супроводжуються стискальними напруженнями у приконттактних зонах [16].

Як показують спостереження, шматки породи практично ніколи не руйнуються після першого удару. У початковий період дроблення відбувається руйнування виступів на поверхнях шматків і в зонах контакту матеріалу зі щоками утворюються зародки ущільненої подрібненої породи, в яких виникає напружений стан, що наближається до всебічного стискання. Під час подальшого багаторазового прикладання ударних навантажень ці зародки ущільнення збільшуються в об'ємі, що зрештою призводить до розколювання шматка матеріалу за найбільш слабкими перетинами під дією розтягувальних напружень. Через вплив масштабного фактору опір породи руйнуванню зменшується із зростанням розмірів подрібнюваних шматків.

Питома продуктивність щоковой дробарки визначається швидкістю проходження роздробленого матеріалу через одиницю площі її випускної щілини. На рис. 3.9 показаний графік залежності критерію подібності процесу віброударного руйнування, приведеного у формулі (3.9), від показників міцності матеріалу [16].

В якості такого показника використовується коефіцієнт міцності породи f за шкалою проф. М.М. Протод'яконова, хоча залежність від нього енергії, необхідної для віброударного руйнування матеріалу, не завжди є однозначною. Наприклад, засміченість гірничої маси певної міцності глинистими включеннями може викликати зниження ефективності процесу дроблення через гасіння ударних ім-

пульсів щік глинистою масою, що має високий ступінь в'язкості. З огляду на це, під час розрахунку енергетичних характеристик та конструктивних параметрів проєктованих зразків інерційних щоккових дробарок необхідно враховувати специфіку умов їх можливого застосування.

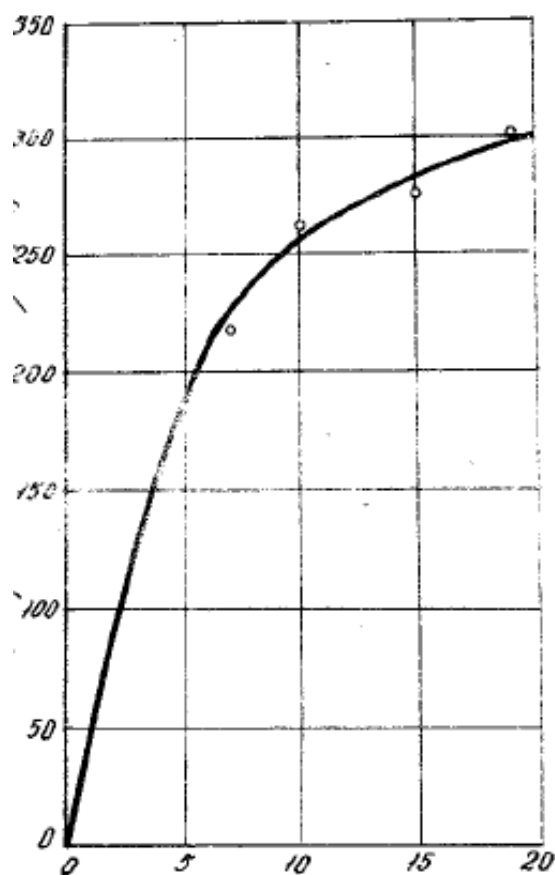


Рисунок 3.9 – Графік залежності величини критерію подібності N' (3.9) процесу віброударного руйнування порід від коефіцієнту міцності породи f за шкалою проф. М.М. Протод'яконова

3.4.2 Дослідження динамічних параметрів

Під час дослідження динамічних параметрів визначалися коефіцієнти відновлення уданої швидкості та величини ударних зазорів. Значення перших з них знаходилися шляхом порівняння розрахункових та фактичних величин максимального відхилення щоків від подрібнюваного матеріалу. Аналіз кривих ймовірного розподілення коефіцієнтів відновлення показав, що усі вони описуються експоненційним законом розподілення. Величини верхньої межі довірчого інтервалу значень знайдені з довірчою ймовірністю 0,9.

Аналіз математичного очікування коефіцієнту відновлення ударної швидкості показує, що його величина практично не залежить від типорозміру дробарки, а визначається лише показниками міцності подрібнюваного матеріалу. При чому навіть під час дроблення найміцніших матеріалів, наприклад залізної руди міцністю $f = 19$ за шкалою проф. М.М. Протод'яконова, довірче значення коефіцієнту відновлення ударної швидкості не перевищує 0,05.

Розрахунок ударної швидкості за формулою (3.25) при коефіцієнтах відновлення ударної швидкості 0 і 0,05 демонструє різницю в отриманих результатах лише на 3,9%. Звідси випливає, що при практичних розрахунках параметрів щокочових дробарок віброударного типу величина коефіцієнту ударної швидкості з достатньою для інженерних розрахунків точністю може бути прийнята рівною нулю.

Розгляд кривих ймовірнісних розподілень величин ударних зазорів, що реалізуються під час дроблення, засвідчив, що усі вони відповідають зміщеному закону розподілення. Основні параметри цих розподілень приведені у табл. 3.3 [15]. Причому довірчі реалізації ударних зазорів визначені для довірчої ймовірності 0,9, а параметри математичного очікування та довірчих інтервалів представлені у безрозмірному вигляді (як відношення дійсних величин до амплітуди холостого ходу щік за відсутності пружних зв'язків).

На рис. 3.10 показані математичне очікування та довірчі межі, розраховані з достовірністю 0,9 для процесу дроблення піщаників у вібраційній дробарці ВД-2М, а також межі області існування стійкого режиму віброударного дроблення, отримані раніше для коефіцієнтів відновлення ударної швидкості 0 і 0,3 [15].

Аналіз залежності величин реалізованих під час дроблення ударних зазорів від налаштування системи показує, що із зменшенням частоти коливань щік і відповідно із збільшенням коефіцієнту частотного налаштування зростають значення ударних зазорів. Як було показано на рис. 3.4, у межах області існування стійкого процесу віброударного дроблення при збільшенні ударних зазорів зменшуються реалізовані системою ударні швидкості. Отже, при збільшенні коефіцієнту частотного налаштування у зоні існування стійкого процесу дроблення зменшується

кінетична енергія, що передається щокими подрібнюваному матеріалу під час удару, та одночасно зменшується число ударів щік по матеріалу в одиницю часу.

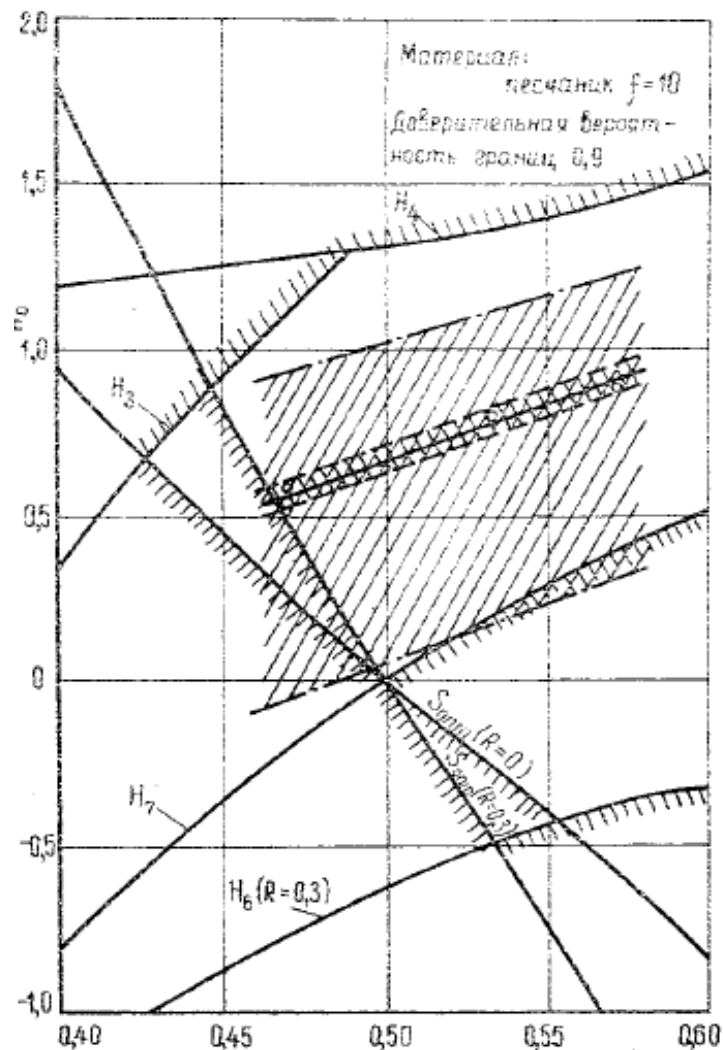


Рисунок 3.10 – Область реалізації робочого процесу під час дроблення пісчанику (суцільні лінії – математичне очікування; пунктирні лінії – довірчі межі математичного очікування; штрих-пунктирні лінії – довірчі межі ударних зазорів)

У той же час, при збільшенні частоти коливань щік і відповідно зменшенні коефіцієнту частотного налаштування область реалізованих при дробленні пісчаників ударних зазорів перетинає межу області існування стійкого процесу віброударного дроблення S_{opt} , яка відповідає максимальним значенням ударних швидкостей. При цьому зменшуються значення ударних швидкостей, реалізованих під час ударів щік, і знижується стійкість робочого процесу. При подальшому зменшенні коефіцієнту налаштування зростає питома вага ударних зазорів, реалізова-

них при дробленні поза межами існування стійкого процесу дроблення, а це збільшує ймовірність розклинення щік та припинення дроблення. Нарешті, при значеннях коефіцієнту налаштування, близьких до 0,45, процес дроблення припиняється остаточно (див. рис. 3.10).

На підставі проведеного аналізу можна зробити висновок, що задача визначення коефіцієнту налаштування, при якому доцільно дробити матеріал, носить чисто оптимізаційний характер і визначається динамікою системи. Наприклад, для конструкції ВД-2М найкращі умови дроблення піщаника міцністю $f = 10$ за шкалою проф. М.М. Протод'яконова відповідають налаштуванню, близькому до 0,5. При збільшенні коефіцієнту налаштування зменшується кінетична енергія, що передається подрібнюваному матеріалу в одиницю часу. При зменшенні коефіцієнту налаштування збільшується ймовірність припинення процесу дроблення. Обидва варіанти призводять до зменшення продуктивності установки, що підтверджується кривими, представленими вище, на рис. 3.7.

На рис. 3.11 показані побудовані за даними табл. 3.3 криві математичного очікування та довірчих меж областей реалізації ударних зазорів у залежності від налаштування системи під час дроблення різних матеріалів у дробарці ВД-2М [15]. Аналіз кривих показує, що із збільшенням міцності матеріалу крутизна кривих зростає. Отже, під час дроблення матеріалу більшої міцності збільшення коефіцієнту частотного налаштування викликає більш різке падіння кінетичної енергії, що передається подрібнюваному матеріалу за одиницю часу. У той же час, при зменшенні значення коефіцієнту частотного налаштування довірчі межі областей реалізації ударних зазорів із збільшенням міцності матеріалу перетинають межі області існування стійкого дроблення під більш крутим кутом, тобто зниження стійкості процесу дроблення відбувається більш інтенсивно. Таким чином, при збільшенні міцності матеріалу має зростати інтенсивність зниження продуктивності вібраційної дробарки при зміщенні коефіцієнту частотного налаштування у той чи інший бік від оптимального значення, що відповідає максимальній продуктивності. Іншими словами, при зростанні міцності подрібнюваного матеріалу звужується діапазон значень коефіцієнту частотного налаштування, у межах якого

забезпечується нормальна робота дробарки, і з'являється необхідність у більш ретельному налаштуванні системи на максимальну продуктивність.

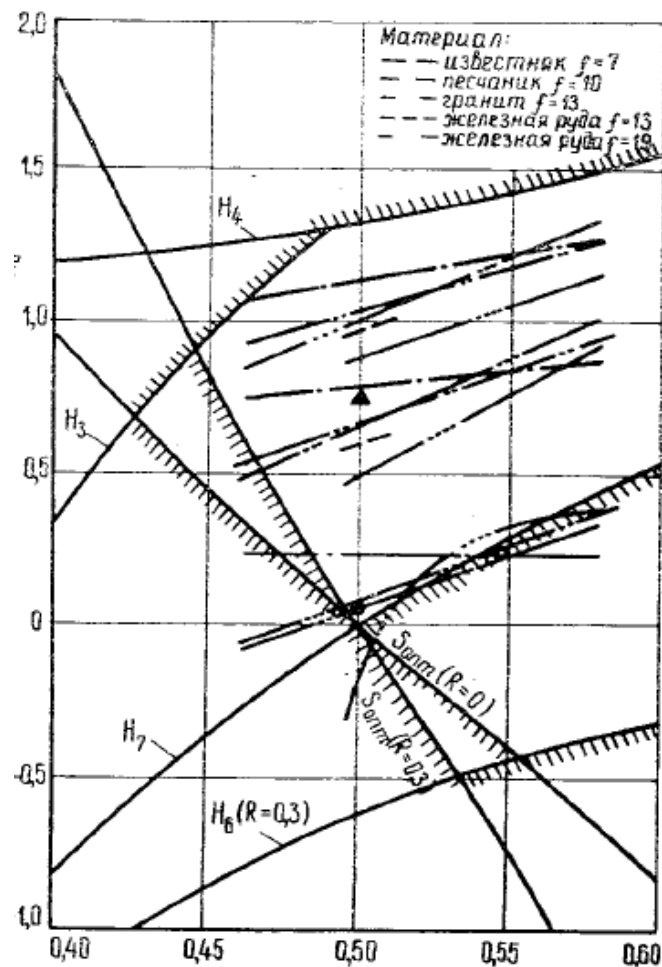


Рисунок 3.11 – Области реалізації процесу дроблення різних матеріалів (штрих-пунктирні лінії з однією точкою – вапняки міцністю $f = 7$; штрих-пунктирні лінії з двома точками – піщаники міцністю $f = 10$; штрих-пунктирні лінії з трьома точками – граніти міцністю $f = 13$; пунктирні лінії – залізна руда міцністю $f = 13$; штрих-пунктирні лінії з чотирма точками – залізна руда міцністю $f = 19$ за шкалою проф. М.М. Протод'яконова)

Крім того, характер кривих на рис. 3.11 свідчить про тенденцію зміщення максимуму продуктивності установки у бік більших значень коефіцієнту частотного налаштування у разі зростання міцності подрібнюваного матеріалу.

У табл. 3.3 представлені також параметри ймовірнісного розподілення величин ударних зазорів, реалізованих під час дроблення глинистих і кременистих сланців та піщаників у дробарці ДВ-00М при частотному налаштуванні 0,5.

Таким чином, проведений аналіз дозволяє визначити суттєві та об'єктивно існуючі динамічні особливості віброударних дробильних систем, що значно впливають на технологічні параметри вібраційних дробильних установок. Врахування цих особливостей забезпечить підвищення продуктивності установок та ефективності їх практичного використання.

Висновки:

- аналіз принципу дії віброударної шокової дробарки показує, що під час холостої роботи вона представляє собою практично повний динамічний аналог загальновідомих вібраційних машин. Коли ж дробарка переходить у робочий режим дроблення гірничої породи, установка перетворюється на типову віброударну систему. Процес дроблення при цьому можна розглядати як сукупність операцій періодичних співударень щік та опускання шматка під дією власної ваги в інтервалах між ними;

- для дослідження процесів віброударного режиму коливання щік та віброударного руйнування шматків матеріалу застосований метод моделювання з використанням теорії подібності та розмірності. Для кожного з цих процесів визначаються умови подібності, які потрібно буде враховувати при переході від моделі до натурального зразка дробарки;

- для опису закону руху щоки запропоновані диференціальні рівняння залежності фазового кута та безрозмірної ударної швидкості від параметрів динамічної системи дробарки, представлених у вигляді комплексів подібності. Аналіз динаміки системи дозволив визначити області існування стійкого віброударного режиму дроблення матеріалу, отримати величину оптимального ударного зазору, що відповідає максимальній ударній швидкості, а також ударно-частотні та фазово-частотні характеристики системи. Для роботи віброударних шокових дробарок найвигіднішою є зарезонансна зона налаштування динамічної системи;

- експериментальні дослідження технологічних та динамічних параметрів віброударного дробильного обладнання шокового типу були проведені на лабораторній моделі та на пересувному дробильному агрегаті. Аналіз технологічних па-

раметрів продемонстрував залежності продуктивності та крупності дробленого продукту від гранулометричного складу матеріалу живлення для різних умов роботи з огляду на відсоток шматків надмірного розміру. Суттєвий вплив на ефективність процесу дроблення та на його енергетичні показники має міцність подрібнюваних матеріалів та наявність сторонніх домішок, особливо глинистих;

- в результаті аналізу динамічних параметрів було з'ясовано, що для розрахунку параметрів щокочових вібраційних дробарок величина коефіцієнту відновлення ударної швидкості може бути прийнята рівною нулю; коефіцієнт налаштування системи потрібно брати близьким до 0,5; при зростанні міцності подрібнюваного матеріалу для отримання максимальної продуктивності установки потрібно зміщуватися у бік більших значень коефіцієнту частотного налаштування. Врахування цих особливостей забезпечить підвищення продуктивності щокочових установок віброударного типу дроблення та ефективності їх практичного використання.

4 ПРАКТИЧНА РЕАЛІЗАЦІЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1 Аналіз основних переваг щокочових дробарок інерційного типу

Проведені дослідження, описані у попередньому розділі роботи, дозволили сформулювати наступні переваги інерційних щокочових дробарок урівноваженого типу у порівнянні з традиційними конструкціями:

- синхронний протифазний коливний рух щік уздовж горизонтальної осі, що проходить через центр ваги системи, забезпечує замикання дробильних зусиль на подрібнюваному матеріалі та урівноваження інерційних навантажень, які виникають під час коливань щік. Таке конструктивне рішення уможливорює установку дробарки без фундаменту при її стаціонарному виконанні та використанні без потужної опорної рами у самохідному варіанті. Останнє має величезне значення при створенні самохідних дробильних агрегатів порівняно невеликої маси;

- двосторонній ударний принцип прикладання навантажень та висока частота ударів дає можливість суттєво інтенсифікувати процес руйнування матеріалу. Продуктивність інерційних дробарок значно перевищує продуктивність щокочових установок того ж типорозміру, виконана них за класичною схемою;

- при подачі у дробарку рядового матеріалу, що містить фракції різних розмірів, дія вібрації сприяє інтенсифікації процесу відділення дріб'язку та більш швидкому його виходу з камери дроблення. Надмірного подрібнення матеріалу при цьому не відбувається. Це дозволяє при створенні дробильних агрегатів відмовитися від використання потужних грохотів-живильників, що знижує масу, габарити та потужність установок;

- інерційний зв'язок приводу зі щоками виключає можливість поломки у кінематичному ланцюзі приводу у разі потрапляння в камеру дроблення недробимих предметів. У цьому випадку здійснюється розсування щік і загасання їх коливань, а дебалансні вали вібраторів продовжують обертатися без будь-яких перешкод. При цьому споживана установкою потужність у режимі автоматичного блокування щік недробимим матеріалом складає до 50% від номінальної. Крім того,

інерційний зв'язок приводу зі щоками забезпечує можливість запуску установки із заповненою матеріалом камерою дроблення (запуск під завалом). Більше того, саме такий режим запуску є оптимальним для інерційних дробарок, адже він полегшує вихід системи на за резонансний робочий режим;

- порівняно висока частота коливань щік запобігає налипанню і подальшої цементації дисперсних частинок перероблюваного матеріалу на дробильних плитах, що дає можливість достатньо ефективно дробити липкі та в'язкі матеріали;

- прямолінійний паралельно-поступальний рух щік забезпечує рівномірне дроблення матеріалу по усій висоті камери дроблення і дозволяє завантажувати у дробарку шматки породи, які за розміром дорівнюють ширині приймального отвору, а також сприяє зниженню інтенсивності зносу дробильних плит під час дроблення абразивних матеріалів завдяки мінімізації взаємного переміщення дробильних поверхонь та шматків гірничої маси. При такому русі щік можна легко змінювати ширину вихідної щілини інерційної дробарки у більших межах порівняно зі звичайними щокowymi конструкціями шляхом відповідного змінення ширини приймального отвору та збереження кута захвату шматків матеріалу щоками.

Вказані переваги інерційних щокowych дробарок переконливо свідчать про безперечну перспективність даного напрямку створення нового дробильного обладнання.

4.2 Розробка розрахункових основ проектування віброударних щокowych дробарок

4.2.1 Методика розрахунку конструктивних параметрів дробарки

Розрахунок конструктивних параметрів промислових зразків щокowych дробарок інерційного типу базується на результатах досліджень моделей, наприклад згаданої вище лабораторної установки ВД-2М, технічні характеристики якої були представлені у табл. 3.1, та запропонованих умов подібності для збереження масштабної відповідності під час перенесення даних, отриманих під час експериментальних досліджень, на промислові зразки [15].

Використовуємо умови подібності, приведені у виразах (3.3) і (3.9).

Як було показано вище, коефіцієнт відновлення ударної швидкості R має бути рівним нулю для усіх типів подрібнюваних матеріалів. А величину енергії, підведеної щочками дробарки до шматків матеріалу, можна записати у наступному вигляді:

$$N_1 = \frac{G_{\text{щ}} K_h^2 \dot{x}_1^2 \omega}{2\pi g}. \quad (4.1)$$

Формула для розрахунку ваги щочки $G_{\text{щ}}$, як одного з основних параметрів віброударних щочкових дробарок, може бут отримана у вигляді добутків симплексів подібності з виразів (3.9) і (4.1):

$$G_{\text{щн}} = G_{\text{щм}} \left(\frac{K_{h\text{м}}}{K_{h\text{н}}} \right)^2 \cdot \left(\frac{\dot{x}_{T\text{м}}}{\dot{x}_{T\text{н}}} \right)^2 \cdot \frac{n_{\text{м}} e_{\text{н}} L_{\text{н}} (i_{\text{н}} - 1)}{n_{\text{н}} e_{\text{м}} L_{\text{м}} (i_{\text{м}} - 1)}. \quad (4.2)$$

У формулі (4.2) індексами «н» і «м» позначені відповідно параметри натурального зразка і моделі, а число коливань щік у хвилину n замінює частоту змушених коливань ω , адже ці величини ідентичні.

При виконанні умов подібності $\Phi = idem$ та $z = idem$ матимемо:

$$\frac{\dot{x}_{T\text{м}}}{\dot{x}_{T\text{н}}} = \frac{A_{0\text{м}} p_{\text{м}}}{A_{0\text{н}} p_{\text{н}}}; \quad \frac{p_{\text{м}}}{p_{\text{н}}} = \frac{\omega_{\text{м}}}{\omega_{\text{н}}} = \frac{n_{\text{м}}}{n_{\text{н}}},$$

а це дасть можливість привести вираз (4.2) до наступного вигляду:

$$G_{\text{щн}} = G_{\text{щм}} \left(\frac{K_{h\text{м}}}{K_{h\text{н}}} \right)^2 \cdot \left(\frac{A_{0\text{м}}}{A_{0\text{н}}} \right)^2 \cdot \left(\frac{n_{\text{н}}}{n_{\text{м}}} \right)^3 \cdot \frac{e_{\text{н}} L_{\text{н}} (i_{\text{н}} - 1)}{e_{\text{м}} L_{\text{м}} (i_{\text{м}} - 1)}. \quad (4.3)$$

У формулах (4.2) і (4.3) коефіцієнтом K_h враховується вплив на параметри віброударної системи типу підвіски щік. Для пружних елементів, працюючих на зсув та виготовлених з гуми марки 2959 (як у моделі ВД-2М), $K_h = 0,89$. За умови використання на натурному зразку подібних елементів з того ж матеріалу співвідношення коефіцієнтів K_h у виразах (4.2) і (4.3) дорівнюватиме одиниці.

Визначення ваги щік дає можливість вже на першій стадії розрахунку оцінити приблизне значення ваги дробильного агрегату майбутню ефективність можли-

вих схем потокової технології.

В якості прикладу спробуємо розрахувати конструктивні параметри вібраційної щоккової дробарки з приймальним отвором розмірами $B = 1200$ мм і $L = 1500$ мм та шириною випускної щілини $e = 300$ мм, призначеної для дроблення порід міцністю $f = 10$ за шкалою проф. М.М. Протод'яконова (наприклад, піщаника).

Результати дослідів з дроблення піщаників такої міцності на моделі ВД-2М, показані у табл. 3.3 та на рис. 3.9, засвідчили, що максимальна продуктивність процесу дроблення досягається при частотному налаштуванні $z = 0,5$. Причому довірча область реалізації ударних зазорів повністю розташовується у межах зони стійкості у безпосередній близькості від її нижніх границь. Завдяки цьому під час дроблення піщаників реалізуються максимально можливі ударні швидкості і, якщо немає додаткових вимог на зміщення області реалізації ударних зазорів, математичне очікування безрозмірного ударного зазору s доцільно зберегти рівним 0,643. При використанні для пружних елементів підвіски щік гуми марки 2959 коефіцієнт поглинальної здатності z_1 буде дорівнювати 0,1574. При цьому безрозмірна ударна швидкість Φ , що представляє собою критерій другого роду (3.4), за формулою (3.13) дорівнюватиме 4,68, а дійсна ударна швидкість $\dot{x}'_T$ з урахуванням коефіцієнту $K_h = 0,89$ буде дорівнювати 1,31 м/с.

Для збереження подібності процесу дроблення необхідно виконати умови подібності (3.9). При дробленні піщаника на налаштуванні $z = 0,5$ згідно з формулами (3.9) і (4.1) $N' = 204$.

Приймаємо частоту коливань щік дробарки $n = 1500$ кол/хв. Вагу щок дробарки визначаємо за формулою (4.3) за умови, що K_h і A_0 залишаться незмінними при переході від моделі до натурального зразка. Округлена величина ваги щок отримана за формулою (4.3), орієнтовно складе 7000 кг.

Потужність, необхідна для дроблення:

$$N_1 = N' e L (i - 1) = 275 \text{ кВт.} \quad (4.4)$$

На підставі отриманих значень знайдемо решту основних конструктивних

параметрів дробарки:

- частоту змушених коливань щік:

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = 157 \text{ рад/с};$$

- частоту власних коливань щік:

$$p = z\omega = 78 \text{ рад/с};$$

- розрахункову ударну швидкість щік:

$$\dot{x}_T = \sqrt{\frac{2\pi g N_1}{G_{\text{щ}} K_h \omega}} = 1,43 \text{ м/с};$$

- дійсну ударну швидкість щік:

$$\dot{x}'_T = K_h \dot{x}_T = 1,27 \text{ м/с};$$

- розрахункову амплітуду безударних коливань щік:

$$A_0 = \frac{\dot{x}_T}{\Phi p} = 3,9 \text{ мм};$$

- дебалансний момент вібратора:

$$m\rho = \frac{A_0 G_{\text{щ}}}{g} = 278 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

- змушене зусилля вібратора при $n = 1500$ об/хв.:

$$F = m\rho\omega^2 = 68,7 \text{ т} = 687 \text{ кН}.$$

Пропонована методика розрахунку забезпечує чіткий взаємозв'язок усіх параметрів дробарки і дає можливість у широких межах варіювати ці параметри за умови виконання вимог (3.3) і (3.9). Наприклад, якщо під час проектування з'явиться необхідність збільшення ваги щік, то умови подібності можуть бути виконані при відповідному зменшенні частоти коливань або дебалансного моменту вібра-

тора.

При дробленні порід меншої міцності у порівнянні з тією, на яку дробарка розрахована, буде мати місце дещо неповне використання встановленої потужності її приводних двигунів.

В іншому випадку, наприклад для дробарки з аналогічними розмірами приймального отвору та випускної щілини, але призначеної для дроблення залізної руди міцністю $f = 16$ за шкалою проф. М.М. Протод'яконова, при збереженні значень критеріїв подібності $z = 0,5$ і $z_1 = 0,1574$ залишити величину критерію $s = 0,595$ неможливо, адже при ньому буде спостерігатися порушення стійкості дроблення та відповідно падіння продуктивності дробарки. Для отримання стійкого дроблення залізної руди доцільно прийняти $s = 0,7$. У той же час, для збереження подібності процесу дроблення потрібно залишити величину N' , визначену експериментальним шляхом для $s = 0,595$.

З цією метою визначається величина N' при $z = 0,5$; $z_1 = 0,1574$ і $s = 0,595$. Вона складатиме $N' = 216$.

Далі потрібно визначити величину дебалансного моменту вібратора, що забезпечуватиме виконання умови $N' = 216$ при $s = 0,7$.

При $z = 0,5$ і $s = 0,7$ згідно з формулою (3.13) $\Phi = 4,54$.

З формул (3.9) і (4.1) для дробарки з параметрами, що відповідають моделі ВД-2М, визначимо необхідну величину розрахункової ударної швидкості:

$$\dot{x}_T = \sqrt{\frac{2\pi g N' e L (i-1)}{G_{\text{щ}} K_h \omega}} = 1,375 \text{ м/с.}$$

При цьому розрахункова амплітуда безударних коливань щоби складе:

$$A_0 = \frac{\dot{x}_T}{\Phi p} = 4,05 \text{ мм,}$$

а дебалансний момент вібратора:

$$m\rho = \frac{A_0 G_{\text{щ}}}{g} = 5,4 \text{ Н·м.}$$

Подальший розрахунок ведеться аналогічно попередньому прикладу.

Якщо ж потрібно розрахувати дробарку для дроблення матеріалів менш міцних за піщаники, наприклад вапняків міцністю $f = 7$ за шкалою проф. М.М. Протод'яконова, то значення ударного зазору у цьому випадку потрібно буде не збільшувати, а зменшувати. Це дозволить зменшити величину дебалансного моменту, а значить, і змусило зусилля вібратора. Такий крок, у свою чергу, дасть можливість скоротити втрати потужності у підшипникових опорах дебалансних валів і при незмінному числі опор збільшити їх довговічність.

4.2.2 Методика визначення енергії, необхідної на руйнування матеріалу та розрахунку приводної потужності дробильної установки

Потужність, що споживається електродвигунами приводу дробарки, йде на покриття:

- втрат кінетичної енергії поступального руху щоби при ударах N_1 ;
- втрат кінетичної енергії обертального руху дебалансних валів при ударах N_2 ;
- дисипативних втрат у підвісці при коливному русі щоби N_3 ;
- дисипативних втрат у підшипникових опорах при обертальному русі дебалансних валів N_4 ;
- додаткових електричних втрат, що викликаються стрибками кутової швидкості обертання дебалансних валів при ударах N_5 ;
- додаткових електричних втрат, що викликаються коливання кутової швидкості обертання дебалансів у проміжках між ударами N_6 ;
- нормальних електричних втрат N_7 .

Потужність N_1 є потужністю, що витрачається безпосередньо на дроблення матеріалу. Цей параметр входить у формулу (3.9) і може розраховуватися за представленою вище формулою (4.1).

Потужність N_2 визначається величиною стрибка швидкості обертання дебалансних валів при ударах. Вона дуже незначна у порівнянні з потужністю N_1 і нею під час попередніх розрахунків можна знехтувати.

Потужність N_3 можна визначити виходячи із припущення, що дисипативний опір коливанням прямо пропорційний абсолютному значенню швидкості руху щік:

$$N_3 = \frac{\omega b}{\pi} \int_0^T \dot{x}'^2 dt$$

або

$$N_3 = 2K\dot{x}_T'^2 b ,$$

де $2K\dot{x}_T'^2$ – середнє значення квадрату швидкості щоки (для віброударного режиму $K = 0,2-0,4$);

$$b = \frac{\vartheta G_{щ} p}{\pi g} ,$$

де $\vartheta = 0,495$ – логарифмічний декремент коливань у гумі марки 2959, що використовувалася для пружних елементів підвіски щік.

Звідси маємо:

$$N_3 = \frac{2K\dot{x}_T'^2 \vartheta G_{щ} p}{\pi g} .$$

Потужність N_4 визначається за наступною формулою:

$$N_4 = 2f_{тр} r m \rho \omega^3 ,$$

де $f_{тр}$ – приведений коефіцієнт тертя у підшипникових опорах дебалансних валів; r – радіус внутрішнього отвору підшипникової опори.

В якості опор дебалансних валів використовуються зазвичай дворядні сферичні шарики та роликові підшипники (здебільшого останні). За довідковими даними для шарикових конструкцій таких підшипників $f_{тр} = 0,002-0,003$, а для роликових – $f_{тр} = 0,004-0,006$ [17].

Сумарні механічні втрати у приводі складатимуть:

$$N_{мех} = N_1 + N_3 + N_4 .$$

Проведені дослідження показують, що електричні втрати N_5 і N_6 складають приблизно 11% від N_1 [15]. Звідси матимемо:

$$N_5 + N_6 = K_1 N_1 ,$$

де $K_1 = 0,11$.

Таким чином, номінальна потужність двигуна дробарки може бути визначена за формулою:

$$N_{\text{ном}} = N_{\text{мех}} + N_5 + N_6 .$$

Потужність N_7 розраховується за наступною формулою:

$$N_7 = \frac{1-K_2}{K_2} N_{\text{ном}},$$

де K_2 – номінальний коефіцієнт корисної дії двигуна.

Сумарна активна електрична потужність, що споживається з мережі:

$$N_{\text{ел.дв}} = N_{\text{ном}} + N_7 = \frac{N_{\text{ном}}}{K_2}.$$

4.2.3 Методика розрахунку продуктивності дробарки

Високочастотний ударний принцип руйнування матеріалу у вібраційних дробарках забезпечує безупинність процесу витікання матеріалу з дробильної порожнини. Крім того, під час дроблення рядової гірничої маси в умовах кар'єрів через дробильну камеру змушені будуть проходити дрібні фракції, що не потребують дроблення. З огляду на це, при виведенні рівнянь для визначення продуктивності вібраційних дробарок доцільно орієнтуватися на положення теорії сипких середовищ. При цьому питома вагова продуктивність q_0 є функцією щільності потоку ρ , прискорення вільного падіння g та форми отвору, яка враховується за допомогою гідравлічного радіусу R , що представляє собою відношення площі випускного отвору до його периметру:

$$R = \frac{Le}{2(L+e)}.$$

Методи теорії розмірності дають можливість отримати критерій подібності у наступному вигляді:

$$\frac{q_0}{R^{0,5} g^{0,5} \rho} = idem. \quad (4.5)$$

Якщо під час переходу від моделі до натурального зразка параметри ρ і g зберігаються незмінними, то вираз (4.5) можна перетворити таким чином:

$$q_{0H} = q_{0M} \sqrt{\frac{R_H}{R_M}}. \quad (4.6)$$

Уведення у вираз (4.6) параметрів площі випускного отвору дає можливість отримати рівняння для розрахунку вагової продуктивності дробарки:

$$Q_H = Q_M \sqrt{\frac{R_H}{R_M}} \cdot \frac{e_H L_H}{e_M L_M}. \quad (4.7)$$

При постійному співвідношенні $\frac{e}{L}$ на моделі і натурному зразку вираз (4.7) прийме наступний вигляд:

$$Q_H = Q_M \left(\frac{L_H}{L_M} \right)^{2,5}. \quad (4.8)$$

Під час розрахунку за приведеними формулами величина продуктивності моделі визначається за графіками на рис. 3.8.

Для прикладу визначимо продуктивність вібраційної шокової дробарки з приймальним отвором розмірами $B = 1200$ мм і $L = 1500$ мм та шириною випускної щілини $e = 300$ мм, призначеної для дроблення піщанику міцністю $f = 10$ за шкалою проф. М.М. Протод'яконова, в якому міститься 30% фракцій, що потребують дроблення.

На рис. 3.8 знаходимо, що за таких умов експлуатації модель ВД-2М продемонструвала питому продуктивність дроблення $q_{0M} = 1400$ т/м². Отже, продуктивність моделі становить $Q_H = 21$ т/г.

Продуктивність натурального зразка визначаємо за формулою (4.7), у якій $e_H = 0,3$ м; $L_H = 1,5$ м; $e_M = 0,05$ м; $L_M = 0,3$ м; $R_M = 0,0215$ м; $R_H = 0,125$ м; при цьому $Q_H = 1520$ т/г.

У табл. 4.1 представлені параметри типорозмірів вібраційних дробарок, розрахованих за допомогою пропонованих методів. Модифікації дробарок 1, 2 і 3 призначені для дроблення порід і руд міцністю відповідно 2-6, 6-12 та більше 12

одиниць за шкалою проф. М.М. Протод'яконова, можуть бути встановлені на самохідних шасі і працювати у забої у парі з екскаваторами типу ЕКГ. Вони відрізняються величиною дебалансного моменту вібраторів та потужністю встановлених електродвигунів.

Таблиця 4.1 – Результати розрахунку параметрів віброщоккових дробарок

Параметри дробарки	Модифікації		
	1	2	3
Розмір приймального отвору, мм	1200x1500	1200x1500	1200x1500
Ширина випускної щілини, мм	300	300	300
Продуктивність, т/г	1770	1520	1180
Міцність подрібнюваних порід	6	10	16-18
Швидкість обертання дебалансних валів (частота коливань щік), об/хв. (кол/хв.)	1500	1500	1500
Змушене зусилля вібратора, кН	585	687	720
Власна частота коливань підвіски щік, рад/с	78	78	78
Потужність приводу, кВт	365	480	505
Маса, кг:			
щок	7000	7000	7000
усієї дробарки	47000	47000	47000

Аналіз результатів дослідження показує, що у разі, наприклад, дроблення порід міцністю $f = 7$ у дробарці, що розрахована для роботи з матеріалом міцністю $f = 10$, буде мати місце недостатнє використання її потужності (приблизно на 15%), а її продуктивність знизиться у порівнянні з оптимальною величиною на 25%. Дроблення ж у ній породи міцністю $f = 16$ викличе перевантаження двигунів на 6% та зниження продуктивності на 15%. Тому для різних умов експлуатації мають застосовуватися відповідні модифікації конструкції.

Обов'язковою умовою використання пропонованої методики розрахунку є необхідність збереження постійних співвідношень між різними параметрами для забезпечення подібності процесів, що відбуваються у моделі і натурному зразку.

Наприклад, під час проектування може виникнути потреба збільшення ваги щік. При цьому, для збереження постійності переданої подрібнюваному матеріалу енергії має бути збільшена частота змусених коливань щік або дебалансний момент вібратора.

4.2.4 Методика визначення режиму роботи підшипникових опор дебалансних валів вібратора

Підшипникові вузли приводів вібраційних машин працюють у надзвичайно важких умовах експлуатації, які характеризуються високочастотними динамічними та ударними навантаженнями на їх робочі елементи. Тому важливість та необхідність урахування цих обставин під час розрахунку підшипників інерційних щоккових дробарок є абсолютно обов'язковою [17].

Зазвичай, під час розрахунку терміну служби підшипників кочення віброударних машин приймають динамічний коефіцієнт K_d , що враховує вплив характеру навантаження на довговічність підшипника, рівним 3. Така величина рекомендована під час проектування такого важкого обладнання, як, наприклад, прокатні стани, блюмінги, ковальські преси тощо. Але для вібраційних машин такий підхід може призвести до отримання невірних результатів.

Аналіз роботи віброударних машин дає можливість виділити три характерні випадки навантаження підшипникових опор вібратора у віброударному режимі в момент співударяння щік з подрібнюваним матеріалом [16]:

- обкочування цапфою зовнішнього кільця підшипника без відриву з різким зростанням навантаження в момент співударяння;
- обкочування цапфою зовнішнього кільця підшипника без відриву з різким падінням навантаження в момент співударяння;
- обкочування з відривом і подальшим ударом цапфи по зовнішньому кільцю підшипника в момент співударяння.

Перший випадок навантаження у практиці експлуатації інерційних щоккових дробарок зустрічається не часто, а другий і третій вельми характерні для них. Другий випадок відноситься до порівняно легких умов роботи, а третій має місце,

коли в момент удару інерційне навантаження настільки значне, що долає дію змусеного зусилля і призводить до відриву цапфи та подальшого її удару по кільцю. Підшипникова опора при цьому опиняється в украй важких умовах роботи. Під час удару цапфи по зовнішньому кільцю в зоні контакту виникають дуже значні навантаження, результатом яких стає швидке руйнування і викрашування робочих поверхонь підшипникових кілець. Крім того, перекидання цапфи призводить до швидкого втомного руйнування вусиків сепаратора, а, значить, до виходу з ладу усього підшипника.

На рис. 4.1 представлена схема розподілення навантажень у підшипниковій опорі дебалансного валу інерційної щокової дробарки в момент співударяння щік з породою, на якій окружністю з центром O позначений корпус вібратора із зовнішнім кільцем підшипника, а окружністю з центром O_1 – цапфа дебалансного валу з внутрішнім кільцем підшипника [16].

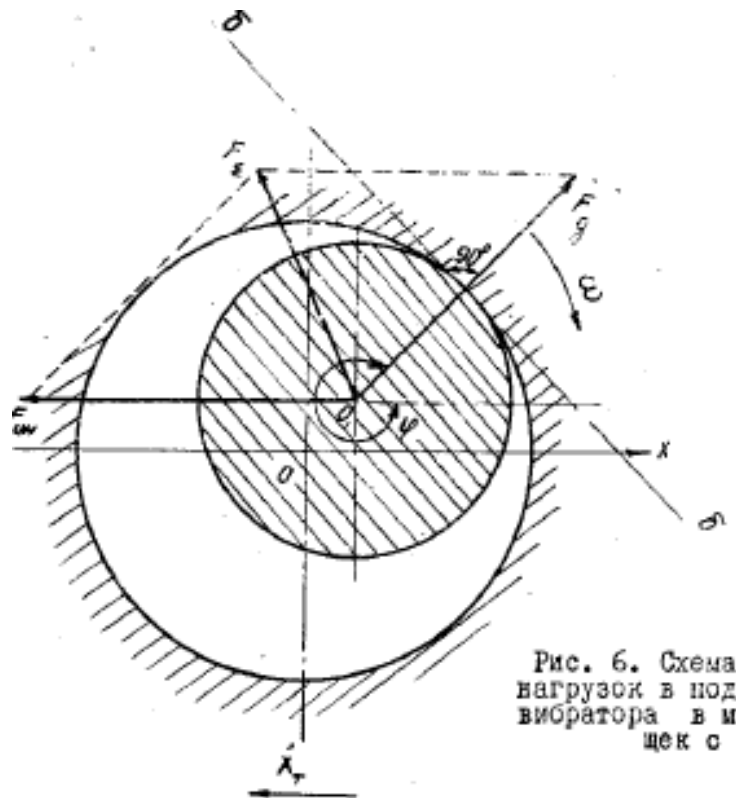


Рис. 6. Схема навантажень в підшипниковій опорі вібратора в момент співударяння щік з породою

Рисунок 4.1 – Схема розподілення навантажень у підшипниковій опорі вібратора інерційної щокової дробарки в момент співударяння щік з породою

Інші позначення на рис. 4.1: F_{Σ} - результуюча від інерційного ударного навантаження F_{in} та змусеного зусилля F_g ; $\dot{x}_r$ - напрямок руху щоки перед ударом

по шматку; ω – напрямок обертання дебалансного валу; φ – кут порушення узгодженості фаз; лінія $b-b$ – дотична до окружності з центром O у точці дотику із цапфою (ця лінія перпендикулярна відносно вектора змушеного зусилля).

Фазово-частотна характеристика віброударної системи при коефіцієнті частотного налаштування $z = 0,5$ представлена на рис. 4.2 [16].

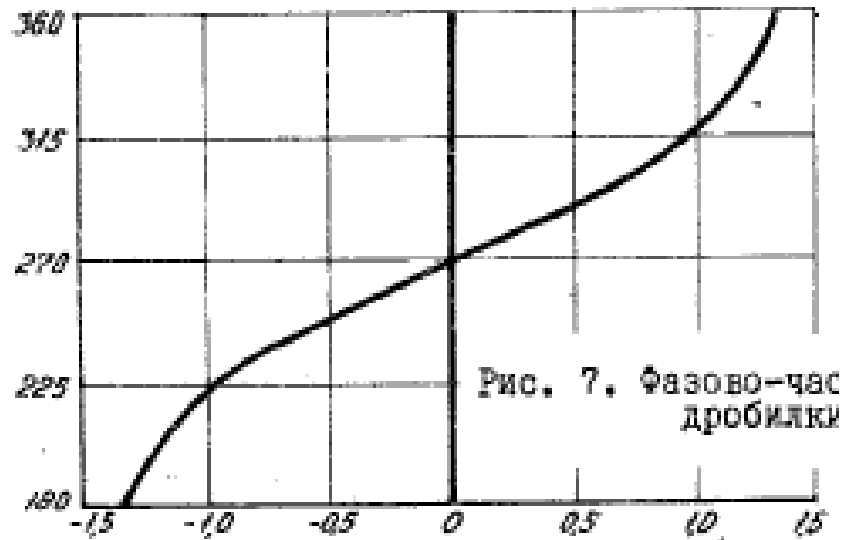


Рисунок 4.2 – Фазово-частотна характеристика дробарки при $z = 0,5$

Аналіз розподілення навантажень у підшипниковій опорі показує, що у випадку перетинання продовженням вектора F_{Σ} дотичної $b-b$, тобто коли кут між навантаженнями F_{Σ} і F_g менше 90° , відриву цапфи від корпусу вібратора в момент удару шоки не відбувається. Таким чином, граничною умовою безвідривної та безударної роботи підшипникових опор вібраторів інерційних шоккових дробарок є прямий кут між змушеним зусиллям і результуючим навантаженням у підшипнику в момент удару, при якому $F_g = F_{in} \cos \varphi$. При менших значеннях інерційного навантаження забезпечується безударна робота підшипникових опор, а при більших – процес дроблення супроводжується ударами у підшипникових опорах, які призводять до швидкого руйнування підшипників та виходу з ладу усієї машини у цілому.

Отже, для забезпечення безударної роботи підшипникових опор вібратора необхідно виконання наступної умови:

$$F_{\text{ін}} < \frac{F_g}{\cos\varphi}. \quad (4.9)$$

З формули (4.9) випливає, що при незмінних навантаженнях ймовірність безударної роботи підшипників зменшується із збільшенням фазового кута φ . Так, наприклад, при фазовому куті 360° граничним є рівність змушеного зусилля та інерційного навантаження, при фазовому куті 300° – рівність інерційного навантаження подвійній величині змушеного зусилля, а при фазовому куті 270° безударна робота підшипникових опор забезпечується за будь-яких значень інерційного навантаження, тому що при будь-яких значеннях $F_{\text{ін}}$ кут між векторами F_g і F_Σ буде менше 90° .

Під час визначення режиму роботи підшипникових опор дебалансних валів вібраторів у вираз (4.9) підставляються значення кута порушення узгодження фаз, що відповідають значенням безрозмірного ударного зазору, рекомендованим для інерційних щоккових дробарок а саме: $s_{\text{мін}} = 0,045$; $s_{\text{опт}} = 0,67$; $s_{\text{мак}} = 1,025$. Для цих значень величини кутів порушення узгодженості фаз дорівнюють відповідно 274 , 300 та 320° .

Ударне інерційне навантаження, що припадає на дебалансний вал, визначається за допомогою наступної формули:

$$F_{\text{ін}} = m_1 \ddot{x}_r, \quad (4.10)$$

де m_1 – маса дебалансного валу вібратора; $\ddot{x}_r$ – пікове значення прискорення щокки в момент співударяння з матеріалом.

Для оцінки величини ударних прискорень можна прийняти припущення, що інерційне навантаження, яке виникає в момент удару щокки, має синусоїдальний характер. При абсолютно пружному ударі таке припущення тотожне припущенню про лінійну залежність сили від величини деформації тіл, що співударяються.

При цьому можна отримати вираз для визначення пікової величини ударного прискорення:

$$\ddot{x}_r = \frac{\pi \dot{x}_T'}{2t}, \quad (4.11)$$

де t – тривалість ударного імпульсу.

Графіки залежності експериментально отриманих максимальних і мінімальних значень тривалості ударного імпульсу від коефіцієнта міцності за шкалою проф. М.М. Протод'яконова приведені на рис. 4.3 [16]. Вони свідчать, що із збільшенням міцності породи тривалість ударного імпульсу зменшується, проте для усіх досліджених порід залишається порівняно малою і складає 3-13% тривалості робочого циклу.

Після підстановки отриманих значень тривалості ударного імпульсу у формулу (4.11) визначаємо пікові величини ударного прискорення щок. Потім за допомогою формули (4.10) підраховуємо шукане інерційне навантаження, а за допомогою формули (4.9) визначаємо режим роботи підшипникових опор дебалансів.

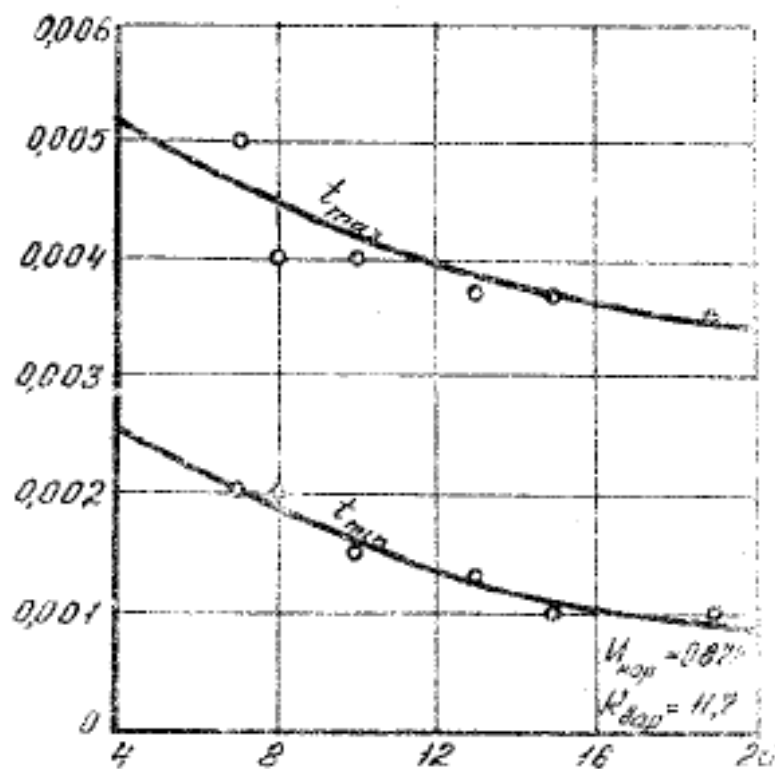


Рисунок 4.3 – Графіки залежності тривалості ударного імпульсу t від коефіцієнта міцності f за шкалою проф. М.М. Протод'яконова

За умови виконання нерівності (4.9) підшипники будуть працювати у безударному, відносно спокійному режимі роботи і під час розрахунку їх довговічно

сті доцільно приймати динамічний коефіцієнт K_δ рівним 1,5-1,8.

У разі ж невиконання умови (4.9) підшипникові опори будуть працювати в у край важкому режимі і навіть максимальне значення $K_\delta = 3$ може бути недостатнім. Отже, у будь-яких випадках потрібно прагнути виконувати умову (4.9). Для цього, наприклад, можна зменшити урівноважену частину дебалансних валів, що забезпечить зменшення інерційного навантаження при незмінній величині змусеного зусилля вібратора.

Висновки:

- аналіз основних переваг інерційних щоккових дробарок урівноваженого типу у порівнянні з традиційними конструкціями дозволив отримати раціональні конструктивні та експлуатаційні параметри такого обладнання, визначити області існування стійкого віброударного режиму дроблення матеріалу, а також ударно-частотні та фазово-частотні характеристики системи. Для роботи віброударних щоккових дробарок найвигіднішою є зарезонансна зона налаштування динамічної системи;

- експериментальні дослідження технологічних та динамічних параметрів віброударного дробильного обладнання щоккового типу, проведені як на лабораторному, так і на промисловому обладнанні дали можливість зробити висновок про значні перспективи його практичного використання у різних галузях промисловості;

- в роботі виконана спроба розробки розрахункових основ проектування віброударних щоккових дробарок, у рамках якої запропоновані методики розрахунку конструктивних параметрів дробарки; визначення енергії, необхідної на руйнування матеріалу та розрахунку приводної потужності дробильної установки; розрахунку продуктивності дробарки; визначення режиму роботи підшипникових опор дебалансних валів вібратора.

ВИСНОВКИ

Проведені під час виконання магістерської роботи дослідження дозволили зробити певні висновки та сформулювати наступні рекомендації щодо практичного використання їх результатів:

- традиційні методи дезінтеграції мінеральної сировини, що реалізуються звичайними конструкціями дробарок конусного, щокового, валкового та ударного типів, мають дуже значні недоліки, для усунення яких потрібні нові підходи до проблеми раціональної організації процесу руйнування твердих матеріалів з метою його суттєвої інтенсифікації та зниження енергоємності;

- одним з найперспективніших напрямків у вирішенні поставлених задач є використання дробильно-розмельного обладнання вібраційного типу. Розроблені конструкції вібраційних дробарок і млинів прекрасно зарекомендували себе під час практичного застосування у гірничій та інших галузях промисловості. Вплив на подрібнюваний матеріал високочастотних навантажень забезпечує ефективну дезінтеграцію шматків за рахунок виникнення їх численних ударних контактів з робочими органами дробарок;

- проведений аналіз існуючих конструкцій дробарок вібраційного типу, у першу чергу щокових, засвідчив широку різноманітність пропонованого обладнання, розрахованого на практичне використання у різних експлуатаційних умовах гірничих та гірничозбагачувальних підприємств, а також інших галузей економіки;

- особливий інтерес викликають конструкції вібраційних щокових дробарок, придатних для використання у самохідних дробильних установок, велика потреба в яких спостерігається на гірничих підприємствах з видобутку міцних та абразивних гірничих порід. Значна кількість великих шматків гірничої маси вимагає операцій крупного дроблення безпосередньо у межах очисного забою, наприклад під час відкритої розробки таких корисних копалин. Для подібних умов експлуатації потрібні відносно невеликі за масою і габаритами, а, головне, урівноважені конструкції щокових дробарок;

- аналіз принципу дії віброударної шокової дробарки показує, що під час холостої роботи вона представляє собою практично повний динамічний аналог загальновідомих вібраційних машин. Коли ж дробарка переходить у робочий режим дроблення гірничої породи, установка перетворюється на типову віброударну систему. Процес дроблення при цьому можна розглядати як сукупність операцій періодичних співударень щік та опускання шматка під дією власної ваги в інтервалах між ними;

- для дослідження процесів віброударного режиму коливання щік та віброударного руйнування шматків матеріалу застосований метод моделювання з використанням теорії подібності та розмірності. Для кожного з цих процесів визначаються умови подібності, які потрібно буде враховувати при переході від моделі до натурального зразка дробарки;

- для опису закону руху щіки запропоновані диференціальні рівняння залежності фазового кута та безрозмірної ударної швидкості від параметрів динамічної системи дробарки, представлених у вигляді комплексів подібності. Аналіз динаміки системи дозволив визначити області існування стійкого віброударного режиму дроблення матеріалу, отримати величину оптимального ударного зазору, що відповідає максимальній ударній швидкості, а також ударно-частотні та фазово-частотні характеристики системи. Для роботи віброударних шокових дробарок найвигіднішою є зарезонансна зона налаштування динамічної системи;

- експериментальні дослідження технологічних та динамічних параметрів віброударного дробильного обладнання шокового типу були проведені на лабораторній моделі та на пересувному дробильному агрегаті. Аналіз технологічних параметрів продемонстрував залежності продуктивності та крупності дробленого продукту від гранулометричного складу матеріалу живлення для різних умов роботи з огляду на відсоток шматків надмірного розміру. Суттєвий вплив на ефективність процесу дроблення та на його енергетичні показники має міцність подрібнюваних матеріалів та наявність сторонніх домішок, особливо глинистих;

- в результаті аналізу динамічних параметрів було з'ясовано, що для розрахунку параметрів шокових вібраційних дробарок величина коефіцієнту віднов-

лення ударної швидкості може бути прийнята рівною нулю; коефіцієнт налаштування системи потрібно брати близьким до 0,5; при зростанні міцності подрібнюваного матеріалу для отримання максимальної продуктивності установки потрібно зміщуватися у бік більших значень коефіцієнту частотного налаштування. Врахування цих особливостей забезпечить підвищення продуктивності щокочових установок віброударного типу дроблення та ефективності їх практичного використання;

- експериментальні дослідження технологічних та динамічних параметрів віброударного дробильного обладнання щокочового типу, проведені як на лабораторному, так і на промисловому обладнанні дали можливість зробити висновок про значні перспективи його практичного використання у різних галузях промисловості;

- в роботі виконана спроба розробки розрахункових основ проектування віброударних щокочових дробарок, у рамках якої запропоновані методики розрахунку конструктивних параметрів дробарки; визначення енергії, необхідної на руйнування матеріалу та розрахунку приводної потужності дробильної установки; розрахунку продуктивності дробарки; визначення режиму роботи підшипникових опор дебалансних валів вібратора.

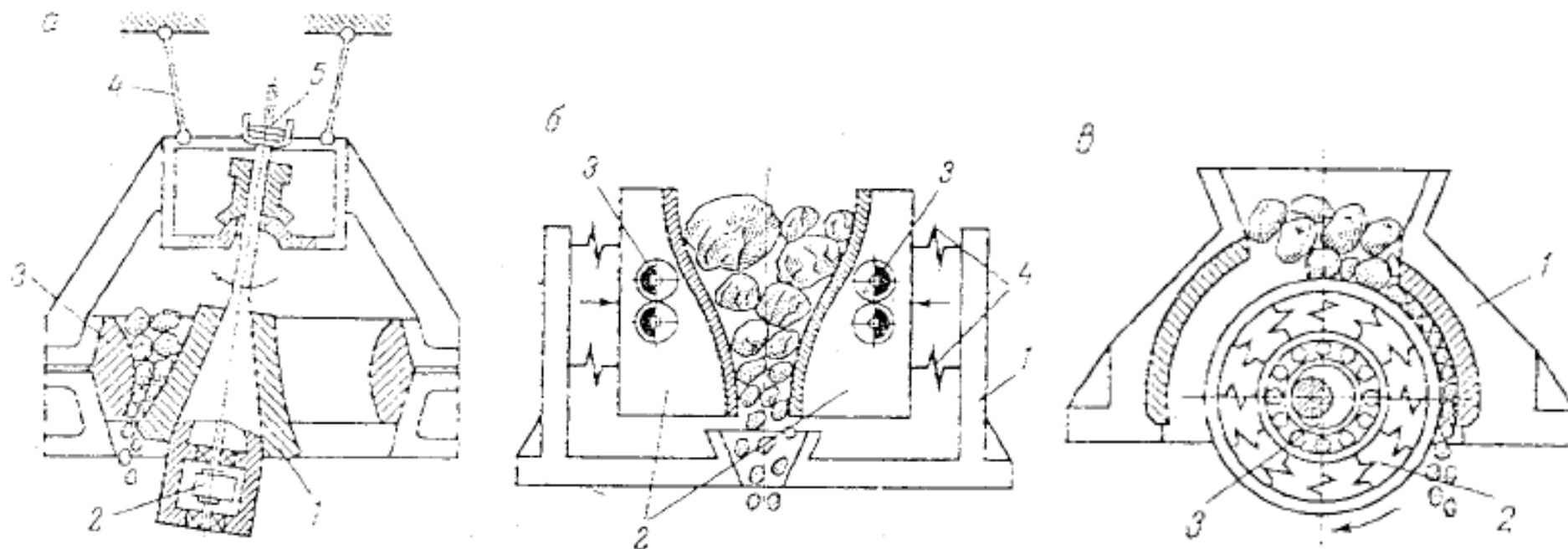


Рисунок 1.1 – Принципові схеми основних типів вібраційних дробарок:

- a* – конусної (1 – дробильний конус; 2 – дебалансний вібратор; 3 – корпус; 4 – підвіски; 5 – карданний приводний вал);
б – щоквої (1 – рама; 2 – дробильні щоки; 3 – інерційні самобалансні вібратори; 4 – пружні елементи);
в – роторної (1 – корпус; 2 – пружний ротор; 3 – ексцентриковий вібратор)

Таблиця 3.3 – Основні параметри розподілень величин ударних зазорів, що реалізуються під час дроблення

Пара- метри	Матеріал													
	Вапняки, $f = 7$		Піщаники, $f = 10$				Граніти, $f = 13$			Залізна руда, $f = 15$	Залізна руда, $f = 19$			Сланці, піща- ники, $f = 7-9$
	Дробарка ВД-2М													Дробарка ДВ-00М
1*	1400	1600	1400	1500	1600	1700	1500	1550	1700	1600	1600	1500	1600	1000
2*	0,571	0,500	0,571	0,533	0,500	0,471	0,533	0,516	0,471	0,500	0,571	0,533	0,500	0,500
3*	414	693	146	180	169	265	345	91	123	179	150	128	248	204
4*	0,863	0,790	0,895	0,803	0,643	0,590	0,811	0,721	0,558	0,595	0,845	0,690	0,469	0,060
5*	0,231- 1,225	0,230- 1,130	0,276- 1,240	0,269- 1,130	-0,003- 1,020	-0,038- 0,958	0,214- 1,150	0,113- 1,065	0,024- 0,884	-0,039- 0,970	0,370- 1,140	0,258- 0,980	-0,176- 0,900	-0,209- 0,498
6*	0,835- 0,880	0,774- 0,808	0,859- 0,935	0,768- 0,830	0,606- 0,679	0,556- 0,619	0,795- 0,827	0,664- 0,753	0,519- 0,593	0,569- 0,627	0,810- 0,874	0,656- 0,718	0,422- 0,490	0,035- 0,0805
7*	-0,258- 1,470	-0,098- 1,330	0,000- 1,470	0,000- 1,390	-0,226- 1,330	-0,437- 1,280	0,000- 1,390	0,000- 1,356	-0,248- 1,280	-0,531- 1,330	0,000- 1,470	-0,242- 1,390	-0,590- 1,330	-0,485- 0,727
8*	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0,770

*Примітки:

1 – частота коливань щік, кол/хв.;

2 – коефіцієнт налаштування;

3 – число замірів;

4 – математичне очікування ударного зазору;

5 – довірчий інтервал ударних зазорів;

6 – довірчий інтервал математичного очікування;

7 – інтервал реалізації ударних зазорів;

8 – математичне очікування ударного зазору.