

І. В. Севостьянов канд. техн. наук, Р. Д. Іскович-Лотоцький д-р. техн. наук
Вінницький національний технічний університет
Любин В. С.
Вінницький національний аграрний університет

МОДЕЛЮВАННЯ ГІДРОІМПУЛЬСНОЇ УСТАНОВКИ ДЛЯ ПОТОКОВОГО ВІБРОУДАРНОГО ОЧИЩЕННЯ ВОЛОГИХ ДИСПЕРСНИХ МАТЕРІАЛІВ

Приводятся динамическая и математическая модели гидроимпульсной установки для поточной виброударной очистки влажных дисперсных материалов, а также формулы для расчета оптимальных параметров нагрузки обрабатываемого материала, исходя из его физико-механических характеристик и конструктивных параметров установки.

The dynamic and mathematical models of hydraulic pulse installation for flow vibro-blowing purification of humid dispersive materials, as well as formulas for calculation optimum parameters of loading of the processed material, coming from its physico-mechanical features and constructive parameters of installation is represents.

Вступ

Очищення вологих дисперсних матеріалів, до яких відносяться такі відходи, як спиртова барда, пивна дробина, буряковий жом, кавовий шлам, є достатньо актуальною проблемою для України, оскільки в даний момент на вітчизняних підприємствах ці відходи в основному виливаються на спеціальні земельні ділянки або у водоймища, що призводить до забруднення навколишнього середовища.

Відомі електролітичні та термічні способи очищення [1] є занадто енергоємними, а хімічні та біологічні – малопродуктивними, крім цього, для здійснення останніх потрібні значні виробничі площі і складне матеріалоемне обладнання [1, 2]. Серед відомих механічних способів найвищу ефективність має потокове тангенціальне фільтрування через трубчасті керамічні мембрани [3], але останні з часом забиваються твердими частинками оброблюваного матеріалу, що призводить до падіння продуктивності процесу. Крім цього, під час реалізації даного способу необхідно забезпечувати одночасно високий тиск у середовищі матеріалу та значну швидкість його руху, що в умовах потокового виробництва вимагає великих енерговитрат [4]. Більш ефективним є спосіб потокового віброударного очищення на гідроімпульсних установках [4], при здійсненні якого у середовищі оброблюваного матеріалу, що циркулює по каналах трубчастої керамічної мембрани, створюються ударні хвилі напружень і деформацій, що обумовлює періодичне збільшення тиску та швидкості, в

результаті при менших енерговитратах підвищується продуктивність процесу та зменшується забивання мембрани [4].

Постановка задачі

Для забезпечення високої ефективності пропонованого способу необхідно провести моделювання гідроімпульсної установки та отримати залежності, що зв'язують її конструктивні параметри з параметрами навантаження оброблюваного матеріалу в процесі його потокового віброударного очищення. На основі даних залежностей може бути розроблена методика проектного розрахунку оптимальних конструктивних параметрів установки та параметрів навантаження матеріалу, виходячи з його фізико-механічних характеристик.

Основні результати досліджень

На рисунку 1 представлено структурну схему модельованої установки. Оброблюваний матеріал (у подальшому просто матеріал) з баку 9 постійно подається насосом 8 по гідролінії 10, через зворотний клапан 7, кран 5, розподільну порожнину 12, канали трубчастої керамічної мембрани 3, кран 1, гідролінію 2, назад у бак 9 і далі знову по тому самому колу. За допомогою кранів 1, 7 у середовищі матеріалу, що протікає по каналах мембрани 3 створюється опір і необхідний тиск $p_{м.н}$ [3, 4]. В результаті, рідинна фаза матеріалу витискається через пори у стінках мембрани, очищується, стікає у корпус 23, а далі по відводах 22 – у бак 6. Тверді частинки затримуються стінками мембрани. Насос 21 гідроімпульсного привода (ГІП) [5] установки постійно подає

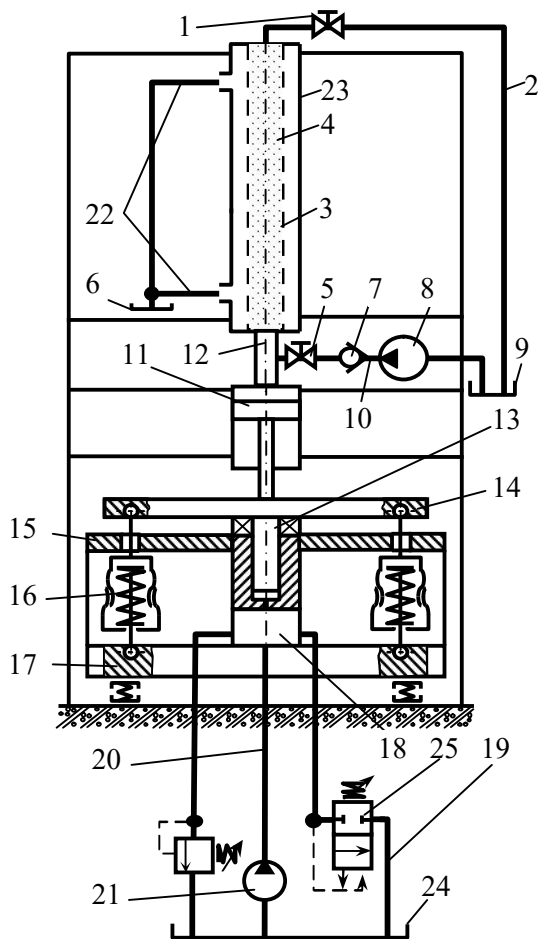


Рисунок 1 – Структурна схема гідроімпульсної установки для потокового віброударного очищення вологих дисперсних матеріалів

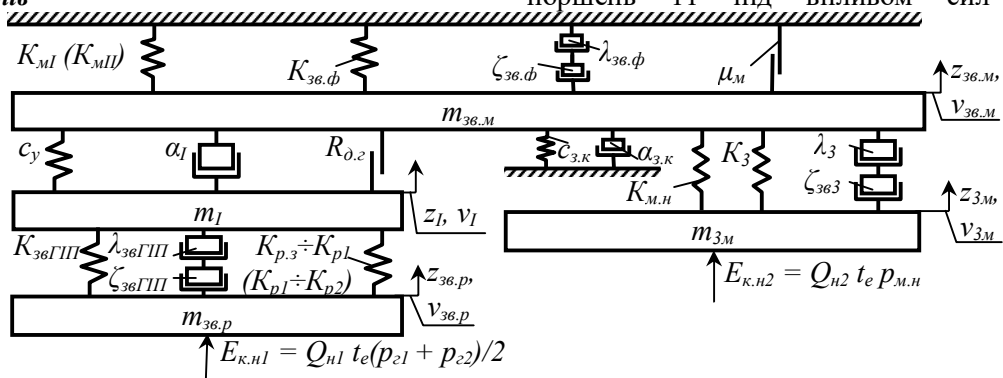


Рисунок 2 – Спрощена динамічна модель гідроімпульсної установки для потокового віброударного очищення вологих дисперсних матеріалів на I-II-му етапах її робочого циклу

робочу рідину у підсистему набору тиску (ПНТ) ГП, що включає гідролінію 20, розподільну порожнину 18 та робочу порожнину гідроциліндра 13. На початку циклу спрацьовування ГП, при закритому вібробудувачі 25 [5] (верхня позиція за схемою), тиск робочої рідини у ПНТ збільшується від зливного p_3 до максимального – p_{c1} . Плунжер 13, вібростіл 14 та поршень 11 допоміжного гідроциліндра зміщуються вгору, долаючи опір елементів пружного повернення 16, що за допомогою

шарнірів зв'язують вібростіл 14 з нижньою поперечною станиною 17. При досягненні у ПНТ тиску p_{c1} вібробудувач відкривається (нижня позиція за схемою), з'єднуючи ПНТ з гідролінією 19 та баком 24. Тиск у ПНТ падає, плунжер 13, вібростіл 14 та поршень 11 під впливом сили власного тяжіння та сили пружності стиснених пружин елементів повернення 16, опускаються у нижнє положення. При досягненні у ПНТ тиску p_{c2} вібробудувач 25 закривається, після чого цикл спрацьовування ГП повторюється. Таким чином, поршень 11 здійснює вертикальні періодичні зворотно-поступальні переміщення, що призводить до утворення в середовищі матеріалу 4, який проходить по каналах мембрани 3, ударних хвиль напружень і деформацій [4]. В результаті зменшується забивання пор мембрани 3 твердими частинками, підвищується і стабілізується в часі продуктивність процесу очищення [4].

На рисунку 2 представлено спрощену «пружно-зосереджену» [5] динамічну модель установки на I-му – II-му етапах циклу спрацьовування ГП (див. також рисунок 1): I-й етап – при закритому вібробудувачі 25 підвищення тиску у ПНТ від p_3 до p_{c1} і переміщення вгору поршня 11 на величину z_{1n} ; II-й етап – вібробудувач 25 відкритий, тиск у ПНТ зменшується від p_{c1} до p_{c2} , поршень 11 під впливом сил інерції

переміщується у граничне верхнє положення на величину z_{1e} . На III-му етапі вібробудувач 25 відкритий, тиск у ПНТ падає до p_3 , поршень 11 переміщується у граничне нижнє положення на величину z_{1a} .

На моделі позначені: $m_{36,p}$ – на I-му етапі – зведена до площі S_2 поперечного перетину плунжера 13 маса робочої рідини у ПНТ, на II-му етапі – зведена до площі f_2 прохідного перетину гідролінії 19 маса робочої рідини у ПНТ та гідролінії 19; m_1 – маса виконавчого елемента ГП, що включає

маси плунжера 13, вібростолу 14, поршня і штока гідроциліндра 11; $m_{зв.м}$ – зведена до площі $S_{\partial.з}$ поперечного перетину поршня 11 маса матеріалу у підсистемі очищення (ПО), що включає поршневу порожнину гідроциліндра 11, порожнину 12, канали мембрани 3 та гідролінію 2; $m_{3м}$ – маса матеріалу у гідролінії 10; $z_{зв.р}, v_{зв.р}, z_I, v_I, z_{зв.м}, v_{зв.м}, z_{3м}, v_{3м}$ – поточні переміщення і середні швидкості мас $m_{зв.р}, m_I, m_{зв.м}, m_{3м}$; $K_{звГП}, K_{зв.ф}, K_3$ – зведені модулі об'ємної пружності [6] гідролінії і порожнин ПНТ, порожнин та гідролінії ПО, а також гідролінії 10; $K_{р1}, K_{р2}, K_{р3}, K_{м1}, K_{м2}, K_{м3}$ – адіабатні модулі об'ємної пружності [6] робочої рідини при тисках $p_{р1}, p_{р2}, p_3$ та матеріалу при тисках $p_{м1}, p_{м2}$ (див. нижче) і $p_{м3}$; $\lambda_{звГП}, \lambda_{зв.ф}, \lambda_3$ – зведені коефіцієнти гідравлічного тертя робочої рідини [6] у ПНТ, матеріалу у ПО та коефіцієнт гідравлічного тертя матеріалу у гідролінії 10; $\zeta_{звГП}, \zeta_{зв.ф}, \zeta_{зв3}$ – зведені коефіцієнти місцевих опорів у ПНТ, у ПО та у гідролінії 10; $c_y, c_{з.к}$ – коефіцієнти жорсткості пружин елементів повернення 16 та золотника зворотного клапана 7; α_I – коефіцієнт в'язкого демпфірування в з'єднаннях рухомих частин плунжера 13, поршня і штока гідроциліндра 11, а також матеріалу; $\alpha_{з.к}$ – коефіцієнт в'язкого демпфірування в з'єднаннях рухомих частин зворотного клапана 7; $R_{\partial.з}$ - сила сухого тертя в ущільненнях поршня і штока гідроциліндра 11; μ_m - коефіцієнт сухого тертя між твердими частинками матеріалу і внутрішніми поверхнями мембрани; $E_{к.н1}$ – кінетична енергія робочої рідини, що подається насосом 21; $E_{к.н1}$ – кінетична енергія матеріалу, що подається насосом 8; $Q_{н1}, Q_{н2}$ – подачі насосів 21, 8; t_e – тривалість етапу циклу ГП, що розглядається (див. нижче).

Під час розробки динамічної моделі були прийняті такі припущення. Витоки робочої рідини через зазори між елементами, що сполучаються, у продовж циклу спрацьовування ГП, є незначними у порівнянні з подачами насосів і не впливають на динаміку гідросистеми. Гідродинамічні сили, що діють на золотники вібробуджувача 25, а також їх маси не враховувались [5]. Оскільки сума мас поперечин 15, 17 на порядок перевищує масу m_I , їх переміщення можна не брати до уваги [5]. Нехтуємо також силою сухого тертя в ущільненнях гідроциліндра 13 [5]. Керамічні мембрани під час роботи практично не деформуються [3], тому модуль їх пружності не враховується.

На I-му етапі $E_{к.н1}$ переходить у енергію $E_{к.зв.р}, E_{кI}, E_{к.зв.м}$ переміщення мас $m_{зв.р}, m_I, m_{зв.м}$, потенціальну енергію $E_{п.зв.р}$ стиснення робочої рідини у ПНТ, а також деформування її стінок, енергію $E_{нI}$ підйому маси m_I , енергію $E_{п.у}$ стиснення пружин жорсткістю c_y , енергію $E_{п.зв.м}$ стиснення матеріалу у ПО (в тому числі деформування її стінок), роботу $E_{к.в.мI}$ в'язкого тертя при переміщенні маси m_I , роботу $E_{к.с.т.д}$ сили $R_{\partial.з}$, роботу $E_{к.с.т.м}$ сухого тертя при переміщенні твердих частинок матеріалу у ПО (характеризується коефіцієнтом μ_m) та роботу E_o з очищення матеріалу (витискання рідинної фази через канали осаду з твердих частинок на внутрішніх поверхнях мембрани та через пори у її стінках). На цьому ж етапі енергія $E_{к.н2}$ переходить у енергію $E_{к3м}$ переміщення маси $m_{3м}$, потенціальну енергію $E_{п3м}$ стиснення матеріалу у гідролінії 10 (див. рисунок 1) та деформування її стінок, потенціальну енергію $E_{п.з.к}$ стиснення пружини жорсткістю $c_{з.к}$, роботу $E_{к.в.т.з.к}$ сил в'язкого тертя при переміщенні золотника зворотного клапана 7 та роботу $E_{к.с.т.м3}$ сил сухого тертя при переміщенні твердих частинок матеріалу у гідролінії 10. Крім цього, енергія $E_{к.н2}$ переходить у кінетичну енергію переміщення маси $m_{зв.м}$, а також у потенціальну енергію стиснення матеріалу у ПО та деформування її стінок.

Отже, рівняння балансів енергії матиме вигляд

$$E_{к.н1} + E_{к.н2} = E_{к.зв.р} + E_{кI} + E_{к.зв.м} + E_{п.зв.р} + E_{нI} + E_{п.у} + E_{п.зв.м} + E_{к.с.т.д} + E_{к.в.мI} + E_{к.с.т.м} + E_o + E_{к3м} + E_{п3м} + E_{п.з.к} + E_{к.в.т.з.к} + E_{к.с.т.м3}. \quad (1)$$

Енергію $E_{к.н1}, E_{к.н2}$ можна визначити як

$$E_{к.н1} = \frac{Q_{н1} \cdot t_e (p_{р1} + p_{р2})}{2};$$

$$E_{к.н2} = Q_{н2} \cdot t_e \cdot p_{м.н}, \quad (2)$$

де тривалість I-го етапу t_e дорівнює часу $t_{н.м}$ набору тиску у ПНТ [5]

$$t_{н.м} = \frac{p_{р1} W_{ГП}}{Q_{н1} K_{звГП}}, \quad (3)$$

де $W_{ГП}$ – об'єм ПНТ.

Складові $E_{к.зв.р}, E_{кI}, E_{к.зв.м}, E_{к3м}$ визначаємо за формулами

$$E_{к.зв.р} = \frac{m_{зв.р} v_{зв.р}^2}{2} (1 + \lambda_{звГП} + \zeta_{звГП});$$

$$E_{кI} = \frac{m_I v_I^2}{2}; \quad (4)$$

$$E_{к.зв.м} = \frac{m_{зв.м} v_{зв.м}^2}{2} (1 + \lambda_{зв.ф} + \zeta_{зв.ф});$$

$$E_{к.зв.з.м} = \frac{m_{зв.з.м} v_{зв.з.м}^2}{2} (1 + \lambda_{зв.з} + \zeta_{зв.з.з.м}).$$

Швидкості $v_{зв.р}$, v_I , $v_{зв.м}$, $v_{зв.з}$, згідно із рівнянням нерозривності потоку рідини [6], розраховуємо як

$$v_{зв.р} = \frac{Q_{н1}}{f_1}; v_I = \frac{Q_{н1}}{S_2};$$

$$v_{зв.м} = \frac{Q_{н1} + Q_{н2}}{S_{д.з}}; v_{зв.з} = \frac{Q_{н2}}{f_3}, \quad (5)$$

де f_1 , f_3 - площі прохідного перетину гідроліній 20, 10 (див. рисунок 1).

Потенціальна енергія $E_{н.зв.р}$, $E_{н.зв.з}$, $E_{н.зв.м}$ визначається за формулами

$$E_{н.зв.р} = \frac{W_{ГПП} (p_{z1}^2 - p_3^2) (K_{зв.ГПП} + K_{р.ср})}{2 \cdot K_{зв.ГПП} K_{р.ср}};$$

$$E_{н.зв.з} = \frac{p_{м.н} l_3 f_3 (K_3 + K_{м.н})}{2 \cdot K_3 K_{м.н}}; \quad (6)$$

$$E_{н.зв.м} = \frac{W_{ф} (p_{мI}^2 - p_{м.н}^2) (K_{зв.ф} + K_{мI})}{2 \cdot K_{зв.ф} K_{мI}},$$

де $K_{р.ср}$ - середній адиабатний модуль об'ємної пружності робочої рідини у ПНД при зміні тиску від p_3 до p_{z1} [6]; l_3 - довжина гідролінії 10; $W_{ф}$ - об'єм ПО Величина тиску $p_{мI}$ може бути знайдена як [6]

$$p_{мI} = p_{м.н} + \Delta p_{уд.тах} - \Delta p_{т.ф} - \Delta p_{м.з.р} - \Delta p_{м.р.ф}, \quad (7)$$

де $\Delta p_{т.ф}$ - втрати тиску на тертя у мембрані 3; $\Delta p_{м.з.р}$, $\Delta p_{м.р.ф}$ - місцеві втрати тиску на вході у порожнину 12 та у мембрану 3; $\Delta p_{уд.тах}$ - ударне підвищення тиску у середовищі матеріалу, що можна визначити як [6, 7]

$$\Delta p_{уд.тах} = \frac{16 \rho_{м.т} Q_{н2} l_{ф}}{\pi \cdot d_{ф}^2 n_{к} t_{н.м}}, \quad (8)$$

де $\rho_{м.т}$ - густина матеріалу з врахуванням середнього підвищення його температури [6]; $l_{ф}$, $d_{ф}$, $n_{к}$ - довжина, гідравлічний діаметр та число каналів мембрани 3.

Робота $E_{н.у}$, $E_{н.з.к}$ розраховується як

$$E_{н.у} = \frac{c_y \cdot (z_{0y} + z_{In})^2}{2}, E_{н.з.к} = \frac{c_{з.к} \cdot z_{з.к}^2}{2}, \quad (9)$$

де z_{0y} - попереднє стискання пружин елементів повернення 16; $z_{з.к}$ - відкриття золотника зворотного клапана 7.

Енергія $E_{нI}$ може бути знайдена як

$$E_{нI} = m_I \cdot g \cdot z_{In}. \quad (10)$$

Роботу $E_{к.в.мб}$, $E_{к.в.т.з.к}$ визначаємо як

$$E_{к.в.мI} = \alpha_I \cdot v_I \cdot z_{In};$$

$$E_{к.в.т.з.к} = \alpha_{з.к} \cdot v_{з.к} \cdot z_{з.к}. \quad (11)$$

Робота $E_{к.с.т.д}$, $E_{к.с.т.м}$, $E_{к.с.т.з}$ визначається за формулами [5]

$$E_{к.с.т.д} = R_{д.з} z_{In} = 0, I \cdot p_{мI} S_{д.з} z_{In}; \quad (12)$$

$$E_{к.с.т.мз} = f_3 p_{м.н} \mu_m \frac{Q_{н2}}{f_3} t_e = p_{м.н} \mu_m Q_{н2} t_e;$$

$$E_{к.с.т.м} = S_{д.з} p_{мI} \mu_m \frac{Q_{н1}}{S_{д.з}} t_e + f_{н2} p_{мI} \mu_m \times$$

$$\times \frac{Q_{н1} + Q_{н2}}{f_{н2}} t_e + f_{ф} (p_{мI} - p_3) \mu_m \frac{Q_{н1} + Q_{н2}}{f_{ф}} \times$$

$$\times t_e + f_4 p_{мI} \mu_m \frac{Q_{н1} + Q_{н2}}{f_4} t_e =$$

$$= \mu_m t_e [4 \cdot p_{мI} Q_{н1} + 3 p_{мI} Q_{н2} - p_3 (Q_{н1} + Q_{н2})],$$

де $f_{н2}$, $f_{ф}$, f_4 - площі прохідного перетину порожнини 12, каналів мембрани 3 та гідролінії 2.

Роботу $E_o = E_{oI}$ на I-му етапі циклу ГП визначаємо як [1, 7]

$$E_{oI} = \frac{(p_{мI} - p_3)^2 d_{к.о}^2 S_{ф} t_{н.м}}{32 \mu_p l_{к.о}}, \quad (13)$$

де $d_{к.о}$, $l_{к.о}$ - середні діаметр та довжина каналів у шарі осаду на внутрішніх стінках мембрани; μ_p - динамічна в'язкість рідинної фази матеріалу; $S_{ф}$ - площа фільтрувальної поверхні мембрани [3].

Розв'язуючи рівняння (1) з підстановкою формул (2) - (13), визначаємо z_{In} та v_I .

Рівняння балансів енергії на II-му етапі циклу ГП установки має такий самий вигляд, що й відповідне рівняння (1) для I-го етапу.

Енергію $E_{к.н1}$, $E_{к.н2}$ для підстановки у рівняння (1) визначаємо за формулами (2), в яких $t_e = t_{II}$ - тривалість II-го етапу.

Складові $E_{к.зв.р}$, $E_{кI}$, $E_{к.зв.м}$, $E_{кз.з}$ розраховуємо за формулами (4).

Швидкості $v_{зв.р}$, v_I , $v_{зв.м}$ на II-му етапі

$$v_I = \frac{Q_{н1}}{f_2}; v_I = \frac{Q_{н1}}{2 \cdot S_2};$$

$$v_{зв.м} = \frac{v_I S_2 + Q_{н2}}{S_{д.з}} = \frac{Q_{н1} / 2 + Q_{н2}}{S_{д.з}}. \quad (14)$$

Швидкість $v_{зв.з}$ обчислюємо за залежністю (5).

Енергію $E_{н.зв.р}$ знаходимо як

$$E_{н.зв.р} = \frac{(p_{z1}^2 - p_3^2) (W_{ГПП} + l_2 f_2) (K_{зв.ГПП} + K_{р.ср})}{2 \cdot K_{зв.ГПП} K_{р.ср}}, \quad (15)$$

де l_2 - довжина гідролінії 19.

Енергію $E_{н.зв.м}$ визначаємо за формулою

$$E_{н.зв.м} = \frac{W_{ф} (p_{мII}^2 - p_{мI}^2) (K_{зв.ф} + K_{мII})}{2 \cdot K_{зв.ф} K_{мII}}. \quad (16)$$

Складову E_{n3m} розраховуємо за допомогою залежності (6).

Робота $E_{n,y}$ визначається як

$$E_{n,y} = \frac{c_y \cdot (z_{0y} + z_{In} + z_{I6})^2}{2}. \quad (17)$$

Енергію $E_{n,3k}$ розраховуємо за формулою (9).

Складова E_{nI} може бути знайдена як

$$E_{nI} = m_I \cdot g \cdot z_{I6}. \quad (18)$$

Роботу $E_{k.v.mI}$ визначаємо як

$$E_{k.v.mI} = \alpha_I z_{I6} \frac{v_I}{2}. \quad (19)$$

Енергію $E_{k.v.m,3k}$ знаходимо за формулою (11).

Роботу $E_{k.c.m,\delta}$, $E_{k.c.m,m}$ визначаємо як

$$E_{k.c.m,\delta} = R_{\delta,z} z_{I6} = 0, l \cdot p_{mII} S_{\delta,z} z_{I6}; \quad (20)$$

$$\begin{aligned} E_{k.c.m,m} = & S_{\delta,z} p_{mII} \mu_m \frac{Q_{n1}/2}{S_{\delta,z}} t_{II} + \\ & + f_{n2} p_{mII} \mu_m \frac{Q_{n1}/2 + Q_{n2}}{f_{n2}} t_{II} + \\ & + f_{\phi} (p_{mII} - p_3) \mu_m \frac{Q_{n1}/2 + Q_{n2}}{f_{\phi}} t_{II} + \\ & + f_4 p_{mII} \mu_m \frac{Q_{n1}/2 + Q_{n2}}{f_4} t_{II} = \end{aligned}$$

$= \mu_m t_{II} [2 \cdot p_{mII} Q_{n1} + 3 p_{mII} Q_{n2} - p_3 (Q_{n1}/2 + Q_{n2})]$,
Роботу $E_{k.c.m,3}$ обчислюємо за допомогою залежності (12), в якій $t_e = t_{II}$.

Роботу $E_o = E_{oII}$ визначаємо як [7]

$$E_{oI} = \frac{(p_{mII} - p_3)^2 d_{k,o}^2 S_{\phi} t_{II}}{32 \mu_p l_{k,o}}, \quad (21)$$

де

$$p_{mI} = p_{m,n} - \Delta p_{m,\phi} - \Delta p_{m,z,p} - \Delta p_{m,p,\phi}, \quad (22)$$

Для визначення тривалості t_{II} II-го етапу циклу ГПІ складемо рівняння руху

$$\begin{aligned} m_I \left(\frac{v_I}{t_{II}} + g \right) + (\lambda_{зв,\phi} + \zeta_{зв,\phi}) \frac{v_I^2}{4} + \alpha_I \frac{v_I}{2} + \\ + c_y (z_{0y} + z_{In} + z_{I6}) + c_{зв,o} z_{I6} + \\ + R_{\delta,z} + p_{mII} \mu_m (S_{\delta,z} + f_{n2} + f_{\phi} + f_4) + \\ + p_{mII} S_{\delta,z} = \frac{p_{z1} + p_{z2}}{2} S_{z}, \end{aligned} \quad (23)$$

де $c_{зв,o}$ – зведений коефіцієнт жорсткості ПО.

Розв'язуючи рівняння (1, 23) з підстановкою формул (2 – 6, 9, 11, 12, 14 – 22), визначаємо z_{I6} та t_{II} .

Тоді амплітуда z_{Ia} коливань виконавчого елемента установки

$$z_{Ia} = z_{In} + z_{I6}. \quad (24)$$

Амплітуда z_{Ia} разом з частотою ν коливань виконавчого елемента та

максимальним тиском $p_{m,max} = p_{mI}$ у середовищі матеріалу під час його віброударного очищення, є основними параметрами навантаження, від яких залежить ефективність досліджуваних процесів.

При цьому ν можна наближено визначити як [4]

$$\nu = \frac{l}{2 \cdot t_{н,m}}. \quad (25)$$

Висновки

Отже, моделювання гідроімпульсної установки для потокового віброударного очищення вологих дисперсних матеріалів є достатньо складним, у зв'язку із чим, для спрощення, доцільно здійснювати його окремо для кожного етапу циклу спрацьовування привода установки, після прийняття ряду припущень, із застосуванням рівнянь балансів енергії, рівнянь руху, а також положень і залежностей теорії гідравлічного удару.

Список літератури

1. Дикис М. Я., Мальский А. Н. Технологическое оборудование консервных заводов. – М.: Пищевая промышленность, 1969. – 777 с.
2. Машины и аппараты пищевых производств. В 2 кн. Кн. 2/ С. Т. Антипов, И. Т. Кретов, А. Н. Остриков и др.; Под ред. В. А. Панфилова. – М.: Высш. шк., 2001. – 680 с.
3. Валентас К. Дж., Ротштейн Э., Сингх Р. П. Пищевая инженерия: справочник с примерами расчетов. – СПб.: Профессия, 2004. – 848 с.
4. Севостьянов І. В., Іскович-Лотоцький Р. Д. Теоретичні основи процесів фільтрування вологих дисперсних матеріалів під впливом ударних хвиль напруг та деформацій// Промислова гідравліка та пневматика, 2008. - №2 (20). – С. 40 – 43.
5. Іскович-Лотоцький Р. Д. Основи теорії розрахунку та розробка процесів і обладнання для віброударного пресування. Монографія. – Вінниця: УНІВЕРСУМ – Вінниця, 2006. – 338 с.
6. Гідравліка, гідромашини и гидроприводы/ Т. М. Башта, Б. Б. Некрасов и др. – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с
7. Севостьянов І. В., Іскович-Лотоцький Р. Д., Любин В. С. Моделювання процесів потокового віброударного фільтрування вологих дисперсних матеріалів// Зб. наук. праць Вінницького держ. агр. ун-ту. Серія: Технічні науки, 2010. Випуск 4. – С. 13 – 23.