

**Всеукраїнський**

**науково-технічний**

**журнал**

**ПРОМИСЛОВА  
ГІДРАВЛІКА І  
ПНЕВМАТИКА**

**1(27)**

**2010**

ISSN 1994-4691



9 771994 469005

## Редаційна колегія:

### Головний редактор:

к.т.н., проф. Сарада Л.П. (м. Вінниця)

### Перший заступник головного редактора:

д.т.н., проф. Зайончковський Г.Й.,  
президент АС ПП (НАУ, м. Київ)

### Заступника головного редактора:

д.т.н., проф. Струтинської В.Б. (м. Київ)

д.т.н., проф. Яноч О.М. (м. Київ)

к.т.н., проф. Іванов М.І. (м. Вінниця)

к.т.н., с.н.с. Бадах В.М. (м. Київ)

### Члени редакційної колегії:

д.т.н., проф. Анісімов В.Ф. (м. Вінниця)

д.т.н., проф. Гармашев А.Д. (м. Вінниця)

д.т.н., проф. Лисенко В.М. (м. Вінниця)

д.т.н., проф. Ісаківич-Лотоцький Р.Д.  
(м. Вінниця)

д.т.н., проф. Бочаров В.П. (м. Київ)

д.т.н., проф. Лур'є З.Я. (м. Харків)

д.т.н., проф. Нахайдчук О.В. (м. Вінниця)

д.т.н., Паламарчук І.П. (м. Вінниця)

д.с.н., Калетник Г.М. (м. Вінниця)

### Секретаріат:

#### Відповідальний секретар:

к.т.н., доц. Переяславський О.М.  
(м. Вінниця)

#### Заступника відповідального секретаря:

д.т.н., проф. Лутовський О.Ф. (м. Київ)

к.т.н., доц. Верба І.І. (м. Київ)

#### Асоційовані члени редакційної колегії від регіонів України:

д.т.н., проф. Кузнецов Ю.М. (м. Київ)

д.т.н., проф. Павлонко І.І.  
(м. Львів)

д.т.н., проф. Сахно Ю.О. (м. Чернівці)

д.т.н., проф. Усов А.В. (м. Одеса)

д.т.н., проф. Батляк В.А. (м. Львів)

д.т.н., проф. Михайлов О.М.  
(м. Донецьк)

д.т.н., проф. Мельничук П.П.  
(м. Житомир)

д.т.н., проф. Ковальов В.Д.  
(м. Івано-Франківськ)

д.т.н., проф. Фінкельштейн З.Л.  
(м. Алчевськ)

д.т.н., проф. Проволоцької О.С.  
(м. Дніпропетровськ)

к.т.н., проф. Ступанюк А.О. (м. Суми)

д.т.н., проф. Осенін Ю.І. (м. Луганськ)

д.т.н., проф. Селявський О.М.  
(м. Санкт-Петербург, Росія)

д.т.н., проф. Панченко А.І.  
(м. Миколаїв)

к.т.н. Карлутин Б.В. (м. Київ)

д.т.н. Трафімов В.А. (м. Київ)

к.т.н., доц. Жук В.М. (м. Львів)

# ПРОМИСЛОВА ГІДРАВЛІКА І ПНЕВМАТИКА

Всеукраїнський науково-технічний журнал

Журнал засновано у березні 2003 р.

Свідоцтво про реєстрацію НВ № 7033, видає  
Державним комітетом інформаційної політики,  
телебачення і радіомовлення України 1.03.2005 р.

№1(27)  
'2010

Засновники: Вінницький державний аграрний університет,  
Асоціація спеціалістів промислової гідравліки і пневматики

Номер друкується згідно з рішенням Вченої ради БДАУ (протокол №17 від 26.01.2010 р.)

Журнал рішенням президії ВАК України від 30 червня 2004 р. № 3-05/7 входить в перелік  
наукових фахових видань (білететів ВАК України, № 8, 2004 р.)

## З М І С Т

### Загальні питання

#### промислової гідравліки і пневматики

Н.І. Библюк, О.А. Стиранівський, О.С. Мачуга

Науково-технічні аспекти запобігання негативному впливові  
господарської діяльності на довкілля .....

3

М.Г. Бойко, О.А. Геммерлінг

Дослідження сили удару гідроімпульсного струменя при проходженні його  
через шар зруйнованого вугілля різної вологості .....

10

Г.О. Мазяр, І.О. Гузьова, Я.М. Ханік

Вивчення гідродинаміки при фільтрації теплоносія крізь сухий шар фосфатитсу .....

13

И.А. Емельянова, А.А. Задорожний, С. А. Гузенко

Зависимость скоростей движения частиц бетонной смеси от начальных условий  
рабочего процесса при использовании малогабаритного оборудования .....

16

А.Г. Виноградов

Математичне моделювання розподілу концентрацій та швидкостей крапель  
у водяній завесі .....

20

М.П. Кулик

Про можливі енергоздатні підходи в процесі виробництва теплової  
та електричної енергії .....

23

Р.С. Мякохляб

Моделювання тепломасообмінних процесів при сушінні деревини:  
алгоритмування розрахунку .....

27

### Прикладна гідромеханіка, гідромашини і гідропневмоагрегати

В.А. Батляк, І.В. Проскуріна, А.В. Ляшенко

Математична модель процесу очищення заглибленого лотку  
у відцентрово-вєрційних пилословловлювачах .....

31

А.Ф. Луговской, В.П. Фесич, А.В. Мовчанюк

Методика расчета ультразвуковых высокоамплитудных резонансных приводов  
для канвационных технологий .....

37

В.І. Сівецький, Д.Д. Рябінін, О.Л. Соколюський

Вплив ефективного ковзання на параметри потоку маньхтонівської рідини .....

41

Асоційовані зарубіжні члени редакційної колегії:

д.т.н., проф. Попов Д.М.  
(м. Москва, Росія)  
д.т.н., проф. Єрманов С.О.  
(м. Москва, Росія)  
д.т.н., проф. Іванов Г.М.  
(м. Москва, Росія)  
д.т.н., проф. Нагорний В.С.  
(м. Санкт-Петербург, Росія)  
д.т.н., проф. Чегодаєв Д.С.  
(м. Самара, Росія)  
н.т.н., с.к.є. Малишев С.А.  
(м. Москва, Росія)  
н.т.н., доц. Ащеулов О.В.  
(м. Санкт-Петербург, Росія)  
н.т.н., с.н.с. Колеватов Ю.В.  
(м. Новосибірськ, Росія)  
д.т.н., проф. Метлюк Н.Ф.  
(м. Мінськ, Республіка Білорусь)  
н.т.н., проф. Немирюцька І.А. (Ізраїль)  
д.т.н., проф. Врублевський А. (Польща)  
д.т.н., проф. Христов Х. (Болгарія)  
д.т.н., проф. Яеделчева П. (Болгарія)

Адреса редакції:  
21008, м. Вінниця  
вул. Сонячна, 3,  
Вінницький державний аграрний  
університет  
тел.: (0432) 57-42-27, 43-72-30  
e-mail: journal@vsnau.org



ГЛОБУС-ПРЕС

21021, м. Вінниця, 600-річчя, 15  
Свідчення про внесення до Державного  
реєстру ДК № 1877  
тел. (+38 0432) 67-58-92

E-mail: globuspr@svitonline.com

Технічний редактор О.А. Мельниченко  
Комп'ютерна верстка О.В. Ступак  
Коректор С.Н. Гонка

З'являє до набору 11.01.2010.  
Підписано до друку 21.02.2010.  
Формат 60x84/16. Папір офсетний.  
Гарнітура JOURNAL. Друк офсетний.  
Ум. друк. арк. 21. Зак. № 09-41.  
Наклад 100 прим.

# З М І С Т

С.В. Косюк, С.А. Чистяков, А.В. Котелевєв Оценка структуры потока фотозвульсии в распределительных каналах многочащевой головки .....	44
Р.М. Гнатів, І.Ф. Рип'як, В.В. Чернюк Дослідження неуставеного середовища трубопроводів гідравлічних систем методами візуалізації .....	47
А.А. Евтушенко, С.О. Луговая, Л.Л. Ольштынський, И.Б. Твердохлеб Исследование промежуточной ступени центробежного насоса с уменьшенными массо-габаритными характеристиками в диапазоне $ps = 120-140$ .....	52
С.О. Хованський Вимоги до форми енергетичних характеристик відцентрових насосів гідравлічних мереж комунального водопостачання .....	56
А.Т. Гусак, В.А. Панченко, И.В. Островський Некоторые подходы к методике проектирования направляющих аппаратов осевых погружных моноблочных насосов .....	61
А.Н. Гулий, А.Н. Зубакин Совершенствование конструкций центробежных насосов, основанное на использовании демпфирующих эффектов щелевых уплотнений проточных частей .....	65
Д.М. Кашуба, О.М. Яхно, В.С. Кривошеев, О.В. Кривошеев Метод расчета потерь энергии при течении аномально-вязких жидкостей в конических щелевых зазорах .....	68

## Системи приводів. Технологія і обладнання машинобудівного виробництва. Мехатроніка

З.Я. Лурье, А.И. Гасюк Определение аппроксимированных уравнений нагрузки на гидростатический подшипник гидротурбина подъема вала паровой турбины .....	71
В.Б. Струтинський, Д.Ю. Федориняко Моделирование траекторий пространственного движения опорных точек шпинделя на основе стохастической математической модели .....	75
В.В. Дубінський, С.П. Кулініч, В.П. Чуйко Математична модель вібраційного гідравлічного привода преса для утилізації відходів деревообробних підприємств .....	81
Р.Д. Іскович-Лотоцький, М.О. Мовчанюк, М.В. Бакало Вимірний комплекс для визначення робочих параметрів технологічних машин з гідропульсним приводом .....	86
В.І. Мосуленко, О.С. Чумаченко Гідродинамічні характеристики потоку в зоні обробки електричною дугою як визначальний фактор при конструюванні електрода-інструмента .....	90

## Механізація сільськогосподарського виробництва

А.А. Патченко, С.Ф. Новельов, В.В. Коломієць, М.С. Овчаренко Шляхи підвищення ефективності ретарних теплогенеруючих агрегатів-гомогенізаторів агрегатів-гомогенізаторів .....	67
---	----

УДК 621.225

В.В. Дубінський,  
С.П. Кулінич, канд. техн. наук,  
Чуйко В.П.  
Сумський державний університет

## МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ВІБРАЦІЙНОГО ГІДРАВЛІЧНОГО ПРИВОДА ПРЕСА ДЛЯ УТИЛІЗАЦІЇ ВІДХОДІВ ДЕРЕВООБРОБНИХ ПІДПРИЄМСТВ

*Приведено описання гідравлического вібраційного привода преса для брикетування відходів деревообробної промисловості. Для визначення динамічних характеристик розроблена математична модель вібраційного привода, у якій враховано двофазність і стисливість робочої рідини та нелінійність характеристик елементів привода.*

*The paper presents the description of a vibrating hydraulic drive of the press for briquetting of wastes of woodworking enterprises. In order to determine the dynamic characteristics, a mathematical model of the vibrating hydraulic drive was developed. The model takes into account the two-phase character and compressibility of the working fluid and non-linearity of characteristics of the elements of the drive.*

### Проблема і зв'язок з науковими і практичними задачами

Ефективність використання технологічного обладнання значною мірою залежить від можливості прогнозування характеристик силових приводів, які в ньому застосовуються. У переважній більшості сучасних технологічних машин для приводу робочих органів застосовуються гідравлічні системи, які розвивають значні зусилля при малих габаритах і масі. Для деяких технологічних процесів (зокрема для брикетування відходів деревообробних підприємств) бажано на головний рух робочого механізму накласти вібрацію. При вібраційному пресуванні покращуються властивості брикетів – вони більше упилюються, тому зменшується їх об'єм, водночас і площі, необхідні для їх зберігання.

Тому розробка математичної моделі вібраційного гідравлічного привода преса для брикетування відходів деревообробних підприємств з метою дослідження динамічних характеристик є актуальною науковою задачею.

### Аналіз досліджень і публікацій

У багатьох випадках для приводу робочих органів технологічного обладнання застосовуються вібраційні гідравлічні приводи, дослідження роботи яких проводиться різними авторами [1, 2].

Відома математична модель гідроімпульсного привода преса для пресування заготовок з порошкових матеріалів у прес-формах закритої типу при інерційному навантаженні [2]. Принципові схеми вібраційних приводів показано на рис. 1. Відміна даних схем визначається способом підключення вібробудувача Р до порожнини гідроциліндра Ц. Розрізняють два способи підключення вібробудувача:

- «на вході» — коли періодичне з'єднання робочої порожнини гідроциліндра Ц з напірною гідролінією та зі зливом здійснюється через вібробудувач Р (рис. 1а, б);

- «на виході» — коли робоча порожнина гідроциліндра Ц з'єднана з напірною лінією безпосередньо, а зі зливом її періодично з'єднує вібробудувач Р (рис. 1в).

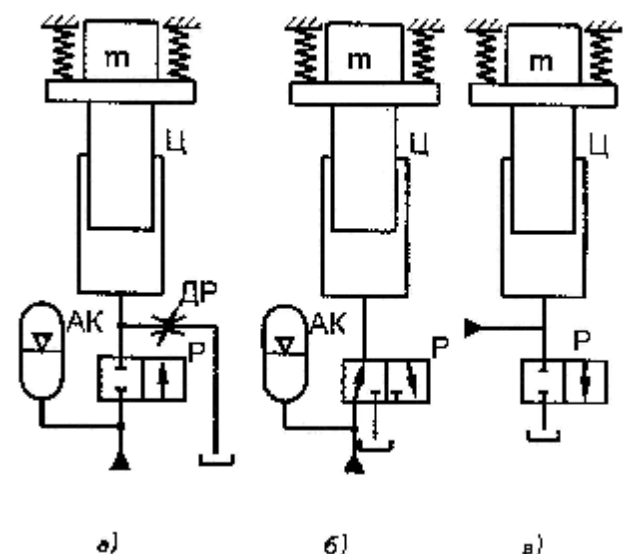


Рис. 1. Принципові схеми вібраційного привода.

Циклограми зміни тиску в напірній лінії гідравлічного двигуна для цих гідравлічних приводів з примусовим і автоматичним відкриттям регулюючого елемента вібробудувача показано на рис. 2.

Аналіз типових циклограм зміни тиску в напірній лінії гідросистеми з вібробудувачем, запірний елемент якого відкривається примусово згідно із заданим періодичним законом (рис. 2а) або автоматично, в результаті реалізації зворотного зв'язку за тиском, як показано на рис. 2б.

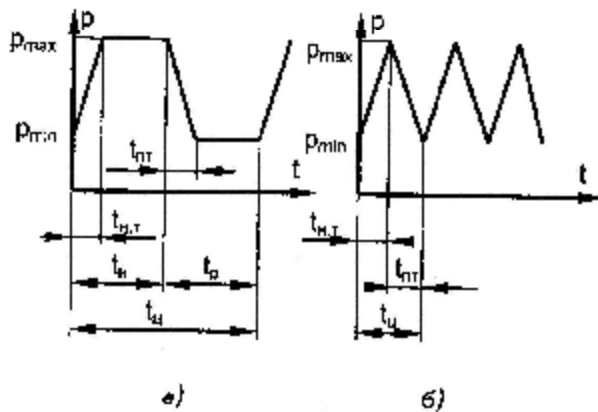


Рис. 2. Циклограми зміни тиску в напірній лінії гідроприводу.

При примусовому відкритті регулюючого елемента вібробуджувача тиск у гідросистемі змінюється з періодом  $t_u$  (рис. 2а). Збільшення тиску відбувається при закритому регулюючому елементі, а зменшення – при відкритому. Наприклад, для симетричного циклу керування регулюючий елемент вібробуджувача закритий впродовж часу  $t_n$ , а впродовж часу  $t_p$  – відкритий [2]. У загальному випадку подача насоса і параметри напірної лінії гідросистеми (її об'єм та коефіцієнт об'ємної деформації рідини) визначають час набору тиску в гідросистемі  $t_{nm}$  до величини  $p_{max}$ . Оскільки в гідросистемах з примусовим відкриттям регулюючого елемента вібробуджувача тиск  $p_{max}$  відповідає тиску настроювання запобіжного клапана  $p_{кз}$ , то зі зменшенням частоти вібрації робочої ланки (що відповідає збільшенню  $t_u$ , а, отже, і  $t_n > t_{nm}$ ) немигучі додаткові втрати енергії. Впродовж часу  $\Delta t = t_n - t_{nm}$  насос привода працює на злив через запобіжний клапан, при цьому він додатково споживає енергію  $\Delta E_{втр}$ . Накопичена в гідросистемі за час  $t_{nm}$  енергія передається робочій ланці машини при відкритому регулюючому елементі вібробуджувача, що супроводжується падінням тиску від  $p_{max}$  до  $p_{min}$  за час  $t_{nm}$ , який у загальному випадку визначається сумарною подачею насоса та акумулятора  $Q_{\Sigma} = Q_n + Q_a$  та площею робочих штибів регулюючого елемента вібробуджувача.

При автоматичному відкритті регулюючого елемента вібробуджувача додаткові втрати енергії  $\Delta E_{втр}$  відсутні у зв'язку з тим, що тиск  $p_{max}$  відповідає тиску початку спрацьовування вібробуджувача ( $p_{max} < p_{кз}$ ), тобто  $\Delta t = 0$  і  $t_n = t_{nm}$ . Для забезпечення розрахункової тривалості імпульсу тиску в порожнині гідроциліндра робочої ланки машини час відкриття регулюючого елемента вібробуджувача на величину умовного проходу повинен обиратись з умови  $t_p \geq t_{nm}$ . Період  $t_u$  спрацьовування вібробуджувача з автоматичним відкриттям регулюючого елемента (зі зворотним зв'язком за тиском) визначає частоту генерування імпульсів тиску робочої рідини у порожнині приподного гідроциліндра. Для певного зворотного зв'язку ( $p_{max} = const$ ,  $p_{min} = const$ ) регулювання частоти ходу робочої ланки машини можна

забезпечити тільки зміною часу відкриття та закриття регулюючого елемента вібробуджувача, оскільки для незмінних параметрів гідросистеми час набору та падіння тиску ( $t_{nm} = const$ ,  $t_{nm} = const$ ).

Розглянуті схеми вібраційного привода забезпечують періодичні коливання вихідної ланки гідралічного двигуна відносно визначеного початкового положення. Для пресування відходів деревини необхідно забезпечити переміщення вихідної ланки двигуна з накладеною на це переміщення вібрацією. Водночас змінюється зусилля, яке повинен розвивати гідроциліндр через ущільнення відходів.

Однією з основних особливостей гідралічного привода преса для брикетування відходів є також застосування гідралічного циліндра з двома поршнями, які працюють на одне навантаження (рис. 3). Питання моделювання таких гідросистем у відомих літературних джерелах наведено недостатньо повно.

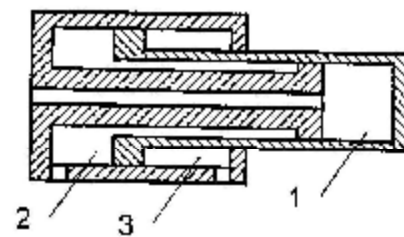


Рис. 3. Конструктивна схема гідроциліндра.

#### Постановка задачі

Необхідно розробити математичну модель вібраційного привода преса для брикетування обшлюваць, яка враховує особливості роботи гідралічного циліндра з двома поршнями, двухфазність і еластичність робочої рідини, а також нелінійність характеристик елементів привода.

#### Викладення матеріалу і результати

Гідралічний циліндр для пресування відходів деревини (рис. 3) має три порожнини. При висуванні штока робоча рідина подається в порожнину 1 або одночасно в порожнини 1 і 2 та витісняється з порожнини 3, а при втягуванні – подається в порожнину 3 та витісняється з порожнини 1 і 2.

Принципову схему гідралічного привода преса для брикетування відходів деревообробних підприємств показано на рис. 4. Розподільник Р1 керує роботою гідроциліндра Ц. При влюченні правого електромагніта розподільника Р1 робоча рідина подається в малу поршневу порожнину головного гідроциліндра. При цьому у велику поршневу порожнину рідина всмоктується через гідрозамок ГЗ, який виконує функцію клапана швидкого наповнення. Відбувається режим попереднього пресування. Режим попереднього пресування триває до спрацьовування реле тиску РТ1, яке влючає електромагніт розподільника Р2. Робоча рідина під тиском подається у велику порожнину головного гідроциліндра і відбувається пресування відходів. Після закінчення пресування поршень головного гідроциліндра повертається у початкове положення.

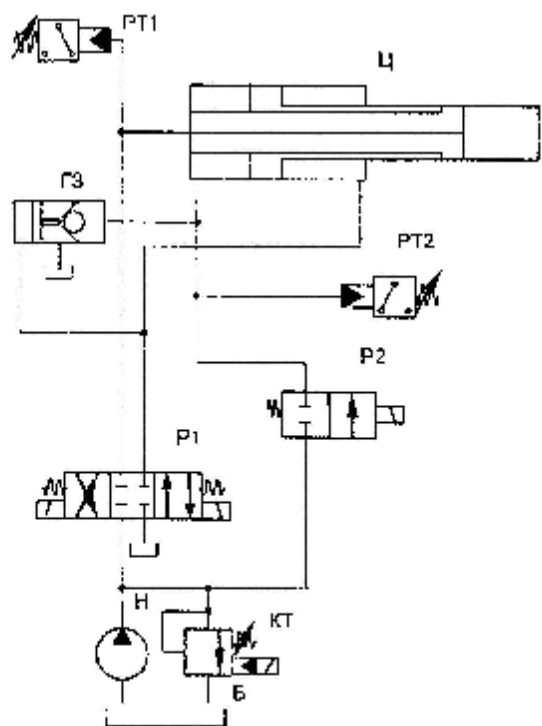


Рис. 4. Принципова схема гідравлічного привода преса.

Для накладення вібрації на головний рух вібробудувач можна встановити:

- у лінію подачі рідини в порожнину 1 гідроциліндра (рис. 5а);
- у лінію подачі рідини в порожнину 2 гідроциліндра (рис. 5б);
- у лінію подачі рідини в порожнину 1 і 2 гідроциліндра (рис. 5в).

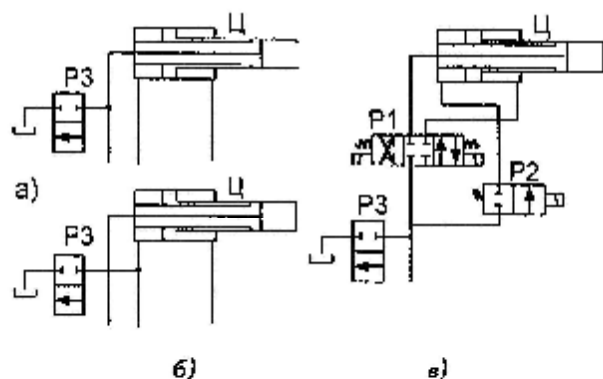


Рис. 5. Схеми встановлення вібробудувача.

Робота гідравлічного привода з вібробудувачем, встановленим у лінію подачі рідини в малу порожнину гідроциліндра за схемою «на виході», описується системою рівнянь:

- рівняння руху поршня гідроциліндра

$$m_n \frac{d^2 y}{dt^2} = \sum P_n, \quad (1)$$

де  $m_n$  — приведена до штоку маса рухомих частин поршня та механізму преса;  $y$  — переміщення поршня;  $\sum P_n$  — сума сил, прикладених до штоку;

- сума сил, прикладених до штоку  $P_n$

$$\sum P_n = P_p - P_{pp} - P_{np}, \quad (2)$$

де  $P_p$  — сила дії, робочої рідини на поршень;  $P_{pp}$  — сила пресування,  $P_{np}$  — сила, що виникає внаслідок тертя;

- сила, зумовлена тиском робочої рідини на поршень

$$P_p = F_1 p_1 + F_2 p_2 - F_3 p_3, \quad (3)$$

де  $F_1, F_2, F_3$  — площі поршня малої, великої та штокової порожнин гідроциліндра;  $p_1, p_2, p_3$  — тиск у порожнинах гідроциліндра;

- тиск у порожнинах гідроциліндра залежить від етапу робочого циклу гідравлічного вібраційного привода:

- етап набору тиску (розподільник РЗ закрито)

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{1}{\beta_1} \left( Q_{1m} - F_1 \frac{dy}{dt} \right), \quad (4)$$

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{1}{\beta_2} \left( Q_{2m} - F_2 \frac{dy}{dt} \right), \quad (5)$$

$$\frac{dp_3}{dt} = \frac{1}{\beta_3} \left( Q_{3m} - F_3 \frac{dy}{dt} \right), \quad (6)$$

де  $\beta_1, \beta_2, \beta_3$  — приведений коефіцієнт об'ємної деформації робочої рідини та порожнин,  $Q_{1m}, Q_{2m}, Q_{3m}$  — витрати рідини у робочих щілинах розподільників;

- етап падіння тиску (розподільник РЗ відкрито)

— рівняння (5), (6) залишаються незмінними, рівняння для визначення тиску в малій порожнині гідроциліндра має вигляд

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{1}{\beta_1} \left( Q_{1p1} - F_1 \frac{dy}{dt} - Q_{1p3} \right), \quad (7)$$

приведений коефіцієнт об'ємної деформації робочої рідини та порожнин [3]

$$\beta_i = \frac{V_{pi}}{E_p} + \frac{V_{ni}}{E_{ni}} + \frac{V_{gi}}{n p_i}, \quad (8)$$

де  $V_{pi}$  — об'єм робочої рідини,  $V_{ni}$  — об'єм порожнини з пружними стінками;  $V_{gi}$  — об'єм нерозчинених газів у робочій порожнині;  $E_p$  — модуль об'ємної пружності рідини;  $E_{ni}$  — модуль об'ємної пружності стінок порожнини;  $n$  — коефіцієнт політропа;

- витрати рідини в робочих щілинах розподільників [3]



$$Q_{1r1} = f_{e,1r1} \sqrt{\frac{2|p_n - p_{11}|}{\rho}} \operatorname{sgn}(p_n - p_{11}), \quad (9)$$

$$Q_{1r2} = f_{e,1r2} \sqrt{\frac{2|p_n - p_{21}|}{\rho}} \operatorname{sgn}(p_n - p_{21}), \quad (10)$$

$$Q_{2r1} = f_{e,2r1} \sqrt{\frac{2|p_3 - p_{21}|}{\rho}} \operatorname{sgn}(p_3 - p_{21}), \quad (11)$$

$$Q_{2r2} = f_{e,2r2} \sqrt{\frac{2|p_1 - p_{21}|}{\rho}} \operatorname{sgn}(p_1 - p_{21}), \quad (12)$$

де  $f_{e,i}$  — ефективна площа (з урахуванням опору каналів для проходу рідини) робочих шліпін розподільників;  $p_n$  — тиск на вході в розподільники;  $p_x$  — тиск на виході з розподільників;

— ефективні площі розподільників залежать від зміщення їх робочих органів (золотників), коефіцієнтів витрат, та форми каналів для проходу робочої рідини. Ця залежність має вигляд [1]

$$\frac{1}{f_{e,i}^2} = \frac{1}{f_{e,1i}^2} + \frac{1}{f_{e,2i}^2} + \frac{1}{f_{e,3i}^2}, \quad (13)$$

де  $f_{e,1i}$  — ефективна площа  $i$ -го апарата;  $f_{e,2i}$  — ефективна площа каналів для підведення робочої рідини  $i$ -го апарата;  $f_{e,3i}$  — ефективна площа робочих шліпін  $i$ -го апарата;  $f_{e,4i}$  — ефективна площа каналів для відведення робочої рідини  $i$ -го апарата;

— ефективна площа каналів для підведення (відведення) робочої рідини

$$f_{e,1i} = \frac{f_{1i}(x_i)}{\sqrt{\sum \xi_i}}, \quad (14)$$

де  $f_{1i}$  — площа каналів для підводу (відводу) робочої рідини  $i$ -го апарата;  $\sum \xi_i$  — загальний коефіцієнт опору каналів;

— ефективна площа робочих шліпін  $i$ -го апарата

$$f_{1i} = \mu_i f_i(x_i), \quad (15)$$

де  $\mu_i$  — коефіцієнт витрат робочих шліпін  $i$ -го апарата;  $f_i(x_i)$  — площа робочих шліпін  $i$ -го апарата;  $x_i$  — зміщення робочого органу  $i$ -го апарата;

— площа робочих шліпін для гідравлічних розподільників, якщо знехтувати зазором між золотником та отвором в гільзі (корпусі) [3]

$$f_i(x_i) = \begin{cases} 0 & \text{при } x_i < x_0, \\ \pi d_i (x_i - x_0) & \text{при } x_0 \leq x_i \leq x_0 + d_i, \\ \pi d_i (x_0 + d_i - x_i) & \text{при } x_i > x_0 + d_i. \end{cases} \quad (16)$$

де  $x_0$  — величина додатного перекриття пояском золотника канавки в гільзі (корпусі) розподільника;  $x_0 + d_i$  — зміщен-

ня золотника до повного відкриття канавки;  $d_i$  — діаметр золотника.

При врахуванні зазору між золотником і отвором у гільзі (корпусі) залежність (16) ускладнюється.

$$x_i = \begin{cases} 0 & \text{при } t < t_1, \\ x_{max} \frac{(t - t_1)}{(t_c - t_1)} & \text{при } t_1 < t \leq t_c, \\ x_{max} & \text{при } t > t_c, \end{cases} \quad (17)$$

де  $t_1$  — час запізнення при спрацюванні розподільника;  $t_c$  — час спрацювання розподільника.

— сила, що виникає в результаті пресування залежить від складу відходів, їх вологості та величини стиснення. У першому наближенні її можна визначати за формулою

$$P_{пр} = \sigma_0 F_{пр} \left( 1 - e^{-3.693 \frac{\delta V}{\delta V_{max}}} \right), \quad (18)$$

де  $\sigma_0$  — межа міцності пресованого брикету;  $F_{пр}$  — площа пресування брикету;  $\delta V$  — відносна зміна об'єму брикету;  $\delta V_{max}$  — відносна зміна об'єму брикету, що відповідає напрузі;

— сили, що виникають внаслідок тертя в гідроциліндрі та механізмі пресування [4]

$$P_{с.пр} = P_{с.пр.д} + P_{с.пр.т}, \quad (19)$$

де  $P_{с.пр}$  — сила контактної тертя;  $P_{с.пр.д}$  — сила в'язкого тертя;

— сила контактної тертя

$$P_{с.пр.д} = \begin{cases} P_{с.пр.д} \operatorname{sgn}(v) & \text{при } v \neq 0 \\ P_{с} & \text{при } v = 0 \text{ и } |P_{с.пр.д}| > |P_{с}| \\ P_{с.пр.д} \operatorname{sgn}(P_{с}) & \text{при } v = 0 \text{ и } |P_{с.пр.д}| < |P_{с}| \end{cases} \quad (20)$$

де  $|P_{с.пр.д}|$  — сила тертя під час руху механізму;  $|P_{с.пр.д}|$  —

сила тертя під час зупинки механізму;  $v$  — швидкість руху штока;  $P_{с}$  — сума активних сил, що діють на шток. До активних сил належать сили від тиску робочої рідини на поршень гідроциліндра та сила, що виникає в результаті пресування;

— сила в'язкого тертя

$$P_{с.пр.т} = k_{в.т} \frac{dy}{dt}, \quad (21)$$

де  $k_{в.т}$  — коефіцієнт в'язкого тертя.

— тиск на вході в розподільники залежить від навантаження гідравлічного привода.

При зусиллі  $P_{пр}$ , що менше за розрахункове, клапан тиску КТ (рис. 4) працює в режимі запобіжного, вся річина, яку подає насос, іде в гідросистему:

$$\frac{dp_n}{dt} = \frac{1}{\beta_n} (Q_{n,0} - Q_{AF} - Q_{F2} - Q_{min}), \quad (22)$$

де  $Q_{n,0}$  — теоретична подача насоса;  $Q_{AF}$  — витoki рідини;  $\beta_n$  — приведений коефіцієнт об'ємної деформації робочої рідини та порожнини.

При розрахунковому зусиллі  $P_{sp}$  квант тиску працює в режимі переливного, частина рідини, яку подає насос, іде на злив:

$$\frac{dp_n}{dt} = \frac{1}{\beta_n} (Q_{n,0} - Q_{AF1} - Q_{F2} - Q_{min} - Q_{ST}), \quad (23)$$

де  $Q_{ST}$  — витрати рідини через клапан тиску.

Теоретична подача насоса

$$Q_{n,0} = V_{sp} n, \quad (24)$$

де  $V_{sp}$  — робочий об'єм насоса;  $n$  — частота обертання вадy насоса.

Витoki рідини

$$Q_{min} = k_{min} p_n V_{sp} n, \quad (25)$$

де  $k_{min}$  — коефіцієнт об'ємних витрат насоса.

Витрати рідини через клапан тиску можна визначати як залежність

$$Q_{ST} = Q_{STn} \frac{p_0 - p_n}{\Delta p_0}, \quad (26)$$

де  $Q_{STn}$  — номінальні витрати рідини через клапан тиску;  $p_0$  — номінальний тиск;  $\Delta p_0$  — номінальний зміни тиску при зміні витрат через клапан тиску від 0 до  $Q_{STn}$ .

Початкові умови для рішення системи рівнянь (1)–(26) визначаються з параметрів закінчення режиму попереднього пресування. Для розрахунку режиму попереднього пресування використовуються рівняння (1), (6), (8), (9), (11–22), (24), (25).

Початкові умови для цього режиму

$$y(0) = 0, \quad \frac{dy}{dt}(0) = 0, \quad x_i(0) = 0, \quad P_{sp}(0) = 0,$$

$$P_n(0) = P_0, \quad P_1(0) = P_2(0) = P_3(0) = P_{1,1}$$

У режимі попереднього пресування вібрація не застосовується. Умова закінчення режиму попереднього пресування — це досягнення тиску в порожнині і гідроциліндра (рис. 3) тиску переключення  $p_1$ ;  $p_{1n}$ . У режимі основного пресування включається вібробудувач і ведеться розрахунок роботи привода у вібраційному режимі.

### Висновки

Отримана система рівнянь (1)–(26) дає можливість дослідити динамічні характеристики вібраційного гідралічного привода преса для брикетування відходів деревообробних підприємств як в режимі попереднього пресування (без накладення вібрації) так і в основному режимі.

### Література

1. Баранов В.Н., Захаров Ю.Е. Электрогидравлические и гидравлические вибраторные механизмы (теория, расчет и конструкции). — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1977. — 326 с.
2. Іскович-Лотоцький Р.Д. Основи теорії розрахунку та розробка процесів обладнання для віброударного пресування: Монографія. — Вінниця: Універсум-Вінниця, 2006. — 338 с.
3. Павловський К.Л. Теорія и проектування гидро- и пневмоприводов. — М.: Машиностроение, 1991. — 384 с.
4. Дубинский В.В., Кулючя С.П. Влияние контактного трения на движение золотника гидросилителя // Технологія і техніка друкарства. Збірник наукових праць. Вып. 2-3 (4-5). — К.: НГУУ «КІЦ». — 2004. — С. 79–80.

Надійшла 14.12.2009 р.