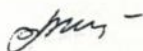


ДЕРЖАВНА МЕТАЛУРГІЙНА АКАДЕМІЯ УКРАЇНИ

На правах рукопису

ШТЕПА Валерій Петрович



**ОСНОВИ ТЕОРІЇ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ
ДРОБИЛЬНИХ МАШИН**

05.16.08. - Машини та агрегати металургійного виробництва

АВТОРЕФЕРАТ
дисертації на здобуття наукового ступеня
доктора технічних наук

Дніпропетровськ, 1995

ЛНБ України ім.В.Стефаніка

Дисертацією є рукопис



Робота виконана в Державній академії будівництва та архітектури 00761600 (К)

Офіційні опоненти:

- доктор технічних наук, професор Большаков Вадим Іванович;
- доктор технічних наук, професор Франчук Всеволод Петрович;
- доктор технічних наук, професор Учитель Олександр Давидович.

Провідна організація: НДІ "Чорметмеханізація", Мінпром України, м. Дніпропетровськ.

Захист відбудеться "19" грудня 1995 р. о 12³⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д.03.11.02 Державної металургійної академії України за адресою: 320635, м.Дніпропетровськ, пр.Гагаріна, будинок 4. З дисертацією можна ознайомитися у бібліотеці Державної металургійної академії України.

Автореферат розісланий "14" XI 1995 р.

ЛНБ ім. В. Стефаніка
АН України

Вчений секретар спеціалізованої вченої ради,
Цалко В.К.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність проблеми. Одним із основних факторів, які визначають багатство і міцність держави, є в такій же мірі, як і золото, готова до використання енергія. Енергетики і економісти вважають, що "необхідно задовольняти зростаючі потреби держави в паливі та енергії головним чином за рахунок економії паливно-енергетичних ресурсів", а "енергозбереження - це те ж саме, що і одержання додаткового палива, але якщо за рахунок виробництва палива необхідно вкладати, скажімо, 100% за тонну, то при енергозбереженні - 50-60%."

Основну частину (приблизно 70%) виробленої енергії споживає промислове виробництво. Значна її частка припадає на подрібнення сировини. Широке розповсюдження дробильних машин (ДМ) майже у всіх галузях народного господарства потребує занадто уважного підходу до їх створення і експлуатації. Вони знайшли своє місце в металургійній промисловості і відносяться до машин і агрегатів металургійного виробництва. Крім того, ДМ застосовуються в будівельній, гірничій, хімічній та в інших галузях промисловості для дроблення різних твердих матеріалів, наприклад нерудних будівельних та спеціальних, цементного клинкеру, оксидних металів, кераміки, скла, кислотостійкої цегли, при переробці та збагаченні корисних копалин, при виробництві вторинної сировини і переробці відходів: дроблення бракованого і того, що відслужив строк, залізобетону, металургійних шлаків, подрібнення чаунних куль та інше.

Подане вище підтверджує той факт, що ці машини щорічно переробляють велику кількість сировини, а значить підвищення енергетичної ефективності дробильних машин (ЕЕМ) - важливе народногосподарське завдання.

Вибір теми зумовлюється відсутністю єдиних критеріїв для оцінки ЕЕМ, яка залежить від питомої корисної роботи (ПКР, ϵ_A), коефіцієнта корисної дії (ККД, η) та продуктивності (П).

Під ЕЕМ мається на увазі узагальнюючий показник, який залежить від якості готового продукту, діапазону продуктивності при високому ККД, питомої максимальної продуктивності, що припадає на одиницю площі впускної щілини, ступеня дроблення та виробітку на одиницю витраченої енергії, обернено пропорціональній виробничій енергоємності.

Виробнича енергоємність або енергоємність процесу (ЕП, $\epsilon_{\text{П}}$) залежить від загального ККД та ПКР. Обчислення цих показників пов'язане з труднощами визначення корисної роботи, і, як результат, технічна характеристика не має показників ЕЕМ, що не дає повної уяви про якість машини. Звідси теза: в технічній характеристиці не відображена ЕЕМ. Це зумовлене тим, що відсутні методики випробувань, оцінки, розрахунків та прогнозування ЕЕМ. В той же час існує можливість створення теорії ЕЕМ, що і зобов'язало автора зосередити зусилля і приділити увагу цим питанням, які найбільш важко піддаються дослідженням даного характеру.

В цій роботі на основі аналізу закону збереження та перетворення енергії (ЗЗПЕ) пропонується новий науковий напрямок у визначенні показників ЕЕМ.

Дисертаційна робота виконана у відповідності з напрямком розвитку науки і техніки відповідно до державної науково-технічної програми п.5.1.3 "Методи та способи практичної реалізації пріоритетних напрямків енергозбереження в економіці України."

Метою роботи є розробка теорії, методів розрахунку та прогнозування ЕЕМ, які забезпечать створення енергозберігаючих технологій.

Основна наукова ідея полягає у використанні статистичного аналізу ЗЗПЕ з врахуванням аналітичної залежності потужності від продуктивності для розробки теорії ЕЕМ.

Гіпотеза. Баланс потужності машин складається з таких елементів: середньої потужності холостого ходу; середньої потужності сил корисних опорів, пропорціональної продуктивності та середньої потужності додаткових втрат, пропорціональної квадрату продуктивності.

Методи дослідження. В теоретичних дослідженнях базовими є фундаментальні положення, що ґрунтуються на ЗЗПЕ і використовуються: метод найменших квадратів; методи математичної статистики, кореляційного та регресійного аналізу, аксіоматичний, розрахунковий (ЕОМ) і графоаналітичний. В експериментальних дослідженнях - експериментальне моделювання, методи лабораторних досліджень моделей шоккових і конусних дробарок і промислових випробувань, методи сучасної тензометрії і планування експериментів.

Наукові положення, які захищаються: 1. Фізико-математична модель (ФММ), яка відображає процес перетворення енергії в корисну роботу з врахуванням кількості виробленої продукції і включає суму середніх

потужностей: холостого ходу, сил корисних опорів та додаткових втрат.

2. ККД і ЕП є величинами змінними і залежать від закону руху робочого органа (РО), витрат потужності при холостому ході, продуктивності, коефіцієнта додаткових втрат та ПКР.

3. ККД набуває максимального значення, яке дорівнює відношенню ПКР до мінімальної ЕП при раціональній продуктивності, яка чисельно дорівнює квадратному кореню із відношення потужності холостого ходу до коефіцієнта додаткових втрат.

4. При раціональній, в енергетичному смислі, продуктивності загальні втрати дорівнюють подвійній потужності холостого ходу машини.

5. ПКР дробарок в залежності від типорозміру машини змінюється по гіперболічному закону із зміщеними асимптотами.

6. Із збільшенням типорозміру дробарки і при відповідному зростанні технічної продуктивності ККД і узагальнений показник ЕЕМ переходять через максимум.

7. На ПКР дроблення з ростом типорозміру і продуктивності машини все менше впливають конструктивні особливості машини і в границі ця величина дорівнює роботі деформації.

Достовірність наукових положень і результатів.
Основні наукові результати одержані на основі аналізу ЗЗПЕ, законів механіки машин, теорії дроблення та технології виробництва промислової продукції. Достовірність висновків підтверджується адекватністю моделі і натури, лабрати, задовільною збіжністю результатів теоретичних, лабораторних та промислових досліджень, достатнім обсягом вимірювань і статистичною оцінкою апроксимуючого рівняння із умови забезпечення 95% надійності одержаних результатів, видачею Держкомітетом у справах винаходів і відкриттів авторських свідоцтв.

Наукова новизна. Теоретично розроблена ФММ, яка відображає процес перетворення енергії у корисну роботу, що дозволила розробити методіку випробувань, оцінки, розрахунків і прогнозування ЕЕМ, а також виявити нові закономірності і нові розрахункові формули.

Встановлені закономірності зміни ККД в функції навантаження, їх максимальні і раціональні значення, а також загальні втрати енергії при максимальному ККД.

Виведені розрахункові формули, які визначають взаємозв'язані між собою показники ЕЕМ: ПКР; ЕП; максимального ККД; раціональної продуктивності; ККД в функції навантаження; діапазону зміни продуктивності,

при якій ККД значно високий; установочної потужності двигуна, залежної від конструктивних параметрів дробарки, масштабу моделі і масштабного фактора, а також фізичних властивостей перероблюваного матеріалу; узагальненого показника ЕЕМ.

Аналітично встановлений взаємозв'язок між енергетичними показниками, фізичними властивостями перероблюваного матеріалу, типорозміром машини і законом прикладення навантаження.

Із загальних витрат виділені сили корисних опорів і додаткові витрати. Запропоновані аналітичні залежності для розрахунку і прогнозування енергетичної ефективності типорозмірних рядів щоккових дробарок. Досліджені в порівняльних умовах дробарки з різними законами руху РО, виявлені найбільш ефективні і запропоновані нові конструктивні рішення подрібнювальних машин.

Значення роботи. Наукове значення полягає в розширенні сфери застосування закону збереження та перетворення енергії (балансу потужності машин) і використання його для розробки теорії ЕЕМ, яка включає нові закономірності і оригінальні розрахункові формули. Практичне значення полягає у використанні наукових положень теорії для створення методик випробувань, оцінки, розрахунків і прогнозування ЕЕМ. Запропоновані методи розрахунків нових гідравлічних ДМ, а також типорозмірних рядів щоккових дробарок. Вироблені, захищені авторськими свідоцтвами, рекомендації, які забезпечують створення вискоелективних ДМ для енергозберігаючих технологій.

Реалізація роботи. Методики і рекомендації передані і використовуються відділом дробильно-збагачувального обладнання ВНДІ Буддормаш, ВНДПІБудсировина, ВНДІНеруд, УкрНДІТМ, в.о. "Дніпронерудпром", лабораторією переробки кам'яних матеріалів НДІКС, заводом "Волгоцеммаш", ДДАП НДІБВ, ДІБІ, МакІБІ, на кафедрі сільськогосподарських машин ДДАУ.

Апробація роботи. Матеріали дисертації доповідались, обговорювались і схвалені на науково-технічних конференціях ДІБІ 1975-1977, 1979, 1980, 1985, 1991; на Всесоюзній конференції молодих вчених і спеціалістів "Впровадження комплексної механізації і автоматизації виробничих процесів в будівництві і промисловості будівельних матеріалів", м. Дніпропетровськ, 1976 р.; на ІХ науково-технічній конференції викладачів і співробітників Кіровоградського інституту сільськогосподарського машинобудування, 1977 р.; на VI науково-технічній

конференції викладачів і наукових співробітників Тюменського інженерно-будівельного інституту, 1977 р.; на Волзькому ордену Трудового Червоного Прапора заводі цементного машинобудування 1977, 1979 рр.; на засіданні секції науково-дослідних робіт ВНДППІ будсировина, 1978 р., на засіданні секції "Обладнання для виробництва нерудних матеріалів" ВНДУБуддормашу 1978 р., 1979 р., 1980 р.; на засіданні кафедри будівельних машин Харківського інженерно-будівельного інституту 1979, 1980 р., 1981 рр.; у відділі дробильно-збагачувального обладнання ВНДІБуддормашу 1979, 1980 рр.; на засіданні секції "Технологія виробництва нерудних будівельних матеріалів" ВНДІНеруд, 1979, 1980 рр.; на технічній раді в.о. "Дніпронерудпром" 1980, 1993 рр.; на засіданні наукового семінару "Оптимальне проектування конструкцій машин і приладів" Філії наукової ради АН України по проблемі "Кібернетика" при Придніпровському науковому центрі, 1992; на раді Акціонерного товариства по випуску бетонозмішувального обладнання "Бетонмаш", 1992 р.; на засіданні наукового семінару ІГТМ АН України, 1993 р., ДДАП НДІВВ, 1993 р.; УкрНДІТМ, 1993 р.; на розширеному семінарі кафедри МАМП ДМАУ, 1995 р.

Публікації. По темі дисертації надрукована монографія, 20 друкованих праць, 27 авторських свідоцтв.

Структура і обсяг роботи. Дисертація складається із вступу, 7 розділів, висновків, списку літератури із 153 найменувань і додатків, включає 241 сторінку друкованого тексту, 26 таблиць, 61 рисунок.

ЗМІСТ РОБОТИ.

Стан проблеми, завдання дослідження. Серед безлічі завдань, що відносяться до проблеми підвищення ЕЕМ та механізмів, є вирішені. На основі існуючої уяви про ККД одержані розрахункові формули для визначення ККД простих механізмів, а існуючі методи, що ґрунтуються на математичних перетвореннях, дозволяють визначити ККД навіть для складних машин і механізмів, і робляться спроби застосувати енергетичний метод до аналізу виробничих процесів.

Зараз найбільш розповсюдженими та допускаючими послідовне приближення до точних значень ККД є методи, які базуються на кінетостатичному аналізі механізмів, визначенні потужності сил тертя та рушійних сил. При цьому коефіцієнт втрат визначається по відношенню середніх значень потужності сил тертя і рушійних сил

та сил корисних опорів, визначених для часу сталого руху.

Розробці теоретичних та експериментальних методів дослідження ККД та енергетичному методу приділяли увагу вчені: Б.М.Абрамов, І.І.Артоболевський, Е.Бекінгем, В.М.Гене, В.В.Добровольський, М.Є.Жуковський, С.М.Кожевников, М.І.Колчін, М.В.Крагельський, М.А.Крейнес, Л.М. Решетов, М.А.Скурідін, А.І.Соловйов, М.А.Шаумян, Д.М. Ярошев та інші.

Визначенню сил корисних опорів при руйнуванні матеріалу присвячено ряд основних теорій або законів дроблення. Одні з них доказують, що робота дроблення пропорціональна знову оголеній поверхні матеріалу, інші - що робота пропорціональна зменшенню початкового об'єму куска. Існує твердження, що поєднує перші дві думки.

Значний вклад в розвиток теорії енергоємності процесу дроблення та вдосконалення машин внесли вчені: А.Г.Альохін, В.А.Бауман, Д.І.Беренов, В.І.Большаков, Ф.Бонд, А.Бонвіч, П.П.Будников, І.Л.Водоп'янов, В.І.Волчек, А.Р.Гальвас, В.М.Гене, А.М.Годен, Дель-Мар, Б.Г.Дрігант, Г.Г.Сгоров, Ф.Кік, В.Л.Курпичов, Г.Кірхберг, Б.В.Клушанцев, А.І.Косарев, П.Л.Лебедев, Л.Б.Левенсон, Л.І.Логак, Ю.А.Мюйземнек, М.І.Некрич, В.Л.Олевський, Т.Прентіс, П.А.Рабіндер, П.Рітінгер, Р.А.Родін, Е.Х.Роуз, В.Д.Руднев, А.К.Рундквіст, М.Я.Сапожников, В.П.Сергеев, А.Смекал, Стедлер, В.П.Туркін, А.Д.Учитель, В.П.Франчук, О.С.Шипілов, Л.Ендрюс.

Пріоритет у встановленні закону збереження руху належить Р.Декарту, а закону збереження матерії М.В.Ломоносову. Встановити ЗЗПЕ вдалось С.Карно, Р.Майєру та Д.Джоулю. В результаті значного внеску в науку Л.Больцмана, Г.Гельмгольца, Р.Клаузіуса, А.Лавуазьє, Г.Лейбніца, У.Томсон-Кельвіна та інших цей закон був ґрунтовно прийнятий як загальний закон природи.

Огляд та аналіз стану даного питання привели до необхідності вирішення проблеми, яка викликана протиріччям між використанням та кількістю вироблюваної енергії і полягає в ступені невідповідності між методами прескування, експлуатації та прогнозування ЕЕМ, а також оцінки машин для всіх випадків практики.

ДМ є представниками машин, ККД яких визначити важко, оскільки одержати прямим шляхом величину корисної роботи, яка іде на дроблення, неможливо. Це тому, що поки що не знайдено спосіб виділення сил корисних опорів і сил додаткових втрат. Існують і інші

нез'ясовані питання: потужність приводу підбирається з врахуванням енергетичного показника "близького до найбільшого значення, що не завжди реалізується в дійсності." Спроби дослідити нові конструкції дробарок з різними законами руху РО і зіставити з традиційними, спираючись на існуючі методи, показали, що зробити висновки про перевагу якої-небудь машини перед іншою, розраховувати показники ефективності типорозмірних рядів на стадії проектування і виробити рекомендації, які підвищують ЕЕМ, виявилось неможливим.

Викладене вище свідчить про те, що необхідне правильне врахування різних факторів, впливаючих на ЕЕМ, підвищити яку можливо як шляхом конструктивного вдосконалення, використовуючи методи прогнозування, так і шляхом поліпшення умов експлуатації.

Виходячи із аналізу сучасного стану досліджень в даній області, для досягнення мети поставлені такі завдання:

1. Розробити та реалізувати на ЕОМ ФММ процесу передачі потужності джерела енергії перероблюваному матеріалу, а на її основі - методику випробувань та оцінки ЕЕМ.

2. Одержати на основі системного аналізу ряд математичних залежностей, які забезпечували б розробку вказаних методів.

3. Вивчити комплексний вплив закону руху РО, фізичних властивостей перероблюваного матеріалу і типорозміру машини на ПКР, ККД, ЕП та продуктивність.

4. Розробити методику розрахунку та прогнозування ЕЕМ на стадії проектування.

5. Запропонувати залежності для розрахунку і прогнозування типорозмірних рядів дробильних машин.

6. Виробити рекомендації для створення більш ефективних ДМ.

ФММ та методи випробування ЕЕМ. На основі аналізу балансу енергії прийнята гіпотеза: баланс потужності машин складається з складових: середньої потужності холостого ходу, N_x ; середньої потужності сил корисних опорів, $\epsilon_{ДП}$, пропорціональній продуктивності, P ; середньої потужності додаткових втрат, aP^2 , пропорціональній квадрату продуктивності,

$$N = N_x + \epsilon_{ДП} P + aP^2, \quad (1)$$

де $\epsilon_{ДП}$ - ПКР; a - коефіцієнт додаткових втрат, викликаних корисним навантаженням.

Рівняння (1) являє собою ФММ процесу передачі потужності джерела енергії перероблюваному матеріалу і виражає функціональну залежність потужності від

продуктивності $N=f(\Pi)$, значення яких визначається експериментально під час випробувань машин.

Суть методу випробувань полягає в тому, що вимірюють витрати енергії при холостому ході \mathcal{E}_x і під навантаженням \mathcal{E}_i , реєструючи час t_x холостого ходу і час t_i - переробки зваженої продукції Q_i .

В кожній серії замірів для постійності ПКР слід додержувати правила: змінювати навантаження машин необхідно так, щоб не змінювались параметри перероблюваного матеріалу і кінцевого продукту. При цьому продуктивність повинна змінюватись за рахунок регулювання інтенсивності подачі матеріалу на переробку, причому, не допускаються холості рухи, якщо вони не зумовлені принципом дії машини.

Оскільки виміри здійснюються за рівні проміжки часу неодноразово, повинні дотримуватись вимоги до постійності внутрішнього та зовнішнього середовища, тобто температура, умови змащення деталей, що труться, напруга в електричному колі, паливо для двигуна, перероблюваний матеріал мають бути однаковими. Перевіряти постійність N_x слід до і після випробувань машини під навантаженням, а для розрахунків необхідно брати середні значення величин.

Отже, необхідно додержувати приблизну рівність енергоємності $\epsilon_{AI} = \text{const}$. В інших серіях дослідів треба змінювати ці параметри, прийнявши $\epsilon_{AII} = \text{const} > \epsilon_{AI}$, де індекси I і II позначають номер серії дослідів.

Дані заносять до таблиць 1 і 2

Таблиця 1
Значення вимірів енергії і виробітки за час

\mathcal{E}_i	\mathcal{E}_x	\mathcal{E}_1	\mathcal{E}_2	і т.д.
Q_i	0	Q_1	Q_2	і т.д.
t_i	t_x	t_1	t_2	і т.д.

При заповненні таблиці 1 завантаження машини має змінюватись так, щоб $\mathcal{E}_i > \mathcal{E}_{i-1}; Q_i > Q_{i-1}; t_i \approx t_{i-1}; \epsilon_A = \text{const}$.
За даними таблиці 1 заповнюють таблицю 2.

Таблиця 2
Значення потужності, продуктивності і ККД

$N_i = \mathcal{E}_i / t_i$	N_x	N_1	N_2	і т.д.
$\Pi_i = Q_i / t_i$	0	Π_1	Π_2	і т.д.
η_i	0	η_1	η_2	і т.д.

Системний аналіз. Аналітичний та графічний методи знаходження показників ЕЕМ. Коефіцієнти регресії ФММ знаходимо на основі системного аналізу з допомогою методу найменших квадратів. Виходячи із загальноприйнятої уяви про ККД, знаходимо його в залежності від продуктивності

$$\eta = \frac{\epsilon_A \Pi}{N_x + \epsilon_A \Pi + a \Pi^2}. \quad (2)$$

Досліджуючи функцію на екстремум, визначимо раціональну в енергетичному розумінні продуктивність

$$\Pi_P = \sqrt{\frac{N_x}{a}}. \quad (3)$$

Тоді максимальне значення ККД, враховуючи 2 і 3, буде

$$\eta = \frac{1}{1 + \frac{2N_x}{\epsilon_A \Pi_P}}. \quad (4)$$

Залежність (1) з врахуванням (3) прийме вигляд

$$N_P = 2N_x + \epsilon_A \Pi_P, \quad (5)$$

тобто втрати в машинах при раціональній продуктивності дорівнюють подвоєній потужності холостого ходу.

Із приведених математичних залежностей видно, що у машини існує раціональна продуктивність, відповідна мінімальним енергетичним витратам, а значить і раціональна зона, в якій ККД має максимальне значення

$$\Pi_{1,2} = \frac{\epsilon_A - \epsilon_A \eta_{\xi}}{2a\eta_{\xi}} \pm \sqrt{\left(\frac{\epsilon_A - \epsilon_A \eta_{\xi}}{2a\eta_{\xi}}\right)^2 - \frac{N_x}{a}}, \quad (6)$$

де Π_1 - мінімальна допустима продуктивність, відповідна $\eta_{\xi} = 0.9\eta_{\max}$; Π_2 - максимальна допустима продуктивність, відповідна $\eta_{\xi} = 0.9\eta_{\max}$.

ПКР із рівняння (1) є

$$\lim_{\Pi \rightarrow 0} \frac{dN}{d\Pi} = N'(\Pi) = (N_x + \epsilon_A \Pi + a \Pi^2)' = \epsilon_A.$$

А так як геометричний смисл похідної - тангенс кута нахилу дотичної, то при $\Pi = 0$ $\epsilon_A = \text{tg } \alpha$. Ця умова дозволяє визначити показники ефективності графічним методом (рис.1).

Для цього нанесемо на координатні вісі N і Π значення потужності і продуктивності машин. Одержані точки N_i і Π_i усереднимо з допомогою параболічного лекала і одержимо графік залежності $N = f(\Pi)$. Для

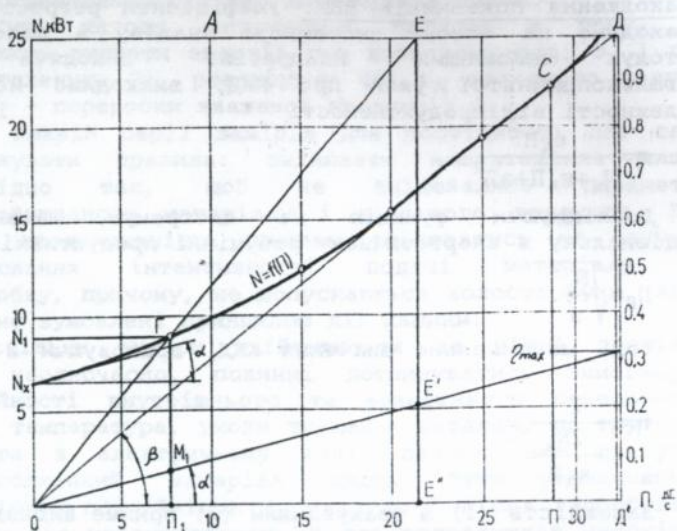


Рис.1. Графічний метод визначення показників ЕЕМ.

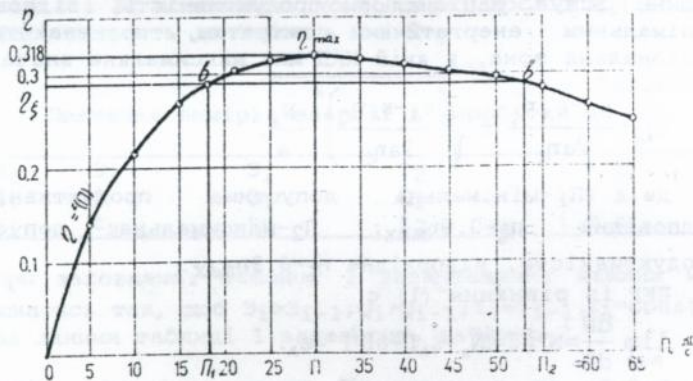


Рис.2. Графічний метод визначення зони раціонального навантаження машини.

визначення ККД машини проведемо в точці $(0, N_x)$ дотичну до цієї кривої, кут нахилу якої позначимо через α . Енергоємність процесу визначимо як відношення $\epsilon_{\Pi} = N/\Pi$, де N і Π - поточні координати точок, які лежать на апроксимуючій кривій $N=f(\Pi)$.

Існує мінімальне значення ЕП ($E_{\Pi \min}$), яке відповідає точці дотику кривої $N=f(\Pi)$ і променя з кутовою координатою β . Отже, $\text{tg } \beta$ визначить ЕП шляхом спільного рішення рівнянь (1) і $N=\epsilon_{\Pi}\Pi$ - променя, що проходить через точку дотику С

$$\epsilon_{\Pi \min} = \epsilon_A + \frac{2N_x}{\Pi_p} = \text{tg } \beta \quad (7)$$

Для визначення ККД машини із ординати N_x проведемо дотичну до кривої $N=f(\Pi)$ під кутом α , а з початку координат - дотичну ОД під кутом β . Потім, вище точки дотику С, проведемо горизонтальну АД до перетину $\text{Y}'\text{Y}$ (точка Д) з променем ОД і вертикаль ДД', яку приймемо за шкалу відліку ККД машини, причому $\eta=0$ відповідає точка Д', а $\eta=1$ - точка Д.

Максимальне значення ККД зчитуємо на шкалі ДД' в тій точці, де шкалу перетинає промінь, проведений під кутом α з початку координат.

Щоб визначити ККД і енергоємність для будь-якої точки кривої, наприклад $(N_1; \Pi_1)$, проведемо через неї промінь, який виходить з початку координат до перетину з горизонталлю АД в точці Е, а потім вертикаль ЕЕ". Ордината точки Е', одержана в результаті перетину променя, який виходить під кутом α з початку координат, і вертикалі ЕЕ", зчитана з шкали ДД', буде дорівнювати ККД машини при потужності N_1 і продуктивності Π_1 . Це виходить, по-перше, із співвідношення $\eta = \epsilon_A \Pi / N$, по-друге, із подібності трикутників $\text{OГ}\Pi_1$ і $\text{OЕЕ}''$.

Таким чином можна побудувати криву $\eta=f(\Pi)$ (рис.2). Тоді для визначення графічним шляхом зони раціонального навантаження машини необхідно відкласти на шкалі ККД значення $\eta_{\xi} = 0.9\eta_{\max}$. Із одержаної точки провести горизонталь В-В паралельно осі абсцис. Точки перетину цієї горизонталі і кривої $\eta=f(\Pi)$, спроектовані на вісь абсцис, визначають значення Π_1 і Π_2 .

Методи оцінки ЕЕМ. Вплив закону руху РО, фізичних властивостей перероблюваного матеріалу і типорозміру машини на ПКР, ККД, ЕП і продуктивність. У відповідності з поставленими завданнями та економічно

обґрунтованим масштабом моделі була виготовлена лабораторна дробарка в масштабі 1:10 від виробничого зразка, яка дозволила зібрати на одній установці різноманітні схеми приводу щоки з метою дослідження дробарок в порівняльних умовах.

Попередніми експериментальними дослідженнями доказана адекватність ФММ, а також встановлений аналітичний взаємозв'язок між ПКР і фізичними властивостями матеріалу, що дробиться. Достовірність запропонованої методики підтверджена з допомогою методу тензометрування. При дослідженні залежності $N=f(\Pi)$ на конусній дробарці з розміром внутрішнього конуса 200мм підтверджена і фізично обґрунтована закономірність (5). Встановлено, що із збільшенням типорозміру дробарки і продуктивності Y (рис.3), із зміною крупності вихідного матеріалу ПКР і ЕП змінюється по залежності, близькій до гіперболічної.

Виконаний аналіз зіставлення результатів експериментальних досліджень в лабораторних і промислових умовах на дробарках з різними законами руху РО при оптимальних параметрах. Оцінка і зіставлення різноманітних схем привода здійснювались по узагальнюючому показнику ЕЕМ

$$E = K_K K_3 \frac{\eta_{\max} \Pi_T i}{F_m \varepsilon_A} \quad (8)$$

де $K_K = \pi_T / 100$ - коефіцієнт якості готового продукту; π_T - вихід придатного продукту (без лещадних та голкових зерен); $K_3 = \Delta\Pi / \Pi_T$ - коефіцієнт зони раціонального навантаження, де загальний ККД дробарки не нижче $0.9\eta_{\max}$; $\Delta\Pi = \Pi_T - \Pi_1$ - зона раціонального навантаження, кг/с; Π_T - максимально досягнута або технічна продуктивність, кг/с; Π_1 - мінімально допустима продуктивність, що відповідає $\eta_{\xi} = 0.9\eta_{\max}$, кг/с; F_m - площа випускної щілини, м²; ε_A - ПКР, Дж/г.

Методика розрахунку та прогнозування ЕЕМ. На основі теоретичних і експериментальних досліджень розроблена інженерна методика розрахунку та прогнозування ЕЕМ в умовах технічного завдання. Запропоновані математичні вирази, які дозволяють визначити показники ефективності в залежності від типорозміру майбутньої машини, закону руху РО і фізичних властивостей перероблюваного матеріалу.

ККД в функції навантаження і максимальне його значення, які необхідно досягти при проектуванні, визначаються за формулами

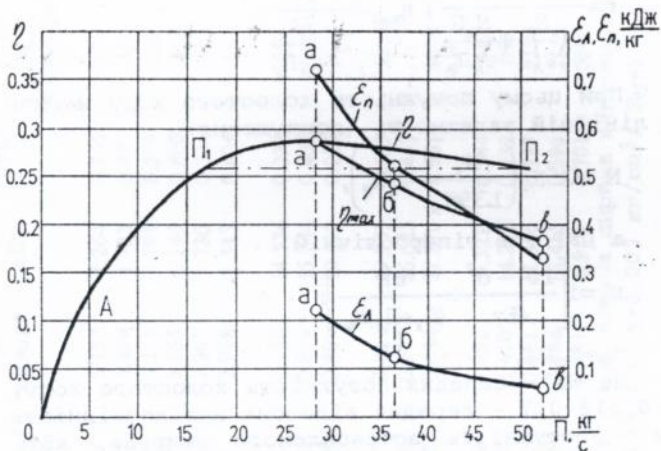


Рис. 3. Криві ККД: А-дробарки ЩКД-7; Б-дробарки СМ-16Д, одержані при дробленні фракцій: а-400+320мм; η_{\max} ; ϵ_{\min} та ϵ_A при дробленні фракцій а-400+320мм, б-рядової маси, в-320+260мм, г-260+120мм.

$$\eta = \frac{1}{1 + \frac{N_x}{\epsilon_A \Pi} + \frac{N_x \Pi}{\epsilon_A \Pi^2}}; \eta_{\max} = \frac{1}{1 + \frac{2N_x}{\epsilon_A \Pi}} \quad (9)$$

При цьому потужність холостого ходу машини шукаємо в лінійній залежності (припущення)

$$N_x = 0.5 K_g \left(\frac{N_y}{1.39 K_N} - \epsilon_A \Pi_p \right), \quad (10)$$

а ПКР - в гіперболічній

$$\epsilon_A = i \left[\frac{10^{-3} \sigma^2}{4E\gamma} + \frac{c_k}{(\Pi_T + \Pi_c) K_m} \right]; \quad (11)$$

$$\Pi_p = K_g \Pi_T, \quad (12)$$

де N_x - середня потужність холостого ходу, кВт; $K_d = 0,518-0,7$ - середня відносна невідповідність Π_T і Π_p ; N_y - потужність встановленого двигуна, кВт; $1,39$ - номінальний запас потужності; K_N - відхилення запасу потужності від номінального; i - відношення розміру найбільшого каменя до номінальної ширини випускної щілини; σ - границя міцності каменя при стисненні, МПа; γ - густина каменя, кг/см^3 ; c - коефіцієнт, залежний від принципу дії дробарки і міцності перероблюваного матеріалу; K - відношення довжини і ширини зіву; $\Pi_c = 5,6 \text{ кг/с}$ - зміщення початку координат гіперболи; $K_m = 1.5$ - номінальне значення K .

Потужність встановленого двигуна дробарки, що проектується, при відомому ККД визначається з допомогою виразу

$$N_y = \frac{1.39 \epsilon_A \Pi_T K_N}{\eta_{\max}}, \quad (13)$$

Допустимі границі зони раціональної продуктивності визначаються за формулою

$$\Pi_{1,2} = K_g \Pi_T^2 \left\{ \frac{\epsilon_A (1 - \eta_0 \xi)}{2N_x \eta_0 \xi} \pm \sqrt{\left[\frac{\epsilon_A (1 - \eta_0 \xi)}{2N_x \eta_0 \xi} \right]^2 - \frac{1}{K_g \Pi_T^2}} \right\}, \quad (14)$$

де Π_1 , Π_2 - відповідно нижнє і верхнє значення продуктивності, при якій ККД дробарки з приводом достатньо високий, кг/с ; $\eta_0 = \eta_{\max} \eta_{\text{дв}}$ - загальний ККД, що включає ККД дробарки і двигуна; $\xi = 0.9$ - прийняте допустиме відхилення ККД від максимального.

За допомогою запропонованого методу для існуючого вітчизняного типорозмірного ряду шоквих дробарок і для гідравлічних типу "Гольді" одержані показники енергетичної ефективності (табл.3). Достовірність

Таблиця 3

Показники енергетичної ефективності промислових шоккових дробарок

Тип дробарки	$P_T, \text{кг/с}$	$N_V, \text{кВт}$	$i=D/e$	К зєва	$F_{\text{щ}}, \text{см}^2$	$\epsilon_A, \text{кДж/кг}$	$\epsilon_P, \text{кДж/кг}$	$N_X, \text{кВт}$	η_{max}	$\frac{10^4 E, \text{кг}^2}{\text{кДж} \cdot \text{с} \cdot \text{см}^2}$	
складний рух											
СМ-165А	160x250	1.4	10	4.67	1.56	75	1.651	5.137	1.264	0.322	170
С-182Б	250x400	3.5	17	5.25	1.60	160	1.527	3.494	1.783	0.437	329
СМ-166А	250x900	7.0	40	5.25	3.60	360	2.296	4.111	3.291	0.559	249
СМ-741	400x900	12.5	55	5.70	2.25	540	1.267	3.165	6.146	0.400	417
СМ-16Д	600x900	27.5	75	5.10	1.5	300	0.596	1.962	9.730	0.304	795
СМ-16	600x900	18.0	75	7.2	1.5	900	1.21	2.998	8.335	0.404	481
простий рух											
СМ-204Б	600x900	25	75	5.1	1.5	900	0.497	2.158	14.536	0.230	657
СМД-58Б	900x1200	80	100	5.4	1.33	1560	0.362	0.899	15.044	0.403	3083
ЩКД-7	900x1200	80	100	5.4	1.33	2640	0.206	0.899	19.410	0.229	1819
$\sigma=135 \text{МПа}$											
СМД-59А	1200x1500	140	160	6.65	1.25	2250	0.415	0.822	19.953	0.505	5035
1200x1500	$\sigma=200 \text{МПа}$	140	190	6.65	1.25	-	0.433	0.977	26.625	0.443	-
СМД-60А	1500x2100	275	250	7.22	1.4	3780	0.432	0.654	21.370	0.661	8037
"Гольді"											
1200x200		20.0	55.1	5	6.0	600	1.079	1.982	6.321	0.544	840
1200x360		37.5	73.5	3	3.33	1200	0.327	1.410	14.215	0.232	665
800x500		55.0	73.5	5	1.60	1200	0.372	0.961	11.346	0.387	2384
1000x800		75.0	88.2	5	1.25	1100	0.335	0.846	13.415	0.396	2216
1200x1000		150.0	91.9	5	1.20	3000	0.309	0.441	6.918	0.701	5672

Примітка: Д - максимальний розмір завантажувального каменя; е - номінальна ширина випускної щілини. Результати приведені для матеріалів: $\sigma=210 \text{МПа}$; $E=65 \cdot 10^3 \text{МПа}$; $\gamma=0.003 \text{кг/см}^3$; $K_N=1$.

результатів підтверджується порівняльним аналізом з попереднім дослідженням.

Для прогнозування ЕЕМ і їх типорозмірних рядів запропоновані залежності. В результаті обробки статистичних і експериментальних даних встановлено, що взаємозв'язок між потужністю холостого ходу і продуктивністю в одному типорозмірному ряду підпорядкований залежності

$$N_x = A\Pi_T - B\Pi_T^2 + D\Pi_T^3, \quad (15)$$

де А, В, Д - коефіцієнти кореляції, які визначаються за методом найменших квадратів.

ПКР при зміщуванні і сортуванні визначається за формулою

$$\epsilon_A = \frac{V^2}{2g} K_1 + NK_2 + \frac{A_{TP}}{G}. \quad (16)$$

При дробленні

$$\epsilon_A = \frac{\Delta a}{2E\gamma} \left[\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\mu (\sigma_1\sigma_2 + \sigma_1\sigma_3 + \sigma_2\sigma_3) \right], \quad (17)$$

де v - швидкість, м/с; g - прискорення вільного падіння, м/с²; K_1 і K_2 - коефіцієнти, що характеризують розсівання кінетичної і потенціальної енергії; N - висота підйому вантажу, м; A_{TP} - робота сил тертя, Н.м; G - сила тяжіння матеріалу, Н; Δ - коефіцієнт, що враховує відхилення від лінійного закону Гука; a - коефіцієнт, що враховує особливості дії РО; μ - коефіцієнт Пуассона.

При переміщенні

$$\epsilon_A = \frac{V^2}{2g} K + N + fL + q \frac{V^2}{g} \cdot \frac{F}{G} \cdot \gamma \cdot S, \quad (18)$$

де K - коефіцієнт, що враховує часткове використання кінетичної енергії для переміщення; f - коефіцієнт опору середовища; L - горизонтальна проекція шляху, м; q - коефіцієнт пропорціональності опору середовища; F - лобова поверхня рухомого тіла, м²; γ - об'ємна сила тяжіння, Н/м³; S - шлях переміщення вантажу, м.

Зміна номінальних значень ККД шоккових дробарок в одному типорозмірному ряду виражається формулами:

$$\eta = \frac{\eta_n \Pi_T}{\eta_s \Pi_x} \exp\left(-\frac{\Pi_T^{0.17}}{\Pi_y} - a\right); \quad (19)$$

$$\eta_s = \frac{\Pi_{TP}}{\Pi_x} \exp\left(-\frac{\Pi_T^{0.17}}{\Pi_y} - a\right); \quad (20)$$

де Π_p - ККД дробарки прототипу; $\Pi_э$ - еталонне значення ККД; Π_x, Π_y, a - параметри, що залежать від особливостей типорозмірного ряду і які визначаються по методу найменших квадратів; Π_t - продуктивність дробарки прототипу, г/с.

За еталонні приймаються найбільші значення ККД із числа відомих.

З допомогою запропонованих формул побудовані криві, які показують зміни, що відбуваються з ККД і узагальнюючим показником ЕЕМ в залежності від відносного значення технічної продуктивності в типорозмірних рядах дробарок з простим і складним рухом РО, з гідравлічним приводом типу "Гольді", французьких з складним рухом щоки, югославських швидкохідних з похилим зівом.

Теоретичні залежності (9,11,12,14) дозволяють прогнозувати технологічні показники, якщо використовувати формули

$$f_j = (\sigma/\sigma_u) \cdot f_u \text{ и } \epsilon_{\Delta} = f_j \epsilon_{\Delta j}, \quad (21)$$

де f_j - управляюча функція для матеріалу, енергетичні показники при дробленні якого необхідно визначити; σ/σ_u - відношення границі міцності на стиснення матеріалів, енергетичну ефективність якого необхідно визначити і якого відома; f_u - відоме значення управляючої функції; $\epsilon_{\Delta} \epsilon_{\Delta j}$ - відповідно ПКР для матеріалу, що визначається, і для відомого матеріалу.

Взаємозв'язок між границею міцності на стиснення матеріалу і управляючою функцією встановлений при дробленні криворізької руди, $\sigma=160-180$ МПа, граніту, $\sigma = 120-150$ МПа, вапняку, $\sigma=160-210$ МПа; шамоту $\sigma=30$ МПа.

На основі прогнозування при дробленні вапняку $\sigma = 160-210$ МПа вироблені рекомендації, які знижують енергозатрати.

Приведені варіанти вибору ефективної дробарки серед машин однакового і різного принципу дії.

Рекомендації для створення ефективних дробильних машин. Викладені загальні питання практичного застосування методик. Виконана оптимізація параметрів камери дроблення.

Для компенсації недостатньої пропускної здатності нижчерозташованих зон камери дроблення і особливо випускної щілини, нерівномірності подачі на дроблення різних за розміром кусків матеріалів, невідповідності між величиною ходу щоки майже на всіх рівнях і частоти коливань, збільшенні розпушування матеріалу в міру його опускання параметри камери дроблення узгоджені з

частотою коливань щоки і її ходом на різних рівнях. Верхня ділянка дорівнює $(0,4-0,41)l$ - довжини дроблючої плити і має форму зрізаного клина; середня ділянка дорівнює $(0,29-0,3)l$ - трапецоїдної форми; нижня $(0,29-0,31)l$ - виконана у вигляді вузького зрізаного клина. Окрім того, верхня ділянка $(0,1-0,2)l$ - має кут захвату $8-9^\circ$, середня $(0,6-0,65)l$ з кутом захвату $19-19,5^\circ$ і ділянка внизу довжиною $(0,15-0,27)l$ з кутом захвату $13-15^\circ$. При співвідношенні розмірів приймального отвору, що дорівнює $1,45-1,55$, довжина випускної щілини має бути в $1,3-1,4$ рази більшою довжини приймального отвору і складати $(0,89-0,91)l$.

Встановлено, що підвищення продуктивності і зниження енергозатрат забезпечує застосування розпірного механізму з вистосом рухомої щоки у положенні максимального віддалення від нерухомої. Для цього у дробарок з складним рухом щоки необхідно застосувати механізм змінної структури, а у дробарок з простим рухом щоки співвідношення довжин передньої і задньої розпірних плит має дорівнювати $0,35$ і передня розпірна плита зміщена вгору відносно задньої на відстань $0,25$ довжини шатуна.

Теоретичними дослідженнями встановлено, що частота обертання приводного вала, при якій продуктивність максимальна, залежить від ψ - кута повороту ексцентрикового вала, відповідного зупинці щоки і знаходиться в такій залежності від оптимальної частоти обертання w_T ексцентрикового вала традиційної

машини: $w = w_T \left(1 + \frac{\psi}{2\pi}\right)$. Тоді хід щоки машини, що проектується, в залежності від ходу S_T PO традиційної

дробарки слід прийняти рівним $S = S_T \left(1 - \frac{\psi}{2\pi}\right)$. Це

забезпечить підвищення продуктивності в $\left(1 + \frac{\psi}{2\pi}\right)$ раз, що справедливо для будь-якого типорозміру, так як величина ψ не залежить від абсолютних розмірів машин.

Подані конструктивні рішення гідроприводу для дробильних машин і запропонований приклад орієнтовного розрахунку його параметрів.

Розроблене технічне рішення конусної дробарки, яке виключає застосування підшипника, виконаного з кольорового металу, наявність системи змащування і забезпечує двостадійний режим роботи, що підвищує ступінь дроблення при незмінних затратах енергії. Теоретично обґрунтований кут захвату матеріалу між основою внутрішнього конуса і підп'ятником. Під час проектування конусних машин двостадійного дроблення

необхідно співвідношення радіусів внутрішнього конуса і сферичного підп'ятника прийняти рівним 0,754, а розташування бронеплит сферичної основи внутрішнього конуса виконати по спіралях із змінним радіусом $r=a(\Phi_0+\Phi)$, $a\Phi_0=d/2$ м, d - діаметр отвору підп'ятника під вал внутрішнього конуса, м; Φ - змінна координата (кут), град.

Більш докладно рекомендації для підвищення ЕЕМ викладені у зведеній таблиці. Приклад використання запропонованих теоретичних залежностей поданий в додатку.

Реалізація і впровадження результатів досліджень.
На основі проведених досліджень розроблені методики, які опубліковані і передані проектним установам і організаціям для практичного застосування.

Використання в УкрНДІТМ методу визначення показників енергетичної ефективності машин при розробці обладнання для просочення та сушки різних матеріалів дозволило визначити розрахункову потужність (рівну 75 кВт) приводів теплогенераторів кожної зони сушильної камери при середній швидкості 250 м/с для 3-х машин МПТ-6-дослідної серії. В базовому об'єкті фірми "Caratsch" при тій же швидкості потужність приводів 110 кВт кожний. Це дозволило одержати ефект при експлуатації одного машинного комплексу у 77 тис. кВт годин електроенергії в рік при однозмінній роботі.

Запропоновані рекомендації для визначення потужності двигуна в залежності від міцності перероблюваного матеріалу дозволили у В.О. "Дніпронерудпром" знизити непродуктивні витрати енергії на 50%, а застосування конструктивних схем дробарок з механізмом вистою - підвищити якість готового продукту і продуктивність на 40-50%. Визначена по запропонованій методиці потужність двигуна у відповідності з конкретними умовами виробництва, тобто при дробленні гранітів Чаплинського кар'єру з границею міцності 150 МПа дала можливість встановити на дробарці з приймальним отвором 900x1200 мм двигун потужністю 75 кВт замість 100 кВт.

На "Бетонмаші" запропоновані методики при дослідженні технологічних процесів виготовлення бетону, дозволили визначити оптимальні режими роботи бетонозмішувальних заводів типу СБ-145, які включають змішувальне та транспортуюче обладнання. При цьому спостерігається зниження енергозатрат на 50% і технічною радою прийняте рішення використовувати методики як керівні матеріали при проектуванні і випробуванні бетонозмішувальних і формувальних машин.

Методи дослідження енергетичної ефективності використовує ДДАП НДІБВ при визначенні раціональних параметрів технологічних процесів і проведенні науково-дослідних робіт, що пов'язані з використанням вторинних ресурсів і енергозберігаючих технологій. Встановлено, що з врахуванням рекомендацій можливо зниження енергозатрат і підвищення продуктивності технологічного обладнання в 1,5...2 рази.

Економічний ефект від впровадження розробок складає 22,6 тис.крб. за рік, а економічна ефективність від впровадження однієї шокової дробарки з механізмом вистоя 605,457 тис.крб. на один типорозмір (у цінах 1980р.)

Розроблені рекомендації використовуються в учбовому процесі при навчанні студентів та на ФПК ІТП.

I. Методична література. 1. Визначення показників ефективності і зони раціональної роботи машин. 2. Методичні вказівки до виконання лабораторних і контрольних робіт. 3. Методичні вказівки з НДРС. 4. Методичні вказівки до курсового і дипломного проекту.

II. Стендове обладнання. 1. Стенд для дослідження дробильних машин в порівняльних умовах. 2. Дробарка з механізмом змінної структури, що забезпечує вистій рухомої щоки в положенні максимального віддалення від нерухомої. 3. Конусна дробарка з діаметром внутрішнього конуса 200 мм. 4. Стенд для визначення ККД робочих органів пристроїв ударної дії.

III. Діючі моделі. 1. Гідравлічна шокова дробарка. 2. Дробарка зі складним рухом з механізмом вистоя. 3. Дробарка з простим рухом і вистоям щоки. 4. Двокамерна вібраційна дробарка.

ВИСНОВОК

В дисертації на основі аналізу попередніх робіт в даній області досліджень здійснене теоретичне узагальнення і вирішення значної наукової проблеми, що має важливе народногосподарське значення і полягає в розробці теорії, методів розрахунку і прогнозування енергетичної ефективності дробильних машин (ЕЕМ). Запропонований новий науковий напрямок і новий підхід до оцінки ЕЕМ, який найбільш повно відповідає вимогам підвищення економічності і ефективності машин і дозволяє врахувати як необхідні конструктивні, так і неминучі експлуатаційні фактори, впливаючі на створення високоефективних енергозберігаючих технологічних процесів.

В результаті вирішення поставлених завдань і досягнення мети запропоновані і експериментально підтвержені на прикладі дробильних машин теоретичні залежності, які дозволили розробити методики випробувань, оцінки, розрахунку і прогнозування, що загалом і складає теорію ЕЕМ.

При цьому одержані нові закономірності і оригінальні, зручні на практиці розрахункові формули.

Установлені закономірності: ККД і енергоємність процесу (ЕП) є величинами змінними і залежать від закону руху робочого органа (РО), втрат потужності при холостому ході, продуктивності, коефіцієнта додаткових втрат і питомої корисної роботи (ПКР);

ККД приймає максимальне значення, що дорівнює відношенню ПКР до мінімальної ЕП при раціональній продуктивності числово рівній квадратному коренку з відношення потужності холостого ходу до коефіцієнта додаткових втрат;

при раціональній, в енергетичному розумінні, продуктивності загальні витрати дорівнюють подвоєній потужності холостого ходу машин;

ПКР в залежності від типорозміру дробильної машини (ДМ) змінюється по гіперболічній залежності із зміщеними асимптотами;

зі збільшенням типорозміру дробарки і при відповідному рості технічної продуктивності ККД і узагальнюючий показник шокових дробарок проходять через максимум;

на ПКР дроблення з ростом типорозміру і продуктивності все менше впливають конструктивні особливості машини і на границі ця величина пропорціональна роботі деформації;

потужність холостого ходу ДМ в типорозмірному ряді в залежності від технічної продуктивності описується функцією

$$N_x = A_{ПТ} - B_{ПТ}^2 + D_{ПТ}^3.$$

Нові розрахункові формули: ПКР; ЕП; максимального загального ККД; раціональної продуктивності; ККД в функції навантаження; діапазона зміни продуктивності, при якій ККД достатньо високий; потужності холостого ходу; встановленої потужності двигуна, залежної від конструктивних параметрів, масштабу моделі, масштабного фактора, а також фізичних властивостей перероблюваного матеріалу; узагальнюючого показника енергетичної ефективності та параметрів типорозмірного ряду шокових дробарок.

З допомогою запропонованих методів випробувань і оцінки визначені в порівняльних умовах показники енергетичної ефективності дробарок з різними законами

руху РО лабораторного і промислового типів, а з допомогою методики розрахунку і прогнозування - вітчизняних з шарнірно-важільним механізмом та закордонних гідравлічних типу "Гольді", а також типорозмірних рядів вітчизняних і закордонних дробарок.

Аналіз одержаних результатів дозволив виявити і запропонувати найбільш ефективні види привода, а також виробити прогнозні рішення і рекомендації для вдосконалення ДМ.

Наукові результати слід використовувати для оцінки, випробувань, розрахунку і прогнозування енергетичної ефективності різних машин однакового і різного призначення і принципу дії і доповнити їх технічну характеристику такими важливими показниками, як ККД, ПКР, раціональна в енергетичному розумінні продуктивність, зона ефективного використання машини і т.д.

Використання практичних рекомендацій дозволить підвищити показники ефективності машин і виробництва в цілому, а застосування методик - якість і ефективність наукових пошуків.

Запропоновані методи можуть служити для випробування і підвищення ЕЕМ, вияву причин перевитрат енергії та їх усунення, розробки ефективних типорозмірних рядів, створення ефективних комплексів машин, підвищення точності розрахункових формул потужності, продуктивності, ККД, енергоємності, режимів роботи, економічної ефективності існуючих машин, для прогнозування економічної ефективності машин, що проектується, для більш точних розрахунків зведених витрат і показників енергоємності продукції, встановлення зв'язку між ЕЕМ та трудоємністю виробництва, для одержання можливості дослідити явища в чистому виді, не викривлені перешкодами у вигляді сил тертя, для одержання можливості дослідити енергетичну ефективність способів виробництва, виділити в чистому вигляді енергетичні витрати на різні виробничі операції з метою їх зменшення і підвищення якості продукції.

Реалізація пропозицій дозволить поліпшити енергетичні показники: від застосування механізму з вистоем добуток P_i в 1,8 рази; приведену ЕП в 1,4 рази; загальний максимальний ККД в 2,17 рази; узагальнюючий показник в 1,68 рази; від оптимізації параметрів камери дроблення підвищити продуктивність в 2 рази.

Пріоритет в розробці та рішенні розглянутої проблеми захищений монографією, 20 опублікованими роботами і 27 авторськими свідоцтвами.

Основний зміст дисертації опубліковано в таких роботах:

1. Штепа В.П. Методы исследования энергетической эффективности машин.// Днепрпетровск, 1993-91с-Деп. в УКРИНТЭИ, N145-Ук 93.

2. Важный резерв повышения эффективности работы щековых дробилок/ А.С.Шпилов, В.П.Штепа, В.М.Гене, А.Ф.Горб.// Металлургическая и горнорудная промышленность, 1975, N2, с. 60-62.

3. О выборе масштаба модели/ В.М.Гене, А.Ф.Горб, В.П.Штепа и др./Изв.вузов, серия Строительство и архитектура, 1975, N9, с. 151-154.

4. Штепа В.П. Исследование и прогнозирование энергетической эффективности привода подвижных щек дробилок.// Металлургическая и горнорудная промышленность, 1977, N1, с. 81-84.

5. Гене В.М., Штепа В.П. Системный анализ энергетической эффективности щековой дробилки со сложным качанием и дополнительной вибрацией подвижной щеки.// Металлургическая и горнорудная промышленность, 1977, N2, с. 86-88.

6. Исследование энергетической эффективности машин с неустойчивыми параметрами рабочего процесса/ В.М.Гене, В.П.Штепа, А.С. Шпилов, А.Ф. Горб.// Изв.вузов, сер. Строительство и архитектура, 1977, N1, с.149-152.

7. Влияние дополнительной вибрации подвижной щеки на эффективность дробилки/ В.П.Штепа, А.С.Шпилов, А.Ф.Горб.// Обогащение полезных ископаемых, 1978, вып.22, с. 28-29.

8. Штепа В.П., Гене В.М. Об энергетической эффективности щековой дробилки со сложным качанием щеки.// Обогащение полезных ископаемых, 1978, вып. 22, с. 29-33.

9. Гене В.М., Штепа В.П. КПД подвижной щеки дробилки.// Обогащение полезных ископаемых, 1980, вып. 27, с. 82-86.

10. Штепа В.П., Шпилов А.С., Гене В.М., Дробилка с механизмом останковки подвижной щеки.// Изв.Вузов, серия Строительство и архитектура, 1980, N 7, с. 139-142.

11. Определение коэффициентов трения качения рабочих тел/ В.М.Гене, Л.Н. Бондаренко, В.П.Штепа.// Изв.вузов, сер. Строительство и архитектура, 1981, N 1, с. 133-135.

12. Закономерность максимального коэффициента полезного действия/ В.М.Гене, В.П.Штепа, А.С.Шпилов.

//Изв.вузов, сер. Строительство и архитектура, 1981, N 9, с. 119-124.

13. Проектная оценка энергетических показателей дробильных машин/ В.М.Гене, В.П.Штепа, Л.А.Хмара.// Обогащение полезных ископаемых, 1981, вып. 29, с. 90-93.

14. Штепа В.П., Гене В.М., Определение КПД рабочих органов щековых дробилок. // Обогащение полезных ископаемых, 1981, вып. 29, с. 35-37.

15. Гене В.М., Штепа В.П. Прогнозирование и расчет энергетической эффективности типоразмерных рядов щековых дробилок.// Обогащение полезных ископаемых, 1983, вып. 33, с. 71-80.

16. Штепа В.П., Шпилов А.С., Гене В.М. Об эффективности вибрационных дробилок.// Изв. вузов, сер. Строительство и архитектура, 1987, N 4, с. 118-121.

17. Штепа В.П. Методика определения показателей эффективности машин// Изв. вузов. Машиностроение. - 1991 - N 7-9. - с. 16-20.

18. Повышение эффективности дробления материала//В.П.Штепа, А.С. Шпилов, С.А.Семенюк. - Повышение эффективности и качества строительства в новых условиях хозяйствования: Сб. науч. тр./ ДИСИ, - К.: УМКВО, - с. 180-185, 1992.

19. Хмара Л.А., Шпилов А.С., Штепа В.П. О проблеме разрушения некондиционных бетонных и железобетонных изделий. // Механизация строительства, 1992, N 3, с.9-11.

20. Штепа В.П. Повышение эффективности и унификация щековых дробилок// Научные основы строительства: Сб. научных тр./ДИСИ. -К.: УМК ВО, 1993. - с.239-245.

21. О критериях энергетической эффективности строительных машин/ В.М.Гене, Л.А.Хмара, В.П.Штепа и др.// Днепропетровский инженерно-строительный институт. - ВНИИС. - N 2270. - Днепропетровск: 1980. - 9с.

22. А.с. 478603 / СССР / Молотковая дробилка / В.М.Гене, А.Ф.Горб, В.П.Штепа и др. - Оpubл. в БИ, 1975, N 28.

23. А.с. 617071 / СССР / Щековая дробилка / А.С. Шпилов, В.М.Гене, В.П.Штепа и др. - опубл. в БИ, 1978, N 28.

24. А.с. 728910 / СССР / Щековая дробилка / В.П.Штепа, - опубл. в БИ, 1980, N15.

25. А.с. 876149 / СССР / Вибрационная щековая дробилка / Ю.К.Ионов, В.Н.Бондарь, В.П.Штепа и др. - опубл. в БИ, 1981, N 40.

26. А.с. 936994 / СССР / Конусная дробилка / В.П.Штепа, В.М.Гене. - Оpubл. в БИ 1982, N 23.
27. А.с. 982787 / СССР / Лабораторная дробилка / В.М.Гене, В.П.Штепа. - опубл. в БИ, 1982, N 47.
28. А.с. 1034763 / СССР / Щековая дробилка / А.С.Шипилов, В.К.Тимошенко, В.П.Штепа и др. - Оpubл. в БИ, 1983, N 30.
29. А.с. 1065006 / СССР / Щековая дробилка / А.С.Шипилов, Ю.К.Ионов, В.П.Штепа. - опубл. в БИ, 1984, N 1.
30. А.с. 1080845 / СССР / Щековая дробилка / А.С.Шипилов, Ю.К.Ионов, В.П.Штепа и др. - Оpubл. в БИ, 1984, N 11.
31. А.с. 1131532 / СССР / Лабораторная щековая дробилка / В.М.Гене, В.П.Штепа. - Оpubл. в БИ, 1984, N 48.
32. А.с. 1168282 / СССР / Щековая дробилка / А.С.Шипилов, В.М.Гене, В.П.Штепа и др. - Оpubл. в БИ, 1985, N 27.
33. А.с. 1172588 Лабораторная щековая дробилка / А.С.Шипилов, Л.А.Хмара, В.П.Штепа и др. - Оpubл. в БИ, 1985, N 30.
34. А.с. 1197731 / СССР / Щековая дробилка / А.С.Шипилов, Л.А.Хмара, В.П.Штепа и др. - Оpubл. в БИ, 1985, N 46.
35. А.с. 1200969 / СССР / Щековая дробилка / А.С.Шипилов, В.П.Штепа, В.М.Гене и др. - Оpubл. в БИ, 1985, N 48.
36. А.с. 1281934 / СССР / Способ определения КПД машин / В.М.Гене, В.П.Штепа, А.С.Шипилов. - Оpubл. в БИ, 1987, N 1.
37. А.с. 1286275 / СССР / Лабораторная щековая дробилка / В.П.Штепа, А.И.Голубченко, В.М.Гене и др. - Оpubл. в БИ, 1987, N 4.
38. А.с. 1316692 / СССР / Дробилка / А.С.Шипилов, В.П.Штепа, В.И.Сальников и др. - Оpubл. в БИ, 1987, N 22.
39. А.с. 1357065 / СССР / Щековая дробилка / В.П.Штепа, А.В.Штепа, А.С.Шипилов и др. - Оpubл. в БИ, 1987, N 45.
40. А.с. 1368031 / СССР / Конусная дробилка / В.П.Штепа, А.В.Штепа, А.С.Шипилов и др. - Оpubл. в БИ, 1988, N 3.
41. А.с. 1423151 / СССР / Дробилка / А.С.Шипилов, Д.М.Хомич, В.П.Штепа. - Оpubл. в БИ, 1988, N 34.
42. А.с. 1449157 / СССР / Дробилка / А.С.Шипилов, Д.М.Хомич, В.П.Штепа. - Оpubл. в БИ, 1989, N 1.

43. А.с. 1551423 / СССР / Устройство для измельчения материалов / А.С.Шипилов, В.П.Штепа, В.С.Мигаль и др. - Оpubл. в БИ, 1990, N 1.

44. А.с. 1563749 / СССР / Мельница / А.С.Шипилов, В.П.Штепа, В.К.Тимошенко и др. - Оpubл. в БИ, 1990, N 8.

45. А.с. 1557753 / СССР / Электромагнитная мельница / А.С.Шипилов, В.П.Штепа, В.С. Мигаль и др. - Оpubл. в БИ, 1989.

46. А.с. 1656352 / СССР / Способ определения коэффициента полезного действия рабочих органов устройств ударного действия / А.С.Шипилов, В.П.Штепа, В.М.Гене - Оpubл. в БИ, 1991, N 22.

47. А.с. 1724369 / СССР / Мельница / А.С.Шипилов, В.С.Мигаль, В.П.Штепа - Оpubл. в БИ, 1992, N 13.

48. А.с. 1733075 Измельчитель / А.С.Шипилов, В.П.Штепа, В.С.Мигаль и др. - Оpubл. в БИ, N 18.1992.

SHTEPA V.P. Theory bases for crushing machines power effectiveness.

Thesis for the degree of Doctor of Science (Technics) on speciality 05.16.08 "Machines and Units Used in Metallurgical Production". State Metallurgical Academy of Ukraine, 1995.

21 research works and 27 author's certificates which contain theoretical and experimental studies and have a scientific novelty and practical value are maintained.

It was been ascertained that the machine power balance consists of the following components: the idle running power, power used to overcome the useful resistances forces, that is proportional to the production, and extra loss power caused by the useful load, that is proportional to the square of productiveness. Minimum power or fuel loss under conditions of inner and outer medium constancy during any period of time are equal to double loss at the machine idle running during the same time period and correspond to the maximum value of the coefficient of efficiency with rational production, that is numerically equal to the square root of idle running power to extra loss factor ratio.

The industry realization of research results has been made. Data concerning their effectiveness in the process of use are adduced.

Key words: law of conservation and transformation of energy, coefficient of efficiency, power

effectiveness, useful work, output of production, power, crushing machines, power consumption.

ШТЕПА В.П. Основы теории энергетической эффективности дробильных машин.

Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.16.08. - машины и агрегаты металлургического производства, Государственная металлургическая Академия Украины, Днепропетровск, 1995.

Защищаются 21 научная работа и 27 авторских свидетельств, которые содержат теоретические и экспериментальные исследования и составляют научную новизну и практическую ценность.

Установлено, что баланс мощности машин состоит из слагаемых: мощности холостого хода; мощности, затрачиваемой на преодоление сил полезных сопротивлений, пропорциональной производительности и мощности дополнительных потерь, вызванных полезной нагрузкой, пропорциональной квадрату производительности. Минимальные потери энергии или топлива в условиях постоянства внутренней и внешней среды за любой промежуток времени равны удвоенным потерям при холостом движении машины в течение того же промежутка времени и соответствуют максимальному значению КПД при рациональной производительности, численно равной корню квадратному из отношения мощности холостого хода и коэффициента дополнительных потерь. Осуществлено промышленное внедрение результатов, приводятся данные об их эффективности в процессе использования.

Ключові слова:

закон збереження та перетворення енергії, ККД, енергетична ефективність, корисна робота, продуктивність, потужність, дробильні машини, енергоємність.

446894

