

Список литературы

1. Костин Н. А. Коэффициент мощности электроподвижного состава постоянного тока / Н. А. Костин, О. И. Саблин // *Электротехника і Електромеханіка*. – 2005, № 1. – С. 97 – 100.
2. Костин Н. А., Шейкина О. Г. Коэффициент реактивной мощности электрического транспорта постоянного тока // *Технічна електродинаміка*. Темат. вип. Силовая электроника и энергоэффективность. Часть 4, 2008. – С. 72 – 75.
3. Саблін О. І., Нікітенко А. В. Вплив рекуперації та вибігу електрорухомого складу на його енергетичні показники // *Електрифікація транспорту*. Дніпропетровськ: ДНУЗТ, 2011, № 2. С. 44 – 46.
4. Костін М. О., Шейкіна О. Г. Теоретичні основи електротехніки. Том 1. Підручник. Дніпропетровськ: ДНУЗТ, 2006. – 336 с.
5. Костін М. О.. Методи визначення потужностей в системах зі стохастичними електроенергетичними процесами // *Технічна електродинаміка*. Частина 6, 2006. – С. 6 – 8.
6. Тонкаль В. Е., Новосельцев А. В., Денисюк С. П., Жуйков В. Я., Стрелков В. Т., Яценко Ю. А. Баланс энергий в электрических цепях. – Киев: Наук. думка, 1992. – 312 с.
7. Жежеленко И. В., Саенко Ю. Л. Современная концепция реактивной мощности // *Вестник Приазовского государственного университета*. Мариуполь. – 1995, № 1. – С. 192 – 197.
8. S. Fryze. Wirk – Blind – und Schein – leistung in elektrischen stromkreisen min nichtsinusformigen Verfaf von Strom und Spannung // *Elektrotechn. Z.* – 1932. – 25. – S. 596 – 599; 26. – S. 625 – 627; 29. – S. 700 – 702.
9. Розенфельд В. Е., Исаев И. П., Сидоров Н. Н. Теория электрической тяги. Учебник. – М.: Транспорт, 1983. – 328 с.
10. Czuchra W. Ocena energochlonnosci tramwajow z napędem asynchronicznym / W. Czuchra, J. Prusak, W. Zajac // 7th International Conference «Moder Electric transport in Integrated XXI st Century Europe», Poland, Warsaw, 2005. – P. 160-164.
11. Гоноровский И. С. Радиотехнические цепи и сигналы [Текст] / И. С. Гоноровский. – М.: Сов. радио, 1977. – 608 с.

Рекомендовано до друку: д-ром техн. наук, проф. Дубінець В.Л.

УДК 621.926.2

*К.А. Зіборов, М.М Трубіцин, кандидати техн. наук, А.О Логінова
(Україна, м. Дніпропетровськ, Державний ВНЗ "Національний гірничий університет")*

АНАЛІЗ ОСОБЛИВОСТЕЙ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ТА КОНСТРУКЦІЙ ОПОРНОГО ВУЗЛА УДАРНО-ВІДЦЕНТРОВИХ ДРОБАРОК З ВЕРТИКАЛЬНИМ ВАЛОМ РОБОЧОГО ОРГАНА

Вступ

Процеси дроблення і подрібнення широко застосовуються в різних галузях промисловості. Так, дробленню і подрібненню піддаються:

- 1) корисні копалини на збагачувальних фабриках (підготовчі операції перед збагаченням);
- 2) вугілля на електростанціях, що спалюють у пилоподібному стані;
- 3) вугілля на коксохімічних заводах, перед коксуванням;
- 4) вапняки і доломіти, що використовуються як флюси на металургійних заводах;
- 5) каміння, з метою виготовлення щебеню для промислового і дорожнього будівництва та ін.

Відомо [1], що на процеси дроблення і подрібнення твердих матеріалів витрачається п'ять відсотків усієї електроенергії, що виробляється в світі, з яких 5% – витрати, пов'язані з дробленням продукту, 64% – витрати, пов'язані з подрібненням продукту, решта (31%) – витрати, пов'язані з транспортуванням, сепарацією та ін.

Процеси дроблення (подрібнення) характеризуються ступенем дроблення (подрібнення), що визначається як відношення максимального розміру частинок у початковому продукті до максимального розміру частинок у вихідному продукті. Для отримання необхідного ступеня дроблення (подрібнення) традиційно застосовують багатостадійні схеми. Велика кількість стадій дроблення дозволяє отримувати продукт необхідної якості, проте призводить до значного збільшення енерго- та капітальних витрат, через необхідність в машинах дроблення, подрібнення, транспортування і сепарації на кожній стадії.

Враховуючи високу енерговитратність саме процесу подрібнення, і прагнення до зниження кількості стадій дроблення і подрібнення представляється перспективним зниження максимальної крупності вихідного продукту на останніх стадіях (середня та дрібна) дроблення за рахунок створення сучасних машин дроблення, що матимуть більший діапазон дроблення (різницю між крупністю початкового і одержуваного продукту) при тому самому рівні енергоспоживання.

Енергозбереження та енергоефективність

Дані, щодо граничних розмірів початкового й одержуваного продуктів дроблення і подрібнення, в залежності від стадії, є нормованими і наведені в табл. 1 [2].

Таблиця 1

Стадії дроблення і подрібнення					
Дроблення			Подрібнення		
Стадія	Крупність продуктів, мм		Стадія	Крупність продуктів, мм	
	Початкового	Дробленого		Початкового	Подрібненого, до
Крупне дроблення	1200 – 500	350 – 100	Грубе подрібнення	40 – 10	5
Середнє дроблення	350 – 100	100 – 40	Тонке подрібнення	до 5	0,01
Дрібне дроблення	100 – 40	40 – 10	Надтонке подрібнення	до 5	0,002

Для виявлення оптимальної конструкції і можливостей подальшого вдосконалення проведемо порівняльний аналіз дробарок, що застосовуються на середній і дрібній стадіях дроблення, та їх експлуатаційних характеристик.

З теорії збагачення відомо [1], що на середній та дрібній стадіях дроблення використовують пологоконусні, валкові дробарки та дробарки ударної дії (роторні, молоткові, ударно-відцентрові з вертикальним валом робочого органа).

Принциповою відмінністю наведених дробарок є спосіб руйнування зерен початкового продукту. Так, для валкових та пологоконусних дробарок це – роздавлювання; для дробарок ударної дії це – удар.

При дробленні роздавлюванням у порівнянні з ударним руйнуванням селективність матеріалу значно нижча, що призводить до погіршення параметрів подальшого збагачення.

Дробарки ударної дії відрізняються між собою механізмом руйнування :

1) дроблення відбувається при контакті матеріалу з робочим органом і відбивною поверхнею: це роторні горизонтальні дробарки, молоткові. Недоліком таких дробарок є інтенсивний знос робочих органів і відбивної поверхні, особливо під час подрібнення абразивних матеріалів;

2) дроблення відбувається в полі відцентрових сил при контакті частинок матеріалу з відбивною поверхнею і між собою: це ударно-відцентрові дробарки з вертикальним валом робочого органа (далі ударно-відцентрові дробарки). При такому механізмі дроблення спостерігається менший знос робочого органа і відбивної поверхні (завдяки самофутеровці) та підвищення якості подрібненого матеріалу.

Таблиця 2

Результати порівняльних випробувань ударно-відцентрової, пологоконусної та валкової дробарок

Показник	Ударно-відцентрова дробарка	Пологоконусна дробарка	Валкова дробарка
Продуктивність за готовим продуктом, т/год	32	32	20
Питоме енергоспоживання на тонну продукту, кВт·год/т	3,42	4,14	3,72

Результати порівняльних випробувань [1,3] ударно-відцентрової, пологоконусної та валкової дробарок (при однаковому початковому продукті (гравій) і його крупності) наведені в табл. 2, із якої видно, що доцільно використовувати й удосконалювати машини дроблення саме ударно-відцентрової дії.

Серед основних переваг ударно-відцентрових дробарок можна зазначити механізм дроблення, завдяки особливостям якого, вони мають меншу кількість конструктивних елементів (відсутність білів, молотків тощо) і, як наслідок, меншу масу і більшу довговічність та економічність.

Проте, незважаючи на очевидну перевагу процесу дроблення за допомогою ударно-відцентрових дробарок, вони, на сьогоднішній день, не набули широкого застосування, через меншу (в порівнянні з іншими дробарками) надійність. Порівняльно низька надійність таких дробарок пов'язана з передчасним виходом з ладу підшипникових опорних вузлів, внаслідок дисбалансу (виникає в процесі подачі і розгону матеріалу), що обмежує швидкість обертання і крупність живлення ударно-відцентрових дробарок, і, як наслідок, знижує їх конкурентоспроможність.

Мета роботи

Дослідження особливостей робочого процесу та експлуатаційних характеристик ударно-відцентрових дробарок та аналіз переваг і недоліків існуючих технічних рішень, з метою їх удосконалення.

Виклад матеріалу

Особливістю робочого процесу ударно-відцентрової дробарки є те, що процес подачі і розгону подрібнюваного матеріалу характеризується значними зовнішніми збурюючими впливами через наявність незбалансованої маси, що призводить до зміщення центра мас і відповідне зміщення фактичної осі обертання відносно геометричної, що виводить робочий орган зі стану збалансованості, викликає підвищення вібрацій машини, згинальні коливання її елементів, та призводить до передчасного зносу підшипників.

Розглянемо принцип дії ударно-відцентрової дробарки (рис. 1). Матеріал подається за допомогою конвеєра, до завантажувального отвору 1 на розподільний конус, звідки попадає у робочий орган 2. Робочий орган 2 з'єднаний з вертикальним валом, що обертається двигуном 6. У робочому органі на частинки матеріалу діють відцентрові сили. При проходженні по каналах робочого органа 2 вилітають до камери подрібнення на відбивну поверхню 3, що захищена від зносу шаром самофутерівки. Для забезпечення достатнього ресурсу робочого органа 2 його канали захищені елементами, які можна замінювати в залежності від зносу: підкладні листи 4 (верхні та нижні), конус, лопатки 5. Лопатки 5 разом з внутрішніми стінками каналу створюють кармани самофутерівки в самому робочому органі, що також знижує його знос і підвищує ресурс. Подрібнений матеріал під дією сили тяжіння падає до низу і вивантажується.

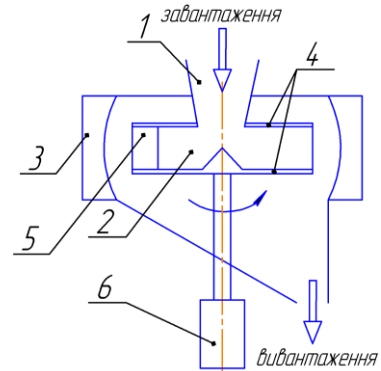


Рис. 1. Принципова схема ударно-відцентрової дробарки з вертикальним валом робочого органу

Геометричний розмір робочого органа, розташування опорних вузлів, об'єм та характер завантаження матеріалу дозволяє зробити припущення, що загальному вигляді ударно-відцентрова дробарка являє собою важке тіло, що швидко обертається [2] навколо своєї осі симетрії і опирається одним кінцем цієї осі на площину, тобто може розглядатися як механізм, що має властивості гіроскопа.

Характерною особливістю гіроскопа є те, що при короточасній дії зовнішніх сил (різкий удар) вісь гіроскопа майже не змінює свого напрямку в просторі; вона лише починає тремтіти, здійснюючи коливання навколо середнього положення. Внаслідок тривалої дії зовнішніх сил на гіроскоп його вісь обертання буде змінювати свій напрямок в просторі, але відхилення осі буде здійснюватися не в напрямку дії прикладеної сили, а під прямим кутом до цього напрямку. Це явище має назву гіроскопічний ефект.

Врахування впливу гіроскопічного ефекту на робочий орган ударно-відцентрової дробарки дає можливість точніше розрахувати критичну швидкість через врахування підвищення жорсткості системи внаслідок опору робочого органа поворотам площини обертання.

В [4] для визначення критичної швидкості валу $\omega_{кр}$ та відповідних значень повних переміщень r та α (рис. 3), з урахуванням гіроскопічного ефекту, використовується метод одиничних переміщень, тобто переміщень, що викликані одиничною силою або моментом (рис. 2).

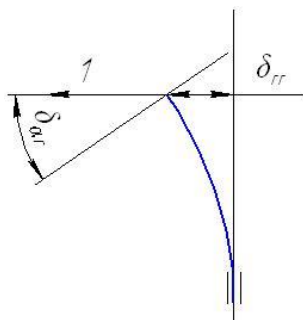


Рис. 2. Одиничні переміщення валу під дією зовнішніх силових факторів

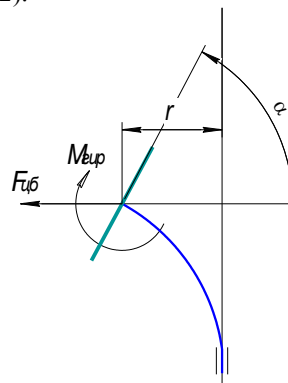


Рис. 3. Критичний стан валу робочого органа ударно-відцентрової дробарки

На схемі (рис. 2) зображено: δ_{rr} – відхил валу в місці розташування робочого органа від одиничної відцентрової сили; $\delta_{\alpha r}$ – кут повороту площини робочого органа від одиничної відцентрової сили; $\delta_{r\alpha}$ – відхил валу в місці розташування робочого органа від одиничного моменту; $\delta_{\alpha\alpha}$ – кут повороту площини робочого органа від одиничного моменту.

У критичному стані (мається на увазі стан валу внаслідок критичного зовнішнього збурюючого впливу в процесі подачі і розгону подрібнюваного матеріалу) (рис. 3) вал відхиляється відцентровою силою $F_{цб} = m\omega_{кр}^2 r$ і моментом $M_{цр} = I_y \omega_{кр}^2 \alpha$.

У результаті перетворень в роботі [4], було отримано бікватратне рівняння для критичної кутової швидкості:

$$\omega_{кр}^4 + \frac{m\delta_{rr} - I_y \delta_{\alpha\alpha}}{mI_y (\delta_{\alpha\alpha} \delta_{rr} - \delta_{\alpha r}^2)} \omega_{кр}^2 - \frac{1}{mI_y (\delta_{\alpha\alpha} \delta_{rr} - \delta_{\alpha r}^2)} = 0; \quad (1)$$

та рівняння повних переміщень:

$$\begin{aligned} r &= F_{цб} \delta_{rr} - M_{цр} \delta_{r\alpha}; \\ \alpha &= F_{цб} \delta_{\alpha r} - M_{цр} \delta_{\alpha\alpha}; \end{aligned} \quad (2)$$

де I_y – момент інерції робочого органа відносно осі y ; m – маса робочого органа.

Значення r та α , отримані за рівняннями (2) відповідають повним переміщенням вала в умовах резонансу та є граничними для припустимої амплітуди коливань, викликаних впливом зовнішніх сил.

Таким чином, постає необхідність гасіння вібрацій і коливань лише при досягненні ними резонансних значень (формула (2)). В той самий час гасіння вібрації та коливань, які не досягли значень (2) не є необхідним і опорний вузол не має чинити їм опору. Однак робочій процес ударно-відцентрової дробарки відрізняється від робочого процесу гіроскопу наявністю незбалансованої маси в робочому органі, що постійно змінюється по величині і положенню, що викликає значні вібрації. Таким чином, виникла необхідність в розробці демпфуючої опори розгінного робочого органа.

Один із перших способів вирішення питання підвищеної віброактивності роторних машин був запропонований Лавалем і полягав в конструюванні гнучкого валу, що обертається в жорстких опорах кочення або ковзання, проте застосування цього методу є дуже обмеженим і не отримало широкого застосування.

Найбільш розповсюдженим рішенням є конструювання ударно-відцентрових дробарок із жорстким робочим органом, що обертається в пружній опорі. Загальним, для таких конструкцій, недоліком є їх низька жорсткість. Розглянемо принципові схеми типових пружних опорних конструкцій.

Пружний опорний механізм

У конструкціях опорних вузлів, як пружний елемент традиційно використовується гумометалевий амортизатор (рис. 4, а) або пружини (рис. 4, б) [5,6].

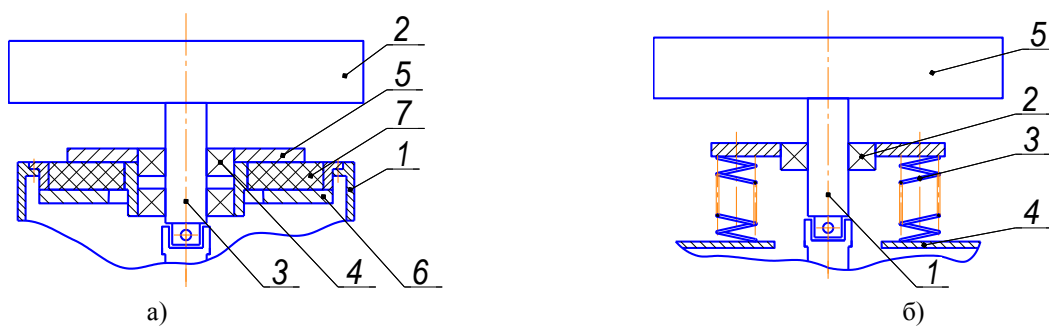


Рис. 4. Схеми опорного механізму з пружним опорним елементом

Як видно із схеми (рис. 4а) на валу 3, що приводить в обертання робочий орган 2 розташовано опорний вузол, який містить виконані у вигляді плоских кілець рухому опорну основу 5, жорстко поєднану з підшипниковим вузлом 4 і розташовану у верхній частині опорного вузла, нерухому опорну основу 6, жорстко поєднану з корпусом 1 і розташовану в нижній частині опорного вузла, і пружний опорний елемент 7, виконаний у вигляді гумометалевого амортизатора розташованого між рухомою 5 і нерухомою 6 основами без зазору з бічними поверхнями підшипникового вузла 4 і корпуса 1.

Перевагами описаного механізму є простота і невелика кількість деталей. Така конструкція дозволяє дещо знизити динамічні навантаження на підшипниковий вузол, що виникають при динамічній неврівноваженості робочого органа.

Основним недоліком зазначеного опорного механізму є значна радіальна жорсткість гумового амортизатора (пружного елемента), який є елементом з'єднання підшипникового вузла з корпусом дробарки внаслідок чого підшипники працюють в умовах перекосів, що призводить до їх передчасного виходу з ладу, до того ж не враховані недоліки властивостей гумового амортизатора, а саме, недовговічність і знос через проковзування рухливої опорної основи.

Із схеми (рис. 4б) видно, що на валу 1, що приводить в обертання робочий орган 5, встановлений підшипниковий вузол 2, зовнішня обойма підшипникового вузла спирається на пружні елементи (пружини) 3, які своїми нижніми кінцями закріплені на корпусі 4.

Такий механізм, як і попередній, має просту конструкцію і дозволяє дещо знизити динамічні навантаження на підшипниковий вузол, що виникають при динамічній нерівноваженості робочого органа, а також зменшує вплив вібрацій на корпус дробарки.

Недоліком даного механізму є те, що виходячи з конструкції вказаний опорний механізм працює за значного осьового навантаження на пружні елементи (пружини). Це знижує термін служби підшипника, обмежує величину допустимих зовнішніх впливів і масу робочого органу.

Газостатичний опорний механізм

Із схеми (рис. 5) [7] видно, що газостатична опора являє собою два вкладених один в один кільцевих сферичних сегменти (ротора 2 і статора 1), в зазор між якими, високонапірним вентилятором нагнітається повітря. Створювана надлишковим тиском повітря підйомна сила змушує ротор 2 (із закріпленим на ньому робочим органом 3) піднятися. Необхідна величина повітряного зазору забезпечується регулюванням ходу в шліцьовому з'єднанні однієї з вилок карданного вала 4, що передає крутильний момент від двигуна.

Характерною особливістю такого опорного механізму є складність (через введення додаткових пристроїв) і дуже високі вимоги до точності виготовлення всіх деталей, як наслідок, ненадійність та висока вартість конструкції. Серед інших недоліків можна виділити недостатні в ряді випадків навантажувальні характеристики.

Гідростатична опора

Із схеми (рис. 6) [1] видно, що на валу 5, який передає обертання через пелюсткову муфту 6 до робочого органа 1, встановлено кільцевий поплавок 3. Поплавок 3 може бути встановлений жорстко (або закріплений через підшипники). Поплавок 3 розміщується в кільцевій ванні 4. Ванна заповнена рідиною, наприклад водою.

Така конструкція опорного механізму дозволяє врівноважувати осьові і радіальні навантаження від нерівномірного завантаження робочого органа відновлюючими архімедовими та прецесійними моментами.

Основним недоліком запропонованого механізму є складність у виготовленні, а також значне збільшення габаритів і ваги дробарки в цілому.

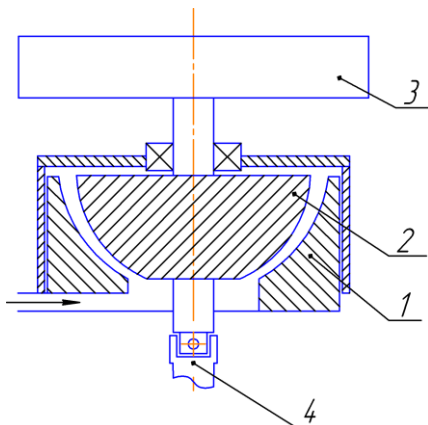


Рис. 5. Схема газостатичного опорного механізму ударно-відцентрової дробарки

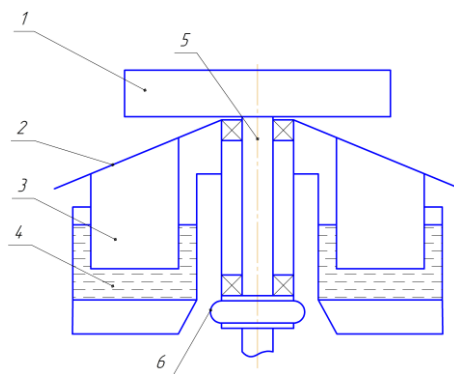


Рис. 6. Схема гідростатичного опорного механізму ударно-відцентрової дробарки

Магнітна опора

Із схеми (рис. 7) [1] видно, що вал 2, який передає обертання від електродвигуна 8 через пелюсткову муфту 7 до робочого органа, поєднаний через підшипниковий вузол з рухомою платформою 3. Магнітний підвіс робочого органа, виконаний у вигляді магнітної системи, що складається з електромагнітів постійного струму 6, розташованих на нерухомій платформі 6, і постійних магнітів 4, розташованих на рухомій платформі 3.

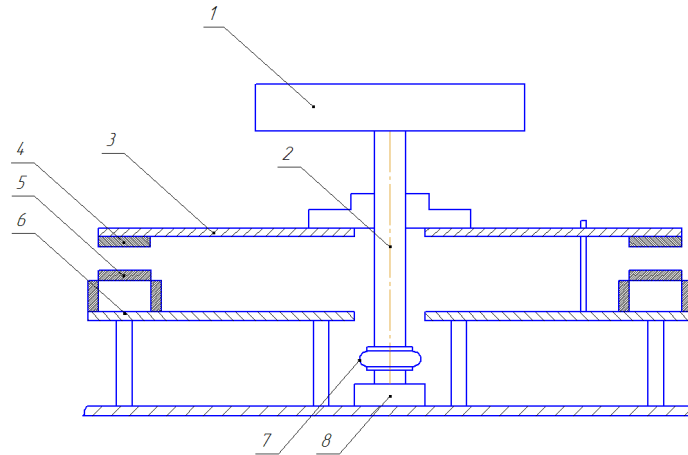


Рис. 7. Схема магнітного опорного механізму ударно-відцентрової дробарки

У даному технічному рішенні компенсація динамічної нерівноваженості робочого органа в результаті значних зовнішніх збуджувальних негармонійних впливів в осьовому і радіальному напрямках відбувається в результаті взаємодії магнітних полів постійних магнітів і електромагнітів.

Недоліком цієї схеми є те, що в магнітній системі, де діють сили відштовхування, поля магнітів направлені назустріч одне одному, тому виникає небезпека розмагнічування. До того ж, в випадку аварійного зникнення магнітного поля, можливий повний вихід з ладу всієї опорної системи.

Висновок

Аналіз особливостей робочого процесу ударно-відцентрової дробарки виявив існування значних динамічних навантажень через наявність незбалансованої маси в робочому органі і вплив гіроскопічного ефекта; аналіз відомих конструкцій опорних вузлів ударно-відцентрової дробарки з вертикальним валом показав високу винахідницьку активність в цій галузі і, як наслідок, велику різноманітність технічних рішень, однак жодна з існуючих опорних конструкцій не поєднує в собі одночасно простоту, надійність і технологічність

Таким чином, можна зробити висновок, що важливим фактором на сучасному етапі розвитку таких дробарок є проведення досліджень з метою наукового обґрунтування робочих параметрів та режимів роботи дробарки та розробка технічного рішення опорного вузла із поліпшенням його динамічних характеристик в умовах значних ударних та вібраційних навантажень і одночасним спрощенням конструкції та підвищенням її надійності під час експлуатації.

Список літератури

1. Сокур Н.И. Центробежные дробилки [Текст] : монография / Н.И. Сокур, И.Н. Сокур, Л.М. Сокур. – Кременчуг: КДПУ, 2009. – 202 с..
2. Інтернет ресурс: http://uk.wikipedia.org/wiki/Дроблення_і_подрібнення
3. Оскаленко Г.Н. Исследование дробления и измельчения силикатных и других материалов в центробежной рабочей органной мельнице-дробилке [Текст] : монография / Г.Н. Оскаленко – Днепропетровск : ДВНЗ «ДХТИ» имени Ф. Э. Дзержинского, 1965. – 216с.
4. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории колебаний [Текст] / Я.Г. Пановко – Москва : Машгиз, 1957. – 203 с..
5. Пат. 2209120 Российская Федерация , МПК В/02С13/14, В/04В9/00. Центробежное устройство / Горобец С.В., Горобец А.В., Козин А.Ю., Родин А.С.; заявитель "Научно-производственное объединение "Центр" ЗАО "Урал-Омега"; патентообладатель "Научно-производственное объединение "Центр". – № 20011227485/28; заявл. 09.10.01; опубл. 27.07.03. – 6 с. Патент РФ №2199394 С2, кл. В02С 13/14, 2002 г.
6. Пат. 2199394 Российская Федерация , МПК В/02С13/14. Центробежная установка / Иванов Е.Н.; заявитель "Научно-производственное объединение "Центр" ЗАО "Урал-Омега"; патентообладатель "Научно-производственное объединение "Центр". – № 2000128523/03; заявл. 14.11.00; опубл. 10.10.00.
7. Інтернет ресурс: <http://new-technologies.spb.ru/about/press/3.php>

Рекомендовано до друку: д-ром техн. наук, проф. Процівом В.В.