

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ

МІЩУК Євген Олександрович



УДК 621.873

**НАУКОВІ ОСНОВИ СИНЕРГЕТИЧНОГО ПРОЦЕСУ ПОДРІБНЕННЯ
МАТЕРІАЛІВ РОБОЧИМИ ОРГАНАМИ МАШИН СТАТИЧНИМИ
ТА ДИНАМІЧНИМИ НАВАНТАЖЕННЯМИ**

05.05.02 – машини для виробництва
будівельних матеріалів і конструкцій

РЕФЕРАТ

дисертації на здобуття наукового ступеня
доктора технічних наук

Київ – 2026

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана у Київському національному університеті будівництва і архітектури (КНУБА, м. Київ) Міністерства освіти і науки України.

Науковий консультант – доктор технічних наук, професор
НАЗАРЕНКО Іван Іванович,
Київський національний університет будівництва і архітектури, професор кафедри машин і обладнання технологічних процесів.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
КОРОБКО Богдан Олегович,
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», проректор з науково-педагогічної роботи;

доктор технічних наук, професор
ПОЛІЩУК Леонід Клавдійович,
Вінницький національний технічний університет, завідувач кафедри галузевого машинобудування;

доктор технічних наук, професор
ГУРСЬКИЙ Володимир Миколайович,
Національний університет «Львівська політехніка», професор кафедри робототехніки та інтегрованих технологій машинобудування.

Захист дисертації відбудеться «22» жовтня 2026 р. о 12⁰⁰ на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 26.056.08 у Київському національному університеті будівництва і архітектури за адресою: 03037, м Київ, проспект Повітряних сил, 31, ауд. 319.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Київського національного університету будівництва і архітектури за адресою: 03037, м. Київ, проспект Повітряних сил, 31, або за посиланням:

<https://www.knuba.edu.ua/specjalizovana-vchera-rada-d-26-056-08/>

Реферат розіслано «21» вересня 2026 року.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради Д 26.056.08
к. т. н., професор



М. М. Ручинський

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. На сучасному етапі розвитку національної економіки України актуальним завданням для будівельної та інших галузей господарства є істотне зниження енергетичних витрат за одночасного підвищення ефективності виробничих процесів. Особливої актуальності ця проблема набуває у будівельній галузі, яка відіграє вагому роль у забезпеченні економічного розвитку держави, а результати її функціонування безпосередньо впливають на динаміку суміжних галузей національного господарства. Основним конструкційним матеріалом сучасного будівництва був і залишається бетон, значення якого зберігатиметься і в перспективі, тоді як технологія його виробництва ґрунтується на приготуванні бетонних сумішей різного складу та зумовлених ним фізико-механічних і експлуатаційних властивостей.

Процес виготовлення будівельних сумішей передбачає змішування заповнювачів, піску, цементу та води. Важливу роль у формуванні необхідних властивостей бетонної суміші відіграють заповнювачі, зокрема щебінь, виробництво якого є одним із найбільш енергоємних технологічних процесів. Водночас забезпечення необхідної якості щебеню потребує отримання заданого фракційного складу та раціональної форми його зерен, зокрема кубоподібної, що сприяє ефективному зчепленню компонентів бетонної суміші та формуванню її міцнісних характеристик. Виробництво щебеню відповідного фракційного складу здійснюється на дробильно-сортувальних заводах або установках шляхом механічного подрібнення гірської сировини дробарками різних типів і конструкцій, функціонування яких характеризується значними енергетичними витратами. Такий стан значною мірою зумовлений відсутністю загальноприйнятої теоретичної моделі робочого процесу дроблення, унаслідок чого для його опису переважно застосовуються емпіричні формули та залежності, які не забезпечують достатньо повного відображення закономірностей реального процесу подрібнення. Крім того, наявні підходи до дослідження процесів дроблення недостатньою мірою враховують взаємодію та взаємовплив робочих органів дробильних машин і матеріалу, що істотно обмежує можливості практичного використання одержаних результатів. Розв'язання зазначеної проблеми вбачається у розробленні фізичних і математичних моделей системи «дробарка – матеріал», здатних адекватно відображати закономірності реального процесу подрібнення та створити теоретичне підґрунтя для розроблення методів визначення раціональних режимів роботи й параметрів дробильного обладнання, застосування яких сприятиме зниженню енергетичних витрат на реалізацію процесів подрібнення. Саме такий підхід покладено в основу дослідження, що визначає його науково-практичну актуальність.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота відповідає науковим та виробничим програмам кафедр «машин і обладнання технологічних процесів» та «будівельних машин ім. Вєтрова Ю. О.» КНУБА.

Мета і завдання дослідження. *Мета* роботи полягає у розробці науково-обґрунтованих методів розрахунку та вдосконаленні режимів машин для подрібнення матеріалів на основі синергії їхнього робочого процесу.

Для досягнення поставленої мети сформульовано та вирішено такі *завдання*:

- здійснити огляд та аналіз конструкцій машин для подрібнення матеріалів і наявних методів їх розрахунку;
- розробити методологічні засади та методи дослідження робочих процесів машин для подрібнення матеріалів за статичних і динамічних навантажень;
- теоретично дослідити закономірності процесів подрібнення матеріалів за статичних і динамічних навантажень;
- експериментально дослідити робочі процеси взаємодії робочих органів машин для подрібнення матеріалів із подрібнюваною сировиною за різних технологічних навантажень;
- встановити закономірності взаємозумовленого руху робочих органів машин для подрібнення матеріалів та розробити принципи і методи їх розрахунку;
- здійснити оцінювання одержаних результатів дослідження та визначити ефективність запропонованих технічних і технологічних рішень.

Об’єкт дослідження – процеси подрібнення матеріалів дробильним обладнанням статичного та динамічного навантаження.

Предмет дослідження – режими та параметри, надійність, навантаження, синергія дробильних машин статичної і динамічної дії.

Методи дослідження. Дослідження процесів руйнування кам’яних матеріалів у складному напружено-деформованому стані ґрунтується на застосуванні комплексу чисельних та експериментальних методів, теоретико-методологічною основою яких є основні положення механіки руйнування твердих тіл, загальні положення теорій міцності та механіки суцільних середовищ. Під час проведення експериментальних досліджень, опрацювання та інтерпретації одержаних результатів застосовано сучасні методи математичної статистики, що забезпечило належну обґрунтованість і достовірність сформульованих наукових положень та одержаних результатів.

Для теоретичних розрахунків використано програми «Wolfram Mathematica v.11.3», мову програмування «Python v.3.10» з відповідним набором бібліотек. Для моделювання картини напружень та деформацій було використано програмний комплекс «Ansys Workbench 2022 R1» та «Ansys Workbench 2023 R1». При моделюванні кінематики дробильних машин інструментом для більш розширеного аналізу виступав програмний комплекс «MSC Adams 2020». Додатково для статистичної обробки результатів експериментальних досліджень використано програмний продукт Microsoft Excel. Збір даних виконувався за допомогою блоку зчитування інформації на базі контролера STM32 та підготовленого відповідного програмного коду. Експериментальні дослідження

здійснювалися на установках статичної та динамічної дії в широкому діапазоні варіювання параметрів процесу та характеристик міцності матеріалів, що підлягали подрібненню.

Наукова ідея. Дослідження процесів стадій подрібнення та визначення синергії в елементах системи «дробарка – матеріал».

Робочі гіпотези досягнення результатів роботи:

– дискретно-континуальне моделювання та визначення трансформації енергії у найбільш енерговитратних елементах дробарок в режимах максимально напруженого стану на стадіях стикування шматків матеріалу;

– виявлення сил тертя в системах «матеріал – матеріал» в камері подрібнення та «матеріал – поверхні камери подрібнення».

Наукова значущість роботи. Досліджено та систематизовано закономірності й гіпотези подрібнення матеріалів, визначені в широкому діапазоні варіювання статичних і динамічних навантажень на подрібнюваний матеріал, а також встановлено закономірності динаміки та енергетичні характеристики основних типів дробарок. Відповідно до поставленої мети та сформульованої наукової ідеї, на основі запропонованих робочих гіпотез і з урахуванням теоретичної та практичної значущості одержаних результатів визначено положення наукової новизни та практичне значення проведеного дослідження.

Результати дослідження впроваджено в освітній процес КНУБА під час викладання навчальних дисциплін «Теорія пружності», «Статика та динаміка», «Машини для виробництва будівельних матеріалів», «Синтез машин і обладнання будіндустрії». Розроблені алгоритми розрахунку використовуються у курсовому проектуванні та викладанні вибіркового освітніх компонентів для здобувачів освіти за спеціальностями «Прикладна механіка» та «Галузеве машинобудування».

Наукова новизна одержаних результатів полягає в тому, що у дисертаційному дослідженні:

вперше:

– виявлено та визначено сили тертя між шматками матеріалу в камері подрібнення на стадіях стискування та випадання матеріалу;

– встановлено закономірності зміни тріщин у матеріалі під час його руйнування статичними і динамічними навантаженнями робочими органами дробильних машин будівельної індустрії;

– визначено параметри робочого процесу, що є реалізацією синергії системи «дробарка – матеріал» в умовах статичного та динамічного навантаження дробарок різної конструкції;

– отримані аналітичні залежності для визначення раціональних, в тому числі змінних у часі, параметрів і режимів машин для подрібнення матеріалів;

удосконалено:

– методи оцінки напруженого стану в шматках матеріалу в камері подрібнення;

- методи аналізу енергетичних показників процесів подрібнення матеріалу;

дістали подальшого розвитку:

- методи моделювання систем складної структури в режимах статичних та динамічних навантажень;

- методи врахування реальних процесів подрібнення широкого класу матеріалів в алгоритмах та методиках розрахунку параметрів робочого процесу дробильних машин.

Практичне значення одержаних результатів полягає в тому, що запропоновано основні принципи підвищення ефективності процесів подрібнення матеріалів, що ґрунтуються на врахуванні взаємодії та взаємовпливу робочих органів дробильних машин і подрібнюваного матеріалу. Розроблено методи розрахунку, які враховують закономірності реальних процесів подрібнення широкого класу матеріалів. Запропонована методика передбачає визначення енергетичного балансу процесу з урахуванням його фактичних параметрів, що дає змогу мінімізувати енергетичні витрати залежно від фракційного складу матеріалу та його міцнісних характеристик.

Результати дослідження передано для впровадження у виробничу діяльність ТОВ «ПОБІ ВОТЕР ІНЖИНІРИНГ» (м. Київ) (довідка №06052026-1 від 06.05.2026 р.) та ПП «Контакт» (смт. Нова Борова, Житомирська обл.) (довідка б/н від 21.06.2026).

Особистий внесок здобувача. У наукових працях, опублікованих за темою дисертаційного дослідження, здобувачем обґрунтовано актуальність проведення досліджень та здійснено аналіз наукових публікацій за обраною проблематикою. Проведено оцінювання конструкцій дробильного обладнання та їх основних параметрів, зокрема щоккових, конусних, валкових та ударних дробарок. Встановлено, що наявні розбіжності в підходах до розрахунку дробильних машин можуть бути подолані шляхом комплексного врахування взаємодії та взаємовпливу робочих органів машин і подрібнюваного матеріалу. Обґрунтовано методи визначення енергетичних витрат на руйнування матеріалу на основі енергетичних і силових критеріїв. Отримано рівняння енергетичного балансу процесу руйнування, яке враховує основні складові енергетичних витрат, пов'язаних із реалізацією процесу подрібнення. Запропоноване рівняння дає змогу уточнити та водночас спростити методологію визначення енергії руйнування матеріалу завдяки врахуванню довжини тріщини через показник фрактальної розмірності. Складено рівняння руху ексцентрикової та вібраційної щоккових дробарок і визначено оптимальні значення параметрів їх механічного режиму. З урахуванням кінематичних параметрів дробильної машини та енергетичних характеристик робочого середовища сформульовано рівняння енергетичного балансу, яке враховує енергію, необхідну для руйнування матеріалу, та енергетичні витрати на функціонування ланок дробильної машини. Розглянуто геомеханічні та реологічні моделі робочого середовища і здійснено теоретичне дослідження процесів руйнування матеріалу з урахуванням його

фізико-механічних властивостей та геометричних параметрів робочих поверхонь дробильних машин. Розроблено нейронну мережу для класифікації параметрів дробильної машини за відповідними критеріями, а також нейронну мережу для коригування розрахункових параметрів дробильного обладнання. За результатами дослідження середня похибка розрахунку із застосуванням запропонованої нейронної мережі становила 11 %. Досліджено стохастичну кінетику процесу дроблення, що дає змогу оцінювати та аналізувати енергетичні витрати залежно від фракційного розподілу подрібнюваного матеріалу. Визначено коефіцієнти дифузії та дрейфу залежно від застосовуваних методик розрахунку та фізичних властивостей матеріалу. Експериментально досліджено енергетичні витрати під час руйнування зразків матеріалу залежно від швидкості навантаження та площі поперечного перерізу. Визначено коефіцієнти дисипації для граніту, мармуру та габро з різних родовищ. Обґрунтовано методику розрахунку параметрів дробильних машин залежно від фізико-механічних властивостей подрібнюваних матеріалів та заданих виробничих умов.

У межах проведеного дослідження дістала подальшого розвитку теорія подрібнення матеріалів на основі врахування закономірностей взаємодії та взаємовпливу робочих органів дробильних машин і подрібнюваного матеріалу. Визначено основні параметри, що впливають на інтегральні характеристики процесу подрібнення.

Апробація результатів дослідження. міжнародній науково-практичній конференції молодих учених «Буд-Майстер-Клас» (КНУБА, Україна, м. Київ, 2016–2024 рр.); міжнародній науково-практичній конференції «Енергоощадні машини і технології» (КНУБА, Україна, м. Київ, 2022–2025 рр.); міжнародній науково-технічній конференції «Ефективні технології в будівництві» (КНУБА, Україна, м. Київ, 2016 р.); XVII Міжнародній науково-технічній конференції «Вібрації в техніці та технологіях» (Національний університет «Львівська політехніка», Україна, м. Львів, 2018 р.); XVIII Міжнародній науково-технічній конференції «Вібрації в техніці та технологіях» (КНУБА, Україна, м. Київ, 2019 р.); XX Міжнародній науково-технічній конференції «Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта» (Україна, м. Херсон, 2019 р.); LXXVI Науковій конференції професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету (НТУ, Україна, м. Київ, 2020 р.); XVII Всеукраїнській науковій онлайн-конференції здобувачів вищої освіти і молодих учених з міжнародною участю «Сучасні проблеми екології» (Державний університет «Житомирська політехніка», Україна, м. Житомир, 2021 р.); XXVI Міжнародній науково-технічній конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» (КПІ, Україна, м. Київ, 2021 р.); V Всеукраїнській науково-технічній конференції «Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки» (Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», Україна, м. Полтава, 2021 р.); XIX Міжнародній науково-технічній конференції «Вібрації в техніці та технологіях» (КНУБА, Україна, м. Київ, 2023 р.).

Дисертаційну роботу в повному обсязі заслухано та обговорено на розширеному засіданні кафедри машин і обладнання технологічних процесів та кафедри будівельних машин імені Ю. Ветрова Київського національного університету будівництва і архітектури.

Публікації. Основні теоретичні положення, наукові результати та практичні напрацювання дисертаційного дослідження опубліковано у 36 наукових працях, серед яких 21 стаття у фахових наукових виданнях, 12 тез доповідей на наукових конференціях, 2 монографії та 1 патент на корисну модель.

Структура та обсяг дисертації. Робота складається із вступу, анотації, шести розділів, висновків, списку використаних джерел та додатків. Загальний обсяг дисертації становить 412 сторінок, з них основного тексту – 359 сторінок. Список використаних джерел налічує 150 найменувань і займає 14 сторінок. Текст дисертації містить 26 таблиць та 170 рисунків. Додатки (4) розміщено на 39 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтовано актуальність теми дисертаційної роботи; визначено мету та завдання дослідження; окреслено об'єкт і предмет дослідження; сформульовано наукову новизну та визначено практичне значення одержаних результатів; наведено відомості про особистий внесок здобувача, апробацію результатів дослідження, публікації за темою дисертації, а також структуру та обсяг дисертаційної роботи.

У **Розділі 1 «Стан проблеми. Постановка задач дослідження»** здійснено огляд та аналіз наукових праць, присвячених конструкціям дробильного обладнання, моделюванню робочих процесів і методам визначення основних параметрів, зокрема енергетичних характеристик щоккових, конусних, валкових та ударних дробарок. Проведені попередні дослідження ґрунтувалися на наявних теоретичних і емпіричних залежностях, що дало змогу визначити сучасний стан розроблення проблеми, виявити наявні обмеження існуючих підходів та конкретизувати завдання і методи їх розв'язання з урахуванням синергетичного характеру процесу подрібнення матеріалів.

Проблематику моделювання та оптимізації машин статичної і динамічної дії висвітлено у працях В. С. Блохіна, В. М. Гурського, Б. О. Коробка, Л. К. Поліщука, І. І. Назаренка, В. П. Надутого, Ф. Ч. Бонда, М. Р. Дж. Мітчелла, К. Шонерта, А. Д. Лінча, Т. Нап'єра-Мунна, П. Амелунсена, Д. М. Ведона, Д. Брауна, В. Дж. Вітена, І. Ф. Гончаревича, С. Л. Еванса, Н. Мегдаліновича, Д. С. Яна, Р. Ітона, А. Долла, В. Е. Хорста, К. А. Льюїса, М. Д. Еверела, Р. А. Бермана, А. Дж. Тагарта, Е. А. Херсама та ін. дослідників.

Питання руйнування матеріалів та підвищення енергоефективності дробильних машин досліджувалися у працях П. Ріттинґера, Ф. Кіка, В. Л. Кірпічева, П. Ребіндера, Дж. Свенсена, Дж. Мюркеса, А. К. Рундквіста, Дж. Холмса, Л. Джингезіана, Е. Пірета, Д. Уолкера, Р. Шоу, Ф. Ч. Бонда, М. Р. Дж. Мітчелла, Ч. Р. Дж. Чарлза, А. М. Гаудіна, Р. Т. Хуккі, Т. Нап'єра-

Мунна, С. Моррела, В. Е. Хорста, Т. Ф. Беррі, А. Дж. Тагарта, Дж. Г. Донована та ін. науковців.

Фундаментальні засади дослідження впливу розміру частинок на перебіг процесів подрібнення сформовано у працях Е. Раммлера, А. Андреазена, П. Розіна, Л. Г. Аустіна, А. М. Гаудіна, С. Моррела та ін.

Проблематику оптимізації параметрів механічного режиму із застосуванням нейронних мереж висвітлено у працях Й. Бенджіо, Д. Гінтона, Я. Лекуна, А. Карпаті, І. Гудфеллоу, Фей-Фей Лі, Д. Тененбаума, Д. Хассабіса, Ю. Шмідхубера, Е. Ина та ін. дослідників.

Одним із найбільш енергоємних етапів роботи дробильних машин є руйнування матеріалу в камері дроблення. Як зазначається у працях Ф. Ч. Бонда, В. С. Блохіна, А. Дж. Тагарта, Дж. Г. Донована та інших дослідників, значна частина енергії, що підводиться до системи під час руйнування матеріалу, розсіюється на подолання сил тертя в кінематичних ланках машин, утворення та відділення сколів на поверхні матеріалу, теплові втрати та інші супутні процеси. Безпосередньо на руйнування матеріалу припадає лише частина затраченої енергії, що зумовлює необхідність детального дослідження енергетичного балансу процесу дроблення.

Із основних параметрів було прийнято визначення продуктивності залежно від частоти коливань робочого органу дробильної машини (рис. 1).

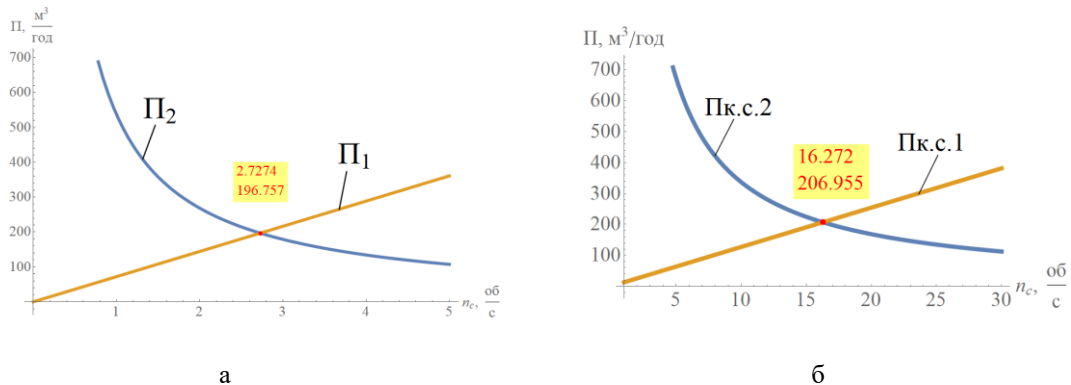


Рис. 1 Графік впливу частоти обертів робочого органу на продуктивність дробарки: а – щогова із складним рухом дробарка; б – конусна дробарка середнього дроблення

На графіку (рис. 1) P_1 , $P_{к.с.1}$ – характеризують прямопропорційну залежність продуктивності від частоти обертання колінчастого вала відповідно щогової та конусної дробарок, тоді як P_2 , $P_{к.с.2}$ – обернено пропорційну залежність. Точка перетину прямо- та обернено пропорційних залежностей визначає теоретично оптимальне значення продуктивності залежно від частоти коливань робочого органу дробильної машини. Аналіз графіків (рис. 1) свідчить про істотне відхилення теоретично визначеного оптимуму продуктивності від її фактичного значення в реальних умовах роботи дробильних машин, що вказує на недостатню адекватність наявних розрахункових залежностей. Аналогічні закономірності зміни продуктивності встановлено і для валкових дробарок.

Відомі методи визначення енергетичних витрат дробарок ударної дії ґрунтуються на двох основних підходах. Перший передбачає визначення різниці

кінетичної енергії робочого органу до та після взаємодії з подрібнюваним матеріалом. Другий ґрунтується на використанні енергетичного показника, який характеризує енергоємність процесу руйнування матеріалу (рис. 2).

Згідно з графіком (рис. 2, а) значення енергетичного показника змінюється залежно від кута встановлення першої відбивної плити. Для опису залежності енергетичного показника від фізико-механічних властивостей матеріалу (рис. 2, б) введено коефіцієнт K_s , який визначається як відношення міцності матеріалу на розтяг до його щільності.

Розгляд питань оптимізації конструкції дробильної машини та розроблення науково обґрунтованої методики визначення її основних параметрів доцільно розпочинати з аналізу енергетичних витрат на реалізацію процесу руйнування матеріалу в камері дроблення. На основі аналізу відомих енергетичних закономірностей встановлено, що значення енергетичних коефіцієнтів Ріттинґера та Кірпічева-Кіка варіюють у широких межах. Це свідчить про істотні відмінності конструктивних параметрів дробильних машин та складність їхніх робочих процесів, ефективне моделювання яких потребує комплексного врахування значної кількості взаємопов'язаних параметрів.

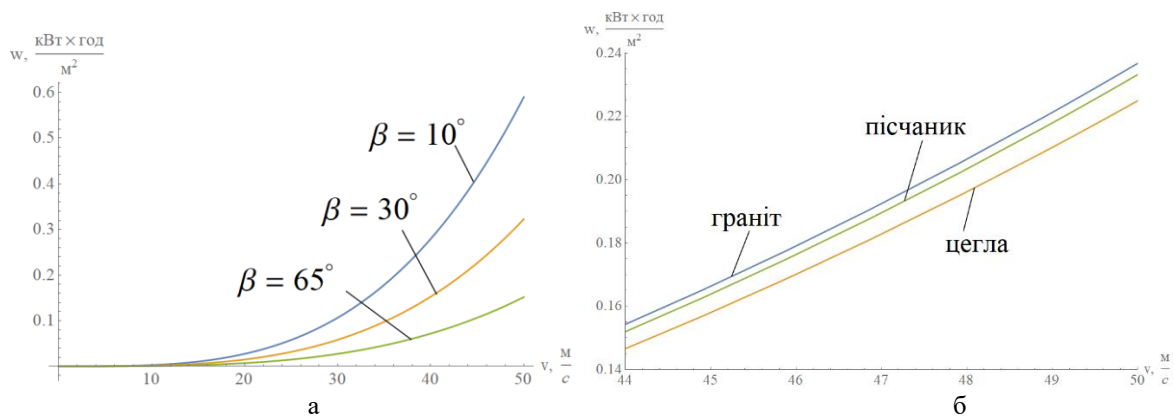


Рис. 2 Графік залежності енергетичного показника від колової швидкості обертання ротора дробарки за умов: а – зміни кута встановлення першої відбивної плити; б) дроблення матеріалів із різними фізико-механічними властивостями

Для аналізу енергетичного закону Бонда було використано модифіковану залежність Свенсена і Мюркеса:

$$A_{с.м.} = A_0 \left[(100/k_{80})^m - (100/k_m)^m \right], \quad (1)$$

де: A_0 – фактор пропорційності; k_{80} – розмір ланки сита, крізь які проходить 80 % продукту дроблення; m – коефіцієнт, який визначається експериментальним шляхом ($m = 0,8-1,3$).

Графік (рис. 3) свідчить, що за умови рівності коефіцієнтів K_{80} та K_m робота, спрямована на зменшення розмірів частинок матеріалу, не виконується. Відповідно, зі збільшенням різниці між коефіцієнтами K_{80} та K_m зростають енергетичні витрати на реалізацію процесу подрібнення. Червоним контуром на рис. 3 позначено діапазон енергетичних витрат реальних дробильних машин залежно від значення коефіцієнта K_{80} .

Закон Бонда включає відповідний енергетичний коефіцієнт і потребує експериментального визначення індексу роботи для відповідного матеріалу. Якщо збільшити зону на графіку (рис. 3), яка знаходиться всередині рамки, то криві при різних m не співпадають. Таким чином наявність енергетичних коефіцієнтів в залежностях для визначення енергозатрат вказує на значні розбіжності між необхідними затратами енергії та розрахованими.

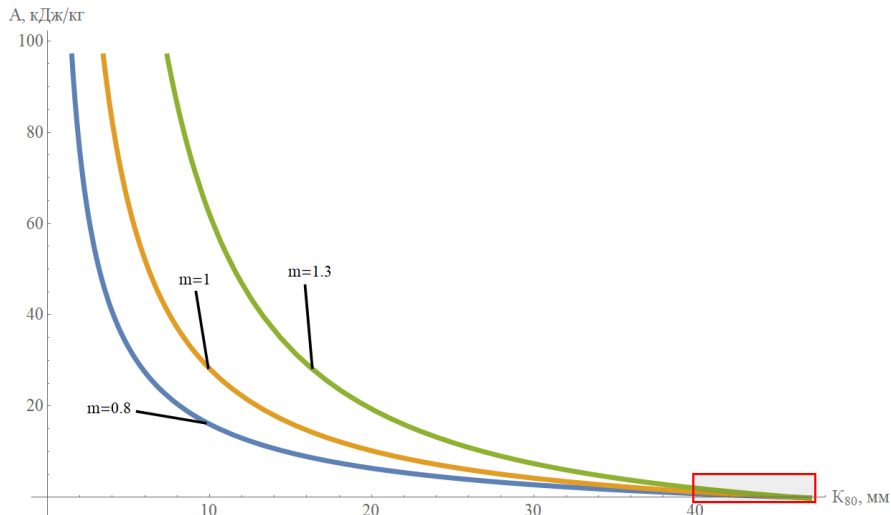


Рис. 3 Графік залежності затрат енергії від розміру ланки сита K_{80}

На основі викладеного можна зробити висновок, що наявні методи визначення параметрів та енергетичних характеристик дробильних машин не повною мірою враховують закономірності реального процесу подрібнення. Розв'язання цієї проблеми вбачається у розгляді робочого процесу системи «дробарка – подрібнюваний матеріал» як єдиного взаємопов'язаного процесу з урахуванням характеру взаємодії її елементів, що дає змогу дослідити механізм руйнування матеріалу та енергетичні характеристики всіх складових системи.

У Розділі 2 «Теоретичні дослідження процесу подрібнення матеріалу на основі дискретно-континуального моделювання» розроблено методику визначення енергетичних витрат на руйнування матеріалу в процесі поширення магістральної тріщини, що ґрунтується на обґрунтованому виборі відповідної реологічної моделі. Розглянуто дислокаційний механізм руйнування на основі дискретної реологічної моделі процесу поширення тріщини.

Процес руйнування умовно поділяють на дві послідовні стадії: 1) зародження тріщини; 2) її поширення. Для опису процесу поширення тріщини використовують енергетичні та силові критерії руйнування. До основних енергетичних критеріїв належать критерії Гріффітса та Баренблатта, тоді як силові критерії ґрунтуються на використанні коефіцієнтів інтенсивності напружень, запропонованих Ірвіном.

Енергію деформації, накопичену в малій круговій області навколо вершини тріщини, можна розглядати як своєрідний енергетичний бар'єр, що перешкоджає подальшому руйнуванню матеріалу. Загальну енергію деформації пружного тіла в площині в циліндричних координатах визначають за рівнянням:

$$E_n = \frac{1}{2} \iint_d \left[\sigma_r \frac{\partial u}{\partial r} + \sigma_\theta \left(\frac{u}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial v}{\partial \theta} \right) + \sigma_{r\theta} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial \theta} + \frac{\partial v}{\partial r} - \frac{v}{r} \right) \right] dS, \quad (2)$$

де: $n=1,2$; $dS = r dr d\theta$.

Для проведення моделювання процесу руйнування матеріалу внаслідок ударної взаємодії у програмному комплексі LS-DYNA (ANSYS) розроблено відповідну розрахункову модель. Модель містить балку прямокутного поперечного перерізу, встановлену на двох опорах, та призматичний ударник, розташований на заданій відстані від балки. Матеріалом балки прийнято граніт, тоді як для опор та ударника використано сталь. З метою раціонального використання обчислювальних ресурсів тривалість моделювання обмежено часовим інтервалом 0,06 с, а початкову відстань між ударником і балкою прийнято рівною 10 мм.

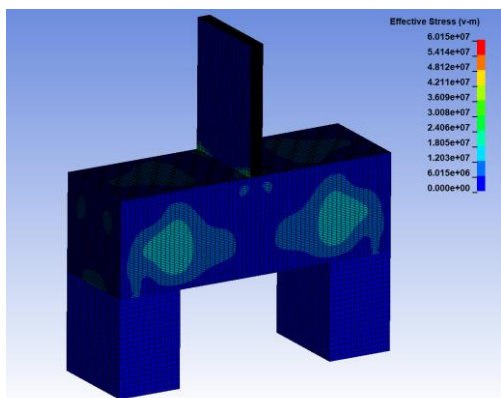


Рис. 4 Картина еквівалентних напружень за Мізесом під дією ударного навантаження на балку для реологічної моделі Mat_Johnson_Holmquist_Ceramics

Для призматичного ударника використано реологічну модель Elastic, яка відповідає пружній моделі Гука. Для моделювання поведінки гранітної балки застосовано модель Johnson-Holmquist. Розподіл еквівалентних напружень за Мізесом у балці на основі реологічної моделі Mat_Johnson_Holmquist_Ceramics наведено на рис. 4.

Окрім розподілу напружень, визначено значення внутрішньої та кінетичної енергії системи, результати розрахунку яких наведено на рис. 5.

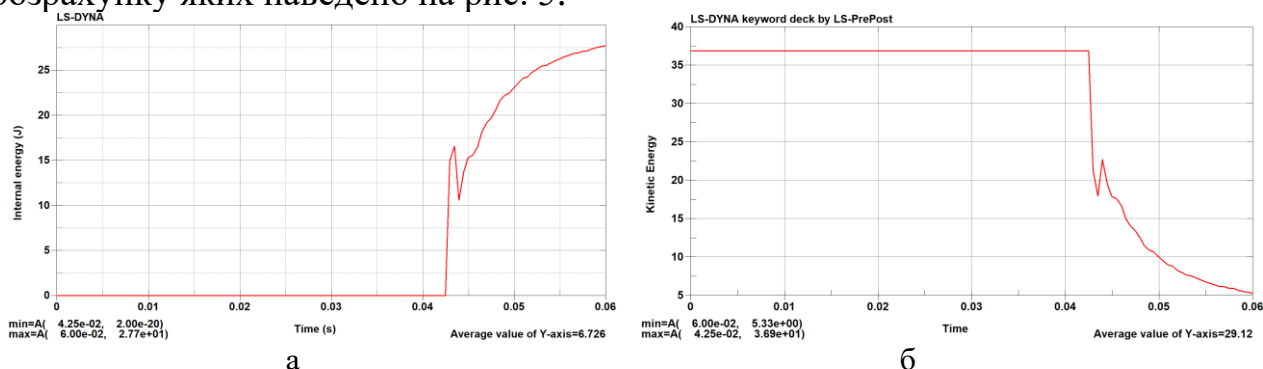


Рис. 5 Зміна енергії при динамічному навантаженні балки Mat_Johnson_Holmquist_Ceramics: а – внутрішньої; б – кінетичної

Порівняння енергетичних характеристик, наведених на рис. 5, а та рис. 5, б, дає змогу оцінити частку кінетичної енергії, яка в процесі ударної взаємодії перетворюється на внутрішню енергію деформації та пошкодження матеріалу. Максимальне значення внутрішньої енергії системи, яке за результатами моделювання становить 27,7 Дж (рис. 5, а), є меншим за значення підведеної до системи енергії (рис. 5, б), що свідчить про наявність додаткових складових енергетичного балансу процесу ударної взаємодії.

Слід зазначити, що під час ударної взаємодії частина кінетичної енергії витрачається на роботу сил тертя та демпфування в зоні контакту ударника з тілом. Відповідну складову енергетичного балансу відображає програмний

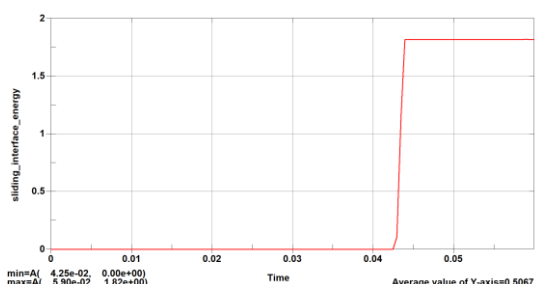


Рис. 6 Зміна енергії, яка витрачається на контакт та демпфування для моделі Mat_Johnson_Holmquist_Ceramics

параметр Sliding Interface Energy (рис. 6). Як свідчить графік, максимальне значення Sliding Interface Energy становить 1,82 Дж. Аналіз одержаних результатів дає змогу встановити наявності різниці між енергією, підведеною до тіла внаслідок ударної взаємодії, та енергією, безпосередньо витраченою на внутрішні деформації, що зумовлюють руйнування матеріалу.

Загальна величина цієї різниці становить:

$$E_k - E_{in} = 36,9 - 27,7 = 9,2 \text{ Дж.}$$

Таким чином, у процесі ударної взаємодії 9,2 Дж енергії розсіюється в системі та не перетворюється безпосередньо на енергію внутрішньої деформації матеріалу, що сприяє його руйнуванню. Одержаний результат підтверджує необхідність урахування додаткових складових енергетичного балансу під час оцінювання ефективності процесу руйнування.

Для порівняльного аналізу додатково розглянуто реологічну модель Mat_Johnson_Holmquist_Concrete. Розподіл напружень, отриманий за результатами моделювання цієї моделі, наведено на рис. 7.

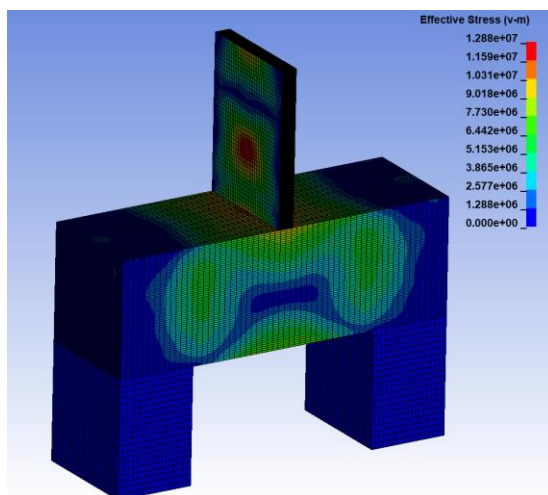


Рис. 7 Картина еквівалентних напружень за Мізесом під дією ударного навантаження на балку для реологічної моделі Mat_Johnson_Holmquist_Concrete

Зміна внутрішньої та кінетичної енергій для моделі Mat_Johnson_Holmquist_Concrete зображено на рисунку 8. Максимальне значення внутрішньої енергії складає 21.6 Дж.

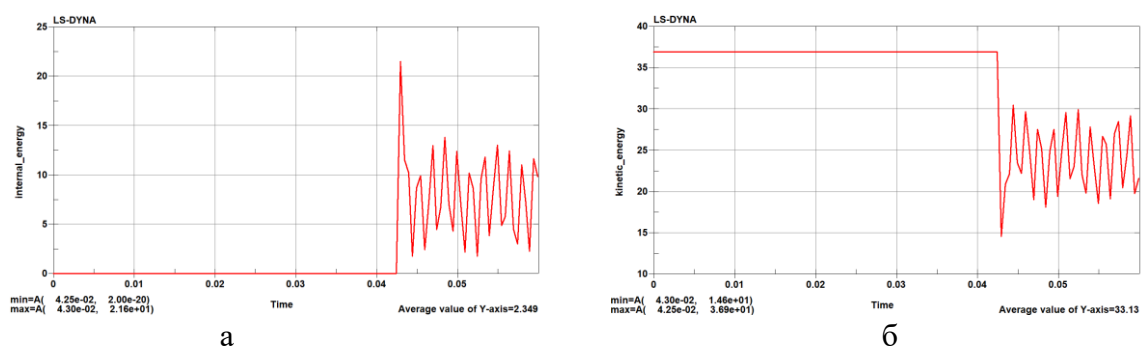


Рис. 8 Зміна енергії при динамічному навантаженні балки для моделі Mat_Johnson_Holmquist_Concrete: а – внутрішньої енергії; б – кінетичної

Зміну енергії контактної взаємодії наведено на рис. 9. Її максимальне значення становить 3,47 Дж. Таким чином, різниця між енергією, підведеною до системи, та енергією, витраченою безпосередньо на корисну роботу деформації й руйнування матеріалу, становить 15,3 Дж.

Дослідження процесу руйнування матеріалу в камері дроблення має ґрунтуватися на аналізі контактної взаємодії між подрібнюваним матеріалом і робочими органами дробильної машини. Аналіз профілів дробильних плит дає

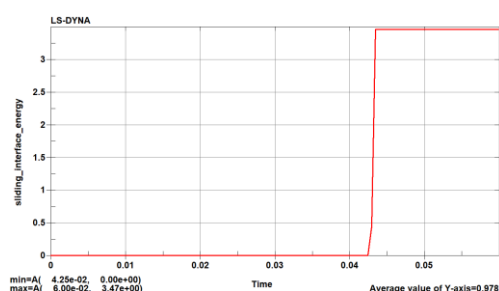


Рис. 9 Зміна енергії, яка витрачається на контакт та демпфування для моделі Mat_Johnson_Holmquist_Concrete

змогу виокремити три характерні види контактної взаємодії: 1) по колу; 2) по прямій; 3) у точці. В ударних дробарках взаємодія робочого органу з матеріалом переважно відбувається по лінії або в точці. Відповідно, контактна задача може бути зведена до розгляду трьох основних типів взаємодії: 1) контакту з випуклим профілем; 2) контакту з прямолінійним профілем; 3) контакту з клиноподібним профілем. Взаємодія з клиноподібним профілем відповідає задачі про дію зосередженої сили, схему якої наведено на рис. 10, а.

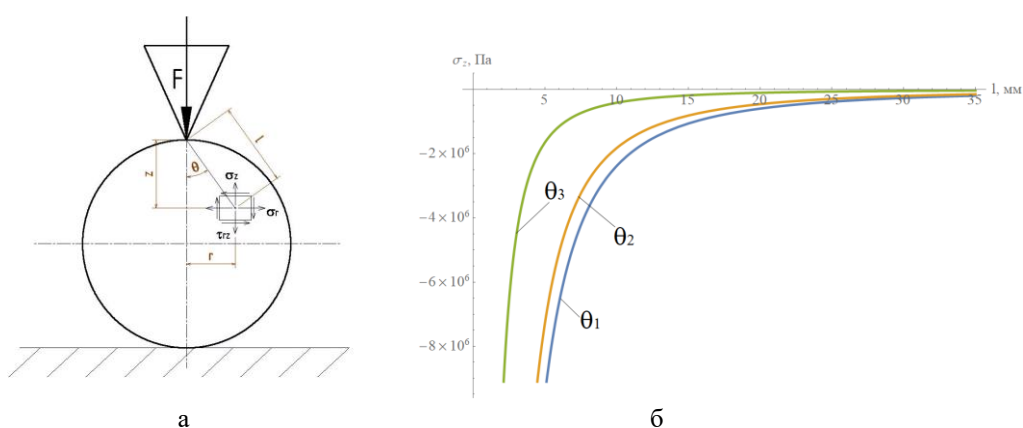


Рис. 10 Дія зосередженої сили на пружний напівпростір:

а – розрахункова залежність; б – нормальне напруження в залежності від зміни l та θ

Залежність нормального напруження від довжини l та кута θ представлені на рисунку 10, б. При побудові графіка використовувались наступні параметри: $\theta_1=0^\circ$, $\theta_2=40^\circ$, $\theta_3=80^\circ$, $F=500$ кН. У випадку кута 0 градусів маємо $z=1$, тобто напруження вздовж осі z . Як видно з графіка (рис. 10, б), у зоні, прилеглої до точки прикладання навантаження, значення напружень прямують до нескінченності, що фізично є неможливим. Такий результат свідчить про те, що в межах прийнятої моделі не враховано пластичні деформації, які виникають у зоні контакту.

Контактна взаємодія по лінії відповідає задачі про дію розподіленого навантаження, зокрема задачі про тиск штампа на пружний напівпростір. Випадок дії круглого штампа та взаємодії з випуклим профілем є аналогічним задачі про прикладання зосередженої сили до пружного напівпростору та детальніше розглянутий у дисертаційній роботі.

Аналіз наведених контактних задач дає змогу виявити їхню спільну особливість, яка полягає у неврахуванні сил тертя в зоні контакту. З огляду на це наступним етапом дослідження стало розв'язання задачі деформування пружних тіл у процесі контактної взаємодії з урахуванням сил тертя.

Рівняння, що визначає розподіл тиску між двома тілами по площі контакту в межах $b \leq x \leq a$, має вигляд:

$$p(x) = \frac{\sin \pi\gamma \cos \pi\gamma}{\pi} f'(x) - \delta, \quad (3)$$

$$\text{де: } \delta = \frac{\frac{\cos^2 \pi\gamma}{\pi} \int_b^a \frac{((t_2+t_1)+h)^{\frac{1}{2}+\gamma} ((t_2+t_1)-h)^{\frac{1}{2}-\gamma} f'(h) dh}{h-x} - F \cos \pi\gamma}{\pi((t_2+t_1)+x)^{\frac{1}{2}+\gamma} ((t_2+t_1)-x)^{\frac{1}{2}-\gamma}}; \quad F = \int_b^a p(t) dt; \quad \gamma = \frac{1}{\pi} \arctg \frac{1}{\pi\vartheta};$$

$$f(x) = \frac{(t_2+t_1-f_2(x+u_2)-f_1(x-u_1))G_1G_2}{(G_1+G_2)k} - \text{функція, яка визначає умови дотикання тіл;}$$

$$\vartheta = \frac{2((1-\mu_1^2)E_2+(1-\mu_2^2)E_1)G_1G_2}{(\pi E_1E_2)(G_1+G_2)k} - \text{функція, яка визначає фізико-механічні}$$

властивості тіл дотикання; $f_n(x+u_n)$ – функція, яка описує поверхню тіл дотикання; G_1 та G_2 – модулі зсуву матеріалів, які стискаються; k – коефіцієнт тертя; E_n – модуль пружності; μ – коефіцієнт Пуассона; t_1 та t_2 – значення переміщення точок при вдавлюванні тіл; $h-x$ – відстань між точками вісі ОХ із абсцисами h і x ; a, b – розмір зони контакту відносно осі.

Частинка подрібнюваної породи майже ніколи не руйнується за один робочий хід дробильної щок. За малого ходу робочих органів у верхній частині камери дроблення не виникають напруження, достатні для одноразового руйнування частинки. У процесі багаторазового деформування матеріалу на окремих його етапах можуть виникати фізичні явища та механізми, реалізація яких потребує додаткового підведення енергії, що зумовлює її розсіювання. До таких складових енергетичних втрат належать втрати на тертя, прояви в'язкопружності, мікропластичні деформації, подолання залишкової міцності та інші супутні процеси.

З огляду на характер руйнування матеріали можна умовно поділити на два класи. До першого класу належать матеріали, під час руйнування яких підведена енергія практично повністю перетворюється на енергію руйнування. До другого класу належать матеріали, для руйнування яких необхідно підвести енергію, що перевищує безпосередні енергетичні витрати на руйнування, оскільки частина енергії витрачається на супутні процеси деформування та розсіюється в системі.

У Розділі 3 «Системне моделювання синергетичного дроблення» викладено основні підходи та методи, які використовуються при моделюванні дробильного обладнання. Розглянуто рівняння руху дробильних машин різних типів з метою визначення затрат енергії на виконання процесу руйнування та необхідних зусиль дроблення.

Для опису частинки, яка потрапляє в камеру дроблення і починає стискатися дробильними плитами, можна використати континуальну модель. Для континуальної системи пружного середовища рівняння руху має вигляд:

$$\frac{d^2x}{du^2} = \frac{1}{c^2} \frac{d^2x}{dt^2}, \quad (4)$$

де: $c = \sqrt{E/\rho}$ – швидкість поширення збурення у шарі матеріалу; du – частина шару матеріалу; dx – переміщення границь елементу шару du .

Загальним розв'язком рівняння (4) є:

$$x = A \cos(\rho t) \times \left[C \cos\left(\frac{\rho}{c} u\right) + D \sin\left(\frac{\rho}{c} u\right) \right]. \quad (5)$$

Для врахування пружно-в'язких властивостей застосовується реологічна модель Кельвіна-Фойгта. Хвильове рівняння пружно-в'язкого середовища матиме такий вигляд:

$$\frac{\partial^2 x}{\partial t^2} = \frac{E}{\rho} \frac{\partial^2 x}{\partial u^2} + \frac{\eta}{\rho} \frac{\partial^3 x}{\partial x^2 \partial t}. \quad (6)$$

Розв'язок рівняння (9) можна представити у вигляді:

$$x = x_0 e^{\pm \alpha u + i(\pm k u - \omega t)}, \quad (7)$$

де: x_0 – амплітуда коливань у точці збудження хвилі; α – коефіцієнт згасання хвилі в середовищі, в якому періодично збуджується хвиля; k – хвильове число ($k = \omega/c$); u – координата, за напрямком якої розповсюджується хвиля; i – уявна одиниця, яка вказує на поворот вектору непружної складової відносно пружної на кут $\pi/2$.

Після визначення реологічної моделі матеріалу, геометричної форми поверхонь робочих органів дробильної машини, закономірностей напружено-деформованого стану в зоні контактної взаємодії та рівняння руху середовища частинки, що руйнується, можна перейти до математичного опису робочого процесу дробильних машин.

Розрахункова модель шокової дробарки представлена на рисунку 11.

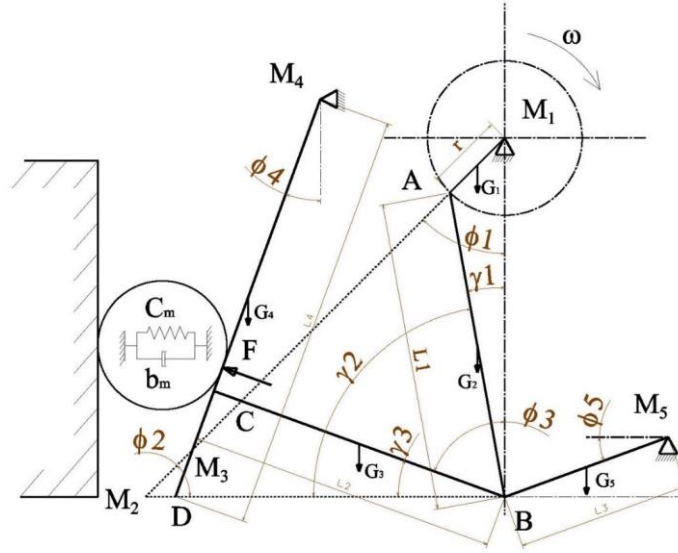


Рис. 11 Схема щоквої дробарки з простим рухом щоки

Кінетична енергія системи визначається наступним рівнянням:

$$T = \left[\frac{I_1 \dot{\phi}_1^2}{2} + \frac{1}{2} \left(I_2 + m_2 \left(L_8^2 + \left(\frac{L_1}{2} \right)^2 - 2L_8 \left(\frac{L_1}{2} \right) \left(\frac{r}{L_1} \sin[\phi_1] \right) \right) \right) R_1 \dot{\phi}_1^2 + \frac{1}{2} I_4 R_3 \dot{\phi}_1^2 + \right. \\ \left. + \frac{1}{2} \left(I_3 + m_3 \left(L_9^2 + \left(\frac{L_2}{2} \right)^2 - 2L_9 \left(\frac{L_2}{2} \right) \cos[\gamma_3] \right) \right) R_2 \dot{\phi}_1^2 + \frac{1}{2} I_5 R_1 \left(\frac{L_6}{L_3} \right)^2 \dot{\phi}_1^2, \right] \quad (8)$$

де: ϕ_1 – кут повороту першої ланки; I_1 – момент інерції першої ланки; I_2 – момент інерції другої ланки; L_1, L_8, r – геометричні параметри; m_2 – маса другої ланки; $R_1 = (r/L_8)^2$ – коефіцієнт; I_3 – момент інерції третьої ланки; L_2, L_9 – геометричні параметри; γ_3 – кут; $R_2 = R_1 (L_6/L_9)^2$ – коефіцієнт; m_3 – маса третьої ланки; I_3 – момент інерції четвертої ланки; $R_3 = R_2 (L_{11}/L_{12})^2$ – коефіцієнт; I_5 – момент інерції четвертої ланки; L_3, L_6 – геометричні параметри.

Енергія дисипативних сил $\Phi = b_m R_3 \dot{\phi}_1^2 / 2$, де b_m – коефіцієнт дисипації.

Загальна потенціальна енергія системи:

$$P = \left[\frac{m_1 g r \phi_1^2}{4} + m_2 g \left(\frac{2r - \phi_1^2}{4} \right) + m_3 g \frac{L_2}{2} \cos[\phi_3] \delta \phi_3 + \right. \\ \left. + \frac{m_4 g L_4 \sin[\phi_4] \delta \phi_4}{2} + \frac{m_5 g L_3 \sin[\phi_5] \delta \phi_5}{2} + \frac{1}{2} c_m (L_4 \sin[\phi_4])^2, \right] \quad (9)$$

де: m_1 – маса першої ланки; m_2 – маса другої ланки; m_3 – маса третьої ланки; ϕ_3 – кут повороту третьої ланки; m_4 – маса четвертої ланки; ϕ_4 – кут повороту четвертої ланки; m_5 – маса п'ятої ланки; ϕ_5 – кут повороту п'ятої ланки. За узагальнену координату доцільно прийняти функцію такого вигляду: $\phi(t) = A \sin(\omega t)$.

Для щокрової дробарки з простим рухом щоки на основі рівнянь руху був побудований графік залежності крутного моменту на привідному валу від коефіцієнта A та часу t – $M_k(A,t)$ (рис. 12, а), який дає змогу визначити оптимальні меж зміни коефіцієнта A . Крім цього, на рисунку 12, б представлений графік зміни енергії в залежності від зміни часу та кутової частоти – $E(\omega,t)$.

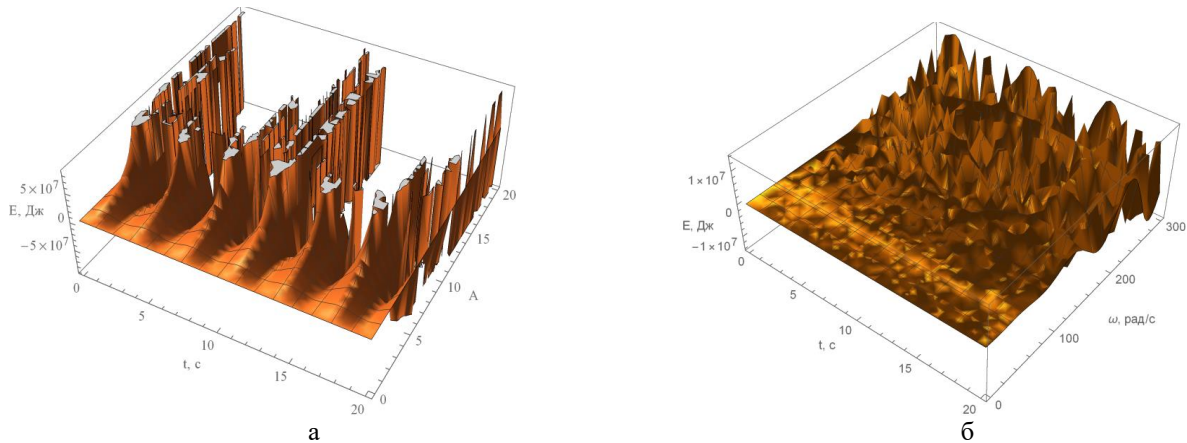


Рис. 12 Графік зміни енергії для щокрової дробарки з простим рухом щоки: а – $E(A,t)$; б – $E(\omega,t)$

Як видно з графіка (рис. 10, а), за кутової частоти обертання приводного вала $\omega = 15,7$ рад/с величина затраченої енергії не має розривів упродовж усього досліджуваного часового інтервалу за умови зміни коефіцієнта A в межах від 0 до 5. Водночас незначні енергетичні витрати спостерігаються за значень $\omega \leq 90$ рад/с (рис. 10, б).

Зі збільшенням коефіцієнта A загальні енергетичні витрати на процес дроблення зростають. Для граніту з межею міцності на стиск 250 МПа за значень $A \leq 2$ мінімальні енергетичні витрати спостерігаються в околі $\omega = 40$ рад/с, що відповідає частоті обертання $n = 381,972$ об/хв. За $A \geq 2$ область мінімальних енергетичних витрат зміщується у бік вищих частот обертання ексцентрикового вала.

Якщо використати як матеріал дроблення піщаник з межею міцності на стиск 170 МПа за значень $A \leq 2$, то мінімальні енергетичні витрати спостерігаються в околі $\omega = 35$ рад/с.

Отже, для забезпечення раціонального енергоспоживання під час дроблення різних матеріалів необхідно узгоджувати амплітуду переміщення та частоту коливань робочого органу з фізико-механічними характеристиками подрібнюваного матеріалу. Оптимальний вибір зазначених параметрів дає змогу мінімізувати енергетичні витрати та підвищити ефективність робочого процесу дробильної машини.

Розрахункова схема конусної дробарки представлена на рисунку 13. При роботі конусної дробарки рухомий конус здійснює складний обертальний рух: 1) переносний (обертання власної осі конуса відносно осі дробарки), ω_1 ; 2) обертання відносно власної осі, ω_2 .

конусом; e – ексцентриситет; α – кут прикладення сили дроблення; ω – власна частота коливань; $F_{др}$ – сила дроблення; f_3 – коефіцієнт тертя між конусом та дробильним матеріалом; r_{81} , r_{91} – радіус рухомого та нерухомого конусів в місці перерізу.

Графік залежності крутного моменту від коефіцієнта A за умови, що сила дроблення становить $F_{др} = 1 \times 10^6$ Н, наведено на рис. 14. Аналіз отриманої залежності свідчить, що зі збільшенням коефіцієнта A крутний момент на валу привідного двигуна зростає. Значний вплив на величину крутного моменту також чинить коефіцієнт тертя f_3 між подрібнюваним матеріалом і робочими поверхнями дробарки. Водночас зміна кута випередження рівнодійної сили дроблення чинить незначний вплив на величину крутного моменту.

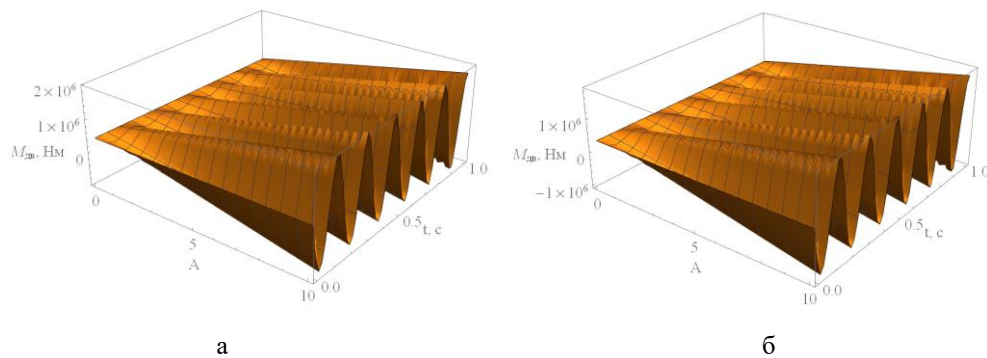


Рис. 14 Графік зміни крутного моменту на валу двигуна конусної дробарки в залежності від зміни коефіцієнта A при: а) $\omega=157$ рад/с; $\alpha=0^\circ$, $f_3 = 0.25$; б) $\omega=157$ рад/с; $\alpha=0^\circ$, $f_3 = 0.2$

Одним із перспективних напрямів розвитку дробильної техніки на сучасному етапі є перехід від низькочастотної, близької до статичної, дії на подрібнюваний матеріал до вібраційної та ударної дії, що дає змогу інтенсифікувати процес руйнування та підвищити ефективність використання енергії. На рис. 15 наведено розрахункові моделі вібраційних дробильних машин.

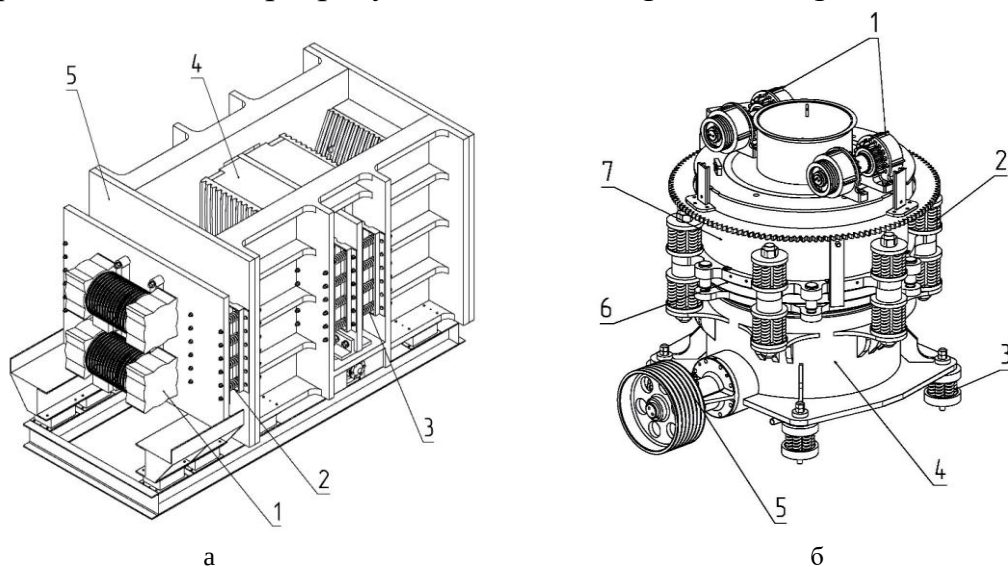


Рис. 15 Моделі вібраційних дробарок:
а – вібраційна щогова дробарка з трьома коливальними масами;
б – конусна дробарка з вібраторами на корпусі

Рівняння енергозатрат для вібраційної щокової дробарки із трьома коливальними масами (рис. 15, а) має наступний вигляд:

$$E_{\text{заг}} = \left[\sum_{n=1}^3 \frac{m_n \dot{x}_n^2}{2} \right] + \left[\frac{1}{2} \left(c_{\text{оп}} x_2^2 + c_1 (3x_1^2 - 4x_1 x_2 + 2x_2^2) + 4c_2 (x_2 - x_3)^2 \right) \right], \quad (13)$$

де: m_n – відповідно n -на маса дробарки, кг; c_1, c_2 – жорсткість пружин, що з'єднують між собою маси дробарки; x_1, x_2 та x_3 – відповідні переміщення мас дробарки, мм; $c_{\text{оп}}$ – жорсткість зв'язків системи, яка з'єднує машину з фундаментом.

При визначенні загальної енергії вібраційної конусної дробарки (рис. 15, б) приймаємо, що рухомий конус є абсолютно жорстким циліндром, який котиться по твердому недеформованому тілу, що має форму еліпса. Додатково припускаємо, що корпус дробарки з вібраторами є твердим тілом з масою $m_{\text{заг}}$ і моментом інерції I , який закріплений на нерухомій основі пружинами жорсткістю $c_{\text{із}}$:

$$E_{\text{заг}} = \left[\frac{1}{2} m_{\text{рк}} \times (v_x^2 + v_y^2) + \frac{I_{\text{рк}} \times \dot{\phi}^2}{2} + \frac{1}{2} m_{\text{нк}} v_{\text{нк}}^2 \right] + \left[\frac{c_{\text{др}} (n \times x_1)^2}{2} + \frac{c_1 x_1^2}{2} \right], \quad (14)$$

де: $T_1 = \frac{1}{2} m_{\text{рк}} \times (v_x^2 + v_y^2) + \frac{I_{\text{рк}} \times \dot{\phi}^2}{2}$ – кінетична енергія обкочування рухомого конуса;

$T_2 = \frac{1}{2} m_{\text{нк}} v_{\text{нк}}^2$ – кінетична енергія коливань нерухомого конуса; $m_{\text{рк}}$ – маса рухомого конуса; $I_{\text{рк}}$ – центральний момент інерції конуса; x_1, y_1 – декартові координати центра конуса; ϕ – кут повороту рухомого конуса навколо власної осі; $m_{\text{нк}}$ – загальна маса нерухомого конуса; $v_{\text{нк}}$ – швидкість вертикальних переміщень нерухомого конуса; $c_{\text{др}}$ – коефіцієнт жорсткості матеріалу; c_1 – коефіцієнт жорсткості пружної системи, яка з'єднує нерухомий конус і корпус дробарки.

На основі рівнянь руху мас вібраційної щокової дробарки побудовано графіки кінетичної та потенціальної енергії, що витрачається на переміщення другої коливальної маси дробарки (рис. 16). Як модель подрібнюваного матеріалу прийнято пісковик із межею міцності на стиск до 20 МПа.

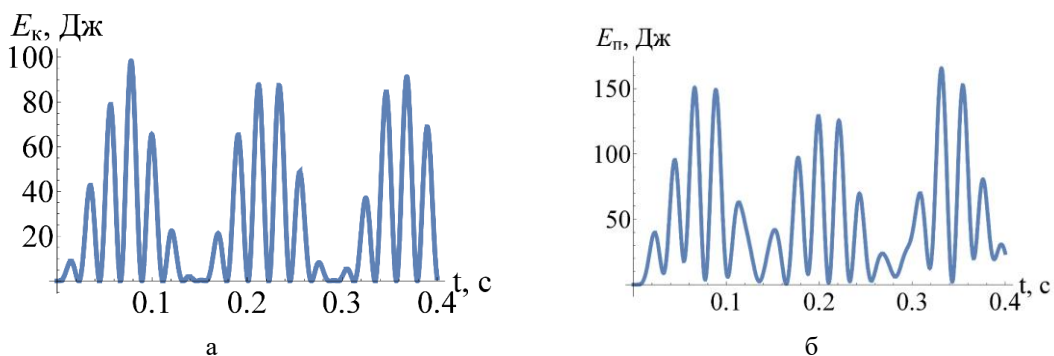


Рис. 16 Графік зміни енергії коливальної маси вібраційної щокової дробарки:
а – кінетична енергія; б – потенціальна енергія

Переміщення коливальних мас вібраційної щокової дробарки наведено на рис. 17, а. Як видно з графіка, налаштування системи є коректним: друга та третя коливальні маси рухаються у протифазі. Сумарна амплітуда переміщення другої та третьої коливальних мас становить 8–10 мм. При цьому мінімально необхідна амплітуда коливань дробильних плит вібраційної дробарки, за якої забезпечується руйнування матеріалу, перебуває в межах 3–5 мм.

Для оцінювання енергії руйнування тіла з тріщиною побудовано графіки миттєвих значень сили, що виникає під час зіткнення дробильних плит другої та третьої коливальних мас вібраційної щокової дробарки з подрібнюваним матеріалом (рис. 17, б).

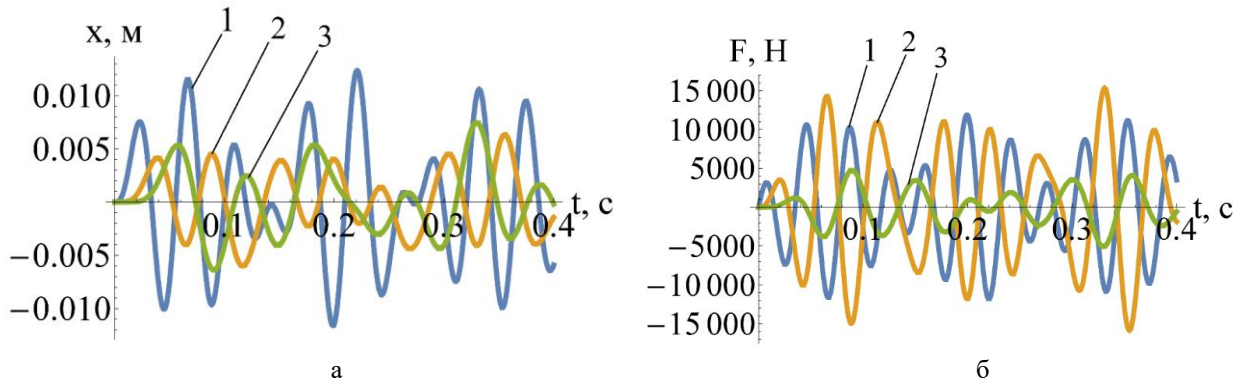


Рис. 17 Графік зміни параметрів вібраційної щокової дробарки:
а – амплітуда коливання мас; б – миттєва сила при русі коливальних мас

Далі розглянуто закономірності руху подрібнюваного матеріалу в камері дроблення ексцентрикових дробарок з урахуванням сил тертя. На основі розрахункової схеми сформовано відповідну систему рівнянь, наведену в дисертаційній роботі. У результаті математичних перетворень визначено час виходу матеріалу з камери дроблення та мінімальну частоту коливань робочого органу дробарки, за якої забезпечується необхідний режим його переміщення:

$$t_{\text{вип}} = \sqrt{\frac{2S_H m}{(N_1(1+f)(\cos\alpha + \sin\alpha) - mg)tg\alpha}}, \quad \omega = \frac{\pi}{\sqrt{\frac{2S_H m}{(N_1(1+f)(\cos\alpha + \sin\alpha) - mg)tg\alpha}}}. \quad (15)$$

Тоді продуктивність щокової дробарки буде визначатись на основі залежності:

$$Q = \frac{108000\omega LSdk}{\pi tg(\alpha)} = \frac{108000LSdk}{tg(\alpha) \sqrt{\frac{2S_H m}{(N_1(1+f)(\cos\alpha + \sin\alpha) - mg)tg\alpha}}}. \quad (16)$$

Слід зазначити, що кутова частота коливань робочого органу дробильної машини з урахуванням сил тертя та за умови малої маси подрібнюваного матеріалу відрізняється від відповідного значення без урахування цих чинників на коефіцієнт – $N_1(1+f)(\cos\alpha + \sin\alpha)$. Якщо не враховувати сили зчеплення поверхонь, зумовлені їх взаємним стисканням, у системі діятиме лише сила тяжіння матеріалу. У такому випадку знаменник рівняння (16) набуває вигляду – $((1+f)(\cos\alpha + \sin\alpha) - 1)gtg\alpha$.

З урахуванням наведених результатів дослідження математичних моделей дробильних машин та реологічних властивостей подрібнюваних матеріалів можна сформулювати загальну структуру енергетичного балансу процесу дроблення. Загальна енергія, яку необхідно підвести до дробильної машини для реалізації процесу подрібнення, складається з таких основних складових:

$$E_{\text{заг}} = E_p + E_d + E_v, \quad (17)$$

де: $E_{\text{заг}}$ – загальна енергія підведена до системи; E_p – енергія руйнування матеріалу (утворення тріщин, їх ріст і об'єднання в магістральну тріщину); E_d – енергія дисипації; E_v – втрати енергії в ланках машини.

Таким чином, для кожного типу дробильної машини, розглянутого в роботі, може бути сформовано відповідне рівняння енергетичного балансу. Енергію руйнування E_p визначають за залежністю:

$$E_p = \frac{\left(\frac{\sin \pi \gamma \cos \pi \gamma}{\pi} f'(x) - \left(\frac{\cos^2 \pi \gamma}{\pi^2} ((t_2 + t_1) + x)^{\frac{1}{2} - \gamma} ((t_2 + t_1) - x)^{\frac{1}{2} + \gamma} \int_{-a}^a \left(\frac{(t_2 + t_1) + h}{(t_2 + t_1) - h} \right)^\gamma \frac{f'(h) dh}{\sqrt{(t_2 + t_1)^2 - h^2 (h - x)}} \right)^2 v}{2E_2}. \quad (18)$$

Далі визначимо енергію дисипації при руйнуванні матеріалу E_d . Тобто:

$$E_d = Pt = F_d \dot{x} t = bA^2 \omega^2 \cos^2(\omega t) t = \pi b A^2 \omega \cos^2(\omega t). \quad (19)$$

Енергія сумарних втрат на тертя визначається як:

$$E_v = \sum_{i=1}^n \pi F_n f_n d_n, \quad (20)$$

де n – кількість ланок дробарки між дробильними плитами та двигуном.

На наступному етапі було виконано моделювання процесу дроблення матеріалу конусною дробаркою на основі методу DEM в програмному комплексі Ansys 2024. Для відображення адекватної моделі руйнування були використані експериментальні дані.

Середня енергія руйнування розподілу змінюється залежно від розміру частинки. Така залежність описується рівнянням:

$$E_{50} = E_\infty \left[1 + \left(\frac{d_0}{d_j} \right)^\phi \right], \quad (21)$$

де: E_∞ , d_0 та ϕ – параметри моделі, підігнані до експериментальних даних; d_j – розмір окремої частинки. Після кожного навантаження алгоритм моделі розраховує пошкодження, отримане частинкою, та коригує її енергію.

У процесі руйнування частинки її фрагменти формуються відповідно до алгоритму просторового розбиття області на комірки з урахуванням положення та вагових характеристик точок, відомого як діаграма Лагерра – Вороного. Для проведення аналізу експериментальні дані було розподілено на чотири набори. Для двох із них дисперсію енергії руйнування визначено на основі відповідних графічних залежностей. Значення нахилу апроксимувальних кривих для чотирьох наборів даних становлять: 1) $\sigma = 0,1942$; 2) $\sigma = 0,0681$; 3) $\sigma = 0,0689$; 4) $\sigma = 0,0982$.

Залежності медіанного значення енергії руйнування від маси частинки та коефіцієнта співвідношення її геометричних розмірів наведено на рис. 18.

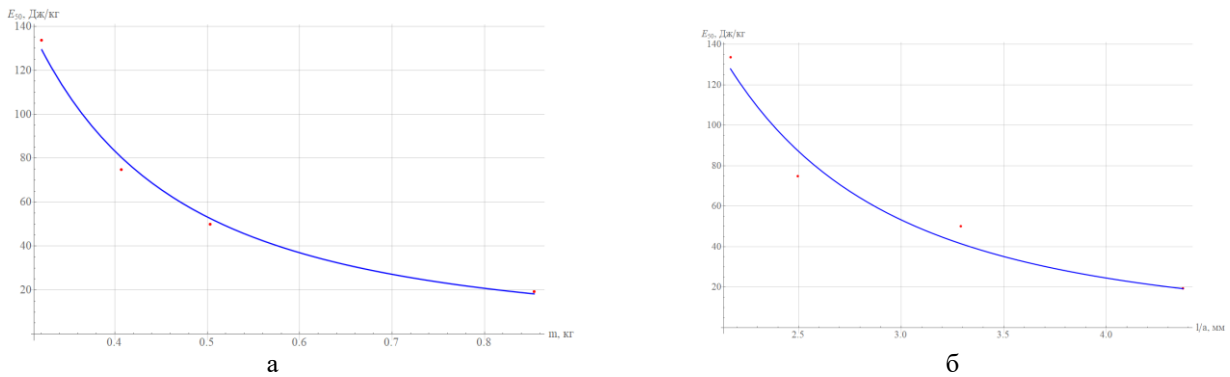


Рис. 18 Графік залежності медіанної енергії руйнування зразка від:
а – маси частинки; б – співвідношення сторін

Параметри моделі t_{10} , A та b' визначаються на основі рівняння:

$$t_{10} = A \left[1 - \exp \left(- \frac{b' E_{cs}}{E} \right) \right]. \quad (22)$$

Для визначення параметру t_{10} побудуємо графіки ситового аналізу. На рис. 19 представлені приклади регресійних моделей для двох наборів даних.

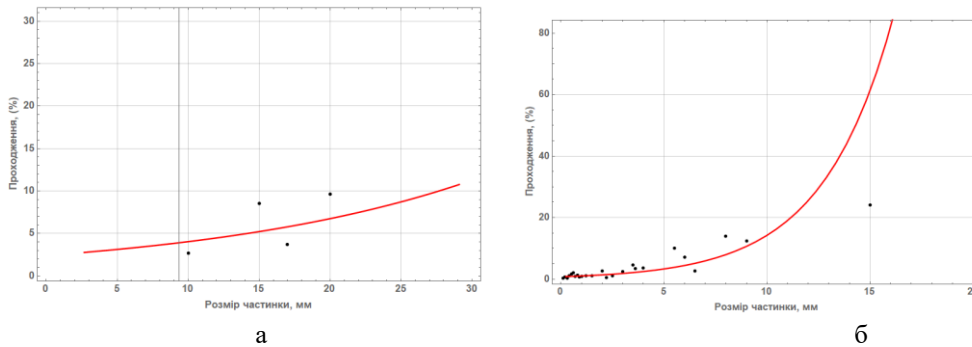


Рис. 19 Регресійні моделі: а – перший набір; б – четвертий набір

Відповідні функції для регресійних моделей представлені нижче:

$$\begin{aligned} f_1(x) &= 2.41147e^{0.0513978x}, \quad f_2(x) = 1.83318e^{0.0994296x}, \\ f_3(x) &= 1.13794e^{0.175862x}, \quad f_4(x) = 0.768883e^{0.292001x}. \end{aligned} \quad (23)$$

Далі стає можливим визначити функціональну залежність відносно співвідношення енергій E_{cs}/E_{50} на основі регресійної моделі. У результаті дослідження були отримані відповідні параметри моделі руйнування: $\sigma^2=0,0141$, $\varphi=0,3534$, $E_{\infty}=18$ Дж/кг, $d_0=40,8$ мм, $A=2,7845$, $b'=0,32073$. Розподіл фрагментів після руйнування частинок визначається системою із використанням статистичних розподілів.

Візуалізація результату процесу руйнування в камері дроблення конусної дробарки із заданими геометричними розмірами робочих органів наведено на рисунку 20, а. Значення затрачуваної потужності представлено на рисунку 20, б.

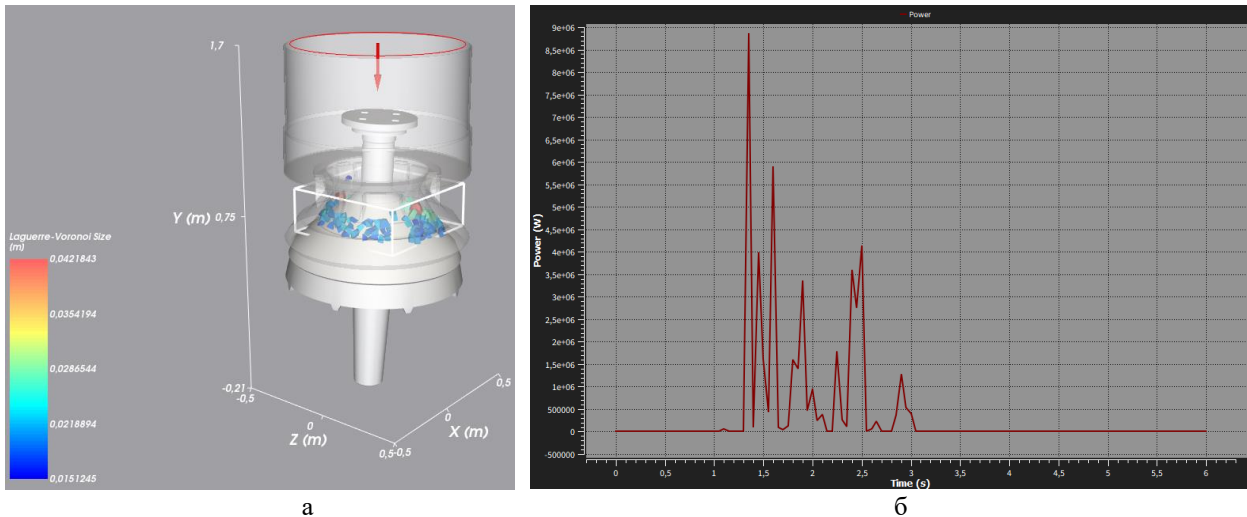


Рис. 20 Моделювання робочого процесу конусної дробарки методом DEM:
 а – зруйновані частинки, визначені на основі алгоритму Лагерра – Вороного;
 б – зміна потужності рухомого конуса

Аналіз отриманих результатів дає підстави вважати, що розрахункові значення енергії руйнування матеріалу є дещо завищеними, що може бути зумовлено особливостями використаного чисельного моделювання та обмеженнями обчислювальних ресурсів. Зокрема, за значної жорсткості матеріалу, характерної для граніту, розрахунковий крок за часом набуває дуже малого значення, що істотно збільшує тривалість обчислень і потребу в обчислювальних ресурсах. Одним із можливих способів скорочення часу розрахунку є штучне зменшення жорсткості матеріалу в чисельній моделі. Водночас такий підхід супроводжується зниженням точності моделювання та, відповідно, збільшенням похибки одержаних результатів.

У Розділі 4 «Застосування нейронних мереж для оптимізації параметрів механічного режиму при проєктуванні дробильних машин» викладено методологічні засади застосування нейронних мереж для аналізу характеристик дробильного обладнання та визначення параметрів його механічного режиму. Розглянуто кластерний підхід до класифікації дробильних машин, а також адаптивну нейронно-нечітку систему виведення (ANFIS) для прогнозування параметрів механічного режиму на основі даних про характеристики наявних зразків дробильного обладнання.

Відомо, що значення потужності дробильних машин, визначені за наявними розрахунковими залежностями, можуть у 4–5 разів і більше перевищувати фактичну потужність машин. Для коригування розрахункових значень потужності застосовують енергетичні коефіцієнти, які на основі емпіричних залежностей ураховують сукупність чинників, що впливають на перебіг процесу дроблення. Водночас вплив зазначених енергетичних коефіцієнтів на параметри механічного режиму має нелінійний характер, що істотно ускладнює визначення їх раціональних значень. Для розв’язання цієї задачі запропоновано визначати енергетичні коефіцієнти на основі аналізу

параметрів наявних дробильних машин із використанням адаптивної нейронно-нечіткої системи виведення (ANFIS).

З цією метою розроблено відповідний алгоритм на основі адаптивної нейронно-нечіткої мережі. Алгоритм функціонування моделі передбачає послідовне виконання низки етапів. На першому етапі система завантажує вхідні дані, що містять набір параметрів досліджуваних дробильних машин. У межах проведеного дослідження як вхідні параметри прийнято потужність та продуктивність, а вихідним параметром визначено енергетичний коефіцієнт, призначений для коригування розрахункового значення потужності. Після введення вхідних параметрів формується система нечітких множин, а значення вхідних змінних перетворюються на відповідні нечіткі значення в процесі фазифікації. Наступним етапом є формування набору нечітких логічних правил, необхідних для визначення вихідного параметра моделі. Особливістю запропонованого підходу є використання трикутної функції належності під час формування нечітких множин, а також застосування на завершальному етапі моделі лінійної регресії для коригування вихідних значень. На основі сформованих функцій належності, процедури фазифікації, нечітких правил, вагових коефіцієнтів та регресійної моделі побудовано адаптивну нейронно-нечітку модель для визначення енергетичних коефіцієнтів дробильних машин. Графік порівняння фактичних значень енергетичного коефіцієнта, отриманих із даних табл. 13 додатка 1 дисертаційної роботи, з розрахунковими значеннями, визначеними за допомогою адаптивної нейронно-нечіткої моделі, наведено на рис. 21.

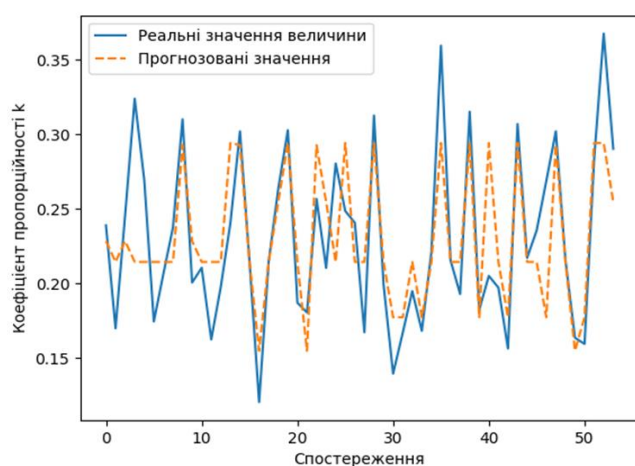


Рис. 21 Графік значень енергетичного коефіцієнта на основі моделі ANFIS

За результатами проведеного дослідження встановлено, що середня похибка моделі становить 11 %. Зниження похибки прогнозування може бути досягнуто шляхом: 1) розширення навчальної вибірки за типами дробильних машин; 2) зміни або збільшення кількості вхідних параметрів моделі; 3) застосування інших типів функцій належності; 4) використання альтернативних методів визначення максимуму

вихідної функції. До основних обмежень запропонованого підходу належить відсутність безпосереднього зв'язку між визначеним енергетичним коефіцієнтом та іншими конструктивними параметрами дробильної машини, а також фізичними характеристиками подрібнюваного середовища. У межах моделі такі взаємозв'язки формуються нейронною мережею та мають неявний характер, що ускладнює їх безпосередню інтерпретацію. Водночас перевагою запропонованого методу є можливість побудови системи зі зворотним

зв'язком, здатної адаптуватися до зміни характеристик дробильної машини та подрібнюваного середовища, а також враховувати значну кількість взаємопов'язаних параметрів.

На основі розглянутого методу визначення енергетичного коефіцієнта запропоновано модифіковану залежність для визначення потужності процесу дроблення, яка має такий вигляд:

$$N = \frac{k_{an} \left(\sum_{i=1}^n x_i \right) \sigma^2 \times L \times n}{3.8 \times E} (D^2 - d^2), \quad (24)$$

де: $k_{an} \left(\sum_{i=1}^n x_i \right)$ – коефіцієнт визначений на основі адаптивної нейро-нечіткої мережі; D – розмір шматка вихідного матеріалу, м; d – розмір продукту дроблення, м; σ – межа міцності на стиск матеріалу, який руйнується, МПа; L – довжина камери дроблення, м; n – частота обертів ексцентрикового валу, об/с; E – модуль пружності матеріалу, який руйнується, ГПа.

Ще одним важливим завданням нейронної мережі є кластеризація, яка дає змогу класифікувати дробильні машини за заданими параметрами, зокрема продуктивністю та потужністю. Реалізацію кластеризації здійснено з використанням мови програмування Python та відкритої бібліотеки TensorFlow, призначеної для розроблення і моделювання нейронних мереж.

Вихідними даними для проведення кластеризації прийнято значення розрахункової потужності, визначені за залежністю (24). Значення продуктивності визначаємо за залежністю:

$$\Pi = \frac{KcSLL_{\max} n (B + L_{\max})}{2Btg\alpha}, \quad (25)$$

де: K – коефіцієнт, що враховує розмір дробарки і залежить від розмірів завантажувального отвору; c – коефіцієнт кінематики, що враховує характер траєкторії рухомої щокі; $L_{\max}$ – найбільша ширина розвантажувального отвору, м; B – ширина завантажувального отвору.

На основі прийнятих вище вихідних даних побудовано графік кластеризації щоківих дробарок за параметрами потужності та продуктивності (рис. 22, а). Як видно з графіка, досліджувані дані розподіляються на чотири групи, для кожної з яких визначено відповідний центр кластера – центроїд. На основі побудованої моделі система дає змогу визначити, до якого класу належить задана щоків дробарка за значеннями її потужності та продуктивності. Графік із результатами класифікації нових даних наведено на рис. 22, б. Розв'язання задачі кластеризації розширює можливості подальшого дослідження взаємозв'язків між параметрами дробильних машин та створює передумови для розроблення автономних дробильних систем зі зворотним зв'язком.

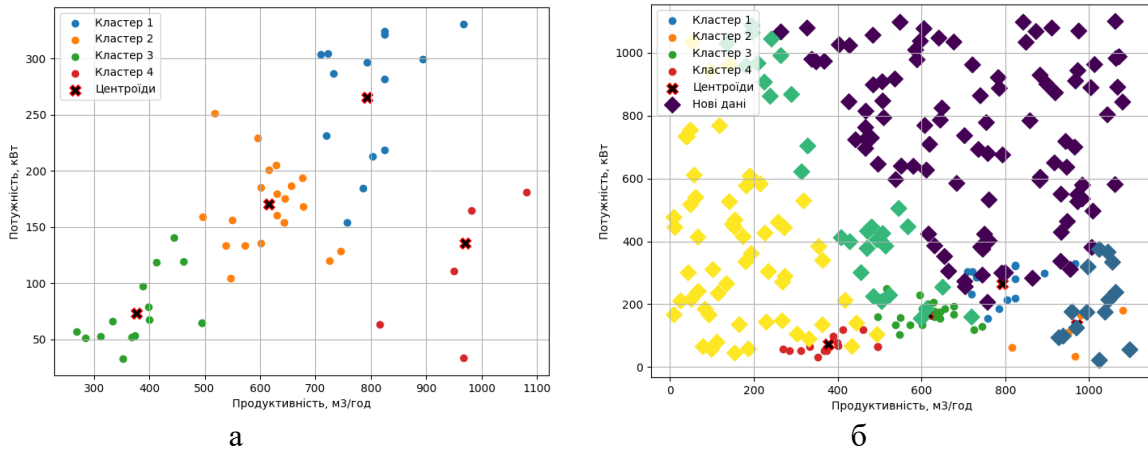


Рис. 22 Кластеризація щоківих дробарок за параметрами продуктивності та потужності:
а – кластерна модель; б – модель із доданими новими значеннями

Процеси, що відбуваються під час функціонування складної системи, якою є дробильна машина, мають випадковий характер, у зв'язку з чим такі системи належать до класу стохастичних. Динаміка неперервних стохастичних систем може бути описана рівнянням Ланжевена. Однією зі складових рівняння Ланжевена є матриця кореляційних функцій $K_v(t, t)$, інтегрування якої дає змогу отримати векторний (n)-вимірний неперервний марківський процес $X(t)$ першого порядку. Для математичного опису марківського процесу необхідно визначити функцію щільності ймовірності $\omega_1(X, t)$.

Функцію щільності ймовірності стану системи визначають на основі диференціального рівняння Фоккера-Планка:

$$\frac{\partial \omega_1(x, t)}{\partial t} = - \sum_{k=1}^n \frac{\partial}{\partial y_k} (A_k(x, t) \omega_1(x, t)) + \frac{1}{2} \sum_{k,l=1}^n \frac{\partial^2}{\partial y_k \partial y_l} (B_{k,l}(x, t) \omega_1(x, t)), \quad (26)$$

де: $A_k(x, t)$ – компоненти вектора зносу (дрейфу), визначають детерміністичний рух; $B_{k,l}(x, t)$ – компоненти дифузійної матриці $B(y, t)$.

Випадковий процес дроблення може бути описаний за допомогою одновимірної щільності ймовірності $\omega_1(x, t)$, яка за своїм змістом є аналогом диференціальної характеристики крупності матеріалу в момент часу t .

Швидкість процесу дроблення матеріалу з урахуванням узагальненого енергетичного закону можна представити у такому вигляді:

$$\frac{dx}{dt} = -mx^n + \delta(x), \quad (27)$$

де: $m=1/k-dE/dt$ – коефіцієнт, який залежить від закону зміни питомої енергії дроблення; n – показник степеню, що залежить від крупності матеріалу; x – середній розмір матеріалу; $\delta(t)$ – випадкова дельта-корельована функція.

Тоді залежність (26) з урахуванням рівняння (27) набуває вигляду:

$$\frac{\partial \omega_1(x, t)}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} (mx^{f(x)} \omega_1(x, t)) + \frac{\partial^2}{\partial^2 x} (B(x, t) \omega_1(x, t)), \quad (28)$$

Аналітичний розв'язок рівняння (28) дає змогу отримати залежність для визначення щільності ймовірності:

$$\omega_1(x) = e^{-\frac{m \times x^{1+n}}{B_0 \times (1+n)}} / \int_{-\infty}^{\infty} e^{-\frac{m \times x^{1+n}}{B_0 \times (1+n)}} dx. \quad (29)$$

Слід зазначити, що нижня межа відповідає мінімально можливому розміру частинки, тоді як верхня – максимально можливому. Для конкретної дробильної машини верхня межа фактично обмежується розміром вхідного отвору (D). Визначення нижньої межі є складнішим, проте її можна задати певним граничним значенням мінімальної крупності (d). Розв'язок рівняння (29) може бути отримано методом власних функцій або чисельними методами. Водночас слід зазначити, що цей розв'язок є стаціонарним і не враховує часової еволюції процесу дроблення.

Для врахування зміни щільності ймовірності в часі можна скористатися такою залежністю:

$$\omega_1(x, t) = \omega_1(x) f(x, t) = \omega_1(x) \sum_n c_n e^{-\lambda_n t} \xi_n(x), \quad (30)$$

де: $\omega_1(x)$ – знайдений стаціонарний розв'язок; $f(x, t)$ – функція, яка відповідає за часову релаксацію; $\xi_n(x)$ – власні функції операторів Ліувілля (що містять $A(x)$ і $D(x)$); λ_n – власні значення оператора Ліувілля, що визначають швидкість затухання мод; c_n – коефіцієнти розкладу, що визначаються із початкових умов.

Нижче наведено результати розрахунків, отриманих на основі відповідних вихідних даних. Для їх проведення необхідно задати межі досліджуваного простору, тобто визначити діапазон зміни (x). Дискретизацію простору здійснювали з урахуванням таких положень: 1) для широких діапазонів кількість вузлів сітки має становити $N \geq 5000$; 2) для середніх діапазонів – $N \geq 1000$; 3) для невеликих діапазонів – $100 \geq N \geq 500$. Кількість власних значень прийнято рівною – $\lambda_n = 5$.

На рисунках 23 та 24 представлені графіки власних функцій Ліувілля для діапазону $20 \leq x \leq 100$ мм та $0,01 \leq x \leq 4$ мм відповідно.

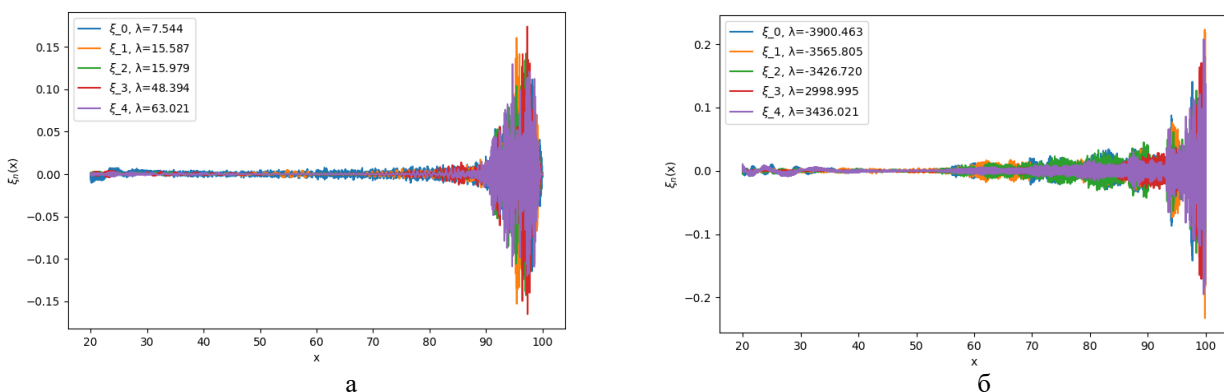


Рис. 23 Графіки власних функцій L для розподілу в межах $20 \leq x \leq 100$:
а – $B_0=1, N=5000, m=1, n=1$ (закон Кірпічева-Кіка), $\lambda_n = 5$; б – $B_0=1, N=5000, m=1, n=2$ (закон Ріттингера), $\lambda_n = 5$

Графік (рис. 23) свідчить про істотні відмінності між власними функціями оператора. Найбільша дисипація енергії припадає на першу функцію розподілу,

де власне значення λ оператора L є від'ємним. У цьому випадку відповідні значення λ складають: 1) для $n=1$ – $\lambda = -8,966$; 2) для $n=1,5$ – $\lambda = -8,151$; 3) для $n=2$ – $\lambda = -9,246$; 4) для $n=3$ – $\lambda = -544,867$. Власні значення λ характеризують швидкість затухання процесу. Максимальні за модулем значення відповідають власним функціям за $\lambda_n=5$ та при $\lambda_n=1$ (рис. 24).

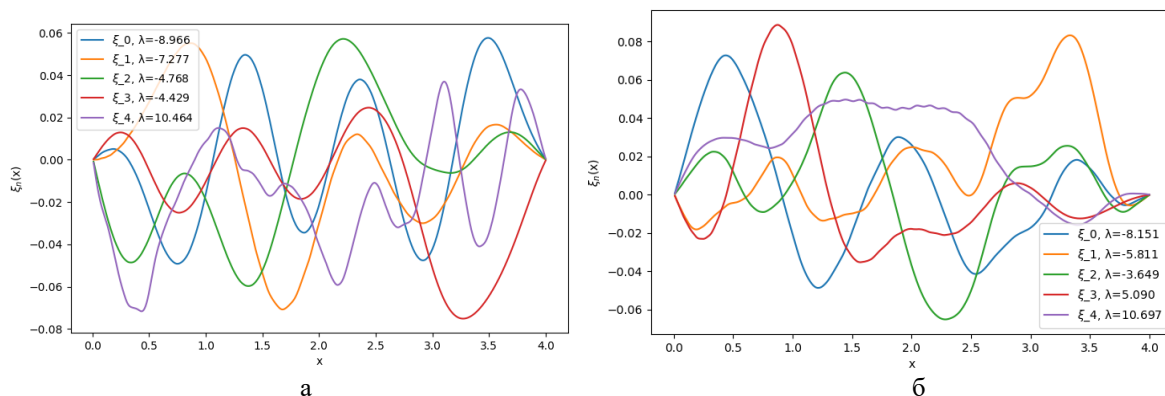


Рис. 24 Графіки власних функцій L для розподілу в межах $0,01 \leq x \leq 4$:
а – $V_0=1$, $N=1000$, $m=1$, $n=1$ (закон Кірпічева-Кіка), $\lambda_n = 5$; б – $V_0=1$, $N=1000$, $m=1$, $n=2$ (закон Ріттингера), $\lambda_n = 5$

Власні значення оператор λ_n визначають швидкість затухання перехідних режимів. На основі проведених досліджень впливу власних значень на розподіл $\omega_1(x, t)$ встановлено, що найбільший вплив на його формування мають перші п'ять власних функцій. Отже, під час урахування наступних власних функцій значення коефіцієнта λ_n є настільки великими, що зумовлюють швидке затухання відповідних власних функцій $\xi_n(x)$.

Також досліджено форми власних функцій розподілу залежно від фізико-механічних властивостей подрібнюваного матеріалу та типу дробильної машини (рис. 25, 26). Аналіз графіків, наведених на рис. 25, свідчить, що рівень дисипації енергії істотно залежить від фізико-механічних властивостей матеріалу.

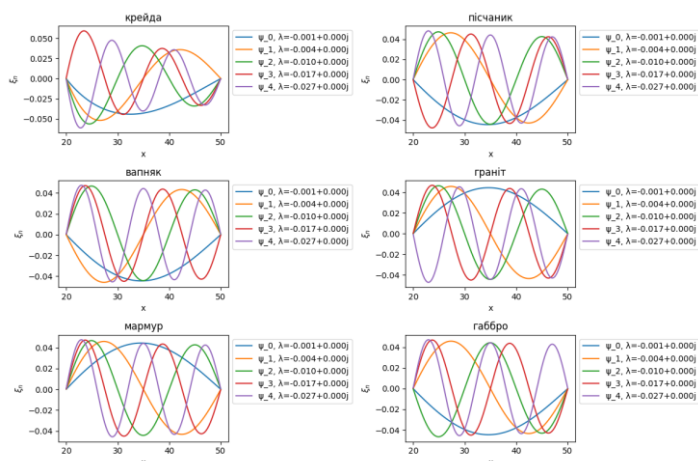


Рис. 25 Графіки власних функцій $\xi_n(x)$ для розподілу $\omega_1(x, t)$ в залежності від фізичних властивостей порід руйнування при $d_k=1300$ мм, $V_0=0,1$ (конусна дробарка)

Найбільші енергетичні втрати під час руйнування характерні для граніту, габро та мармуру. Для пісковика та вапняку відповідні значення є дещо меншими, хоча ці матеріали характеризуються широким діапазоном зміни фізико-механічних властивостей;

у межах проведеного дослідження для них прийнято максимально можливі значення міцності. Найнижчий рівень розсіювання енергії

спостерігається для крейди. Під час побудови графіків (рис. 25) коефіцієнт дифузії B_0 прийнято рівним 0,1, оскільки його значення не повинно перевищувати значення коефіцієнта m , що відповідає умові крихкого руйнування.

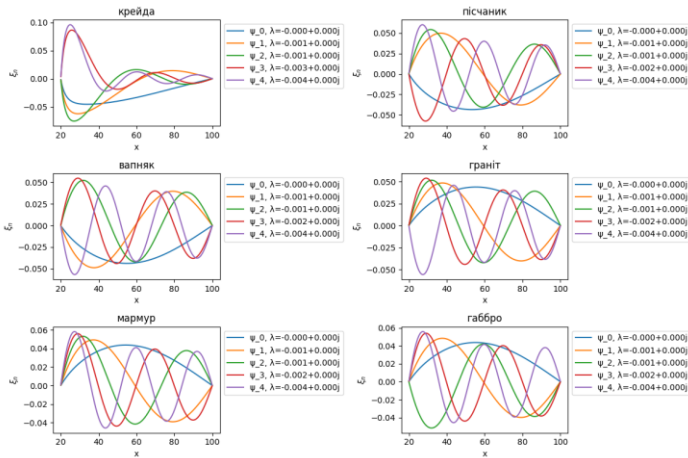


Рис. 26 Графіки власних функції $\xi_n(x)$ для розподілу $\omega_1(x, t)$ в залежності від фізичних властивостей порід руйнування при $L=1200$ мм, $B_0=0,1$ (щоква дробарка)

На графіках (рис. 26) простежується збільшення рівня дисипації енергії. Така закономірність може бути зумовлена збільшенням об'єму подрібнюваного матеріалу, зростанням кількості локальних ударних взаємодій під час переходу від міжзернового до внутрішньозернового руйнування, неоптимальним заповненням робочого простору дробильної машини, а також іншими супутніми чинниками.

У Розділі 5

«Експериментальні дослідження робочого процесу дробильної машини з різними силовими навантаженнями на матеріал» наведено результати експериментальних досліджень робочого процесу дробильних машин, обґрунтовано методику їх проведення та визначено відповідні параметри процесу.

Поширеним методом експериментального визначення енергії руйнування є руйнування матеріалів із використанням преса. Зазвичай для таких досліджень використовують зразки правильної геометричної форми, переважно кубічної або циліндричної. Робоча поверхня преса може бути плоскою або циліндричною. Основним недоліком такого підходу є моделювання переважно статичного процесу руйнування, без урахування геометричних параметрів камери дроблення та масового характеру процесу, властивого реальним дробильним машинам.

Для дослідження параметрів робочого процесу в камері дробильної машини розроблено відповідну методику експериментальних досліджень. Руйнування матеріалу в дробильних машинах переважно відбувається по ослаблених перерізах після перевищення граничних значень нормальних і дотичних напружень, що виникають у матеріалі внаслідок його пружного деформування, зокрема під час стискання, розтягу, згину та зсуву. У більшості випадків у камері дроблення на матеріал діє комбінація зазначених видів навантаження. Водночас, з огляду на принцип дії конкретної дробильної машини, зазвичай можна виокремити домінантний механізм руйнування.

З огляду на викладене для проведення експериментальних досліджень обрано маятниковий копер КМ-30 (рис. 27, а). Маятниковий копер призначений для проведення випробувань зразків металів і сплавів на ударний згин. Водночас з урахуванням відносно низької частоти коливань маятника така схема в певному

наближенні може бути застосована для дослідження робочих процесів широкого класу дробильних машин.

Експеримент проводять у такій послідовності. Досліджуваний зразок встановлюють на напрямних станини нижньою гранню. Бічною гранню, перпендикулярною до нижньої, зразок притискають до букс. Після встановлення зразка маятник фіксують у заданому початковому положенні, після чого за допомогою механізму спуску переводять у вільний коливальний рух. Під час першого проходження маятник руйнує зразок ударом ножа, який є складовою ударного пристрою. Висоту падіння маятника задають шляхом зміни кута α .



а



б

Рис. 27 Маятниковий копер та дослідні зразки: а – копер КМ-30; б – дослідні зразки

Основною характеристикою маятникового копра є запас енергії, який визначається як добуток маси маятника та відстані від осі його обертання до центра удару. Маятник масою (m), піднятий на заданий кут і встановлений так, що висота центра удару становить (H), має певний запас потенціальної енергії. Після вільного падіння та взаємодії з досліджуваним зразком частина запасеної енергії витрачається на його руйнування. Після удару маятник продовжує рух і піднімається на певний кут, за якого висота центра удару становить (H_1).

Роботу, затрачену на руйнування зразка, визначають як різницю між запасами енергії маятника до та після удару за формулою:

$$\Delta E = g \cdot m \cdot (H - H_1) = F \cdot l \cdot (\cos \beta - \cos \alpha), \quad (31)$$

де: ΔE – робота, яка витрачається на руйнування зразка, Дж; m – маса маятника, кг; g – прискорення вільного падіння, м/с^2 ; H – висота підйому центра удару маятника відносно точки зустрічі ударника із зразком до удару, м; H_1 – висота підйому центра удару маятника відносно точки зустрічі ударника із зразком після

удару, m ; l – відстань від осі качання маятника до центра удару; α – кут зарядки маятника; β – кут підйому маятника після руйнування зразка.

Заздалегідь для проведення досліджень були підготовлені зразки (рис. 27, б). В основному розміри зразків коливаються в межах: 1) довжина – 90 ± 4 мм; 2) ширина – 30 ± 1 мм; 3) висота 30 ± 1 мм. Матеріал зразків: 1) граніт; 2) габро; 3) мармур.

Слід зазначити, що після кожного експерименту місце встановлення зразка ретельно очищували. Крім того, перед проведенням досліджень перевірено геометричні параметри поверхонь, на які встановлювали зразок, із використанням приладу для вимірювання шорсткості. Зруйнований у процесі експерименту зразок наведено на рис. 28, б.

Вимірювально-реєструвальне обладнання представлено на рис. 28, а. Воно складається з енкодера OMRON E6B2-CWZ6C із високою роздільною здатністю, блока керування та ПК для зчитування й опрацювання результатів вимірювань. Енкодер встановлено на осі обертання маятника копра за допомогою відповідної муфти.

Блок керування складається з плати STM32F103C8T6, блока живлення, тороїдального трансформатора, модуля перетворення інтерфейсів TTL UART, конденсаторів та вивідних каналів.



Рис. 28 Вимірювально- реєструвальне обладнання та результат досліду:
а – підключення до маятника; б – зруйнований зразок після удару маятником

Модуль перетворювача інтерфейсів TTL UART призначений для узгодження рівнів сигналів між платою (мікроконтролером) STM32 та комп'ютером. Тороїдальний трансформатор використовується для захисту мікроконтролера від стрибків напруги, стабілізації напруги живлення, зниження рівня електромагнітних завад, пускового струму та високочастотних гармонік.

Аналіз наведеного на рис. 29 розподілу експериментальних даних свідчить, що за площі поперечного перерізу зразка в межах від $0,0001 \text{ м}^2$ до $0,0015 \text{ м}^2$ енергія його руйнування становить приблизно 10 – 30 Дж.

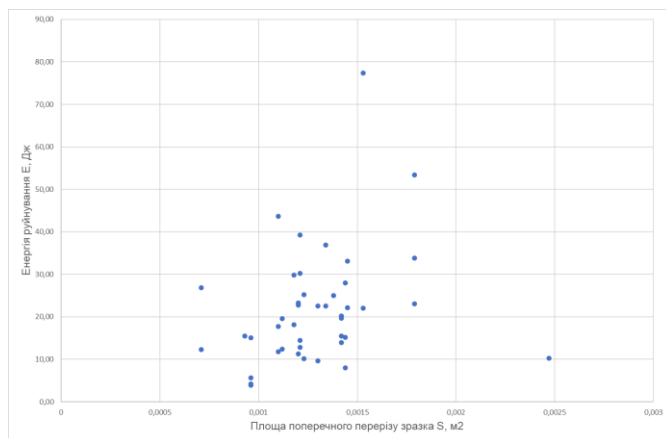


Рис. 29. Розсів даних залежності енергії руйнування зразка від площі його поперечного перерізу

Розкид експериментальних даних може бути зумовлений структурними особливостями досліджуваних матеріалів. Під час руйнування полікристалічних матеріалів істотну роль відіграють межі зерен, а їхній розмір є важливим структурним параметром, що визначає характер розвитку процесу руйнування. За умови відносно однорідної структури зразка та реалізації міжзернового механізму поширення тріщини після удару,

коли розділення зерен відбувається переважно в площині удару, руйнування може реалізовуватися в одній площині з мінімальними енергетичними витратами. Водночас у разі потрапляння ударника копра безпосередньо на область суцільного зерна характер руйнування може істотно змінюватися. У такому випадку тріщина часто зароджується з двох боків зерна поблизу його меж, унаслідок чого формуються дві або три площини руйнування. Додаткові сколи можуть виникати внаслідок взаємодії магістральної тріщини з межами зерен під час її поширення. Зазначені особливості мікроструктури матеріалу зумовлюють варіативність траєкторій поширення тріщин і, відповідно, енергетичних витрат на руйнування зразків.

За своєю фізичною схемою експериментальна установка представляє собою математичний маятник, який унаслідок відхилення та подальшого вільного руху здійснює ударну взаємодію зі зразком і спричиняє його руйнування.

Частоту власних коливань маятника визначають за рівнянням:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m} - \left(\frac{bt}{2m}\right)^2}, \quad (32)$$

Показник $bt/2m$ в рівнянні (32) характеризує опір руху та швидкість згасання коливань системи і має назву логарифмічного декременту коливань. Експериментально значення логарифмічного декременту коливань можна визначити за осцилограмами згасаючих коливань досліджуваної системи:

$$\delta = \ln \frac{x_n}{x_{n+1}}, \quad (33)$$

де x_n , x_{n+1} — амплітуда згасаючих коливань, що відповідають початку та кінцю періоду коливань.

З іншого боку, коефіцієнт δ можна визначити на основі енергії, поглинутої системою. Таким чином, для визначення коефіцієнта опору можна записати таке рівняння:

$$b = \frac{\Delta E_c}{2E\pi\omega}. \quad (34)$$

На основі визначених значень коефіцієнта опору побудовано відповідні амплітудно-частотні характеристики залежності коефіцієнта динамічності від відносної частоти для досліджуваних матеріалів (рис. 30).

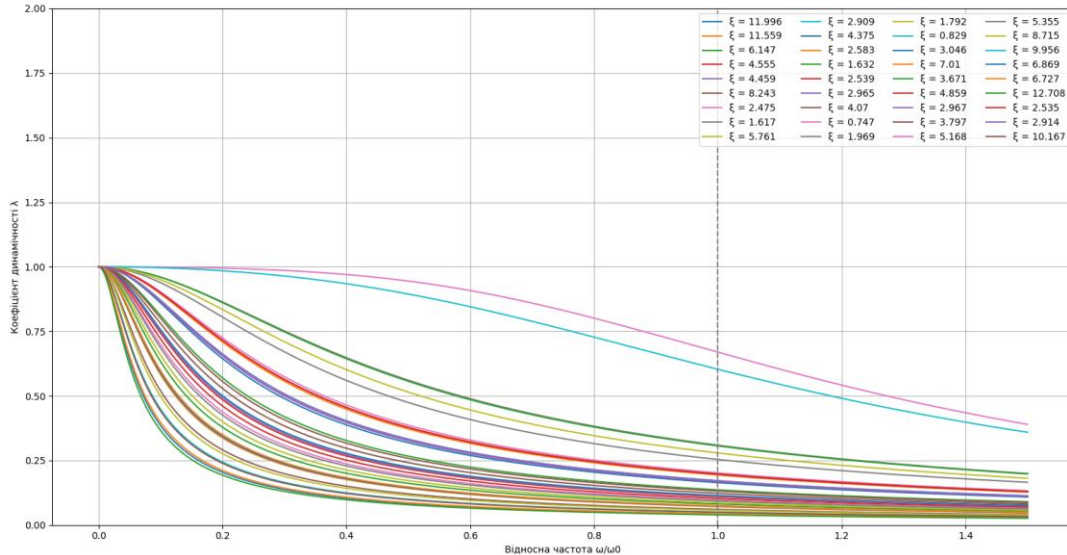


Рис. 30 Залежність коефіцієнта динамічності від відносної частоти при руйнуванні граніту

Аналогічні графічні залежності побудовано для габро та мармуру (рис. 31). Графіки, наведені на рис. 30 та 31, можуть бути використані для оцінювання енергетичних витрат під час руйнування матеріалів із різними фізико-механічними властивостями. Аналіз графіків (рис. 30, 31) свідчить, що діапазон зміни коефіцієнта динамічності є досить широким. Така варіативність може бути зумовлена сукупністю додаткових чинників, які необхідно враховувати під час інтерпретації експериментальних результатів. Першим чинником є походження досліджуваних зразків: зразки граніту були відібрані з кількох різних родовищ, що зумовлює відмінності їхніх фізико-механічних і структурних характеристик. Другим чинником є неоднорідність та невпорядкованість зернистої структури матеріалу. Під час ударного руйнування контакт ударника з породою може відбуватися безпосередньо в зоні межі між зернами або в точці, розташованій над центральною частиною окремого зерна. Залежно від локального положення точки прикладання навантаження енергетичні витрати на руйнування можуть істотно відрізнятися. Окремим випадком є прикладання навантаження в зоні межі зерен, коли на шляху поширення тріщини розташоване суцільне зерно. У такій ситуації тріщина може огинати поверхню зерна, змінюючи напрямок свого поширення. Формування складнішої траєкторії тріщини відповідно зумовлює збільшення енергетичних витрат на руйнування. Третім чинником є геометрія поверхні зразка та форма робочої поверхні ударника, а також кут прикладання навантаження. Для реальних дробильних машин додатково необхідно враховувати можливість накладання гармонічних складових на рух робочих органів, що може впливати на характер їхньої взаємодії з подрібнюваним матеріалом і величину енергетичних витрат. Розглядаючи детальніше вплив структурної неоднорідності матеріалу та енергетичні характеристики поверхонь руйнування, слід

звернути увагу на морфологію поверхні утвореної тріщини, зокрема її шорсткість і нерівномірність. Характер поверхні тріщини визначає фактичну площу поверхні руйнування та, відповідно, може зумовлювати відмінності в енергетичних витратах під час руйнування окремих зразків.

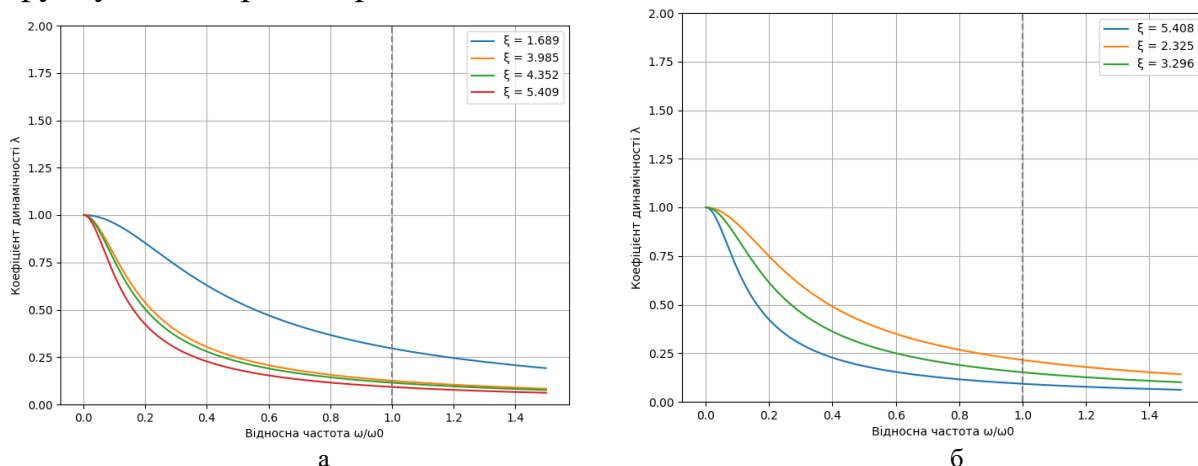


Рис. 31 Залежність коефіцієнта динамічності від відносної частоти: а – габро; б – мармур

У Розділі 6 «Рекомендації щодо впровадження результатів дослідження» за результатами проведеного дослідження сформульовано рекомендації щодо методологічних засад забезпечення ефективної роботи дробильного обладнання та раціонального вибору параметрів його робочого процесу. Наведено алгоритм розрахунку основних параметрів дробильної машини та розглянуто приклад розрахунку шокової дробарки, результати якого представлено в дисертаційній роботі.

Робочий процес дробильної машини доцільно розглядати з урахуванням комплексу взаємопов'язаних параметрів, який охоплює характеристики робочого середовища, параметри дробильної машини та закономірності їхньої взаємодії і взаємного впливу.

На рис. 32 наведено алгоритм розрахунку основних параметрів дробильної машини.

Блок 1. Задаються вихідні дані.

Блок 2. Містить бібліотеку будівельних матеріалів. Для формування масиву даних бібліотеки використано зовнішні інформаційні джерела, зокрема USGS (United States Geological Survey), GEOROC (Geochemistry of Rocks of the Oceans and Continents), GeoScienceWorld, mindat.org та BRGM (Bureau de Recherches Géologiques et Minières).

Блок 3. На основі математичної моделі матеріалу визначається енергія його руйнування, яка враховує пружну та дисипативну складові процесів зародження і поширення тріщини в матеріалі до моменту його повного руйнування та розділення на окремі частини.

Блок 4. На основі вихідних даних, визначеної енергії руйнування, типу подрібнюваного матеріалу та характеристик готового продукту попередньо визначається тип дробильної машини та здійснюється розрахунок основних параметрів її механічного режиму.

Паралельно з блоком 4 функціонує блок 5, який містить підготовлені модулі нейронної мережі. Блок 5, зі свого боку, пов'язаний із блоком 6 – бібліотекою дробильних машин, що містить набір даних про реальні зразки дробильного обладнання. Нейронна мережа блоку 5 завантажує відповідні дані про дробильні машини та здійснює їх аналіз. На основі одержаних результатів і реалізованого алгоритму розрахунку нейронна мережа формує набір параметрів механічного режиму для заданої дробильної машини.

Блок 7. Здійснюється розрахунок частоти обертання дробильної машини.

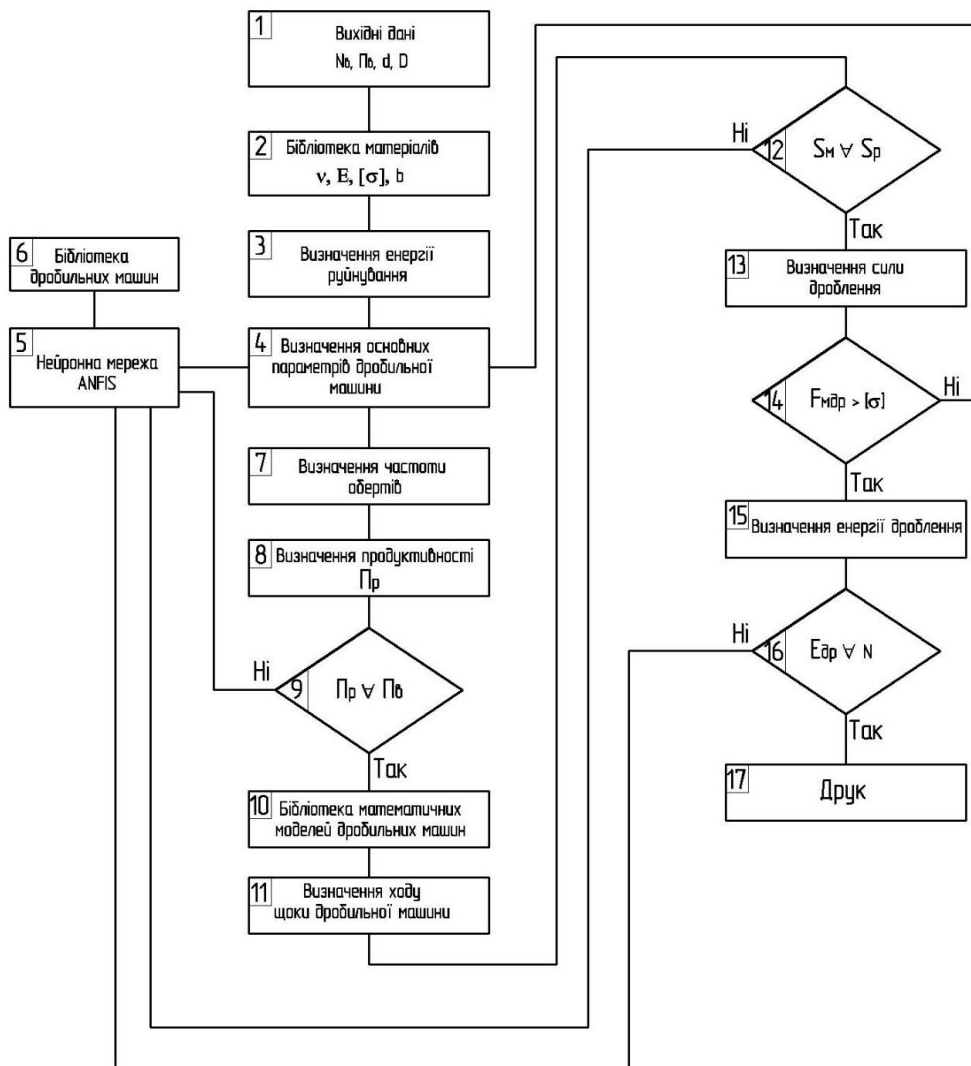


Рис. 32 Загальний алгоритм розрахунку основних параметрів дробильної машини

Блок 8. Здійснюється розрахунок продуктивності дробильної машини з подальшою оптимізацією отриманого значення з урахуванням частоти обертання її робочого органу.

Блок 9. Розраховане значення продуктивності порівнюється із заданим значенням, прийнятим на основі вихідних даних.

Блок 10. Відповідно до прийнятого типу дробильної машини обирається відповідна математична модель її робочого процесу.

Блок 11. На основі результатів моделювання визначається оптимальний режим руху робочого органу дробильної машини.

Блок 12. Значення параметрів, визначені за результатами математичного моделювання в блоці 11, порівнюються з відповідними розрахунковими значеннями, отриманими в блоці 4.

Блок 13. На основі результатів математичного моделювання визначається сила дроблення.

Блок 14. Здійснюється порівняння визначеної сили дроблення з міцністю матеріалу та його опором руйнуванню.

Блок 15. Визначається загальна енергія, необхідна для реалізації процесу дроблення, на основі рівняння енергетичного балансу.

Блок 16. Загальні енергетичні витрати порівнюються з необхідною потужністю, заданою проектними параметрами.

Запропонований алгоритм розрахунку дає змогу спростити процес вибору та проектування дробильного обладнання, забезпечити узгоджене визначення його основних конструктивних і режимних параметрів, а також створює передумови для подальшої автоматизації процесів проектування та виробництва будівельних матеріалів із використанням дробильних машин.

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі розв'язано важливе науково-практичне завдання, що полягає у розробленні загальної методології розрахунку дробильних машин з урахуванням закономірностей взаємодії подрібнюваного матеріалу з робочими органами дробильних машин. За результатами дослідження сформульовано такі основні положення:

1. Аналіз робочих процесів дробильних машин дав змогу встановити, що наявна методологія їх розрахунку є недостатньо досконалою та значною мірою ґрунтується на емпіричних залежностях і методиках. Це зумовлює завищення розрахункових енергетичних витрат та може негативно впливати на якість готового продукту дроблення. Проведені дослідження кінематичних характеристик дробильних машин дали змогу визначити оптимальні частотні режими їх роботи. Порівняння одержаних результатів із параметрами реальних конструкцій дробильних машин показало, що фактичні режими їх роботи не завжди відповідають теоретично визначеному оптимуму. Це може бути зумовлено неповним урахуванням фізичних процесів, що відбуваються під час дроблення, а також значним використанням емпіричних підходів під час проектування дробильних машин.

2. Дістала подальшого розвитку методика визначення енергії, що витрачається на руйнування матеріалу робочими органами дробильних машин. Як реологічну модель подрібнюваного матеріалу запропоновано використовувати дискретно-елементну модель, яка враховує нормальну та тангенціальну складові сил руйнування, силу тертя та поперхневі сили зчеплення.

Поверхневі сили зчеплення виникають у зоні вершини тріщини та впливають на закономірності її зародження і подальшого поширення.

3. Проведено експериментальні дослідження процесу руйнування матеріалів із використанням маятникового копра, розроблено та виготовлено вимірювально-реєструвальне обладнання, а також створено комп'ютерну програму для реєстрації параметрів руху маятника. На основі отриманих експериментальних даних визначено зміну енергії маятника в процесі руйнування досліджуваних зразків. Як дослідні зразки використано підготовлені бруски граніту, мармуру та габро. За результатами експериментальних досліджень визначено кількість енергії, необхідної для руйнування матеріалу заданого об'єму та геометричних розмірів. Встановлено, що за площі поперечного перерізу зразків у межах від $0,0001 \text{ м}^2$ до $0,0015 \text{ м}^2$ енергія їх руйнування становить 10–30 Дж.

4. На основі експериментальних даних та з урахуванням положень теорії руйнування Луїса Тавереса розроблено відповідну математичну модель. Параметри моделі становлять: $\sigma^2=0,0141$, $\varphi=0,3534$, $E_\infty=18 \text{ Дж/кг}$, $d_0=40,8 \text{ мм}$, $A=2,7845$, $b'=0,32073$. Запропоновану модель використано для моделювання процесу руйнування матеріалу в конусній дробарці із застосуванням методу дискретних елементів. Результати моделювання засвідчили завищення розрахункових значень енергетичних витрат, що, з одного боку, свідчить про складність адекватного відтворення процесу руйнування матеріалу, зумовлену його значною стохастичністю, а з іншого — вказує на наявність додаткових складових дисипації енергії. До них належать тертя між частинками матеріалу та між частинками і поверхнями робочих органів дробильних машин, міжзернове тертя, нагрівання матеріалу, кінематичні особливості роботи дробильної машини та інші супутні процеси. На наявність значних нераціональних енергетичних витрат також вказують результати дослідження розроблених моделей щокової, ексцентрикової та вібраційної дробарок.

5. Розроблено математичну модель контактної взаємодії робочих органів дробильних машин різної геометричної форми з подрібнюваним матеріалом з урахуванням сил тертя. Запропонована модель дає змогу враховувати характер контактної взаємодії між робочими поверхнями та матеріалом і може бути використана для подальшої оптимізації енергетичних витрат під час реалізації процесу руйнування матеріалів.

6. З огляду на значну частку емпіричних залежностей у розрахунку конструкцій дробильних машин і визначенні параметрів їхнього механічного режиму, а також відсутність універсальної методики проектування такого обладнання проведено дослідження можливостей застосування нейронної мережі типу ANFIS для спрощення процесу проектування дробильних машин. На основі сформованого набору даних щодо параметрів механічного режиму дробильних машин та розробленого алгоритму функціонування нейронної мережі визначено параметри машини відповідно до заданих умов. Середня похибка моделі порівняно з фактичними значеннями параметрів реальних дробильних машин становила 11 %. Установлено, що підвищення точності

роботи нейронної мережі може бути досягнуто шляхом розширення навчальної вибірки, зміни або збільшення кількості вхідних параметрів, застосування інших типів функцій належності та використання альтернативних методів визначення максимуму вихідної функції. На основі запропонованої нейромережевої моделі розроблено модифіковану залежність для визначення потужності процесу дроблення. Крім того, розглянуто задачу кластеризації дробильних машин із використанням методу (k)-means, спрямовану на спрощення ідентифікації типу дробильної машини та визначення діапазонів зміни її параметрів для відповідних класів обладнання.

7. Досліджено стохастичні закономірності процесу дроблення та на основі диференціального рівняння Фоккера–Планка й енергетичного рівняння встановлено аналітичну залежність для функції щільності ймовірності розподілу подрібнюваного матеріалу за фракціями внаслідок його руйнування. Окремо досліджено часову еволюцію щільності ймовірності на основі власних функцій оператора Ліувілля. Установлено, що найбільша дисипація енергії припадає на першу функцію розподілу, якій відповідає від’ємне власне значення λ оператора L . Відповідні значення λ складають: 1) для $n=1$ – $\lambda = -8,966$; 2) для $n=1,5$ – $\lambda = -8,151$; 3) для $n=2$ – $\lambda = -9,246$; 4) для $n=3$ – $\lambda = -544,867$. Власні значення λ визначають швидкість затухання процесу: за від’ємного значення λ внесок відповідної власної функції $\xi_0(x)$ у розподіл $\omega_1(x,t)$ зменшується, причому зі збільшенням абсолютного значення λ система швидше переходить до рівноважного стану. Установлено, що найбільший вплив на формування розподілу мають перші п’ять власних функцій. Запропонована модель щільності ймовірності розподілу може бути використана під час моделювання процесів руйнування в дробильних машинах методом дискретних елементів поряд із поширеними методиками опису розподілу, зокрема розподілом Годена – Шумана та неповним бета-розподілом.

8. На основі отриманих експериментальних даних визначено коефіцієнт опору для різних матеріалів та встановлено залежності коефіцієнта динамічності від відносної частоти для кожного з досліджуваних матеріалів. Одержані результати дають змогу оцінити кількість енергії, що розсіюється внаслідок тертя між частинками матеріалу під час його перерозподілу в камері дроблення, а також між частинками матеріалу та робочими органами дробарки під час його переміщення до розвантажувального отвору.

9. Розроблено методику розрахунку основних параметрів дробильних машин та надано рекомендації щодо формування системи керування їхнім робочим процесом залежно від фізико-механічних характеристик подрібнюваного матеріалу та параметрів дробильної машини. Методика проведення експериментальних досліджень для визначення енергії руйнування матеріалу впроваджена в освітній процес кафедри машин і обладнання технологічних процесів ФАІТ КНУБА під час проведення практичних занять з навчальних дисциплін «Теорія пружності» та «Статика і динаміка машин технологічних процесів».

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Монографії:

1. Назаренко І. І., Міщук Є. О. Механіка машин і процесів подрібнення кам'яних матеріалів : монографія. Київ : Видавництво Людмила, 2024. 143 с. ISBN 978-617-555-256-8. *(Здобувачем обґрунтовано методи розрахунку основних параметрів дробарок з урахуванням напружено-деформованого стану оброблюваних матеріалів).*

2. Nazarenko I., Pelevin L., Dedov O., Kostenyuk O., Fomin A., Ruchynskiy M., Sviderskiy A., Mishchuk Y., Slipetskiy V. *Applied problems of motion of mechanical systems under action of power loads* : monograph / ed. by I. Nazarenko. Tallinn : Scientific Route OÜ, 2019. P. 54–74. ISBN 978-9949-7316-8-8 (hardcover). DOI: <https://doi.org/10.21303/978-9949-7316-9-5>. *(Здобувачем проаналізовано результати експериментальних досліджень роботи вібраційної щоккової дробарки із трьома коливальними масами).*

Наукові праці, які мають імпакт-фактор (Scopus, Web of Science):

3. Nazarenko I., Mishchuk Y., Mishchuk D., Ruchynskiy M., Rogovskii I., Mikhailova L., Titova L., Berezoviy M., Shatrov R. Determination of energy characteristics of material destruction in the crushing chamber of the vibration crusher. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2021. Vol. 4, No. 7 (112). P. 41–49. DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.239292>. **(Scopus)**. *(Здобувачем виконано дослідження затрат енергії на робочий процес вібраційної щоккової дробарки).*

4. Mishchuk Ye. O., Nazarenko I. I., Mishchuk D. O. Definition of rational operating modes of a vibratory jaw crusher. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*. 2021. No. 4. P. 56–62. DOI: <https://doi.org/10.33271/nvngu/2021-4/056>. **(Scopus)**. **(НБНГ Україна)**. *(Здобувачем проведено дослідження раціональних режимів роботи вібраційної щоккової дробарки із трьома коливальними масами).*

5. Nazarenko I., Mishchuk Y., Kyzminec M., Oryshchenko S., Fedorenko O., Tsepelev S. Research of processes of producing materials by technical power loading systems. *Dynamic Processes in Technological Technical Systems* / ed. by I. Nazarenko. Kharkiv : PC Technology Center, 2021. P. 14–42. DOI: <https://doi.org/10.15587/978-617-7319-49-7.ch2>. *(Здобувачем обґрунтовано модель матеріалу при взаємодії з робочими органами дробильної машини та визначено раціональні конструктивні параметри вібраційної щоккової дробарки для її енергоефективної роботи).*

6. Mishchuk Y., Nazarenko I. Analysis of the energy laws of material destruction. *Strength of Materials and Theory of Structures*. 2023. No. 110. P. 294–315. DOI: <https://doi.org/10.32347/2410-2547.2023.110.294-315>. **(Web of Science)**. *(Здобувачем виконано аналіз досліджень із визначення енергетичних витрат робочого процесу дробильних машин та оцінку параметрів процесу, які значною мірою впливають на енергозатрати).*

7. Nazarenko I., Mishchuk Y., Nechiporuk V., Albeshchenko D., Pereginets I. Definition of reliability parameters of the spacer plate of a jaw crusher depending on the characteristics of the working environment and the material of manufacture. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2026. Vol. 1, No. 7 (139). P. 13–25. DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2026.353102>. (Scopus). (Здобувачем виконано дослідження надійності розпірної плити щоголової дробарки).
8. Nazarenko I., Dedov O., Mishchuk Y., Bernyk I., Onyshchenko A., Kuzminets M., Chernysh V., Nesterenko M. Determination of force and energy parameters in impact fracture processes of materials of various strengths and rheology properties. *Technology Audit and Production Reserves*. 2026. Vol. 2, No. 1 (88). P. 6–16. DOI: <https://doi.org/10.15587/2706-5448.2026.356852>. (Scopus). (Здобувачем виконано дослідження параметрів процесу руйнування матеріалу за умов прикладання динамічного навантаження).

Публікації у наукових фахових виданнях України:

9. Mishchuk Y., Ciezkowski P., Gorbatyuk I., Mishchuk D. Methodology for creating a mobile crushing plant taking into account the stress-deformed state of its structural elements. *Strength of Materials and Theory of Structures*. 2026. No. 116. P. 97–108. DOI: <https://doi.org/10.32347/2410-2547.2026.116.97-108>. (Здобувачем виконано оцінку та аналіз конструкцій міні-мобільних дробильних установок і параметрів технологічного процесу виготовлення будівельних матеріалів).
10. Назаренко І., Міщук Є., Ладкін П. Моделювання процесу руйнування матеріалів із різними фізико-механічними властивостями в умовах статичного навантаження. *Техніка будівництва*. 2025. № 43. С. 36–49. DOI: <https://doi.org/10.32347/tb.2025-43.0604>. (Здобувачем виконано дослідження використання різних реологічних моделей матеріалу за умов статичного навантаження).
11. Міщук Є., Дяченко О. Теоретичне дослідження параметрів вертикальної роторної дробарки. *Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини*. 2025. № 106. С. 53–59. DOI: <https://doi.org/10.32347/gbdmm.2025.106.0304>. (Здобувачем виконано дослідження параметрів механічного режиму роторної дробарки).
12. Міщук, Є., & Міщук, Д. Системи промислової автоматизації на основі IoT. *Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини*. 2022. № 96. С. 42–50. <https://doi.org/10.32347/gbdmm2020.96.0501>. (Здобувачем проаналізовано параметри електропривода з метою IoT-моніторингу, контролю режимів роботи та запобігання перевантаженням, що є актуальним в роботі дробильного обладнання).
13. Міщук Є. Аналіз поширених геологічних моделей матеріалів. *Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини*. 2024. № 104. С. 5–14. DOI: <https://doi.org/10.32347/gbdmm.2024.104.0101>.

14. Міщук Є. Аналіз параметрів валкової дробарки для автоматизації процесу дроблення. *Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини*. 2025. № 105. С. 85–90. DOI: <https://doi.org/10.32347/gbdmm.2025.105.0503>.
15. Міщук Є. Аналіз і оцінка продуктивності щоккових та конусних дробарок залежно від частоти обертів робочих органів. *Техніка будівництва*. 2025. № 42. С. 70–82. DOI: <https://doi.org/10.32347/tb.2025-42.0508>.
16. Міщук Є. Огляд конструкцій та оцінка технологічних і конструктивних параметрів дробильного обладнання будіндустрії. *Техніка будівництва*. 2024. № 41. С. 22–39. DOI: <https://doi.org/10.32347/tb.2024-41.0403>.
17. Міщук Д., Міщук Є., Калашніков, О. Аналіз системи керування чіткої логіки колісного робота з диференціальним приводом. *Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини*. 2021. № 97. С. 12–23. <https://doi.org/10.32347/gbdmm2021.97.0201>. (Здобувачем досліджено принципи логічного керування та вплив параметрів системи на її функціонування; результати використано при подальшому розвитку методів інтелектуального керування, зокрема нечітких та нейро-нечітких систем).
18. Міщук Є. Оцінка та аналіз навісних дробильних ківшів. *Техніка будівництва*. 2024. № 40. С. 4–19. DOI: <https://doi.org/10.32347/tb.2024-40.0301>.
19. Mishchuk Y., Sorochenko A., Berezovsky Y. Use of reverse engineering methods in the process of restoration of machine parts. *Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини*. 2023. № 101. Р. 53–59. DOI: <https://doi.org/10.32347/gbdmm.2023.101.0501>. (Здобувачем виконано аналіз параметрів алгоритму розпізнавання поверхонь деталей машин).
20. Міщук Є., Міщук Д., Капуста О. Математичне моделювання кінематики щоккової дробарки з простим рухом щоки. *Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини*. 2023. № 102. С. 5–16. DOI: <https://doi.org/10.32347/gbdmm.2023.102.0101>. (Здобувачем проведено дослідження кінематики щоккової дробарки).
21. Міщук Д., Міщук Є., Горбатюк Є. Дослідження методу рою частинок в задачі оптимізації режиму руху маніпулятора за однією з узагальнених координат. *Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини*. 2021. № 98. С. 11–20. DOI: <https://doi.org/10.32347/gbdmm2021.98.0201> (Здобувачем досліджено метод рою частинок для оптимізації режимних параметрів механічної системи та визначено підхід до пошуку оптимального режиму за цільовою функцією, що застосовується для оптимізації параметрів нейро-нечітких моделей ANFIS).
22. Міщук Є., Назаренко І. Дослідження динаміки вібраційної щоккової дробарки двосторонньої дії. *Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини*. 2019. № 94. С. 5–15. DOI: <https://doi.org/10.32347/gbdmm2019.94.0101>. (Здобувачем проведено дослідження параметрів механічного режиму вібраційної щоккової дробарки).
23. Назаренко І. І., Міщук Є. О., Кучинський В. В. Оцінка та аналіз основних конструктивних схем конусних дробарок. *Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини*. 2016. № 88. С. 47–54. (Здобувачем виконано аналіз конструкцій конусних дробарок).

Матеріали і тези наукових доповідей міжнародних конференцій:

24. Mishchuk Y. Analysis and assessment of the productivity of jaw crusher depending on the frequency of revolution of the working bodies. *Енергоощадні машини і технології : матеріали VI Міжнародної науково-практичної конференції* (Київ, 20–21 травня 2025 р.). Київ : КНУБА, 2025. С. 50–53.

25. Міщук Є. О., Назаренко І. І. Аналіз енергетичних законів руйнування матеріалів. *Енергоощадні машини і технології : матеріали IV Міжнародної науково-практичної конференції* (Київ, 23–25 травня 2023 р.). Київ : КНУБА, 2023. С. 56–58. (Здобувачем висвітлені переваги та недоліки основних енергетичних гіпотез руйнування матеріалів).

26. Міщук Є. О., Назаренко І. І. Аналіз законів та моделей визначення енергетичних витрат на подрібнення. *Енергоощадні машини і технології : матеріали III Міжнародної науково-практичної конференції* (Київ, 17–19 травня 2022 р.). Київ : КНУБА, 2022. С. 15–18. (Здобувачем висвітлено особливості робочого процесу дробильних машин з позицій енерговитрат).

27. Міщук Є. О. Аналіз впливу інерційних параметрів вібраційної шокової дробарки двосторонньої дії на надійність та довговічність її вузлів та деталей. *Ефективні технології в будівництві : тези доповідей Міжнародної науково-технічної конференції*. Київ : КНУБА, 2016. С. 54–55.

28. Mishchuk E. Research working process vibrating jaw crusher in a view of elastic-viscous-plastic environment. *Build Master Class 2016 : Conference Proceedings of the International Scientific-Practical Conference of Young Scientists*. Kyiv : KNUCA, 2016. P. 182–183.

29. Міщук Є. О. Руйнування гірських порід із використанням електрогідравлічного ефекту. *Underwater Technologies 2017. Industrial and Civil Engineering : III International Scientific-Practical Conference* (Kyiv, 21–23 March 2017). Kyiv, 2017. P. 10.

30. Міщук Є. О. Дослідження параметрів, які впливають на енергоефективність вібраційної шокової дробарки. *Вібрації в техніці та технологіях : тези доповідей XVII Міжнародної науково-технічної конференції* (Львів, 11–12 жовтня 2018 р.). Львів, 2018. С. 125–127.

31. Назаренко І. І., Міщук Є. О. Дослідження методів оптимізації процесу дроблення вібраційної шокової дробарки. *Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта : матеріали XX Міжнародної науково-технічної конференції* (Херсон, 10–13 вересня 2019 р.). Херсон, 2019. С. 309–312. (Здобувачем висвітлені методи оптимізації робочого процесу вібраційної шокової дробарки із трьома коливальними масами).

32. Міщук Є. О., Міщук Д. О. Аналіз інерційних параметрів та методів віброізоляції вібраційної шокової дробарки. *Вібрації в техніці та технологіях : матеріали XVIII Міжнародної науково-технічної конференції* (Київ, 23–25 жовтня 2019 р.). Київ : КНУБА, 2019. С. 102–105. (Здобувачем висвітлено результати аналізу методів віброізоляції фундаменту при роботі вібраційної шокової дробарки).

33. Міщук Є. О., Кот О. С. Аналіз динамічних параметрів ексцентрикової конусної дробарки з вібраторами на корпусі. *LXXVI наукова конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету : тези доповідей*. Київ : Національний транспортний університет, 2020. С. 124. (Здобувачем висвітлено аналіз динамічних параметрів конусної дробарки із вібраторами на корпусі).

34. Міщук Є. О. Аналіз механізму руйнування середовища робочими органами дробильних машин. *Енергоощадні машини і технології : матеріали V Міжнародної науково-практичної конференції* (Київ, 22–24 травня 2024 р.). Київ : КНУБА, 2024. С. 98–101.

35. Міщук Є., Зелінський Б. Аналіз процесу руйнування в камері дроблення ударних дробарок. *Conference Proceedings of the International Scientific and Practical Conference «Build Master Class 2025»* (Kyiv, 26–28 Nov. 2025). Kyiv : KNUCA, 2025. P. 365–366. (Здобувачем висвітлено результати аналізу процесу руйнування в камері дроблення ударних дробарок).

Патенти:

36. Пат. 149974 U Україна, МПК В02С 1/02, В02С 1/06. Тримасова вібраційна щокоса дробарка / Є. О. Міщук, Д. О. Міщук, І. І. Назаренко ; заявник і патентовласник Київський національний університет будівництва і архітектури. № u202101197 ; заявл. 10.03.2021 ; опубл. 22.12.2021, Бюл. № 51.

АНОТАЦІЯ

Міщук Є. О. Наукові основи синергетичного процесу подрібнення матеріалів робочими органами машин статичними та динамічними навантаженнями. – *Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.*

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.05.02 – машини для виробництва будівельних матеріалів. – Київський національний університет будівництва і архітектури. – Київ, 2026.

У дисертації здійснено комплексне дослідження, спрямоване на розроблення методології розрахунку та проектування дробильних машин з урахуванням синергетичного характеру процесу руйнування матеріалу в камері дроблення, а також оптимізацію вибору параметрів їхнього механічного режиму.

На основі реологічної моделі матеріалу, яка враховує нормальну та тангенціальну складові сил руйнування, сили тертя та поверхневого зчеплення, визначено енергетичні витрати безпосередньо на руйнування матеріалу внаслідок дії нормальної та тангенціальної складових сили руйнування. Запропоновано рівняння розподілу матеріалу, яке враховує часову релаксацію процесу. Розроблено методологію експериментальних досліджень для визначення енергії руйнування ударним методом. Визначено коефіцієнти динамічності та опору для різних матеріалів. Запропоновано алгоритм адаптивної нейронно-нечіткої системи виведення (ANFIS) для оптимізації вибору

параметрів механічного режиму під час проєктування дробильних машин, а також алгоритм їх класифікації за заданим набором вхідних параметрів.

За результатами проведених досліджень запропоновано алгоритм розрахунку основних параметрів дробильної машини, який впроваджено в освітній процес Київського національного університету будівництва і архітектури.

Ключові слова: синергія, нейронні мережі, стохастичні процеси, щільність розподілу, статичне та динамічне руйнування, коефіцієнт динамічності, коефіцієнт дисипації, надійність, навантаження.

ANNOTATION

Mishchuk Y. Scientific foundations of the synergistic process of grinding materials by working bodies of machines under static and dynamic loads. – Manuscript.

Dissertation for the degree of Doctor of Technical Sciences in specialty 05.05.02 – Machines for the Production of Building Materials. – Kyiv National University of Construction and Architecture. – Kyiv, 2026.

The dissertation presents a comprehensive study aimed at developing a methodology for the calculation and design of crushing machines, taking into account the synergistic nature of the material fracture process within the crushing chamber, as well as at optimizing the selection of parameters of their mechanical operating regime.

Based on a rheological model of the material that accounts for the normal and tangential components of fracture forces, friction forces, and surface adhesion forces, the energy expenditure directly associated with material fracture under the action of the normal and tangential components of the fracture force was determined. A material distribution equation incorporating the time-dependent relaxation of the process was proposed. A methodology for experimental studies was developed to determine fracture energy using the impact method. Dynamic and resistance coefficients were determined for various materials. An adaptive neuro-fuzzy inference system (ANFIS) algorithm was proposed to optimize the selection of mechanical operating parameters in the design of crushing machines, together with an algorithm for their classification according to a specified set of input parameters.

Based on the results of the conducted studies, an algorithm for calculating the main parameters of a crushing machine was proposed and implemented in the educational process at Kyiv National University of Construction and Architecture.

Keywords: synergy, neural networks, stochastic processes, density distribution, static and dynamic failure, dynamic coefficient, dissipation coefficient, reliability, load.

Наклад 100. Папір офсетний. Ум.-др. арк. 1,9.
Підписано до друку 18.09.2026. Замовлення 212.

Надруковано в «МП Леся».

*Свідоцтво про внесення до Державного реєстру
суб'єктів видавничої справи серія ДК № 892 від 08.04.2002.*

«МП Леся»

03148, Київ, а/с 115.

Тел./факс: (066) 60 50 199, (068) 126 49 26

E-mail: lesya3000@ukr.net