

## ОБГРУНТУВАННЯ РЕЖИМУ РОБОТИ ВІБРАЦІЙНИХ ПРИВОДІВ ПНЕВМАТИЧНОГО ТИПУ

**Мета.** Метою даної роботи є розробка методу автоматизованого керування подрібненням руди кульовими млинами з оптимізацією динаміки розрідження пульпи та включенням в продуктивну роботу початкової ділянки барабана технологічного агрегата. Подрібнення бідних залізних руд у перших стадіях відрізняється великими витратами, що в значній мірі викликано частковою або повною відсутністю інформації відносно деяких технологічних процесів, до яких можливо віднести і транспортування пульпи у пісковому жолобі механічного односпірального класифікатора, де недостатньо вивчений рівномірний рух пульпи.

**Методи дослідження.** Не розглядалося автоматичне керування розрідженням пульпи у кульовому млині, яке б сприяло створенню і підтриманню заданого співвідношення тверде/рідке у технологічному агрегаті при забезпеченні якісного перемішування матеріалів на початковій ділянці барабана, що значно підвищує ефективність роботи куль і не допускає перевитрати електричної енергії, куль і футеровки з одночасним підвищенням продуктивності по готовому продукту.

**Наукова новизна.** Розв'язання даної задачі складає актуальність роботи. Її метою є математичне моделювання рівномірного руху пульпи у пісковому жолобі односпірального класифікатора з пошуком залежностей між основними параметрами та встановленням меж їх зміни при експлуатації технологічного обладнання.

**Практична значимість.** Отримані аналітичні залежності об'ємної витрати пульпи та швидкості її руху від висоти потоку. Між об'ємною витратою пульпи і висотою потоку спостерігається практично лінійна залежність. Недостатня вивченість процесів рівномірного руху пульпи у пісковому жолобі механічного односпірального класифікатора стримує розробку ефективних засобів контролю об'ємної витрати рідкої суміші у відкритих потоках і, як наслідок - автоматизацію технологічних процесів подрібнення вихідної руди у перших стадіях, що приводить до значних економічних збитків.

**Результати.** Початкова ділянка барабана кульового млина включається в продуктивну роботу при якісному осередненні вихідної руди, пісків односпірального класифікатора та води як за крупністю, так і вмістом води в суміші матеріалів. Оскільки при розвантаженні бункерів з вихідною рудою вона на конвеєрній стрічці розташовується циклічно з різною довжиною ділянок за крупністю, при завантаженні кульового млина також циклічно необхідно змінювати завдання на розрідження пульпи.

**Ключові слова:** односпіральний класифікатор, пісковий жолоб, рівномірний рух, моделювання, об'ємна витрата.

**Проблема та її зв'язок з науковими та практичними завданнями.** Інтенсифікація процесів випуску насипних матеріалів з ємностей (блоків, рудозвальних висхідних виробок, бункерів) - один з головних напрямків розвитку технічного прогресу в гірничорудній промисловості, де на ці операції припадає 30-40 % усіх трудовитрат. Численні перевантаження гірничої маси під час її видобутку, транспортування і переробки на гірничозбагачувальних підприємствах супроводжуються частими зависаннями і зводоутвореннями.

Використання вібраційної техніки дає можливість суттєвим чином впливати на характер гравітаційного витікання насипних матеріалів з ємностей [1-5]. Вібрації сприяють зниженню ефективних коефіцієнтів тертя між частинками матеріалу, підвищують його плинність і швидкість витікання з випускного отвору.

Існуючі конструкції віброзбудників для інтенсифікації випуску гірничої маси з ємностей постачаються різними типами приводів, в тому числі пневматичними, що відрізняються простотою конструкції, економічністю, надійністю, безпекою обслуговування [1-6]. Обґрунтування раціональних параметрів пневматичних вібраційних приводів є важливим та актуальним науковим завданням.

Таким чином, актуальність теми роботи не викликає сумнівів.

**Аналіз досліджень і публікацій.** Специфіка роботи гірничої техніки, вимоги, що визначаються технологічними особливостями випуску і транспортування гірничої маси, обумовлюють межі раціональних параметрів коливань вібраційних засобів механізації цих процесів. Для ефективного руйнування зависань насипних матеріалів, а також їхнього подальшого транспортування з максимальною швидкістю необхідні частоти коливань порядку 15-25 Гц і амплітуди 2-5 мм [1-3]. Разом із відцентровими, кінематичними та електромагнітними конструкціями таким вимогам відповідають і пневматичні. Крім того, важливою перевагою таких приводів є безпека роботи в умовах підвищеної вологості навколишнього середовища (наприклад, в обво-

днених підземних виробках) та під час ведення підривних робіт для руйнування зависань гірничої маси у випускних отворах.

На жаль, багато конструкцій пневматичних вібраційних приводів мають ударний режим роботи, який супроводжується підвищеним рівнем шуму під час експлуатації і становиться причиною зниження їхнього ресурсу. Більшість з них відрізняються недостатнім рівнем силового впливу на завислий матеріал в ємності, а ті, що задовольняють цим вимогам, не підходять за частотними характеристиками [6].

Таким чином, існує потреба у створенні нових конструкцій пневматичних вібраційних приводів для інтенсифікації процесів випуску насипних матеріалів з ємностей, які відповідають умовам ефективного руйнування зависань і склепінь гірничої маси і, у той же час, забезпечують безударний режим роботи.

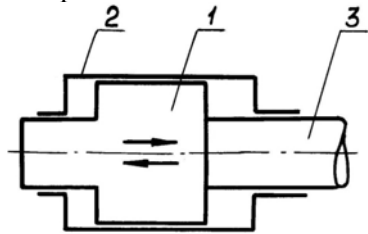
**Постановка завдання.** Метою роботи є вибір та обґрунтування раціонального режиму роботи вібраційних приводів пневматичного типу з точки зору виникнення ударних навантажень в деталях приводу та вибір його конструктивних параметрів з метою підвищення довговічності таких пристроїв.

**Викладення матеріалу та результати досліджень.** Робота ударного пневматичного приводу супроводжується постійними зіткненнями його рухомих елементів, наприклад, в бурильних машинах - ударами поршня (бойка), які передаються робочому інструменту.

Згідно із сучасними уявленнями теорії механічного удару, удар – це явище, що виникає під час зіткнення тіл і супроводжується повним або частковим переходом кінетичної енергії тіл в енергію їхньої деформації [7].

Таким чином, деталі приводу, що сприймають ударні навантаження, у міцністному відношенні є найбільш уразливими [8,9].

В якості прикладу можна розглянути дві конструкції пневмоприводу, одна з яких працює в ударному режимі, а друга – в безударному. Це пневмоударник ПП-75, який широко використовується для буріння свердловин під час підземної розробки руди, та поршневий пневматичний двигун П-2,5Ф. Обидві конструкції серійно випускалися Криворізьким заводом гірничого машинобудування (колишнім заводом «Комуніст») та іншими підприємствами. Вони мають подібні схеми роботи виконавчих елементів – поршень здійснює зворотно-поступальний рух в циліндрі під дією стисненого повітря.

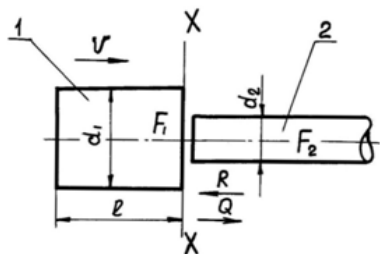


**Рис. 1.** Принципова схема пневмоударника ПП-75: 1 - поршень; 2 - корпус; 3 - передня головка

На рис. 1 приведена принципова схема пневмоударника.

Масивний поршень 1 в процесі руху в корпусі 2 (корпус і поршень постачені системою розподілення повітря) наносить удари по передній головці 3, яка передає їх бурильній штанзі. Очевидно, що поршень і головка знаходяться при цьому в найбільш важких умовах експлуатації.

На рис. 2 приведена розрахункова схема осевого зіткнення поршня і передньої головки пневмоударника ПП-75.



**Рис. 2.** Розрахункова схема осевого зіткнення поршня і передньої головки пневмоударника ПП-75: 1 – поршень; 2 – передня головка

На ній позначено:  $d_1$  і  $d_2$  - діаметри відповідно поршня і передньої головки, м;  $F_1$  і  $F_2$  - площі поперечних перетинів відповідно поршня і передньої головки, м<sup>2</sup>;  $l$  - довжина поршня, м;  $v$  - передударна швидкість поршня, м/с.

Для пневмоударника ПП-75 маємо  $d_1=7,5 \cdot 10^{-2}$  м;  $d_2=5,0 \cdot 10^{-2}$  м;  $F_1=4,5 \cdot 10^{-3}$  м<sup>2</sup>;  $F_2=2,0 \cdot 10^{-3}$  м<sup>2</sup>;  $l=0,14$  м;  $v=6$  м/с [10].

Під час удару поршня по головці відбувається взаємна деформація цих деталей, частина енергії і сили переходить у головку, а частина відбивається від площини X-X назад у поршень. При цьому коефіцієнт проходження дорівнює [11]

$$Q=2F_2/(F_1+F_2),$$

а коефіцієнт відбиття

$$R=(F_1-F_2)/(F_1+F_2).$$

Для даного випадку маємо:  $Q=0,615$ ;  $R=-0,385$ .

Сила ударного імпульсу становитиме [11]

$$P=EF_1v/2a = (2,1 \cdot 10^{11} \cdot 4,5 \cdot 10^{-3} \cdot 6)/(2 \cdot 4820) = 589000 \text{ Н} = 589 \text{ кН},$$

де  $E=2,1 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2$  - модуль пружності сталі;  $a=4820 \text{ м/с}$  - швидкість звуку в сталі.

Тоді силовий імпульс, що проходить в головку і штангу, буде дорівнювати

$$P_2=PQ=589000 \cdot 0,615=362000 \text{ Н} = 362 \text{ кН},$$

а імпульс, відбитий назад у поршень

$$P_1=P|R|=589000 \cdot |-0,385|=227000 \text{ Н} = 227 \text{ кН}.$$

Оскільки контакт між поршнем і передньою головкою здійснюється по площі  $F_2$ , то ці деталі сприймають напруження порядку

$$\sigma=(227-362) \cdot 10^3/2,0 \cdot 10^{-3} \approx 115-180 \text{ МПа}.$$

Для матеріалів, з яких виготовлені поршень і передня головка, такі напруження близькі до найбільш припустимих, а часом і перевищують їх [12]. Наслідком цього стає швидкий вихід з ладу деталей, що сприймають ударні навантаження.

За даними ПАТ «Кривбасзалізрудком» максимальне напрацювання на один пневмоударник для руд міцністю  $f=10-14$  (за шкалою проф. М.М. Протод'яконова) не перевищує 350 м пробурених свердловин. Для таким умов швидкість буріння складає приблизно 3 м за годину. Таким чином, термін служби пневмоударника - біля 120 годин. Враховуючи ту обставину, що пневмоударник має в комплекті запасний поршень, можна вважати, що останній повністю відмовляє через 60 годин роботи.

У той же час, ресурс поршня поршневого пневматичного двигуна П-2,5Ф, який працює в безударному режимі, складає не менше 768 годин [13] (тобто він мінімум на порядок вищий).

Виходячи з вищевикладеного, слід зробити наступний висновок: там, де використання ударного режиму роботи не є єдино можливим технічним рішенням, потрібно віддавати перевагу безударним конструкціям. Це дає можливість суттєво підвищити довговічність механізмів, покращати санітарно-гігієнічні умови їхнього обслуговування.

Забезпечення безударного режиму роботи можливо шляхом уведення у схему віброприводу конструктивних елементів, які б запобігали ударним зіткненням його деталей. В якості такого елемента можна використати саме стиснене повітря.

Розглянемо для прикладу розрахункову схему інерційного пневматичного вібраційного приводу з масивним поршнем [15] (рис. 3).

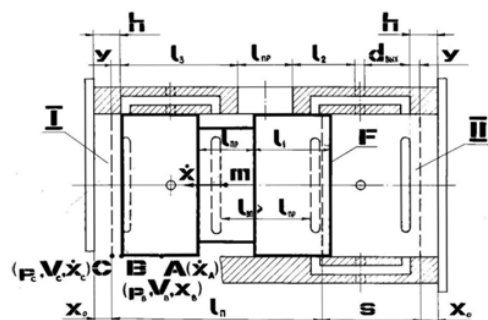


Рис. 3. Розрахункова схема інерційного пневматичного вібраційного приводу з масивним поршнем

Він складається з циліндричного корпусу, закритого з обох боків торцевим кришками, і масивного поршня, який поділяє внутрішній об'єм корпусу на дві робочі порожнини – I і II. Завдяки наявності в тілі поршня і в стінках корпусу перепускних каналів стиснене повітря, що поступає в середину приводу через отвір діаметром  $l_{пр}$ , змушує поршень здійснювати зворотно-поступальний рух.

Для забезпечення безударного режиму роботи необхідно створити демпферні повітряні подушки в порожнинах віброзбудника. Цього можна досягти виконанням замкнених відсічних камер, повітря в яких стискатиметься і запобігатиме ударам поршня по корпусу в кінці як прямого, так і зворотного ходів. Розміри відсічних камер мають бути вибраними таким чином, щоб стиснення повітря компенсувало динамічний вплив з боку поршня.

Розглянемо рух поршня справа-наліво (рис. 3). Його швидкість спочатку зростає з нуля (у крайній правій точці) до максимального значення (в центрі віброзбудника, посередині ходу), а потім знову падає до нуля (в крайній лівій точці). На шляху поршня можна відзначити три характерні точки, що відповідають його лівому торцю: A - поршень на середині ходу, швидкість  $\dot{X}_A$  - максимальна; B - момент, коли порожнина I відсікається від магістралі (відбувається пресування повітря в замкнутому просторі); C - точка зупинки поршня;  $\dot{X}_C=0$ . В точці C маємо

$$L=E,$$

де  $L$  - робота, що витрачається на стискання повітряного стовпа в порожнині  $I$  від точки  $B$  до точки  $C$ ;  $E$  - робота сил інерції поршня. З теореми про змінення кінетичної енергії випливає

$$\dot{X}_A^2/2 - m\dot{X}_C^2/2 = k_s p_m F s / 4. \quad (1)$$

Змінення кількості руху від точки  $A$  до точки  $C$

$$m\dot{X}_A - m\dot{X}_C = k_s p_m F t_{AC} / 2. \quad (2)$$

В цих формулах:  $F$  - площа поперечного перетину поршня;  $F = P_3 / k_s p_m$ ;  $P_3$  - величина змушеного зусилля, що розвиває віброзбудник;  $k_s$  - коефіцієнт підпресування повітря в порожнині  $I$ ;  $k_s = p_C / p_B$ ;  $s$  - хід поршня;  $p_m, p_C, p_B$  - тиски повітря відповідно в точках  $C, B$  і в магістралі;  $t_{AC}$  - час руху поршня від точки  $A$  до точки  $C$ ;  $t_{AC} = \pi / 2\omega$ ;  $\omega$  - кругова частота коливань.

Враховуючи, що  $\dot{X}_C = 0$ , з формул (1) і (2), отримуємо

$$\dot{X}_A = k_s p_m F \pi / 4 \omega t. \quad (3)$$

Робота, що витрачається на стискання повітряного стовпа порожнини  $I$  від точки  $B$  до точки  $C$  (адіабатний процес), становитиме

$$L = (p_B V_B - p_C V_C) / (k - 1). \quad (4)$$

Робота сил інерції поршня дорівнюватиме

$$E = m \omega^2 y^2.$$

Звідси маємо

$$m \omega^2 y^2 = (p_B V_B - p_C V_C) / (k - 1) = [p_m F h - k_s p_m F (h - y)] / (k - 1), \quad (5)$$

$$h = \{ [k_s p_m F y / (k - 1)] - m \omega^2 y^2 \} / \{ [p_m F (k - 1)] / (k - 1) \}. \quad (6)$$

В цих формулах:  $k$  - показник адіабати;  $p_B, p_C, V_B, V_C$  - тиски і об'єми порожнини  $I$  в моменти, коли поршень досягає відповідно точок  $B$  і  $C$ ;  $p_B = p_m$ ;  $h$  - довжина відсічної камери;  $y$  - шлях, що проходить поршень після відсікання магістралі до повної зупинки.

Для процесу стискання повітряного стовпа в порожнині  $I$  від точки  $B$  до точки  $C$  рівняння змінення кінетичної енергії запишеться у вигляді

$$m\dot{X}_C^2/2 - m\dot{X}_B^2/2 = -c y^2/2, \quad (7)$$

де  $c$  - жорсткість повітряного стовпа порожнини  $I$ .

З огляду на те, що  $\dot{X}_C = 0$ , маємо

$$c = m\dot{X}_B^2/2. \quad (8)$$

Жорсткість можна виразити також відношенням різниці кінцевої та початкової сил, що діють на поршень, до його переміщення на відтинку від точки  $B$  до точки  $C$

$$c = (p_C - p_B) F / y = p_m F (k_s - 1) / y. \quad (9)$$

З формул (8) і (9) можна знайти величину шляху гальмування поршня

$$y = m\dot{X}_B^2 / p_m F (k_s - 1). \quad (10)$$

Швидкість поршня в точці  $B$  визначаємо з рівняння, що описує змінення кількості руху від точки  $A$  до точки  $B$

$$m\dot{X}_A - m\dot{X}_B = p_m F \pi / 4 \omega. \quad (11)$$

Звідси маємо

$$\dot{X}_B = \dot{X}_A - p_m F \pi / 4 \omega, \quad (12)$$

де  $\dot{X}_A$  - з формули (3).

Підставляючи (12) і (3) у (10) отримуємо

$$y = p_m F \pi^2 (k_s - 1) / 16 \omega^2 t. \quad (13)$$

Тоді вираз (6) після перетворень з урахуванням (13) прийме вигляд

$$h = 0,156 p_m F (3k_s + 1) / \omega^2 t. \quad (14)$$

Отже, для забезпечення безударного режиму роботи інерційного віброзбудника з масивним поршнем необхідно створити замкнені відсічні камери у його порожнинах, причому довжина цих камер прямо пропорційна тиску повітря в магістралі і площі поршня і зворотно пропорційна його масі і квадрату частоти коливань.

Аналіз формули (14) показує, що раціональні межі довжини відсічної камери, при яких реалізується безударний режим роботи подібного вібраційного приводу з діаметром поршня від 80 до 200 мм такі

$$h = (0,14 - 1,66) P_3 / \omega^2. \quad (15)$$

На рис. 4 наведено номограму для визначення довжини поршня інерційного пневмовібробудника з масивним поршнем для значень потрібних величин змушеного зусилля, частоти коливань і маси поршня.

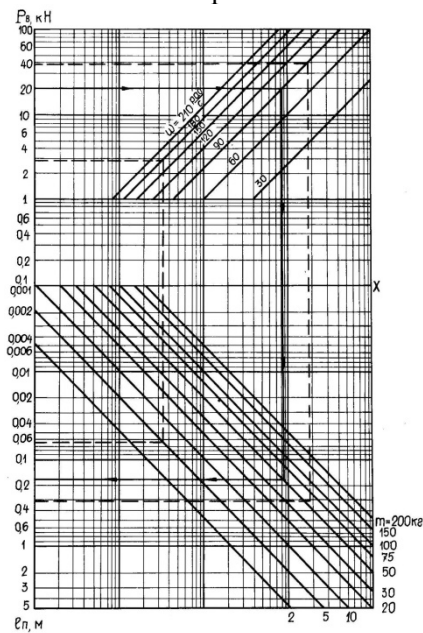


Рис. 4. Номограма для визначення довжини поршня інерційного пневмовібробудника

**Висновки та напрямок подальших досліджень.** Подібна методика може бути використана для забезпечення безударного режиму роботи пневматичних вібраційних збудників інших конструктивних схем.

Застосування безударних приводів в якості інтерсифікаторів випуску насипних матеріалів з ємностей в умовах гірничих та гірничозбагачувальних підприємств дасть можливість суттєво підвищити показники експлуатаційної надійності такого обладнання, зокрема довговічності його роботи.

#### Список літератури

1. Гончаревич І.Ф. Вибротехника в горном производстве / И.Ф. Гончаревич // – М.: Недра, 1992, - 319 с.
2. Гончаревич І.Ф. Некоторые аспекты современного развития вибрационной техники / И.Ф. Гончаревич, Э.Г. Гудушаури // Проблемы машиностроения и надежности машин. – М.: 2008, №5, - с. 116-120.
3. Потураев В.Н. Вибрационная техника и технологии в энергоёмких производствах / В.Н. Потураев // – Дн-ск: НГА Украины, 2002, - 190 с.
4. Іскович-Лотоцький Р.Д. Процеси та машини вібраційних і віброударних технологій / Р.Д. Іскович-Лотоцький, Р.Р. Обертюх, І.В. Севостьянов // Вінниця: Універсум, 2006, - 291 с.
5. 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.
6. Гольдштейн Б.Г. Пневматические и гидравлические вибраторы / Б.Г. Гольдштейн, А.М. Школьник // М.: Недра, 1973. – 56 с.
7. Александров Е.В. Прикладная теория и расчеты ударных систем / Е.В. Александров, В.Б. Соколинский // – М.: Наука, 1969. – 200 с.
8. Перельцайг М.И. Исследование динамики ударного пневматического поршневого привода / М.И. Перельцайг. – В кн.: Анализ и синтез машин-автоматов // - М.: Наука, 1965.
9. Воздвиженский Б.И. Современные способы бурения скважин / Б.И. Воздвиженский, А.К. Сидоренко, А.Л. Скорняков // – М.: Недра, 1970. – 352 с.
10. Исследования с целью разработки исходных данных для создания колонкового перфоратора с независимым поворотом бура: Отчет НИГРИ: Подтема №11-66-2«В». – Кривой Рог: 1966.
11. Иванов К.И. Техника бурения при разработке месторождений полезных ископаемых / К.И. Иванов, М.С. Варич, В.И. Дусев, В.Д. Андреев // – М.: Недра, 1974. – 408 с.
12. Самохвалов А.Я. Справочник техника-конструктора / А.Я. Самохвалов, М.Я. Левицкий, В.Д. Григораш // Киев: Техника, 1978. – 592 с.
13. Зиневич В.Д. Пневматические двигатели горных машин / В.Д. Зиневич, Г.З. Ярмоленко, Е.Г. Калита // М.: Недра, 1975. – 343 с.
14. Герц Е.В. Расчет пневмоприводов / Е.В. Герц, Г.В. Крейнин // М.: Машиностроение, 1975. – 273 с.
15. Горбачев Ю.Г. Расчет рабочих параметров безударного инерционного вибровозбудителя ВПС-20 / Ю.Г. Горбачев, Н.Ф. Василенко. – В кн.: Повышение эффективности обработки глубоких карьеров. Сб. научных трудов // Кривой Рог: НИГРИ, 1984. - С. 80-84.

Рукопис подано до редакції 21.03.17

УДК [662.614.2: 621.51]: 622.012.2

О.В. ЗАМИЦЬКИЙ, д-р техн. наук, проф., Є.Р. ГЛАДУН, аспірант  
Криворізький національний університет

## АНАЛІЗ МЕТОДІВ ОХОЛОДЖЕННЯ ТА УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛА ШАХТНИХ КОМПРЕСОРНИХ УСТАНОВОК

**Мета.** Метою даної роботи є аналіз методів охолодження та утилізації і повторного використання теплоти що виробляється в шахтних компресорних установках під час стиснення повітря.