

Ю.Г. ГОРБАЧОВ, канд. техн. наук, проф., А.О. ХРУЦЬКИЙ, канд. техн. наук, А.С. ГРОМАДСЬКИЙ, д-р техн. наук, проф., О.С. ЛІФЕНЦОВ, ст. викладач Криворізький національний університет

## УМОВИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ БЕЗУДАРНОГО РЕЖИМУ РОБОТИ ПНЕВМАТИЧНИХ ВІБРАЦІЙНИХ ПРИВОДІВ ДІАФРАГМОВОГО ТИПУ

**Мета.** Метою роботи є усунення негативних наслідків ударних навантажень на елементи пневматичних вібраційних приводів гірничих машин за рахунок застосування безударних режимів роботи. Важливість проблеми інтенсифікації процесів випуску гірничої маси та продуктів її переробки з будь-яких ємностей в умовах гірничих та гірничозбагачувальних підприємств обумовлюється частими зависаннями та зводуотвореннями матеріалу. Застосування вібраційних засобів боротьби з цими явищами в блоках, рудозвальних висхідних виробках, бункерах дозволяє суттєво знизити їх кількість. Використання вібраційних приводів безударного типу є дуже перспективним і для процесу доставки гірничої маси у межах очисного блоку. Усе це підтверджує актуальності теми дослідження.

**Методи дослідження.** В результаті аналізу науково-технічної інформації сформульовано вимоги до таких пристроїв. За допомогою методу порівняльного аналізу визначено переваги віброзбудників пневматичного типу та перспективи їх використання в розглянутих умовах експлуатації. На підставі динамічного аналізу процесу роботи зроблено висновок про необхідність реалізації безударного режиму таких конструкцій для забезпечення високого рівня надійності та довговічності. Проаналізовано недоліки розглянутої раніше конструкції інерційного пневматичного віброзбудника з масивним поршнем. Зроблено висновок про її недостатній енергетичний рівень внаслідок обмежених можливостей шахтної пневмомережі.

**Наукова новизна.** Полягає у розробці ідеї підвищення енергетичних можливостей безударних конструкцій пневматичних віброзбудників шляхом використання конструктивних схем діафрагмового типу з поршневим та дисковим пульсаторами.

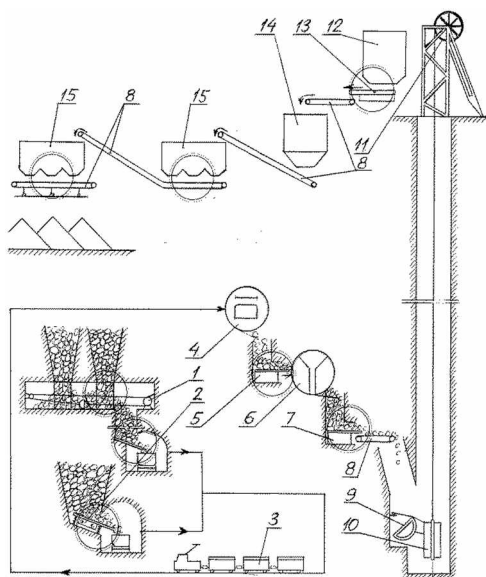
**Практична значимість.** Практична реалізація ідеї дозволить при тих самих параметрах шахтної пневмомережі отримати у декілька разів більші значення змушеного зусилля приводів, причому без підвищення їх маси та погіршення умов обслуговування.

**Результати.** Отримано залежності для визначення конструктивних параметрів безударних пневматичних вібраційних приводів діафрагмового типу з поршневим та дисковим пульсаторами.

**Ключові слова:** пневматичний вібраційний привод, безударний режим роботи, надійність і довговічність віброприводів.

doi: 10.31721/2306-5435-2020-1-107-128-132

**Проблема та її зв'язок з науковими та практичними завданнями.** Транспортування гірничої маси під час здійснення підземної розробки рудних родовищ пов'язано з виконанням численних навантажувальних і розвантажувальних операцій [1-4]. На рис. 1 показана традиційна схема руху гірничої маси від очисного забою до поверхневого комплексу шахти.



**Рис. 1.** Схема руху гірничої маси на залізорудній шахті: 1 – скреперна лебідка; 2, 5, 7, 13 – живильники; 3 – електровозна відкатка; 4 – перекидач; 6 – дробарка; 8 – стрічкові конвеєри; 9 – дозатор; 10 – скіп; 11 – підйомна машина; 12, 14 – бункери; 15 – протяжні ємності з рудою

На цьому шляху потік руди з блоку спочатку транспортується скреперною установкою до рудозвальної виробки, якою скидається на нижній відкотний горизонт. Далі руда вагонами електровозної відкатки прямує до перекидного пристрою біля стволу шахти, після якого проходить дробарку і дозатор та скіповим підйомником видається на поверхню. На усіх етапах підземного транспортування гірничої маси багаторазово завантажується і розвантажується, падає з різної висоти, руйнується й ущільнюється при цьому. Рух руди на поверхні від стволу до дробильно-сортувальної фабрики та збагачувального підприємства також супроводжується подібними операціями. При цьому кожного разу виникає небезпека проміжного зависання гірничої маси внаслідок її злежування та взаємного заклинення шматків. Ліквідація ж зависань ручним або вибухо-

вим способами забирає багато часу і дуже небезпечна для гірників. Колами на рис. 1 показані виробничі дільниці, які конче потребують інтенсифікації процесу витікання гірничої маси з різного роду ємностей (блоків, рудозвальних виробок, бункерів).

Проблема може бути вирішена за рахунок широкого впровадження вібраційної техніки для випуску і транспортування сипких матеріалів. В останні десятиліття створено багато високо-ефективних конструкцій віброживильників та віброконвеєрів, які забезпечують суттєве підвищення продуктивності цих технологічних процесів за рахунок змінення властивостей дисперсних середовищ під впливом вібрації [2,3,5-9]. Використання такої техніки дає можливість широкого впровадження циклічно-потоківих та потоківих технологій гірничого виробництва [2,10].

У той же час, з особливими труднощами процес випуску і транспортування гірничої маси зустрічається в умовах використання систем розробки з підповерховим обваленням руди. Малі обсяги видобутку, що припадають на один випускний отвір, стиснені габарити доставкових виробок, обмежені терміни їх експлуатації внаслідок нестійкості руд і порід та сильного впливу гірничого тиску не дають можливості застосовувати сучасні потужні засоби вібраційного випуску і доставки гірничої маси. Досі випуск руди з дучок здійснюється здебільшого гравітаційним способом (під дією власної ваги гірничої маси і з дуже частими зависаннями), а її доставка у межах очисного блоку чи панелі – такими безнадійно застарілими, енергоємними та циклічними машинами, як скреперні установки. Сподіватися за таких обставин на суттєве зростання ефективності процесу очисного виймання руди – марна справа [2,3,8,10].

З огляду на вищесказане, важливість проблеми створення нових високопродуктивних і надійних конструкцій вібраційних пристроїв для інтенсифікації випуску і доставки гірничої маси в умовах підповерхового обвалення руди, а, разом із цим, й актуальність теми роботи не викликають жодних сумнівів.

**Аналіз досліджень і публікацій.** Для експлуатації в умовах систем розробки з підповерховим обваленням руди потрібні прості, дешеві і водночас ефективні вібраційні засоби випуску і доставки гірничої маси, рентабельні в умовах незначних її запасів у виймальній дільниці.

В роботі [11] було розглянуто можливі напрямки вирішення цієї проблеми. Для спонукання процесу витікання гірничої маси з дучки та доставки її до рудозвальної виробки доцільно використовувати віброзбудники легкого типу з віброприводами інерційного типу. Причому краще, якщо це будуть пневматичні приводи. Пневматична енергія доступна у будь-якому місці шахти, а її застосування (у порівнянні з електричною в електромеханічних приводах) набагато безпечніше в обводнених підповерхових виробках, а також під час ведення підривних робіт.

Важливо при цьому реалізувати раціональні режими роботи, потрібні для належного протикнення вібрацій у стовп руди у випускній виробці та вібротранспортування рудопотоку з максимальною швидкістю. Це вібрації з частотою коливань порядку 15-25 (30) Гц і амплітудою 2-5 (10) мм [2,11]. Крім того, вони повинні мати безударний режим роботи для забезпечення високого рівня надійності та довговічності конструкцій [11,12].

Розглянутий в роботі [11] інерційний пневматичний вібраційний привод з масивним поршнем цілком відповідає сформульованим вище вимогам. Він забезпечує потрібні режими коливань, а повітряні подушки в його робочих порожнинах – безударний режим роботи установки. Для цього запропоновані необхідні раціональні конструктивні параметри пристрою.

Проте, такий привод має доволі обмежені енергетичні можливості, а його обслуговування ускладнюється значною вагою віброзбудника. Справа у тім, що величина змушеного зусилля поршневого віброприводу залежить від тиску повітря та площі поршня, на яку він діє. Тиск повітря в шахтній пневмережі обмежений можливостями компресора, що її живить. Він забезпечує тиск порядку 0,7-0,8 МПа, від яких після доставки повітря до шахтних забоїв (а це можуть бути відстані у декілька кілометрів) в умовах численних витоків на трасі у кращому випадку залишається не більше 0,5 МПа. Розміри поршня також не можна збільшувати нескінченно. Вже при діаметрі 0,2 м його маса перевищує 50 кг, а маса усього віброзбудника з корпусом і кришками – 100-120 кг. Операції обслуговування і ремонту такого приводу в умовах крайньої незначної механізації стають дуже незручними і трудомісткими. А величина змушеного зусилля при такому розмірі поршня не перевищує 16 кН. Далі збільшувати розміри не можна, а разом із тим, для ефективного руйнування зависань у випускних виробках потрібні суттєво більші зусилля, які забезпечують віброживильники важкого типу – не менше 50-70 кН, а краще

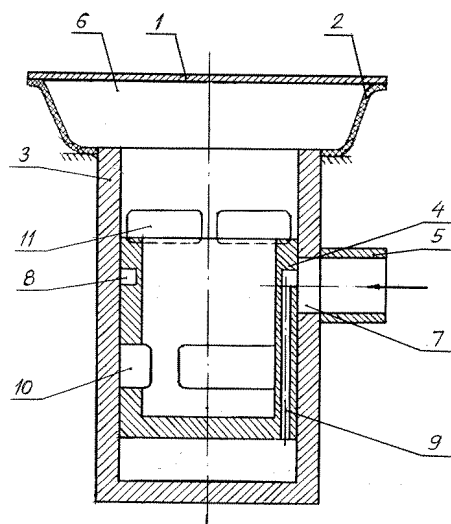
до 100 кН [8-10]. Крім того, збільшення діаметру поршня призводить до зростання об'ємів його порожнин, а, значить, і до збільшення витрати стисненого повітря.

Таким чином, існує потреба у більш потужних конструкціях пневматичних віброзбудників для роботи в умовах систем розробки з підповерховим обваленням руди. І, звісно, при цьому обов'язково залишається вимога забезпечення безударного режиму роботи таких пристроїв.

**Постановка задачі.** Метою роботи є вибір та обґрунтування раціонального безударного режиму роботи пневматичних вібраційних приводів діафрагмового типу з підвищеними енергетичними можливостями та вибір їх конструктивних параметрів.

**Викладення матеріалу та результати досліджень.** Для збільшення величини змушеного зусилля інерційного пневмовіброприводу при існуючих значеннях тиску повітря у шахтній пневмомережі залишається прагнути максимального зростання площі робочого елемента приводу, на якій він діятиме. Цього можна досягти шляхом використання простої за конструкцією, але досить великої за розмірами пневмокамери, розподілення повітря в якій забезпечується спеціальним малогабаритним пульсаторним пристроєм.

На рис. 2 показана розрахункова схема такого вібраційного приводу з пульсатором поршневого типу [13].



**Рис. 2.** Розрахункова схема діафрагмового пневматичного віброзбудника з поршневим пульсатором: 1 – робочий орган; 2 – діафрагма; 3 – корпус пульсатора; 4 – поршень; 5 – впускний патрубок; 6 – пневмокамера; 7 – впускний отвір; 8-11 – перепускні та вихлопні канали і отвори

Пневмокамера 6 приводу утворена робочим органом 1 та еластичною діафрагмою 2 і спирається на нерухому підставу. Пульсатор складається з корпусу 3 та порожнистого поршня 4. До корпусу приварений впускний патрубок 5. Наявність необхідних впускних, перепускних та вихлопних отворів і каналів в поршні і корпусі пульсатора змушує поршень при подачі стисненого повітря з пневмомережі здійснювати зворотно-поступальний рух у корпусі. При цьому відбувається поперемінне наповнення пневмокамери повітрям і спорожнення її в атмосферу. Тобто закон змінення об'єму пневмокамери задається поршнем. Робочий орган приводу то піднімається разом із корисним навантаженням догори, то опускається під власною вагою та вагою навантаження вниз, тобто здійснює коливання з потрібною частотою і амплітудою. При діаметрі пневмокамери 0,5 м можна отримати змушене зусилля величиною майже 100 кН. При цьому єдиний вузол конструкції, що потребуватиме технічного обслуговування - поршневий пульсатор – має невеликі розміри і масу (діаметр поршню – 60 мм, корпусу – 80 мм, загальна довжина – 220 мм, маса – декілька кілограм).

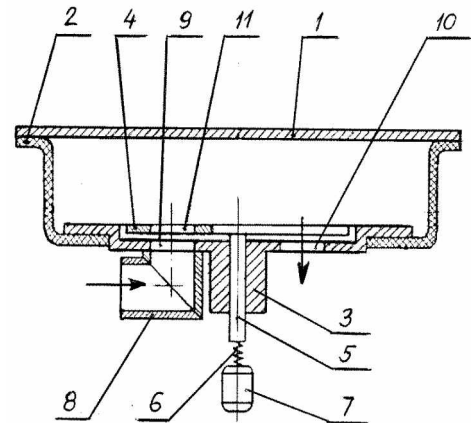
Для забезпечення безударного режиму роботи такого віброзбудника потрібно перешкодити контакту поршня з корпусом пульсатора під час його руху вниз та з робочим органом – при висхідному русі. Цього можна домогтися шляхом створення повітряних подушок у порожнинах приводу за рахунок реалізації синхронного та однакового за напрямком переміщення поршня і робочого органу, а також комутації цих порожнин з магістраллю під час зменшення їх обсягу, викликаного переміщенням поршню. Потрібно, щоби при русі поршню вниз підпоршнева порожнина I сполучалася з магістраллю, а під час руху вгору відбувалися процеси впуску повітря у надпоршневу порожнину II та переміщення робочого органу також вгору (див. рис. 2). Крім того, слід максимально зменшити динаміку поршню у кінці як прямого, так і зворотного ходу. Для цього в протилежних руху поршня порожнинах корисно забезпечити процес вихлопу повітря в атмосферу.

Віброзбудники як за схемою на рис. 2, так і за схемою, описаною у [11], мають одну загальну рису: стиснене повітря виконує в них дві функції – силову і керування. Остання викликає непостійність частоти коливань віброприводу, яка буде залежати від тиску повітря в мережі та від величини корисного навантаження на робочий орган. Для створення приводу з чіткою, по-

передньо заданою чи регульованою частотою можна звільнити повітря від функції керування, залишив йому тільки силу, а частоту коливань регулювати за допомогою зовнішнього регулятора.

На рис. 3 показана схема такого діафрагмового вібробудника – з дисковим пульсатором.

**Рис. 3.** Розрахункова схема діафрагмового пневматичного вібробудника з дисковим пульсатором: 1 – робочий орган; 2 – діафрагма; 3 – корпус пульсатора; 4 – дисковий ротор; 5 – вал; 6 – муфта; 7 – електродвигун; 8 – впускний патрубок; 9 – впускний отвір; 10 – вихлопний отвір; 11 – перепускний отвір ротору



Він має аналогічній попередній конструкції робочий орган 1 і діафрагму 2, які утворюють пневмокамеру, а замість поршневого пульсатора тут використовується дисковий ротор 4, який обертається у корпусі 3 від електродвигуна 7 через муфту 6 і вал 5. Частота обертання ротора (а, значить, і частота коливань) задається електродвигуном [14].

Для реалізації безударного режиму роботи такого приводу потрібно усунути контакт між ротором і робочим органом пневмокамери. Цього можна досягти створенням повітряної подушки між ротором і робочим органом шляхом забезпечення залишкового тиску у пневмокамері під час вихлопу з неї. Тобто вихлоп має бути неповним, залишковий об'єм пневмокамери повинен бути не менше 10-15% максимального для гарантування відсутності контакту між ротором і робочим органом. Такий результат створюється належним підбором розмірів впускного і вихлопного вікон ротора.

Для вібробудників за схемами на рис. 2 і 3 за допомогою формули для визначення часу заповнення стисненим повітрям замкненого об'єму (див. [13,14]) можна отримати залежності, що описують вплив частоти коливань робочого органу пневмокамери на конструктивні параметри віброприводу. Для вібробудника з поршневим пульсатором матимемо

$$V_n = 5,52 \times 10^{-4} \times V_{nn} \times \omega$$

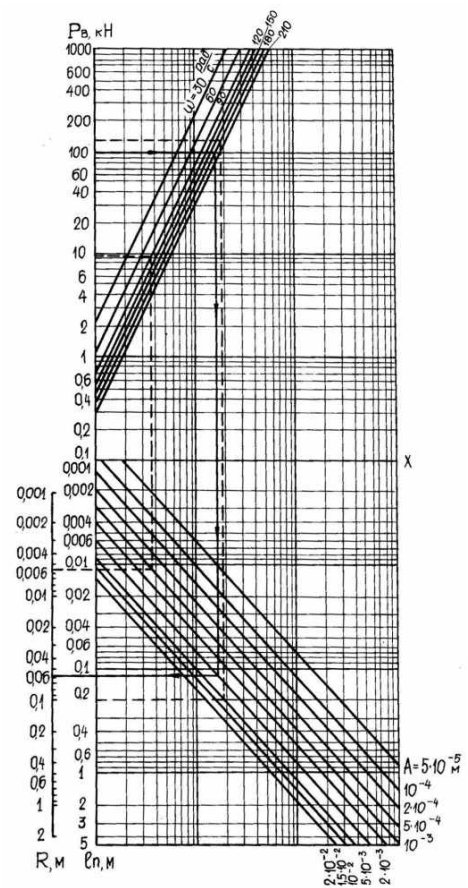
а для вібробудника з дисковим пульсатором

$$R = \frac{4,8 \times 10^{-3} \sqrt{\omega + 17,4}}{k}$$

де  $V_n$ ,  $V_{nn}$  – об'єми відповідно підпоршневої та надпоршневої порожнин поршневого пульсатора;  $R$  – радіус ротору дискового пульсатора;  $\omega$  – кругова частота коливань, рад/с;  $k \approx 0,9$  – коефіцієнт, що враховує наявність залишкового тиску повітря у пневмокамері.

На рис. 4 приведена номограма для вибору раціональних значень довжини поршня  $l_n$  поршневого та радіусу ротору  $R$  дискового пульсаторів. Номограма збудована за наступними залежностями  $l_n$  і  $R$  від величини змушеного зусилля  $P_{зм}$ , частоти  $\omega$  та амплітуди  $A$  коливань робочих органів вібробудників з використанням формули для визначення часу заповнення повітрям обмеженого об'єму [15]

$$l_n = \frac{\sqrt{P_{зм} \omega A}}{2,57 \times 10^3}; \quad R = \frac{\sqrt{P_{зм} \omega A}}{5,2 \times 10^3}$$



**Рис. 4.** Номограма для визначення конструктивних параметрів діафрагмових вібробудників

Можливості шахтної пневмомережі дозволяють використовувати пневмокамеру максимальною площею 0,2-0,25 м<sup>2</sup> (тобто діаметром від 0,5 до 0,56 м) при частоті 20-25 Гц та амплітуді 5-10 мм. Щоби забезпечити повітрям порожнину такого об'єму, необхідні наступні величини довжини поршню або радіусу ротору:  $l_n = 0,1-0,15$  м,  $R = 0,05-0,075$  м.

**Висновки та напрямок подальших досліджень.** Застосування пневматичних вібраційних приводів різних типів для інтенсифікації процесів випуску і доставки гірничої маси в умовах гірничих та гірничозбагачувальних підприємств дасть можливість суттєво підвищити продуктивність такого обладнання, а безударний режим роботи – його експлуатаційну надійність та довговічність.

#### Список літератури

1. **Бизов В.Ф.** Гірничі машини. Підручник для студентів вищих навчальних закладів за напрямком «Гірництво». Бібліотека гірничого інженера в 14 томах. Том IX / **В.Ф. Бизов, В.П. Франчук.** – Кривий Ріг: Мінерал, 2004. – 468 с.
2. **Громадський А.С.** Проектування, формування та використання комплексів гірничорудного механізованого обладнання: Навч. посібник / **А.С. Громадський, Ю.Г. Горбачов, О.С. Ліфенцов.** – Кривий Ріг: КНУ, 2017. – 229 с.
3. **Громадський А. С.** Проектування гірничих машин і комплексів для видобутку та переробки руд: Навч. посіб. для студ. вищих і серед. спец. навч. закладів / **А.С. Громадський, Ю.Г. Горбачов, А.О. Хруцький, О.С. Ліфенцов.** - Кривий Ріг: Видавничий центр КНУ, 2017. - 528 с.
4. Гірничі машини та обладнання для добування руд: навч. посіб. для студ. вищих навч. закладів / **Ю.Г. Горбачов, Б.М. Гопкало, А.С. Громадський, О.С. Ліфенцов, М.С. Плішко, В.А. Семенов, А.О. Хруцький, Ю.І. Чумак, І.А. Шиповський** / Під заг. ред. **А.С. Громадського.** - Кривий Ріг: Видавничий центр КНУ. – 2017. – 410 с.
5. **Потураев В.Н.** Вибрационная техника и технологии в энергоемких производствах / **В.Н. Потураев.** – Дн-ск: НГА Украины, 2002, - 190 с.
6. **Blechman I.I.** Revisiting the models of vibration screening process / **I.I. Blechman, L.I. Blechman, L.A. Vaisberg, K.S. Ivanov.** - Vibroengineering PROCEDIA, 2014, V. 3, PP. 169-174.
7. **Гончаревич И.Ф.** Вибротехника в горном производстве / **И.Ф. Гончаревич.** – М.: Недра, 1992, - 319 с.
8. **Учитель А.Д.** Вибрационный выпуск горной массы / **А.Д. Учитель, В.В. Гушин.** – М.: Недра, 1981. – 232 с.
9. Вибрационные машины для выпуска и доставки руды / **В.Н. Потураев, В.И. Дырда, О.К. Авдеев, И.К. Поддубный, В.П. Надутый, Н.Г. Кравченко, В.Н. Платонов, В.И. Финогеев.** – К.: Наукова думка, 1981. - 152 с.
10. **Каварма И.И.** Комплексы поточного транспорта для подземной разработки крепких руд / **И.И. Каварма, А.В. Бровко.** - М.: Недра, 1986. - 86 с.
11. **Горбачов Ю.Г.** Обгрунтування режиму роботи вібраційних приводів пневматичного типу / **Ю.Г. Горбачов** // Гірничий вісник. – 2017. – Вип. 102. – С. 139-143.
12. **Перельцайг М.И.** Исследование динамики ударного пневматического поршневого привода / **М.И. Перельцайг.** // В кн.: Анализ и синтез машин-автоматов - М.: Наука, 1965.
13. **Горбачев Ю.Г.** Исследование безударного диафрагменного пневмовибропривода / **Ю.Г. Горбачев** // Шахтный и карьерный транспорт. Вып. 10. – М.: Недра, 1986. – С. 151-157.
14. **Горбачев Ю.Г.** О расчете рабочих и конструктивных параметров безударного диафрагменного вибровозбудителя с дисковым пульсатором / **Ю.Г. Горбачев, Н.Ф. Василенко** // В кн.: Научно-технические проблемы подземной разработки железорудных месторождений. Сб. научных трудов - Кривой Рог: НИГРИ, 1985. - С. 62-65.
15. **Герц Е.В.** Расчет пневмоприводов / **Е.В. Герц, Г.В. Крейнин.** – М.: Машиностроение, 1975. – 273 с.

Рукопис подано до редакції 30.04.2020

УДК 622.271.4

**А.О. ХРУЦЬКИЙ**, канд. техн. наук, доц., **Вік.А. ГРОМАДСЬКИЙ**, канд. техн. наук, ст.викл., **Ю.І. ЧУМАК**, ст.викл., **М.Д. СУЛІМОВСЬКИЙ**, магістрант  
Криворізький національний університет

#### ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ КАР'ЄРНИХ ЕКСКАВАТОРІВ ТИПУ ЕКТ

**Мета.** Підвищення ефективності проєктованих екскаваторів за рахунок уточнення емпіричних формул для наближеного попереднього розрахунку основних параметрів екскаваторів з урахуванням функціональних критеріїв якості.

**Методи** досліджень включають узагальнення досвіду проєктування механічних кар'єрних екскаваторів великої потужності, експериментальних досліджень, математичне моделювання та аналіз параметрів процесу копання.

© Хруцький А.О., Громадський Вік.А., Чумак Ю.І., Сулімовський М.Д., 2020