

# ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРОІМПУЛЬСНОГО ВІБРОПРЕСА ДЛЯ ПОТОКОВОГО ВІБРОУДАРНОГО ЗНЕВОДНЕННЯ ВОЛОГИХ ДИСПЕРСНИХ МАТЕРІАЛІВ

Sevost'jnov I.  
The Vinnica National Technical University, Vinnica, Ukraine ( [ivansev70@mail.ru](mailto:ivansev70@mail.ru) )

## THEORETICAL RESEARCHES OF HYDRAULIC PULSE VIBROPRESS FOR FLOW VIBRO-BLOWING DEHYDRATION OF HUMID DISPERSIVE MATERIALS

*У статті наведені узагальнена структурна схема, спрощені динамічні та математичні моделі гідроімпульсного вібропреса для попереднього потокового віброударного зневоднення вологих дисперсних матеріалів у прес-формі закритого типу. Математичні моделі вібропреса являють собою рівняння балансів енергії, що складаються для кожного етапу циклу спрацьовування його гідроімпульсного привода, рівняння руху та збереження імпульсів виконавчих елементів вібропреса, крім цього, включають залежності теорії гідравлічного та механічного удару. Наведені математичні моделі вібропреса можуть послужити основою для розробки методики його проектного розрахунку.*

*Ключові слова: вологий дисперсний матеріал, гідроімпульсний вібропрес, потокове віброударне зневоднення*

### Вступ

Гідроімпульсні вібропреси [1] є одним з найбільш ефективних видів машин для потокового зневоднення відходів харчових та переробних виробництв, таких як спиртова барда, пивна дробина, буряковий жом, кавовий та ячмінний шлам, що відносяться до вологих дисперсних матеріалів і після видалення з них рідини можуть використовуватись як добавки до сільськогосподарських кормів або в якості палива. У роботах [2 - 4] теоретично та експериментально обґрунтовано, що у порівнянні із іншими відомими машинами для зневоднення даних матеріалів (шнековими пресами, декантерними центрифугами, сушарками, хімічними та біологічними комплексами) гідроімпульсні вібропреси забезпечують високу продуктивність процесу та низьку (20 – 25%) кінцеву вологість матеріалу, при невеликій власній енерго- та матеріалоємності.

### Мета

Але для забезпечення вказаних параметрів ефективності потрібно одержати залежності, що зв'язують параметри навантаження оброблюваного матеріалу, його фізико-механічні характеристики, конструктивні та робочі параметри гідроімпульсного вібропреса. У подальшому, після установлення взаємозв'язку між параметрами ефективності та робочими параметрами вібропреса, наведені у статті залежності можуть послужити основою для розробки методики його проектного розрахунку.

При цьому відповідні залежності для гідроімпульсних машин, на яких здійснюється пресування сухих порошкових заготовок [1, 2], є непридатними для досягнення сформульованої вище мети, оскільки не відображують деякі важливі властивості вологих дисперсних матеріалів та умови протікання процесів їх віброударного зневоднення. Все це змушує використовувати дещо інші підходи та засоби.

### Дослідження

На рис. 1 наведена узагальнена структурна схема гідроімпульсного вібропреса для попереднього потокового віброударного зневоднення, що може бути створений на базі інерційного вібропрес-молота (ІВПМ) [1]. Оброблюваний матеріал за допомогою шнекового завантажувача (на схемі не показаний) подається через отвір 31 до прес-форми 11. Після заповнення останньої завантажувач вимикається та вмикається насос 25 гідроімпульсного привода (ГПП) [1, 2] вібропреса. При цьому при закритому вібробуджувачі 33 [1] (верхня позиція за схемою) тиск робочої рідини у гідролінії 21 збільшується і заряджається гідроаккумулятор 19. Після досягнення у гідролінії 21 максимального тиску  $p_1$ , величину якого можна попередньо налаштувати, вібробуджувач 33 відкривається (нижня позиція за схемою), робоча рідина від насоса 25 та з гідроаккумулятора 19 йде у канал 22 та гідролінію 14. Тиск у них практично миттєво зростає до величини незначно меншої  $p_1$ , в результаті чого плунжер 5 гідроциліндра ГПП, вібростіл 12, прес-форма 11 з порцією 3 оброблюваного матеріалу, пуансон 10 та рухома траверса 2 з інерційними вантажами 9 швидко зміщуються вгору на величину 0 – 4 мм. В момент падіння тиску в гідролінії 21 до величини  $p_2$  вібробуджувач 33 закривається. Гідролінія 14

та канал 22 сполучаються зі зливом. Тиск в них робочої рідини зменшується до зливної  $p_3$ , таким чином, плунжер 5, вібростіл 12, прес-форма 11 з матеріалом 3, пуансон 10 та траверса 2 з вантажами 9 під дією сил власного тяжіння та сили пружності стиснених пружин 4 опускаються з ударом вібростолу 12 об запліччя станини 13. Далі описаний цикл раз за разом повторюється (максимальна частота коливань вібростолу  $12 \nu = 60$  Гц). В результаті матеріал 3 піддається віброударному інерційному та статичному навантаженню  $P_{ст}$ , створюваному допоміжним гідроциліндром 1, що сприяє видаленню з нього рідини. Остання витікає через дрібні отвори у прес-формі 11, закриті з середини фільтрувальною сіткою (на схемі не показані). Після зневоднення матеріалу 3 до вологості 70 – 75% ГП вимикається та вмикається шнековий завантажувач. Зневоднена порція 3 видаляється з прес-форми через отвір 32 з одночасним заповненням її наступною порцією матеріалу через правий отвір.

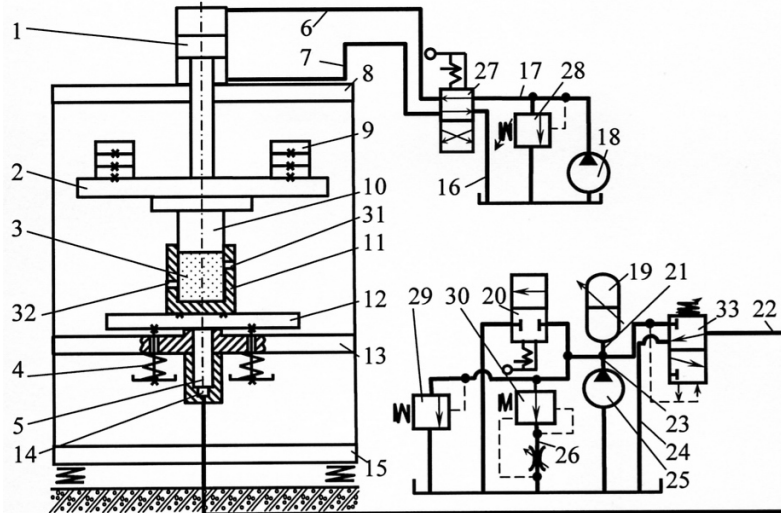


Рис. 1. Узагальнена структурна схема гідроімпульсного вібропреса для попереднього потокового віброударного зневоднення вологих дисперсних матеріалів

На рис. 2 представлені спрощені динамічні моделі вібропреса на I–IV-му етапах циклу спрацьовування ГП. Виконання умови про те, що частота періодичного впливу вібробуджувача на гідромеханічну систему вібропреса  $\nu = t_k^{-1}$  менша її першої резонансної частоти [1] дозволило застосувати “пружну зосереджену” модель [1], у якій робоча рідина має в'язкість і стискається, а основні параметри мас, пружних і деформованих елементів розглядаються зведеними.

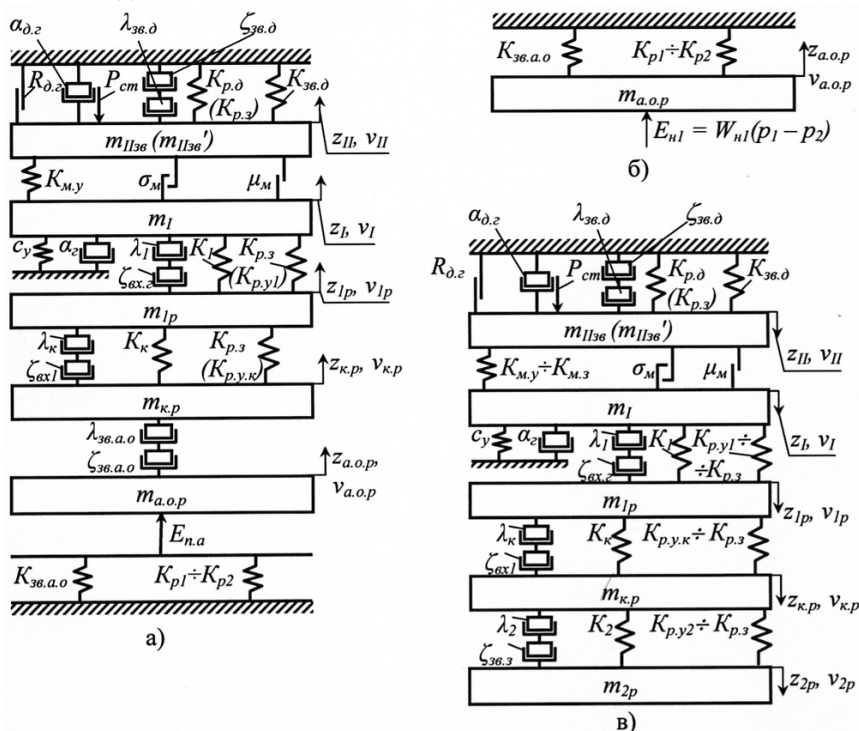


Рис. 2. Спрощені динамічні моделі гідроімпульсного вібропреса для попереднього потокового віброударного зневоднення вологих дисперсних матеріалів: а – для I-го етапу; б, в – для II – IV-го етапів циклу спрацьовування ГП

На I-му етапі циклу, що за тривалістю відповідає часу  $t_0$  відкриття вібробудувача 33 [1] (див. також рис. 1), тиск  $p_c(t)$  у гідролінії 14 і разом з ним зусилля, створюване виконавчими елементами вібропреса на частинках порції матеріалу 3, збільшуються від нуля до максимуму і вони зміщуються вгору. На II-му етапі гідролінія 14 з'єднується зі зливом. Тиск  $p_c(t)$  падає до величини  $p_3$ . Рух виконавчих елементів вгору за інерцією продовжується до їх зупинки у верхньому граничному положенні. III-й етап пов'язаний з переміщенням виконавчих елементів вниз до удару вібростолу 12 об запліччя станини 13. У продовж IV-го етапу при закритому вібробудувачі вібростіл 12 залишається нерухомим, а траверса 2 з пуансоном 9 та вантажами 10 здійснюють затухаючі коливання, обумовлені пружними властивостями матеріалу порції.

На моделях (див. рис. 2) позначені такі параметри:  $m_{a.o.p}$ ,  $m_{к.p}$ ,  $m_{1p}$ ,  $m_{2p}$ ;  $m_l$ ;  $m_{IIзв}$  – зведені маси робочої рідини у об'ємі  $W_{a.o}$  ГПП, що акумулює (включає гідролінії 21, 23 та гідроакумулятор 19), у каналі 22 довжиною  $l_k$  та у гідролініях 14, 24 довжинами відповідно  $l_1$ ,  $l_2$ ; маса нижнього виконавчого елемента вібропреса (включає маси плунжера 5, вібростолу 12, прес-форми 11 та матеріалу 3); маса верхнього виконавчого елемента, зведена до перетину  $S_e$  плунжера 5, що враховує маси пуансона 10, траверси 2, вантажів 9, поршня і штока гідроциліндра 1, маси робочої рідини у гідросистемі допоміжного гідропривода (в поршневій порожнині гідроциліндра 1 та в гідролініях 17, 6 довжинами  $l_3$ ,  $l_4$ );  $z_{a.o.p}$ ,  $v_{a.o.p}$ ,  $z_{к.p}$ ,  $v_{к.p}$ ,  $z_{1p}$ ,  $v_{1p}$ ,  $z_{2p}$ ,  $v_{2p}$ ,  $z_l$ ,  $v_l$ ,  $z_{IIзв}$ ,  $v_{IIзв}$  – поточні переміщення та швидкості вказаних вище мас;  $K_{зв.a.o}$ ,  $K_{ю}$ ,  $K_1$ ,  $K_2$ ,  $K_{зв.д}$  – зведені модулі об'ємної пружності стінок гідроліній та порожнин об'єму  $W_{a.o}$ , каналу 22, гідроліній 14, 24, а також гідроліній і порожнин допоміжного гідропривода [5];  $K_{p1}$ ,  $K_{p2}$ ,  $K_{p.з}$ ,  $K_{p.д}$ ,  $K_{p.y1}$ ,  $K_{p.y2}$ ,  $K_{p.y.к}$ ,  $K_{м.у}$ ,  $K_{м.з}$  – зведені модулі об'ємної пружності робочої рідини при тисках  $p_1$ ,  $p_2$ ,  $p_3$ ,  $p_n$  ( $p_n$  – тиск у підсистемі допоміжного гідропривода при створенні зусилля  $P_{cm}$ ), при ударних тисках у гідролініях 14, 24 та у каналі 22 (див. нижче), а також модулі пружності оброблюваного матеріалу при ударному та зливному тисках [5];  $\lambda_{зв.a.o}$ ,  $\lambda_{зв.д}$ ,  $\lambda_{ю}$ ,  $\lambda_1$ ,  $\lambda_2$  – зведені коефіцієнти гідравлічного тертя у об'ємі  $W_{a.o}$  та у підсистемі допоміжного гідропривода, коефіцієнти гідравлічного тертя у каналі 22 та у гідролініях 14, 24 [5];  $\zeta_{зв.a.o}$ ,  $\zeta_{зв.д}$ ,  $\zeta_{зв.з}$ ,  $\zeta_{ex1}$ ,  $\zeta_{ex.2}$  – зведені коефіцієнти місцевих опорів у об'ємі  $W_{a.o}$ , у підсистемах допоміжного гідропривода та зливній, коефіцієнти місцевого опору на вході у гідролінію 14 та у гідроциліндр ГПП [5];  $\alpha_{\nu}$ ,  $\alpha_{d.2}$  – коефіцієнти в'язкого демпфірування в з'єднаннях плунжера 5 та гідроциліндра 1;  $\sigma_{\nu}$ ,  $\mu_{\nu}$  – коефіцієнти, що враховують пластичність і сухе тертя твердих частинок оброблюваного матеріалу 3;  $R_{d.2}$  – сила сухого тертя в ущільненнях штока гідроциліндра 1.

Під час розробки моделей (див. рис. 2) були прийняті такі допущення і спрощення. Оскільки маса станини 13 у 8 – 10 разів перевищує масу  $m_l$  [1], її переміщення можна знехтувати. Вплив мас клапанів вібробудувача 33 на динаміку гідросистеми є дуже несуттєвим, тому їх переміщення також не враховуються. Сухе тертя в ущільненнях плунжера 5, в напрямних траверси 2, та в елементах пружного повернення 4 завдяки гарним умовам змащення та через незначні величини цих сил, можна не брати до уваги.

В об'ємі  $W_{a.o}$  на II-IV-му етапах спрацьовування ГПП, кінетична енергія робочої рідини, яка надходить від насоса 25 з подачею  $Q_{n1}$  перетворюється у потенціальну енергію  $E_{n.a}$  стискування рідини та деформування стінок об'єму  $W_{a.o}$  [2] (див. рис. 2, б). Дана енергія може бути визначена за формулою

$$E_{n.a} = \frac{Q_{n1} \cdot t_0 (p_1 + p_2)}{2} + \frac{(p_1^2 - p_2^2) W_{a.o}}{2 \cdot K_{зв.a.o}}. \quad (1)$$

На I-му етапі спрацьовування ГПП вібропреса (див. рис. 2, а), у зв'язку із малим часом відкриття вібробудувача ( $t_0 = 10^{-3}$  с [1]) та значним підвищенням тиску у приєднуваному об'ємі  $W_{n.o}$  гідросистеми (включає канал 22 та гідролінію 14) – від  $p_3 = 3300$  Па до  $p_l = 10 - 11$  МПа [1], - у ньому має місце пружний гідравлічний удар [5], при якому тиск уздовж гідроліній поширюється хвилями. Крім цього, під час розглядуваного етапу, робота  $E_{n.a}$  перетворюється у кінетичну енергію  $E_{к.n}$  переміщень зведених мас робочої рідини в гідросистемі ГПП, втрати на тертя і місцеві втрати, у потенціальну енергію  $E_{n.n}$  стискування рідини і деформування стінок робочих порожнин і гідроліній у об'ємі  $W_{n.o}$ . Рівняння балансу енергії має вигляд

$$E_{n.a} = E_{к.n} + E_{n.n} = E_{к.n.a} + E_{к.n.к} + E_{к.n.l} + E_{n.n.к} + E_{n.n.l}, \quad (2)$$

де  $E_{к.n.a}$ ,  $E_{к.n.к}$ ,  $E_{к.n.l}$  – кінетична енергія зведених мас рідини у об'ємі  $W_{a.o}$ , у каналі 22 та у гідролінії 14;  $E_{n.n.к}$ ,  $E_{n.n.l}$  – робота стискування робочої рідини і деформування стінок у каналі 22 та у гідролінії 14.

Складові у формулі (2) можна знайти з виразів

$$E_{к.n.a} = \frac{m_{a.o.p} v_{a.o.p}^2}{2} (1 + \lambda_{зв.a.o} + \zeta_{зв.a.o}); \quad E_{к.n.к} = \frac{m_{к.p} v_{к.p}^2}{2} \left( 1 + \lambda_{к} \frac{l_k}{d_k} + \zeta_{ex1} \right); \quad (3)$$

$$E_{к.n.l} = \frac{m_{1p} v_{1p}^2}{2} \left( 1 + \lambda_1 \frac{l_1}{d_1} + \zeta_{ex.2} \right); \quad E_{n.n.к} = \frac{\Delta p_{y.d.к}^2 l_k f_k (K_{p.y.к} + K_k)}{2 \cdot K_{p.y.к} K_k}; \quad E_{n.n.l} = \frac{\Delta p_{y.d.l}^2 l_l f_l (K_{p.y.l} + K_l)}{2 \cdot K_{p.y.l} K_l},$$

де  $d_k$ ,  $d_l$ ,  $f_k$ ,  $f_l$  – діаметри та площі прохідного перетину каналу 22 та гідролінії 14;  $\Delta p_{y.d.к}$ ,  $\Delta p_{y.d.l}$  – ударне підвищення тиску в них робочої рідини на I-му етапі спрацьовування ГПП, що можна знайти за формулами [5]

$$\Delta p_{y\partial.k} = p_1 - p_3 - \Delta p_{ex1} - \Delta p_{m.k}; \quad \Delta p_{y\partial1} = \Delta p_{y\partial.k} - \Delta p_{ex.2} - \Delta p_{m1}, \quad (4)$$

де  $\Delta p_{ex1}$ ,  $\Delta p_{m.k}$ ,  $\Delta p_{ex.2}$ ,  $\Delta p_{m1}$  – втрати тиску на вході у гідролінію 14, на тертя у каналі 22, на вході у гідроциліндр ГПІ та на тертя у гідролінії 14.

З рівняння (2) з підстановкою в нього залежностей (3, 4) можна знайти швидкість  $v_{lp}$  та значення тисків  $\Delta p_{y\partial.k}$ ,  $\Delta p_{y\partial1}$ , за допомогою яких визначити тривалість  $t_n$  проходження ударної хвилі від входу у канал 22 до порожнини гідроциліндра ГПІ (проміжок часу від початку циклу спрацьовування ГПІ і до початку збільшення тиску у порожнині гідроциліндра ГПІ)

$$t_n = t_{i.k} + t_{i1} = \frac{l_k}{c_k} + \frac{l_1}{c_1}, \quad (5)$$

де значення швидкостей  $c_k$ ,  $c_1$  ударної хвилі у каналі 22 та у гідролінії 14 визначаємо за формулами [5]

$$c_k = \frac{\Delta p_{y\partial.k}}{\rho_{p.t} \cdot v_{k.p}}; \quad c_1 = 1 / \sqrt{\frac{\rho_{p.t}}{K_{p.y1}} + \frac{\rho_{p.t} \cdot d_1}{\delta_1 \cdot K_{cm}}}, \quad (6)$$

де  $\rho_{p.t}$  – густина робочої рідини з урахуванням середнього підвищення робочої температури [5];  $K_{cm}$  – модуль об'ємної пружності матеріалу стінок гідролінії 14;  $\delta_1$  – товщина її стінок.

При взаємодії фронту ударної хвилі у гідролінії 14 із плунжером 5, частина кінетичної енергії робочої рідини, роботи її стискання і деформування стінок гідролінії переходить у роботу переміщення виконавчих елементів, стискання пружин повернення вібростолу та матеріалу у прес-формі, видалення з нього рідини, роботу сил сухого і в'язкого тертя, подолання зусилля  $P_{cm}$ , що супроводжується зменшенням тиску у гідролінії 14 до  $\Delta p_{y\partial11}$ . Таким чином, тиск на плунжер гідроциліндра зростає за час  $t_{i1}$ , рівний напівфазі  $\tau_1 / 2$  відбитої ударної хвилі у гідролінії 14 [5] (див. формули 5, 6) від  $p_3$  до максимального  $p_{2.max} = p_3 + \Delta p_{y\partial11}$ , у результаті чого плунжер здобуває початкову швидкість  $v_{ln}$  (рис. 3, 4).

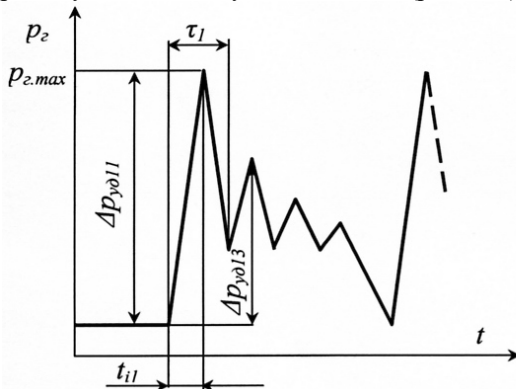


Рис. 3. Циклограма зміни тиску у порожнині гідроциліндра ГПІ

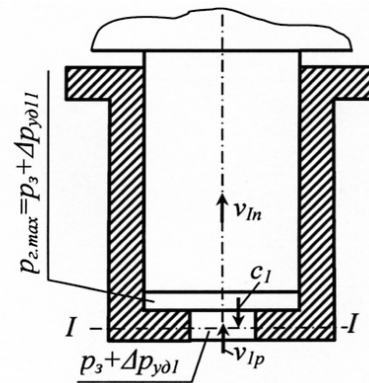


Рис. 4. Розрахункова схема з визначення параметрів гідравлічного удару у порожнині гідроциліндра ГПІ

Рівняння балансів енергії має вигляд

$$\begin{aligned} \Delta E_{k.n1} + \Delta E_{n.n1} = & E_{kI} + E_{kII3\phi} + E_{k.v.m.2} + E_{k.v.m.\partial} + E_{k.c.m.m} + \\ & + E_{k.n.\partial.m} + E_{3.nI} + E_{k.c.m.\partial} + E_{k.cm} + E_{n.\partial.n} + E_{n.y} + E_{nI} + E_{nII3\phi}, \end{aligned} \quad (7)$$

де  $E_{kI}$ ,  $E_{kII3\phi}$  – зміна кінетичної енергії виконавчих елементів;  $E_{k.v.m.2}$ ,  $E_{k.v.m.\partial}$  – робота сил в'язкого тертя при переміщенні плунжера і поршня гідроциліндрів;  $E_{k.c.m.m}$  – робота сил сухого тертя твердих частинок матеріалу об стінки прес-форми та при їх взаємному переміщенні;  $E_{k.n.\partial.m}$  – робота сил пластичного деформування твердих частинок матеріалу;  $E_{3.nI}$  – робота з видалення рідинної фази з прес-форми;  $E_{k.c.m.\partial}$  – робота сил сухого тертя  $R_{\partial.2}$  при переміщенні поршня допоміжного гідроциліндра;  $E_{k.cm}$  – робота з подолання зусилля  $P_{cm}$  при переміщенні ввєрх виконавчих елементів;  $E_{n.\partial.n}$  – робота сил стискання робочої рідини і деформування стінок гідролінії і порожнин у підсистемі допоміжного гідропривода;  $E_{n.y}$  – зміна потенціальної енергії при стисканні пружин повернення вібростолу;  $E_{nI}$ ,  $E_{nII3\phi}$  – робота підйому виконавчих елементів.

Складові у рівнянні (7) знаходимо за формулами

$$\Delta E_{k.n1} = \frac{m_{1.p.3\phi}(v_{lp}^2 - v_{ln}^2)}{2}; \quad \Delta E_{n.n1} = \frac{l_1 \cdot f_1 (\Delta p_{y\partial1}^2 - \Delta p_{y\partial11}^2) (K_{p.y1} + K_1)}{2 \cdot K_{p.y1} \cdot K_1}; \quad E_{kI} = \frac{m_I \cdot v_{ln}^2}{2};$$

$$\begin{aligned}
E_{кII36} &= \frac{m_{II36} v_{IIIn}^2}{2} (1 + \lambda_{36.d} + \zeta_{36.d}); & E_{к.в.м.з} &= \alpha_{z} \cdot v_{In} \cdot z_{In}; & E_{к.в.м.д} &= \alpha_{d.z} \cdot v_{IIIn} \cdot z_{IIIn}; \\
E_{к.с.м.м} &= (\Delta p_{3.n.max} \cdot S_{M\mu M} z_{In}) / 2; & E_{к.n.d.м} &= \sigma_M z_{In}; & E_{3.nI} &= W_{3.nI} \Delta p_{3.n.max} / 2; & E_{nI} &= m_I \cdot g \cdot z_{In}; \\
E_{к.с.м.д} &= R_{d.z} \cdot z_{IIIn} = 0,1 \cdot S_2 \Delta p_{y\partial 11} z_{IIIn}; & E_{к.с.м} &= P_{с.м} \cdot z_{IIIn} = p_H \cdot S_{d.z} \cdot z_{IIIn}; & E_{n.y} &= (c_y \cdot (z_{0y} + z_{In})^2) / 2; \\
E_{n.d.n} &= \frac{\Delta p_d^2}{2 \cdot K_{p.d}} \left( \frac{W_{n.d} (K_{p.d} + K_{d.z})}{K_{d.z}} + \frac{l_4 \cdot f_4 (K_{p.d} + K_4)}{K_4} + \frac{l_3 \cdot f_3 (K_{p.d} + K_3)}{K_3} \right); & E_{nII36} &= m_{II36} \cdot g \cdot z_{IIIn},
\end{aligned} \tag{8}$$

де  $m_{Ip.36}$  – зведена до перетину  $S_2$  маса робочої рідини у гідролінії 14 (див. рис. 1);  $z_{In}$ ,  $z_{IIIn}$  – початкові переміщення виконавчих елементів вібропреса у момент часу  $t = t_n + t_{i1}$ ;  $v_{IIIn}$  – початкова швидкість верхнього виконавчого елемента;  $\Delta p_{3.n.max}$   $W_{3.nI}$  – перепад тисків у момент часу  $t = t_n + t_{i1}$ , створений у середовищі матеріалу та об'єм видаленої на I-му етапі рідини [6];  $S_M$  – площа поперечного перетину порції матеріалу 3 у прес-формі 11;  $S_{d.z}$  – площа поперечного перетину поршня гідроциліндра 1;  $c_y$ ,  $z_{0y}$  – жорсткість та попереднє стискання пружин 4;  $\Delta p_d$  – збільшення тиску у поршневій порожнині гідроциліндра 1 об'ємом  $W_{n.d}$ , обумовлене зменшенням її об'єму при переміщенні траверси 2 на величину  $z_{IIIn}$ ;  $f_3$ ,  $K_3$ ,  $f_4$ ,  $K_4$  – площі прохідного перетину гідроліній та модулі об'ємної пружності гідроліній 17, 6.

Рівняння (7) можна спростити якщо врахувати, що зусилля, створюване на плунжері 5 тиском  $\Delta p_{y\partial 11}$  у продовж часу  $t_{i1}$  мають імпульсний характер [2]. Для цього необхідно підтвердити виконання нерівності [2, 7]

$$t_{i1} / T_z < 0,18, \tag{9}$$

де  $T_z$  – період власних коливань маси  $m_{36} = m_I + m_{II36}$ , що визначається за формулами [8]

$$T_z = 2 \cdot \pi / \sqrt{p^2 - n^2}; \quad p^2 = c_{36} / m_{36}; \quad n = \alpha_{36} / 2 \cdot m_{36}, \tag{10}$$

де  $c_{36}$  і  $\alpha_{36}$  – зведені жорсткість і коефіцієнт в'язкого демпфірування системи [8], що визначаються як

$$c_{36} = 1 / \left( \frac{1}{c_y} + \frac{1}{c_{d.36.z}} \right); \quad \alpha_{36} = 2 \cdot \beta \sqrt{c_{36} \cdot m_{36}}, \tag{11}$$

де  $c_{d.36.z}$  – зведений до перетину  $S_2$  коефіцієнт жорсткості  $c_{d.36}$  підсистеми допоміжного гідропривода;  $\beta = 0,005$  – відносний коефіцієнт демпфірування [1].

Чисельний розрахунок  $t_{i1}$ ,  $T_z$  для вібропреса-прототипу, створеного на базі інерційного вібропрес-молота ІВПМ-16 [1], дозволив довести виконання умови (9). Отже переміщення виконавчих елементів вібропреса на II-IV-му етапах циклу можна розглядати, як вільні коливання лінійної неконсервативної системи, під дією прикладеного у початковий момент часу  $t = t_n + t_{i1}$  імпульсу  $P_{z,max} = S_2 \cdot (p_z + \Delta p_{y\partial 11})$ , при цьому помилка в обчисленнях складе менше 1% [7]. Можна допустити [8], що переміщення маси  $m_{36}$  у продовж часу  $t_{i1} \rightarrow 0$  також прагне до нуля. Таким чином, по завершенні дії імпульсу у момент  $t = t_n + t_{i1}$  маса  $m_{36}$  матиме нульове зміщення  $z_{In} \rightarrow 0$ ;  $z_{IIIn} \rightarrow 0$  і швидкість  $v_{In}$ .

З врахуванням вищевикладеного, рівняння (7) переписуться у вигляді

$$\Delta E_{к.nI} + \Delta E_{n.nI} = \frac{m_I \cdot v_{In}^2}{2} + \frac{m_{II36} \cdot v_{IIIn}^2}{2} (1 + \lambda_{зв.д} + \zeta_{36.d}) + \frac{c_y \cdot z_{0y}^2}{2}. \tag{12}$$

Відповідно до закону збереження імпульсів

$$t_{i1} (S_2 \cdot \Delta p_{y\partial 11} - c_y \cdot z_{0y}) = m_I \cdot v_{In} + m_{II36} v_{IIIn} (1 + \lambda_{зв.д} + \zeta_{36.d}). \tag{13}$$

Розв'язуючи рівняння (12) з підстановкою (8) і (13), визначаємо  $\Delta p_{y\partial 11}$  і  $v_{In}$ .

Рівняння руху зведених мас вібропреса мають вигляд

$$m_I (\ddot{z}_I + g) + \alpha_z \cdot \dot{z}_I + c_y (z_{0y} + z_I) + F_{мзI}(t) = P_z(t); \quad 0 \leq t \leq T_u; \tag{14}$$

$$m_{II36} (\ddot{z}_{II36} + g) + (\lambda_{зв.д} + \zeta_{36.d}) \dot{z}_{II36}^2 + \alpha_{d.z} \cdot \dot{z}_{II36} + c_{d.36} \cdot z_{II36} + F_{мзII}(t) + R_{d.z} \text{sign}(\dot{z}_{II36}) + P_{с.м} = 0,$$

де  $F_{мзI}(t)$ ,  $F_{мзII}(t)$  – зусилля опору з боку оброблюваного матеріалу переміщенню виконавчих елементів вібропреса на I-IV-му етапах циклу спрацьовування ГПП [6];  $P_z(t)$  – силовий вплив на плунжер 5 у продовж періоду  $T_u$  циклу спрацьовування ГПП, що можна представити у вигляді

$$P_z(t) = 0 \quad \text{при } 0 \leq t < t_n + t_{i1}; \quad P_z(t) = P_{z,max} \quad \text{при } t = t_n + t_{i1}; \quad P_z(t) = 0 \quad \text{при } t_n + t_{i1} < t \leq T_u. \tag{15}$$

Основними параметрами навантаження матеріалу під час його попереднього потокового віброударного зневоднення на гідроімпульсному вібропресі є: тиск  $p_{z,max} = \Delta p_{y\partial 11} + p_3$ , амплітуда  $z_{Ia}$  і частота  $\nu$  переміщення вібростолу 12.

Амплітуду  $z_{Ia}$  знаходимо як

$$z_{Ia} = z_{In} + z_{I\theta}, \quad (16)$$

де  $z_{In}$  розраховуємо за допомогою формул (7, 8) з підстановкою замість  $z_{Im}$ :  $z_{IIIn} = z_{In} - W_{3.nI} / S_M$ ;  $z_{I\theta}$  - зміщення вібростолу граничне верхнє положення на II-му етапі циклу спрацьовування ГПП, моментом початку якого є  $t = t_o = \frac{h_{o.3} S_{o.3}}{Q_{H1}}$  [1] ( $h_{o.3}$ ,  $S_{o.3}$  - перекриття та площа поперечного перетину золотника основного каскаду

вібробудувача [1]), а тривалістю – чверть періоду  $T$  вільних коливань маси  $m_{3\theta}$  [2, 7]:  $t = t_{II} = \frac{1}{4} T = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{m_{3\theta}}{c_y}}$ .

Значення  $z_{I\theta}$  знаходимо як

$$z_{I\theta} = \frac{v_{In}^2}{2 \cdot a_I}, \quad (17)$$

де  $a_I$  – прискорення, з яким переміщується вібростіл 12 на II-му етапі циклу, можна знайти за допомогою формули, одержаної з рівнянь (14)

$$a_I = \left( \alpha_{z.2} \cdot v_{In} + c_y(z_{0y} + z_{In} + z_{I\theta}) + (\lambda_{3\theta.d} + \zeta_{3\theta.d})v_{In}^2 + \right) \left/ 2 \cdot m_I + \frac{m_{II3\theta}g + P_{cm}}{m_I} + g. \right. \quad (18)$$

Частоту  $\nu$  можна визначити як

$$\nu = \frac{1}{T_{\zeta}} = \frac{1}{t_o + t_{H.m}} = 1 \left/ \left( \frac{h_{o.3} S_{o.3}}{Q_{H1}} + \frac{2 \cdot E_{n.a}}{Q_{H1}(p_1 + p_2)} \right) \right. \quad (19)$$

З використанням наведених вище рівнянь та значень параметрів вібропреса-прототипу, була складена комп'ютерна Ексел-програма, розраховані і побудовані теоретичні залежності параметрів навантаження  $p_{z,max}$ ,  $z_{Ia}$ ,  $\nu$  оброблюваного матеріалу під час його попереднього потокового віброударного зневоднення у прес-формі закритого типу від основних конструктивних та робочого параметрів вібропреса:  $z_{0y}$ ,  $P_{cm}$ ,  $m_{II}$ ,  $W_a$ ,  $p_I$  (рис. 5, 6).

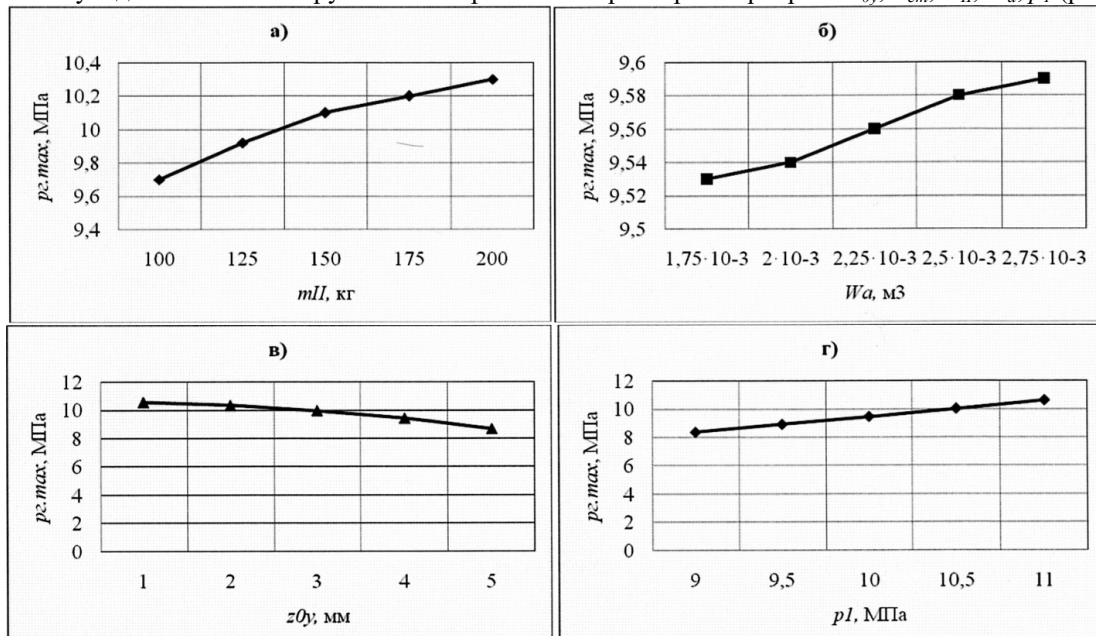


Рис. 5. Теоретичні залежності максимального тиску  $p_{z,max}$  у порожнині гідроциліндра ГПП вібропреса від маси  $m_{II}$  рухомої траверси з інерційними вантажами (а); попереднього стиснення  $z_{0y}$  пружин повернення вібростолу (б), робочого об'єму  $W_a$  гідроаккумулятора (в) та тиску  $p_I$  відкриття вібробудувача ГПП (г)

Як видно із залежностей на рис. 5, одним з параметрів, що найбільшою мірою впливає на значення  $p_{z,max}$  є величина  $z_{0y}$  (див. рис. 5, в), зі збільшенням якої  $p_{z,max}$  падає. Останнє обумовлено тим, що при затягуванні пружин 4 (див. також рис. 1) вібростолу 12 більша частина енергії імпульсу, накопиченої у об'ємі  $W_{a.o}$ ,

витрачається на подолання сили пружності, створеної даними пружинами. Також  $p_{z,max}$  помітно залежить від  $p_I$  (див. рис. 5, г), з підвищенням якого  $p_{z,max}$  зростає, що пояснюється збільшенням енергії імпульсу. Зміна  $W_a$  (див. рис. 5, б) практично не впливає на  $p_{z,max}$ . Частота  $\nu$  помітно залежить лише від  $W_a$  та  $p_I$  (див. рис. 6, а, б), при збільшенні яких  $\nu$  зменшується, що обумовлено зростанням тривалості етапу накопичення енергії у об'ємі  $W_{a,0}$ . Амплітуда  $z_{Ia}$  найкраще регулюється при зміні  $p_I$  (див. рис. 6, в). При підвищенні  $p_I$  амплітуда зростає, через збільшення енергії імпульсу.

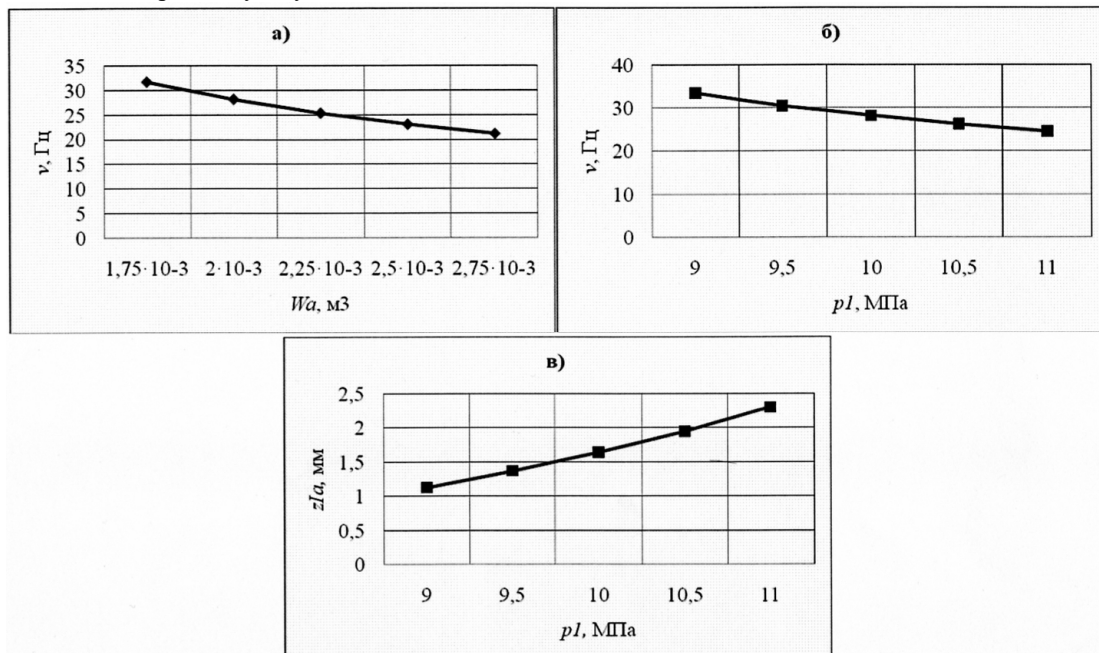


Рис. 6. Теоретичні залежності частоти  $\nu$  коливань вібростоу від робочого об'єму  $W_a$  гідроаккумулятора (а) та тиску  $p_I$  відкриття вібробуджувача ГПП (б); в - залежність амплітуди  $z_{Ia}$  коливань вібростоу від  $p_I$

За допомогою даних залежностей можна здійснювати регулювання параметрів вібропреса для створення заданого оптимального навантаження оброблюваного матеріалу, виходячи з його початкових та кінцевих фізико-механічних характеристик та за умови забезпечення найвищої ефективності процесу. Крім цього, зіставляючи залежності на рис. 5, 6 з відповідними експериментальними графіками, одержаними за допомогою гідроімпульсного стенду-прототипу [9], можна довести коректність наведених вище динамічних та математичної моделей.

## Висновки

1. Розроблені узагальнена структурна схема, спрощені «пружно-зосереджені» динамічні моделі та математичні моделі гідроімпульсного вібропреса для попереднього потокового віброударного зневоднення вологих дисперсних матеріалів у прес-формі закритого типу, на різних етапах циклу спрацьовування його привода.

2. Математичні моделі являють собою рівняння балансів енергії, рівняння збереження імпульсу та рівняння руху виконавчих елементів вібропреса, залежності теорії гідравлічного та механічного удару і зв'язують його конструктивні та робочі параметри з фізико-механічними характеристиками та параметрами навантаження оброблюваного матеріалу.

3. Математичні моделі вібропреса можуть бути істотно спрощені на підставі доведення короткочасного (імпульсного) характеру силового впливу на його виконавчі елементи на початку робочого циклу.

4. З використанням рівнянь математичних моделей розраховані і побудовані теоретичні залежності параметрів навантаження оброблюваного матеріалу від конструктивних та робочих параметрів вібропреса, за допомогою яких може здійснюватись ефективне регулювання процесів потокового віброударного зневоднення.

5. Розроблені математичні моделі можуть послужити основою для створення методики проектного розрахунку гідроімпульсних машин для попереднього потокового віброударного зневоднення, що дозволяє визначати їх оптимальні конструктивні параметри, виходячи із заданих фізико-механічних характеристик оброблюваного матеріалу та параметрів його навантаження.

**Анотація.** В статті приведені обобщенная структурная схема, упрощенные динамические и математические модели гидроимпульсного вибропреса для предварительного поточного виброударного обезвоживания влажных дисперсных материалов в пресс-форме закрытого типа. Математические модели вибропреса представляют собой уравнения балансов энергии, составляемые для каждого этапа цикла срабатывания его гидроимпульсного привода, уравнения

движения и сохранения импульсов исполнительных элементов вибропресса, кроме этого, включают зависимости теории гидравлического и механического удара. Приведенные математические модели вибропресса могут послужить основой для разработки методики его проектного расчета.

*Ключевые слова:* влажный дисперсный материал, гидроимпульсный вибропресс, поточное виброударное обезвоживание.

**Abstract. Purpose.** The elaboration of the mathematical models of hydraulic pulse vibropress for preliminary flow vibro-blowing dehydration of humid dispersive materials in closed type press-form, that links the constructive and working parameters of vibropress, physico-mechanical features parameters of loading of the processed material.

**Method/methodology/approach.** The mathematical models of vibropress includes the equations of the balances of energy on different stages of its drive's cycle, equations of the motion and keeping of impulses of executive elements of vibropress, formulas of theories of hydraulic and mechanical blow. The mathematical models can be are greatly simplified on the grounds of proof of short (pulsed) character of force influence on executive elements of vibropress at the beginning of its working cycle.

**Findings.** The mathematical models, that presented in article, can be used as the base for development of the methods of the design calculation of hydraulic pulse machines for preliminary vibro-blowing dehydration of humid dispersive materials.

**Originality/value.** Using of this machines in food industry allows to get effective solving of a salvaging problem a wastes, such as alcohol bard, beer grain, beet pulp, coffee and barley slime.

*Keywords:* humid dispersive material, hydraulic pulse vibropress, flow vibro-blowing dehydration.

### Список літератури

1. *Искович-Лотоцкий Р. Д.* Основы теории расчета та розробка процесів і обладнання для виброударного пресования. Монография/ Искович-Лотоцкий Р. Д. – Винница: УНІВЕРСУМ – Винница, 2006. – 338 с.
2. *Искович-Лотоцкий Р. Д.* Процесы та машины вибрационных и виброударных технологий. Монография/ Искович-Лотоцкий Р. Д., Обертюх Р. Р., Севостьянов И. В. – Винница: УНІВЕРСУМ – Винница, 2006. – 291 с.
3. *Искович-Лотоцкий Р. Д.* Анализ способов сепарування вологих дисперсных материалов та обладнання для их реализации/ Р. Д. Искович-Лотоцкий, И. В. Севостьянов // Вісник національного технічного університету України "Київський політехнічний інститут". Машинобудування, 2009. – Випуск №57. – С. 50 - 55.
4. *Искович-Лотоцкий Р. Д.* Вибропрессовая машина для обезвоживания отходов харчових виробництв/ Искович-Лотоцкий Р. Д., Севостьянов И. В., Андрощук В. Д. // Вибрации в технике и технологиях, 2002. - №3 (24). - С. 48 - 50.
5. *Башта Т. М.* Машиностроительная гидравлика/ Башта Т. М. - М.: Машиностроение, 1971. - 672 с.
6. *Севостьянов И. В.* Математичне моделювання процесів виброударного сепарування вологих дисперсных материалов/ И. В. Севостьянов, Р. Д. Искович-Лотоцкий // Вибрації в техніці та технологіях, 2008. - №2. - С. 39 – 45.
7. *Пановко Я. Г.* Введение в теорию механического удара/ Пановко Я. Г. - М.:Наука, 1977.–224 с.
8. *Бидерман В. Л.* Прикладная теория механических колебаний/ Бидерман В. Л. - М.: Высшая школа, 1972. - 416 с.
9. *Искович-Лотоцкий Р. Д.* Обґрунтування ефективності застосування виброударных та вибрационных процесів в харчовій переробній промисловості/ Искович-Лотоцкий Р. Д., Поліщук О. В., Севостьянов И. В. // Вибрації в техніці та технологіях, 2008. - №3. - С. 78 – 82.

### REFERENCES

1. Iskovich-Lotoc'kij R. D. Osnovi teorii rozrahunku ta rozrobka procesiv i obladnannja dlja vibroudarnogo presuvannja. Monografija [Bases of calculation's theory and elaboration of processes and equipment for vibro-blowing pressing]. Vinnicja: UNIVERSUM, 2006, 338 p.
2. Iskovich-Lotoc'kij R. D., Obertjuh R. R., Sevost'janov I. V. Prosesi ta mashini vibracijnih i vibroudarnih tehnologij. Monografija. [Processes and machines of vibrating and vibro-blowing technologies]. Vinnicja: UNIVERSUM, 2006, 291 p.
3. Iskovich-Lotoc'kij R. D., Sevost'janov I. V. Analiz sposobiv separuvannja vologih dispersnih materialiv ta obladnannja dlja ih realizacii. Visnik nacional'nogo tehnicnogo universitetu Ukraїni "Kiїvs'kij politehnicnij institut". Mashinobuduvannja. [The analysis of methods of separation of humid dispersive materials and equipment for it's realization. Journal of Mechanical Engineering of NTUU «KPI»], 2009, No 57, pp. 50-55.
4. Iskovich-Lotoc'kij R. D., Sevost'janov I. V., Androwuk V. D. Vibropresova mashina dlja obezvodnjuvannja vidhodiv harchovih virobnictv. Vibracii v tehnike i tehnologijah [The vibro-pressing machine for dehydration of wastes of food productions. The vibrations in the technique and technologies], 2002, No 3, pp. 48 - 50.
5. Bashta T. M. Mashinostroitel'naja gidravlika [Machinery hydraulic]. Moscow: Mashinostroenie, 1971, 672 p.
6. Sevost'janov I. V., Iskovich-Lotoc'kij R. D. Matematichne modeljuvannja procesiv vibroudarnogo separuvannja vologih dispersnih materialiv. Vibracii v tehnici ta tehnologijah [The mathematical modeling of the processes of vibro-blowing separation of humid dispersive materials. The vibrations in the technique and technologies], 2008, No 2, pp. 39 – 45.
7. Panovko Ja. G. Vvedenie v teoriju mehanicheskogo udara [Introduction in the theory of mechanical blow]. Moscow: Nauka, 1977, 224 p.
8. Biderman V. L. Prikladnaja teorija mehanicheskikh kolebanij [The applied theory of mechanical oscillations]. Moscow: Vysshaja shkola, 1972, 416 p.
9. Iskovich-Lotoc'kij R. D., Poliwuk O. V., Sevost'janov I. V. Obgruntuvannja efektivnosti zastosuvannja vibroudarnih ta vibracijnih procesiv v harchovij pererobnij promislivosti. Vibracii v tehnici ta tehnologijah [Substantiation of the effectiveness of using vibro-blowing and vibrating processes in the food processing industry. The vibrations in the technique and technologies], 2008, No3, pp. 78 – 82.