

1977, №42. 11. А.с. 1511083, МКИ В 24 В31/06 Контейнер устройства для вибрационной обработки./ Л.М. Лубенская, А.А. Береженко, В.А. Власов и др. – Оpubл. в Б.И., 1989, №36. 12. Пат. 48404А Украина, МКИ В 24 В31/06 Вибрационная машина./ Е.В. Бранспиз, Л.М. Лубенская, Д.Л. Перов и др. – Оpubл. в Б.И., 2002, №8. 13. А.с. 715302 СССР, МКИ В 24 В31/06 Установка для вибрационной обработки деталей в абразивной среде./Ф.С. Юнусов, В.В. Якунин, А.П. Абызов. – Оpubл. в Б.И., 1980, №6. 14. А.с. 764952 СССР, МКИ В 24 В 31/06 Футеровка/Н.И. Тимохин, В.Д. Белозеров, Г.И. Давыдова. – Оpubл. в Б.И., 1980, №35. 15. Опирский Б.Я., Денисов П.Д. Новые вибрационные станки. Львов, 1991. 16. Блехман Н.И., Джанелидзе Г.Ю. Вибрационное перемещение. – М., 1964. 17. Калмыков М.А. Повышение эффективности процесса вибрационной обработки крупногабаритных деталей. Дис. на соиск. степени канд. техн. наук, Харьков, 2006. – 223 с.

УДК 621.22 + 622.74

І.В. КОЦ

Вінницький національний технічний університет, м.Вінниця,

## ДИНАМІКА ГРОХОТІВ З ГІДРАВЛІЧНИМ ШТОВХАЮЧИМ ПРИВОДОМ

© Іван Коц, 2006

*Наведено аналіз робочого процесу і математичну модель грохота з гідравлічним штовхаючим приводом, дистанційне керування якого здійснюється автоматичним гідророзподільвачем – двокаскадним клапаном-пульсатором. Застосування цього гідравлічного привода забезпечує здійснення асиметричного циклу при зворотно-поступальних рухах транспортувального органа грохота. Математична модель надає можливість вивчення якісних та кількісних залежностей технічних показників устаткування від його конструктивних, силових та енергетичних параметрів.*

*The analysis of working process and mathematical model of screen with pushing hydraulic drive, remote control of which is carried out of automatic hydraulic distributor – valve-pulsator with double cascades is considered. The application of this hydraulic drive realization of asymmetric cycle in case of reverse-forward motions of transporting organ of screen. The mathematical model gives possibility of study of quality and quantitative dependences of technical indexes equipment from its structures, power and energy parameters.*

**Постановка проблеми.** Вібраційне грохочіння широко застосовується у гірничій, металургійній, хімічній та багатьох інших галузях промисловості, що пов'язані з переробкою сипкої сировини. Від ефективності і продуктивності цього процесу залежить якість і собівартість вихідної продукції. Для забезпечення високої продуктивності грохочіння здійснюється товстим шаром з підкиданням. Грохочіння у такому разі є результатом спільної взаємодії таких складових, як: сегрегація, просіювання і вібротранспортування. Сучасна сировинна, екологічна та енергетична ситуація передбачає подальше вдосконалення процесів грохочіння, зокрема, поліпшення якості і підвищення ефективності технологічного обладнання. Отже, розроблення і дослідження вібраційних грохотів нових конструкцій, в яких реалізуються досконаліші технології грохочіння, а також визначення закономірностей, що пояснюють і описують динаміку вібраційного грохочіння у взаємозв'язку “привід – грохот – сипка сировина” є актуальною науковою проблемою, що має важливе значення для галузей промисловості, які переробляють мінеральну сировину.

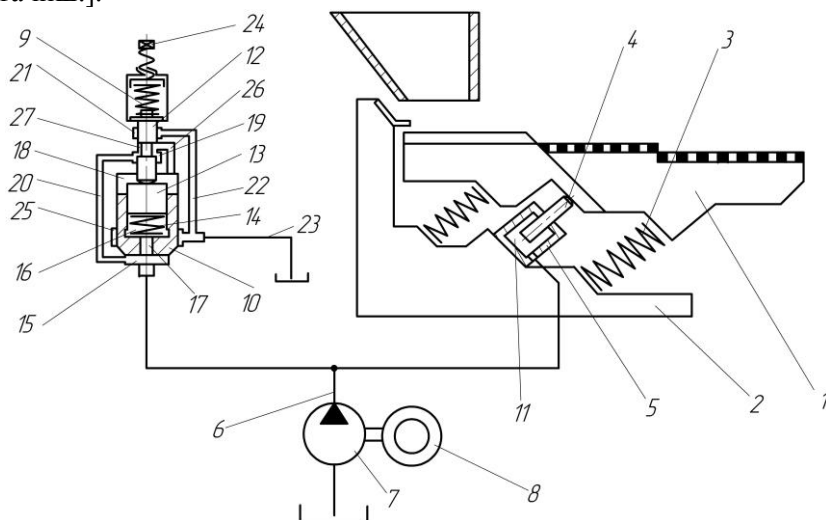
**Аналіз останніх досліджень.** Як показали аналітичні дослідження розробок в галузі грохочіння сипкої сировини, основним вузлом привода вібраційних грохотів, що визначає ступінь

їхньої досконалості, надійності, функціональні можливості, а часто і вартість, є вібратор, призначення якого полягає у перетворенні підведеної енергії в енергію механічних коливань. Сучасні вібротранспортувальні машини оснащені зазвичай електромеханічними, електромагнітними і рідше пневматичними і гідравлічними приводами. Найчастіше застосовують вібратори дебалансного типу, що основані на силовому інерційному принципі збудження коливань [1 – 3,7]. Недоліком відомих і використовуваних в промисловості приводів вібраторів, незалежно від їхнього типу, є те, що всі вони мають симетричний цикл роботи, аналогічний широковідомим дебалансним механічним і електромагнітним вібраторам. Інакше кажучи, транспортувальний орган рухається у прямому і зворотному напрямках за ідентичним законом, причому циклічність роботи не пов'язана з циклограмою руху переміщуваного вантажу. Це призводить до того, що за один цикл переміщення вантажу він піддається багаразовій дії транспортувального органу, що призводить до зменшення швидкості транспортування, подрібнення і підвищення енерговитрат.

Завдяки загальновідомим перевагам гідропривода і його широкому застосуванню в сучасних машинах, використання гідросистеми як джерела енергії в багатьох випадках виявляється і технічно, і економічно найвиправданішим. Від інших типів вібраторів гідравлічні вигідно відрізняються питомою потужністю, герметичністю, малим рівнем шуму, можливістю у широкому діапазоні варіювати амплітуду і частоту вібрації. Причому ККД гідравлічних віброприводів досягає 0,9, а металоємність і габаритні розміри в 2...3 менші.

**Формулювання мети дослідження.** Метою цих досліджень є обґрунтування параметрів і розроблення гідравлічного привода штовхаючого привода для грохота, який оснащений автоматичним гідророзподілювачем – двокаскадним клапаном-пульсатором, що дає змогу забезпечити керований згідно з заданим законом асиметричний закон зворотно-поступального руху транспортувального органу, підвищити рівень надійності, експлуатаційні показники і здатність до регулювання вихідних технологічних параметрів віброгрохоту.

**Виклад основного матеріалу.** На рисунку показана конструктивна схема гідравлічного штовхаючого привода – збуджувача коливань, який використовувався для приведення в коливальний рух транспортувального органу грохота, призначеного для відсіву дрібних складових коксу, агломерату, котунів та іншої сипкої сировини з розмірами шматків початкового продукту не більше ніж 300...400 мм. В основу розробки покладені технічні рішення, дослідження яких здійснюються у Вінницькому національному технічному університеті спільно з Інститутом геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова НАН України і які запропоновані нами у низці попередніх публікацій [5, 6 та інш.].



Конструктивна схема грохота із гідравлічним штовхаючим приводом

Вібраційний грохот складається з транспортувального органу 1, основи 2, сполучених один з одним за допомогою пружних елементів 3. Як виконавчий орган збуджувача коливань використовується плунжерний гідроциліндр, у який входить плунжер 4 і корпус 5, встановлений під деяким кутом до напрямку транспортування. Робоча порожнина плунжерного гідроциліндра за допомогою трубопроводів 6 сполучена з насосом 7, що приводиться в рух електродвигуном 8, а також з автоматичним гідророзподільовачем – двокаскадним клапаном-пульсатором.

Гідравлічний штовхаючий привод грохоту працює так. Під дією тиску робочої рідини, що надходить від приводного гідронасоса 7 в робочу порожнину 11 плунжерного силового гідроциліндра, відбувається переміщення – прямий хід плунжера 4 відносно корпусу 5, а також транспортувального органу 1, що контактує з ним, і технологічного навантаження – сипкої сировини, що міститься на ньому, у напрямі переміщення плунжера 4. Одночасно відбувається деформація пружних елементів 3 і накопичення потенційної енергії для подальшого зворотного ходу. В цьому положенні робоча рідина під тиском від приводного гідронасоса 7 також подається в підклапанну порожнину 15 і за допомогою відкритої дросельної щілини між кромкою золотника 12 і кільцевим розточуванням 19 в надклапанну порожнину 10. Клапан другого каскаду 11 притиснутий робочим тиском до сідла, оскільки зусилля від тиску робочої рідини на площу поперечного перерізу, на яку діє воно з боку надклапанної порожнини 18 в сумі із зусиллям пружини 14 більше, ніж зусилля протидії з боку підклапанної порожнини 15. Зусилля від тиску робочої рідини, що надходить в порожнину 16, за допомогою плунжера-штовхача 13 передається на двокромковий золотник 12 і після досягнення деякого заданого тиску  $p_H$ , на який налаштована пружина 9, він починає переміщуватися. Дросельна щілина, що зв'язує кільцеве розточування високого тиску 19 через канал 26 з надклапанною порожниною 18, закривається і відбувається з'єднання надклапанної порожнини 18 із зливною кільцевою розточкою 21. З'єднання надклапанної порожнини 18 із зливною магістраллю приводить до падіння тиску в ній до мінімального значення. З боку підклапанної порожнини 15 створюється зусилля тиску, що здатне відкрити клапан другого каскаду 10, і він відкривається. Напірна магістраль 6 і робоча камера 11 з'єднуються із зливною магістраллю. Тиск у всій гідросистемі падає до зливного. Під дією потенційної енергії, закумульованої пружним елементом – пружиною повернення 3, здійснюється переміщення – зворотний хід транспортувального органу 1 і плунжера 4 в початкове положення. Оскільки проекція пришвидшення на вертикальну вісь при переміщенні транспортуючого органу буде значно більшою від пришвидшення вільного падіння транспортованого матеріалу – сипкої сировини, то відбудеться їхнє розділення. Отже, транспортувальний орган 1 грохота повернеться в початкове положення, а матеріал, що транспортується, здійснивши вільне падіння, переміститься в горизонтальному напрямі і в кінці падіння зустрінеться з транспортувальним органом 1. Робочий плунжер 4 витісняє робочу рідину з робочої камери 11 на злив через відкритий клапан другого каскаду 10. У разі пониження тиску в гідросистемі до мінімуму пружина 9 переміщує двокромковий золотник 12 і плунжер-штовхач 13 в початкове положення, а пружина 14 закриває клапан другого каскаду 10. Під дією зусиль від тиску робочої рідини, що збільшується, відбувається фіксація всіх елементів гідророзподільовача в початковому положенні і починається наступний робочий цикл, який повторюється в автоматичному режимі. В результаті послідовних періодичних імпульсів зарядки і розрядки пружних елементів 3 буде відбуватися коливальний рух площин транспортувального органу 1, що сприятиме переміщенню матеріалу вздовж площин транспортування. Підбиранням відповідної величини подачі робочої рідини і регулюванням тиску спрацьовування клапана-пульсатора, можна в широких межах плавно регулювати частоту і амплітуду коливань транспортувального органу 1. Конструктивне виконання клапана-пульсатора дає змогу за допомогою налаштування пружини 9 на певний тиск його спрацьовування здійснювати управління необхідною енергією силового імпульсу робочого ходу. Частота ходів легко регулюється зміною подання робочої рідини приводним гідронасосом 7. Добираючи енергію і

частоту повторення силових імпульсів, передаваних плунжером 4 транспортувальному органу 1 грохоту, можна забезпечити оптимальний режим транспортування і грохочіння сипкої сировини.

Запропонований гідравлічний штовхаючий привід, дистанційно керований двокаскадним клапаном-пульсатором, вигідно відрізняється від всіх відомих тим, що за рахунок конструктивних особливостей цього привода вдається забезпечити асиметричність робочого циклу за заданим законом, а також досягти цілого ряду таких переваг: підвищеного рівня питомої потужності; малих габаритних розмірів; можливості і простоти регулювання параметрів технологічного процесу в широкому діапазоні, оскільки керування у такому разі здійснюється тільки по потоку робочої рідини (змінюю тиску спрацьовування клапана-пульсатора за допомогою налаштування пружини 9 і змінюю продуктивності приводного гідронасоса 8). Робота автоматичного гідророзподільвача – клапана-пульсатора практично не залежить від початкових умов, а визначається тільки тиском рідини в робочій камері у момент стиснення пружин повернення 3. Гарантується також стабільність робочого циклу і підвищується надійність функціонування привода грохота.

Для аналітичного описання робочого процесу цієї системи була розроблена математична модель, яка дає змогу визначити основні робочі параметри і характеристики грохота з гідравлічним штовхаючим приводом.

Складаючи диференціальні рівняння, які описують математичну модель гідропривода, були зроблені такі основні припущення: температуру і в'язкість робочої рідини приймаємо стабільною; хвильовими процесами нехтуємо, враховуючи невелику протяжність трубопроводів; механічну характеристику приводного електродвигуна приймаємо лінійною; коефіцієнт стисливості  $\beta$ , який характеризує сумарний ефект стисливості робочої рідини і деформації сполучних трубопроводів приймається постійним [4,5]; перехідний процес спрацьовування двокаскадного клапана-пульсатора на злив вважається релейним, тобто таким, що відбувається за достатньо малий час порівняно з тривалістю прямого або зворотного ходу; при відкритті клапана-пульсатора площа його прохідного перерізу змінюється релейно від  $\theta$  до  $f_{зл}$ ; тиск на зливі приймається сталим; часом гальмування в кінці прямого і зворотного ходу, враховуючи його мале значення, нехтуємо; продуктивність  $Q_H$  гідронасоса приймається постійною, тобто незалежною від тиску в гідросистемі; об'ємні втрати робочої рідини в гідросистемі не враховують внаслідок їхнього малого значення; транспортована сипка сировина для спрощення розрахунків приймається у вигляді зосередженої маси, абсолютно жорсткою.

Фаза прямого ходу описується рівняннями руху транспортувального органа грохота спільно з транспортованим матеріалом вгору в проекціях на горизонтальну і вертикальну осі:

$$M \frac{d^2 x_1}{dt^2} + \mu \frac{dx_1}{dt} + cx_1 = pF_{\text{пл}} \sin \alpha ; \quad (1)$$

$$M \frac{d^2 y_1}{dt^2} + \mu \frac{dy_1}{dt} + cy_1 = pF_{\text{пл}} \cos \alpha - Mg ; \quad (2)$$

і рівнянням зв'язку, отриманим з умови нерозривності потоку робочої рідини в гідросистемі:

$$Q_H = F_{\text{пл}} \sqrt{\left(\frac{dx_1}{dt}\right)^2 + \left(\frac{dy_1}{dt}\right)^2} + \frac{dp}{dt} \left(W_T + F_{\text{пл}} \sqrt{x_1^2 + y_1^2}\right) \beta. \quad (3)$$

У (1) – (3) позначено:  $M = m_1 + m_2$  – сумарна маса транспортувального органа грохота  $m_1$  і маси сипкої сировини на ньому  $m_2$ ;  $\frac{d^2 x_1}{dt^2}$ ,  $\frac{dx_1}{dt}$ ,  $x_1$  і  $\frac{d^2 y_1}{dt^2}$ ,  $\frac{dy_1}{dt}$ ,  $y_1$  – відповідно проекції на горизонтальну і вертикальну осі пришвидшення, швидкості і переміщення центра маси транспортувального органа

1 грохота;  $\mu$  – коефіцієнт в'язкого демпфування;  $c$  – жорсткість пружних елементів повернення;  $p$  – поточний тиск в гідросистемі;  $F_{\text{пл}}$  – ефективна робоча площа плунжера 4;  $W_{\Gamma}$  – загальний об'єм гідросистеми;  $\alpha$  – кут нахилу осі плунжера силового гідроциліндра до горизонту;  $g$  – пришвидшення вільного падіння.

Фазу зворотного ходу можна представити відповідно рівняннями:

– руху транспортувального органа вниз окремо від транспортованої сипкої сировини у в проекціях на горизонтальну і вертикальну осі:

$$m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} + \mu \frac{dx_1}{dt} + cx_1 = cx_{10} - pF_{\text{пл}} \sin \alpha ; \quad (4)$$

$$m_1 \frac{d^2 y_1}{dt^2} + \mu \frac{dy_1}{dt} + cy_1 = cy_{10} + m_1 g - pF_{\text{пл}} \cos \alpha ; \quad (5)$$

– витрати з робочої порожнини і гідросистеми на злив через прохідний переріз основного випускного отвору клапана-пульсатора :

$$\begin{aligned} \sigma \sqrt{(p - p_{\text{зл}})} &= Q_{\text{н}} + F_{\text{пл}} \sqrt{\left(\frac{dx_1}{dt}\right)^2 + \left(\frac{dy_1}{dt}\right)^2} + \\ &+ \frac{dp}{dt} [W_{\Gamma} + F_{\text{пл}} (\sqrt{x_{10}^2 + y_{10}^2} - \sqrt{x_1^2 + y_1^2})] \beta; \end{aligned} \quad (6)$$

– вільного падіння транспортованого матеріалу, який піддається грохочінню:

$$m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} = 0 ; \quad (7)$$

$$m_2 \frac{d^2 y_2}{dt^2} = 0 . \quad (8)$$

В рівняннях (4) – (8) введені додаткові позначення:  $x_{10}$  і  $y_{10}$  – кінцеві координати зміщення транспортувального органа грохота у фазі прямого ходу;  $\sigma = \kappa f_{\text{зл}} \sqrt{2/\rho}$  – гідропровідність основного прохідного перерізу автоматичного гідророзподільвача – двокаскадного клапана-пульсатора, де  $\kappa$  – коефіцієнт гідравлічних втрат;  $f_{\text{зл}}$  – прохідна площа поперечного перерізу в основному випускному отворі клапана-пульсатора;  $\rho$  – густина робочої рідини;  $\frac{d^2 x_2}{dt^2}$ ,  $\frac{d^2 y_2}{dt^2}$  – відповідно проекції

пришвидження центра мас транспортованого матеріалу, який підлягає грохочінню.

Аналітичне розв'язання системи рівнянь (1) – (8), які описують робочий процес гідравлічного штовхаючого привода – збуджувача коливань грохоту, є доволі складними, враховуючи їхню нелінійність. Найдоцільнішим є розв'язання їх числовими методами за допомогою ЕОМ. Автором розроблена методика розв'язання цих систем рівнянь з використанням стандартних підпрограм інтегрованої системи програмування MathCAD. Остаточні результати розв'язань рівнянь прямого ходу були початковими для розв'язання рівнянь зворотного ходу. Отримані результати теоретичних розрахунків параметрів і характеристик коливальної системи грохота можуть бути використані при проектуванні подібних гідравлічних приводів вібраційної дії для грохотів і віброконвеєрів.

Виготовлені експериментальні зразки грохотів з гідравлічним штовхаючим приводом запропонованої конструкції і виконані лабораторні дослідження їхніх технічних параметрів підтвердили ефективність їхньої роботи. Ведуться роботи з подальшої експериментальної перевірки теоретичних результатів і впровадження дослідно-промислових зразків грохотів у виробництво.

### Висновки

1. Розглянуто конструктивне виконання гідравлічного штовхаючого привода і системи його дистанційного керування за допомогою автоматичного гідророзподільвача – двокаскадного клапана-пульсатора, яке забезпечує здійснення асиметричного характеру зворотно-поступального руху транспортувального органу грохота за заданим законом, для досягнення ним оптимального режиму сегрегації, просіювання і переміщення сипкої сировини. Використання цього гідравлічного привода дає змогу в достатньо в широких межах змінювати як частоту повторення силових імпульсів – коливань, так і величину амплітуди, а також змінювати величину силової дії, що прикладається до коливальної системи грохота, завдяки змінам настройки спрацьовування клапана-пульсатора. Наявність таких широких технічних можливостей в галузі регулювання основних параметрів динамічної коливальної системи грохота сприяє підвищенню ефективності здійснення технологічних процесів грохочіння і транспортування сипкого матеріалу.

2. Запропонована математична модель робочого процесу гідравлічного штовхаючого привода грохота, яка дає змогу обґрунтувати кінематичні, динамічні і геометричні параметри цієї коливальної системи грохота, гідросистеми і керуючого клапана-пульсатора залежно від режимів його роботи та величин діючих навантажень від переміщуваної сипкої сировини.

*1. Вопросы динамики тяжелых грохотов с пневматическим толкающим приводом / В.Н. Потураев, И.И. Круш, Л.М. Шифрин, А.В. Сергиенко // В кн.: Теория и расчет горных машин. Сб. науч. тр. – Киев: Наукова думка, 1982. – С. 116 – 120. 2. Вайсберг Л.А. Вибрационное грохочение сыпучих материалов. Моделирование процесса и технологический расчет грохотов / Л.А. Вайсберг, Д.Г. Рубисов – СПб., 1994. 3. Букин С.Л., Соломичев Н.Н. Обоснование рабочего режима трехмассового грохота // Машиностроение и техносфера на рубеже XX века. – Донецк: ДонГТУ, 1999. –Т.1.– С. 108 – 111. 4. Машиностроительный гидропривод / Л.А. Кондаков, Г.А. Никитин, В.Н. Прокофьев и др.; Под ред. В.Н. Прокофьева. – М., 1978. 5. Иванов М.Е., Искович-Лотоцкий Р.Д., Коц И.В. Специальная гидроаппаратура управления корот-коходовыми возвратно-поступательными прямолинейными и вращательными перемещениями в машиностроении. Обзор. – М., 1982. 6. А.с. № 906844 СССР. МКИ В 65 G 25/08. Привод конвейера переталкивающего типа / Б.А. Земляков, И.В. Коц, П.В. Плащевский (СССР). – № 2961164/24-12. Заявл. 16.07.80; Оpubл. 23.02.82, Бюл. № 7. – С.42. 7. Надутий В.П., Лапшин Е.С. Поведение сыпучей среды на перфорированной поверхности при вибрационном воздействии // Материалы V междунар. науч. школы-семинара “Импульсные процессы в механике сплошных сред”. – Николаев, 2003. – С. 112 – 115.*