

## Математичне моделювання зусилля на робочому органі вібромолота з гідроімпульсним приводом

Ростислав Іскович-Лотоцький<sup>1</sup>, Ярослав Іванчук<sup>2</sup>, Євгеній Івашко<sup>3</sup>

Вінницький національний технічний університет,  
вул. Хмельницьке шосе 95, Вінниця, Україна, 21021  
<sup>1</sup>ivanchuck@vntu.edu.ua, orcid.org/0000-0003-3920-3019  
<sup>2</sup>ivanchuk@ukr.net, orcid.org/0000-0002-4775-6505  
<sup>3</sup>ivanchuk@ukr.net, orcid.org/0000-0001-6644-9765

Отримано 31.01.2018; прийнято 21.02.2018

DOI: 10.26884/gbdmm1891.0101

**Анотація.** Застосування вібраційної технології вимагає поглибленого вивчення фізичних явищ, які виникають у різних коливальних системах з метою визначення оптимальних параметрів вібраційного обладнання для підвищення ефективності технологічних процесів. Розробка єдиної методики проектування вібромолотів з гідроімпульсним приводом викликає необхідність знаходження придатних для практичного застосування основних аналітичних залежностей для розрахунку силових впливів робочого органу машини на об'єкт обробки. У більшості праць на базі розроблених окремих математичних моделей було розглянуто аналітичний опис зусилля на робочому органі вібромолота, створюваного при періодичному зміні тиску рідини, в порожнині гідроциліндра головного приводу машини. Розроблено методику, яка дозволила із достатнім ступенем точності визначити ефективну залежність силового навантаження на робочий орган вібромолота, в залежності від режимів роботи гідроімпульсного приводу. Метою роботи є математичне моделювання зусилля на робочому органі вібромолота для визначення залежності режиму вібраційного або віброударного навантаження в залежності від робочих параметрів гідроімпульсного приводу. Запропоновано методику моделювання силового навантаження на робочий орган вібромолота методом лінеаризації функцій зміни тиску в гідросистемі. Коректність прийнятих припущень і апроксимацій, при складанні математичної моделі, оцінювалася шляхом зіставлення результатів аналітичного та експериментального досліджень динаміки вібромолота з конкретними величинами пара-

метрів гідроімпульсного приводу та елементів конструкції. Розроблені загальні рекомендації по використанню кінцевих аналітичних залежностей при проектуванні вібромолотів з гідроімпульсним приводом для різних процесів вібраційного або ударно-вібраційного режимів роботи.

**Ключові слова:** моделювання, вібромолот, зондування ґрунтів, гідроімпульсний привід.

### ВСТУП

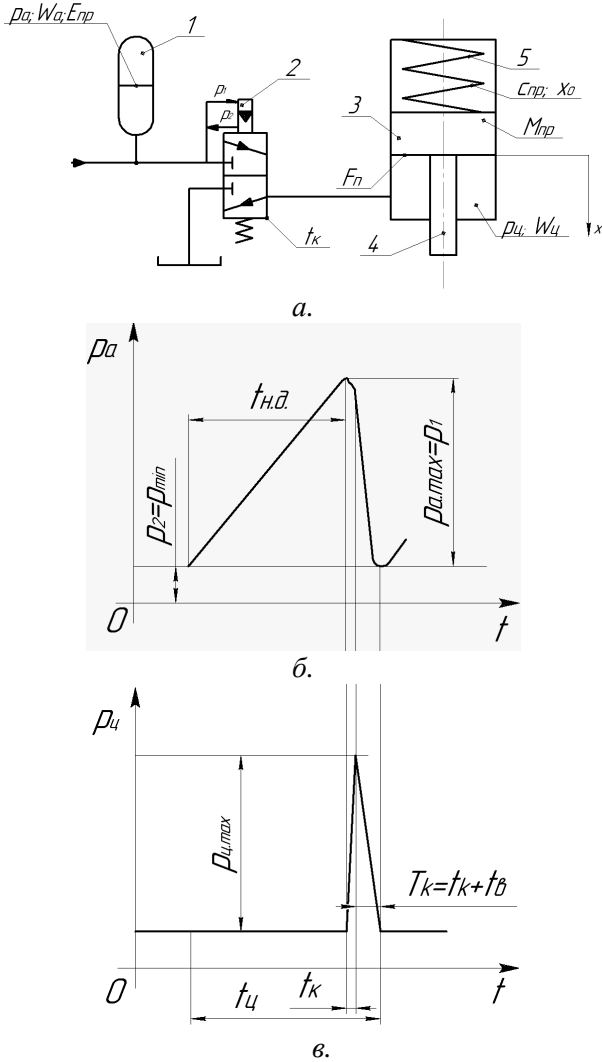
Розробка єдиної методики проектування вібромолотів з гідроімпульсним приводом [1 – 4] викликає необхідність знаходження придатних для практичного застосування основних аналітичних залежностей для розрахунку силових впливів робочого органу машини на об'єкт обробки. Особливо складним при математичному моделюванні робочих режимів вібромолотів є аналітичний опис зусилля  $P(t)$  на його робочому органі, створюваного при періодичній зміні тиску рідини  $p_c$ , в порожнині гідроциліндра головного приводу машини.

### МЕТА РОБОТИ

Метою роботи є математичне моделювання зусилля на робочому органі вібромолота для визначення залежності режиму вібраційного або віброударного навантаження в залежності від робочих параметрів гідроімпульсного приводу.

ВИКЛАД ОСНОВНОГО МАТЕРІАЛУ

Характер зміни тиску рідини у виконавчому гідроциліндрі  $p_{ц}$  (Рис. 1) буде відповідати закономірності зміни силового впливу  $P(t)$  на торець плунжера (площею  $F_{п}$ ) робочого органа машини, так  $P(t)=p_{ц} \cdot F_{п}$ , а можливість його спрощеного аналітичного опису дозволить значно спростити методику загального розрахунку параметрів приводу машини.



**Рис. 1.** Структурна схема гідроімпульсного приводу віброролота (а) і графіки зміни тиску в порожнинах одноциклового гідроакумулятора (б) і гідроциліндра (в)

**Fig. 1.** Hydro-impulse drive structural scheme of the vibration hammer (a) and the graphs of the changing the pressure in the cavities of a single-cycle hydraulic accumulator (a) and the hydraulic cylinder (b)

Особливість накопичення тиску  $p_{ц}$  ви-

значається цілою низкою чинників, в тому числі схемою підключення клапана пульсатора 2, і вимагає додаткового пояснення за допомогою структурної схеми гідроімпульсного приводу машини і графіків зміни тиску в порожнинах гідроакумулятора 1 і гідроциліндра 3, наведених на Рис. 1.

У гідроімпульсному приводі з клапаном-пульсатором «на вході» енергія накопичується в одноциклового гідроакумуляторі за рахунок надходження в нього рідини від насоса постійної подачі  $Q_{н}$  і досягнення в порожнині гідроакумулятора тиску  $p_{a,max}=p_1$ , відповідного тиску настройки спрацьовування клапана-пульсатора. Величина маневрового об'єму гідроакумулятора  $W_a$  визначає величину накопиченої енергії  $E_{н}=0,5 \cdot p_{a,max} \cdot W_a$  [5].

У разі чисто гідравлічного акумулятора, що використовує принцип стисливості робочої рідини в замкнутому просторі, при збільшенні тиску величини накопиченої енергії –  $E_{н}=0,5 \cdot p_{a,max}^2 \cdot \beta \cdot W_0$ , де  $W_0, \beta$  – початковий обсяг і зведений коефіцієнт стисливості гідросистеми.

Для гідроімпульсного приводу характерна мінімальна довжина сполучних трубопроводів і каналів, а також максимальна жорсткість їх стінок, що дозволяє при розрахунках приймати  $W_0$  рівним об'єму порожнини гідроакумулятора, а  $\beta_{пр} \approx \text{const}$  [6]. Тому як вихідний параметр для розрахунку зовнішнього силового збудження можна використовувати величину накопиченої енергії, яка витрачається на розгін робочого органа 4 машини і стиснення елементів пружного повернення 5. Без урахування втрат на дроселювання за умови миттєвого відкриття запірного органа клапана-пульсатора це співвідношення розподілу енергії в замкнутій консервативній системі можна представити у вигляді

$$E_{н} = \int M \dot{x} dx + \int c_{пр} x dx = 0,5(M\dot{x}^2 + c_{пр}x^2) + C_0, \quad (1)$$

де  $x$  – координата положення органа машини масою  $M$ ;  $C_0$  – постійна інтегрування, яка визначається початковою деформацією

елементів пружного повернення робочого органа і зведеною жорсткістю елементів пружного повернення  $c_{\text{пр}}$  з урахуванням жорсткості гідросистеми по лінії клапан-пульсатор – порожнина робочого гідроциліндра ( $C_0=0,5c_{\text{пр}}x_0^2$ ).

Вираз (1) зводиться до рівняння такого вигляду:

$$\dot{x}^2 + ax^2 = b, \quad (2)$$

в результаті заміни:  $c_{\text{пр}}/M=a$ ;  $E_H-c_{\text{пр}}x_0^2=E_x$ ;  $2E_x/M=b$  ( $E_x$  – енергія ходу робочого органа).

Вираз (2) перетворюється в диференціальне рівняння з роздільними змінними і має

розв'язок  $t = \frac{1}{\sqrt{a}} \arcsin \sqrt{\frac{a}{bx}}$ , що визначає

амплітудні (максимальні) значення зсуву, швидкості і прискорення робочого органа машини відповідно у вигляді:

$$\begin{cases} x_{\text{max}} = \sqrt{2E_x / c_{\text{пр}}}; \\ \dot{x}_{\text{max}} = \sqrt{2E_x / M}; \\ \ddot{x}_{\text{max}} = (\sqrt{2E_x / c_{\text{пр}}}) / M. \end{cases} \quad (3)$$

Використовуючи принцип Д'Аламбера і нехтуючи силами тертя, можна встановити закономірність для визначення величини максимального зовнішнього збурюючого зусилля:

$$P_{L,\text{max}} + P_{Y,\text{max}} = P(t) = P_{\text{ц},\text{max}} F, \quad (4)$$

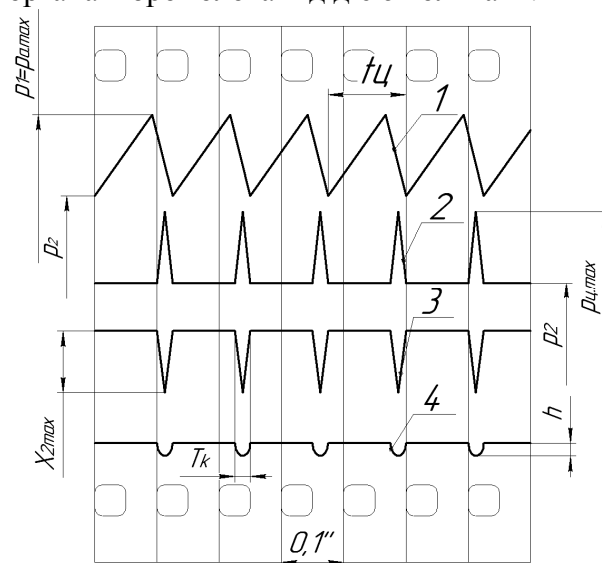
де  $P_{L,\text{max}}$ ,  $P_{Y,\text{max}}$  – максимальні значення відповідно інерційної сили, що діє на робочий орган машини, що переміщується з прискоренням, і пружної сили, яка визначаються за максимальною деформацією елементів пружного повернення, що відповідає переміщенню робочого органа. Величини  $P_{L,\text{max}}$  і  $P_{Y,\text{max}}$  визначаються за амплітудним значенням функцій  $\ddot{x}(t)$  і  $x(t)$  з виразів (3):

$P_{L,\text{max}} = P_{Y,\text{max}} = \sqrt{2E_x c_{\text{пр}}}$ . Підставляючи значення  $P_{L,\text{max}}$  і  $P_{Y,\text{max}}$  в формулу (4), отримаємо значення максимального тиску в порожнині гідроциліндра:

$$P_{\text{ц},\text{max}} = \frac{2}{F_{\text{пл}}} \sqrt{2E_x c_{\text{пр}}}. \quad (5)$$

Як показали експерименти, максимальне значення цього тиску досягається в момент повного відкриття основного розподільного органа клапана-пульсатора, тобто за час, відповідний  $t_k$ , а характер зміни кривої тиску  $p_{\text{ц}}=p(t)$  на ділянці  $0 < t \leq t_k$  при  $n = \sqrt{2E_x c_{\text{пр}}} / F_{\text{пл}}$ .

Представлена на Рис. 2 осцилограма підтверджує коректність допущення про лінійний характер зміни тиску в порожнині гідроциліндра і дозволяє обґрунтувати вибір оптимальних параметрів приводу, що забезпечують стійкий режим роботи вібромолота, при якому тиск в порожнині гідроциліндра падає в момент після повної розрядки гідроаккумуляторів і руху робочого органа вібромолота під дією коливань.



**Рис. 2.** Типова осцилограма зміни тиску в порожнинах: одноциклового гідроаккумулятора (1) і гідроциліндра (2), переміщень робочого органа вібромолота (3) і основного розподільного органа – клапана-пульсатора (4)

**Fig. 2.** Typical oscillogram of pressure change in the cavities: single-cycle hydraulic accumulator (1) and hydraulic cylinder (2), working unit displacements of the vibration hammer (3) and the main distributor unit – valve pulsar (4)

Такий рух можливий, якщо система лінійна і для неї справедливий принцип суперпозиції [1]. Тому вираз (1) може бути з деякими припущеннями використано не тіль-

ки для визначення екстремальних значень параметрів приводу, але й для знаходження дійсного закону переміщення підпружиненого робочого органа машини під дією лінійного навантаження  $P(t)=nF_{пл}t=kt$  (при  $0 < t \leq t_k$ ), де слід користуватися відомою формулою [7, 8]:

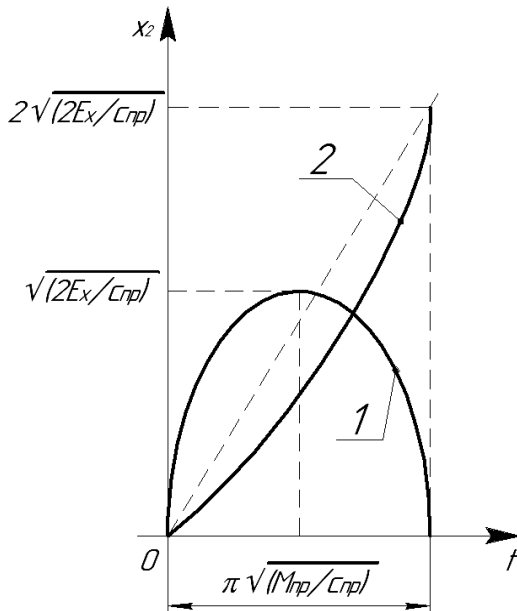
$$x = \frac{k}{c_{пр}}t - \frac{k}{c_{пр}}\sqrt{\frac{M}{c_{пр}}}\sin\sqrt{\frac{c_{пр}}{M}}t. \quad (6)$$

З урахуванням рівнянь (4) і (5) вираз (6) можна представити у вигляді

$$x = \frac{2\sqrt{2}}{t_k} \left( \sqrt{\frac{E_x}{c_{пр}}}t - \sqrt{\frac{E_x M}{c_{пр}}} \sin\sqrt{\frac{c_{пр}}{M}}t \right) i$$

пояснити характер руху робочого органа машини (Рис. 3) в залежності від  $t_k$ .

Дослідження показують, що при  $t > \pi\sqrt{M/c_{пр}}$  максимальне зміщення робочого органа досягається не тільки під час дії навантаження, але й при  $t < \pi\sqrt{M/c_{пр}}$  – після її дії. Стійке спрацювання клапана-пульсатора в автоматичному режимі забез-



**Рис. 3.** Графік руху робочого органа машини в залежності від швидкодії клапана-пульсатора

**Fig. 3.** Graph of the machine working unit movement depending on the speed of the valve-pulsar

печується при падінні тиску в порожнині гідроциліндра від  $p_{ц,max}$  до  $p_{ц,min}$  в результаті досягнення робочим органом максимального зсуву після дії навантаження.

Цю умову можна сформулювати і для заповнення порожнини робочого гідроциліндра (крива 1) від гідроаккумулятора і насоса за час  $t_k$  через прохідний переріз клапана-пульсатора (крива 2). Отже, максимальний обсяг порожнини гідроциліндра  $W_{ц}=F_{пл}\cdot x_{max}$  повинен бути меншим обсягу рідини щільністю  $\rho$ , перенесеного через прохідний переріз  $f_0$  клапана-пульсатора з коефіцієнтом витрати  $\mu$  за час  $t_k$ :

$$W_{max} > Q_m \cdot t_k, \quad (7)$$

де миттєва подача дорівнює

$$Q_m = \mu f_0 \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_a - p_{ц})}. \quad (8)$$

При зменшенні тиску  $p_a$  в порожнині гідроаккумулятора на величину втрат  $\Delta p_{пот} \approx \text{const}$  і збільшенні тиску в порожнині гідроциліндра від  $p_{ц}=0$  до  $p_{ц}=p_{ц,max}$  ДЛЯ випадку  $p_a - \Delta p_{пот} = p_{ц,max}$  вираз (8) з урахуванням формули (5) може бути замінено виразом для визначення середнього значення миттєвої подачі:

$$Q_{m,ср} = \mu f_0 \sqrt{p_{ц,max} / \rho} = \mu f_0 \sqrt{2 / \rho F_{пл}} \sqrt{2 E_x c_{пр}}.$$

Якщо врахувати, що максимальне значення переміщення робочого органа відбувається за час  $t_1 \geq t_k$ , протягом якого насос приводу подає рідину в порожнину гідроциліндра, то умова (7) уточнюється:

$$W_{ц,max} > Q_{m,ср} t_k + Q_H t_1.$$

Таким чином, час відкриття запірною органа клапана-пульсатора  $t_k$  (або його швидкодія) має вибиратися в залежності від параметрів гідроімпульсного приводу ( $c_{пр}$ ,  $M$ ,  $F$ ,  $E_x$ ,  $Q_H$ ). Наприклад, для випадку

$t_1 = \pi \sqrt{M / c_{\text{пр}}}$  величина  $t_k$  визначається з умови

$$t_k = \sqrt{\rho F_{\text{пл}}} \frac{(2F_{\text{пл}} \sqrt{2E_x} - Q_H \pi \sqrt{M})}{\mu f_0 \sqrt{2c_{\text{пр}} \sqrt{2E_x c_{\text{пр}}}}}. \quad (9)$$

Умова (9) забезпечує автоматичне закриття запірного органа клапанопульсатора [9, 10] внаслідок падіння тиску в гідросистемі від  $p_{\text{ц,max}}=p_1$  до  $p_{\text{ц,min}}=p_2$  при переміщенні робочого органа машини вгору, випереджаючи заповнення порожнини гідроциліндра, за час  $t_e=t_1-t_k$  (при  $t_1 \rightarrow t_k$ ,  $t_e \rightarrow 0$ ). Тому при складанні математичної моделі вібромолота з клапанопульсатором «на вході» закономірність зміни силового впливу  $P(t)=kt$  відповідає тільки часу  $0 < t \leq t_k$ , а для  $t_k < t \leq t_k+t_e$  може бути записана у вигляді

$$P(t)=P(t_k)-k_1(t-t_k).$$

Якщо  $t_e \geq \alpha t_k$ , то  $P(t)=0$ , а якщо  $t_e \leq \alpha t_k$  при  $\alpha=0,1 \dots 0,25$  то  $k_1=P(t_k)/t_e$  [3, 5].

Можливі умови створення на робочому органі вібромолота додаткового зусилля за час  $t_k+t_e < t < t_{\text{ц}}$ , який відповідає від'єднанню порожнини гідроциліндра від гідроаккумулятора (закритому клапані-пульсатора при  $p_2 > 0$ ). У результаті зворотного ходу робочого органа вібромолота і витіснення енергоносія з порожнини гідроциліндра на злив через прохідний перетин триходового вібробуджувача «на вході» або дросель зливу при двоходовому вібробуджувачі тиск імпульсно збільшується до  $p_{\text{ц,max}}$ .

У цьому випадку величина тиску  $p_{\text{ц,max}}$  в порожнині гідроциліндра може бути визначена за умови [2, 4, 7, 9] при  $p_{\text{цл}} \approx 0$ ,  $F'_{\text{пл}} \dot{x}_{\text{max}} / 2 = \mu f_0 \sqrt{p_{\text{ц,max}} / \rho}$ .

З урахуванням амплітудного значення  $\dot{x}(t)$  з виразу (3) маємо

$$p'_{\text{ц,max}} = (E_x F_{\text{пл}}^2 \rho) / (2\mu^2 f_0^2 M).$$

Виникнення в порожнині гідроциліндра тиску  $p_{\text{ц}}$  свідчить про гальмування робочого органа вібромолота при зворотному ході

за рахунок зовнішнього силового впливу  $P(t)=p_{\text{ц}} \cdot F_{\text{пл}}$ , яке в момент  $T_k=t_k+t_e$  імпульсно приймає значення  $P(T_k)=p'_{\text{ц,max}} \cdot F_{\text{пл}}$ , а потім при  $t_k > T_k$  змінюється в загальному випадку за параболічним законом.

Як показали дослідження [2, 5, 8], закономірність зміни  $P(t)$  за час гальмування  $t_T$  ( $T_k \leq t \leq t_x$ ) може бути апроксимована лінійною залежністю  $P(t)'=p'_{\text{ц,max}} \cdot F_{\text{пл}} - k_1 t$  при  $k_1=(p'_{\text{ц,max}} \cdot F_{\text{пл}})/t_T$ . Для цього випадку загальна закономірність зміни силового впливу може бути представлена у вигляді двох несиметричних трикутних імпульсів (рис.4,а), первинний з яких має передній фронт, що визначається часом  $t_k$  відкриття клапанопульсатора, а вторинний має задній фронт, який визначається часом  $t_T$  гальмування, причому час паузи між кінцем першого імпульсу і початком другого відповідає часу закриття або перемикання запірного органа вібробудника на злив.

Лінеаризована математична модель такого зовнішнього силового впливу при повному скиданні тиску ( $p_2 \approx 0$ ) і  $t_e < \alpha t_k$  виглядає наступним чином:

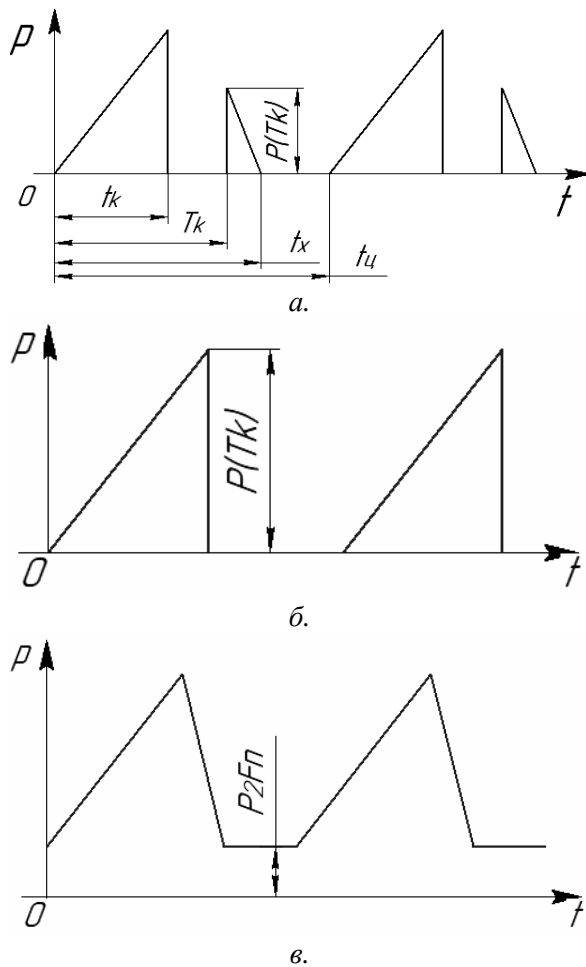
$$P(t) = \begin{cases} kt, & 0 \leq t \leq t_k; \\ 0, & t_k < t < T_k; \\ p_{\text{ц,max}} F_{\text{пл}} - k_1(t - T_k), & T_k \leq t \leq t_x; \\ 0, & t_x \leq t \leq t_{\text{ц}}. \end{cases} \quad (10)$$

Для різних умов роботи вираз (10) може видозмінюватися. При  $P(t_k)/P(T_k) > 8 \dots 10$  математична модель силової дії може бути обмежена виразом (Рис. 4, б)

$$P(t) = \begin{cases} kt, & 0 \leq t \leq t_k; \\ 0, & t_k < t \leq t_{\text{ц}}, \end{cases}$$

а при неповному скиданні тиску, тобто коли  $p_2=(0,5 \dots 0,7)p_1$ ,  $P(t)'=0$  і  $t_e > \alpha t_k$ , зовнішній силовий вплив апроксимується виразом (Рис. 4, в)

$$P(t) = \begin{cases} kt + p_2 F_{\text{пл}}, & 0 \leq t \leq t_k; \\ P(t_k) - k(t - t_k), & t_k < t < T_k; \\ p_2 F_{\text{пл}}, & T_k - t \leq t_{\text{ц}}. \end{cases}$$



**Рис. 4.** Графіки періодичної зміни силового впливу на робочий орган вібротолота несиметричних імпульсів

**Fig. 4.** Periodic change graphs of force influence on the working unit of the vibrating hammer of asymmetric impulses

## ВИСНОВКИ

Використовуючи запропоновану вище методику моделювання силового впливу на робочий орган шляхом лінеаризації кривих зміни тиску в гідросистемі, можна з достатнім ступенем точності значно спростити відомі [1–4] аналітичні вирази, що підтверджується відповідними осцилограмами досліджуваних процесів (див. Рис. 2). За аналогією з математичною моделлю (11) силового впливу на робочий орган вібротолота при установці клапана-пульсатора «на вході» можна надати відповідну закономір-

ність для випадку установки віброзбудника «на вході» [4, 6, 7], коли відсутня ділянка кривої  $P(t)=p_2F_{nl}$ , тобто  $t_u=T_k$ , а  $t_k$  відповідає часу набору тиску в гідроаккумуляторі і гідроциліндрі до  $p_{u,max}$ .

Коректність прийнятих припущень і апроксимацій при складанні математичної моделі оцінювалася шляхом зіставлення результатів аналітичного та експериментального досліджень динаміки вібротолота з конкретними величинами параметрів приводу та елементів конструкції. Таке зіставлення дозволило виробити загальні рекомендації по використанню кінцевих аналітичних залежностей (з відповідним коригуванням) при проектуванні вібротолотів з гідроімпульсним приводом для різних процесів вібраційного або ударно-вібраційного режимів роботи.

## ЛІТЕРАТУРА

1. **Іскович-Лотоцький Р.Д.** Основи резонансно-структурної теорії віброударного розвантаження транспортних засобів / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, Я. П. Веселовський // Вісн. Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Д., 2014 – 109 с. – doi: 10.15802/stp2014/30458.
2. **Іскович-Лотоцький Р.Д.** Вібраційні та віброударні пристрої для розвантаження транспортних засобів: монографія / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук. – В.: ВНТУ, 2012 – 156 с.
3. **Іскович-Лотоцький Р.Д.** Технологія моделювання оцінки параметрів формоутворення заготовок з порошкових матеріалів на вібропресовому обладнанні з гідроімпульсним приводом: монографія / Р. Д. Іскович-Лотоцький, О. В. Зелінська, Я. В. Іванчук. – Вінниця : ВНТУ, 2018. – 152 с.
4. **Іскович-Лотоцький Р.Д.** Моделювання робочих процесів гідроімпульсного приводу з однокаскадним клапаном пульсатором / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, Я. П. Веселовський // Вібрації в техніці та технологіях. – Вінниця, 2017. – № 3(86). – С. 10–19.
5. **Советов В.Я.** Моделирование систем / В. Я. Советов, С. А. Яковлев. – М: Высшая школа, 1985. – 271с.
6. **Іскович-Лотоцький Р.Д.** Дослідження параметрів процесу формоутворення заготовок з порошкових матеріалів на вібропресовому

- обладнанні / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, Є. І. Івашко // Вісник НТУ «ХПІ», Серія: Нові рішення в сучасних технологіях. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2018 – № 9 (1285). – С. 31-37. – doi: 10.20998/2413-4295.2018.09.04.
7. **Iskovych–Lototsky R.D., Zelinska O. V., Ivanchuk Y.V., Veselovska N.R.** Development of the evaluation model of technological parameters of shaping workpieces from powder materials // Eastern–European Journal of Enterprise Technologies. Engineering technological systems. – 2017. – Vol. 1, № 1(85). – P. 9–17. doi: 10.15587/1729-4061.2017.59418.
  8. **Іскович–Лотоцький Р.Д.** Установа для утилізації відходів / Р. Д. Іскович–Лотоцький, В. І. Повстенюк, О. М. Данилюк, Я. В. Іванчук // Міжнародний промисловий журнал «Мир техніки і технологій»–Харьков, 2007. – №12(73). – С. 36–37.
  9. **Deli, W., Wei, X., Xudong, G., Haiqing, P. (2016)**, Response analysis of nonlinear vibro-impact system coupled with viscoelastic force under colored noise excitations. International Journal of Non-Linear Mechanics. No. 86. pp. 55–65. – doi: 10.1016/j.ijnonlinmec.2016.08.001.
  10. **Jörg, C., Mont, K., Pornsak, S.** Response analysis of nonlinear vibro-impact system coupled with viscoelastic force under colored noise excitations. Chemical Engineering Research and Design. 2010. Vol. 88 (1). P. 100–108. – doi: 10.1016/j.cherd.2009.07.001.
  4. **Iskovych-Lototskyi, R.D., Ivanchuk, Ya.V., Veselovskyi, Ya.P., 2017.** Modeliuvannia robochikh protsesiv hidroimpulsnoho pryvoda z odnokaskadnym klapanom pulsatorom. Vibratsii v tekhnitsi ta tekhnolohiiakh, Nr. 3(86), 10-19.
  5. **Sovetov V. Ya., Yakovlev S.A., 1985.** Modelyrovanye system. Moscow, Vyshcha shkola Publ., 271.
  6. **Iskovych-Lototskyi, R.D., Ivanchuk, Ya.V., Ivashko Ye.I., 2018.** Doslidzhennia parametriv protsesu formout-vorennia zahotovok z poroshkovykh materialiv na vibropresovomu obladnanni. Visnyk NTU «KhPI», Serii: Novi rishennia v suchasnykh tekhnolohiiakh. Nr.9(1285), 31-37. (doi: 10.20998/2413-4295.2018.09.04).
  7. **Iskovych–Lototskyi, R.D., Ivanchuk, Ya.V., Veselovskyi, Ya.P., 2014.** Osnovy rezonansno–strukturnoi teorii vibroudarnoho rozvantazhennia transportnykh zasobiv. Nauka ta prohres transportu. Visnyk Dnipropetrovskoho natsionalnoho universytetu zaliznychnoho transportu im. akademika V. Lazariana. Nr.5(53), 109–118. (doi: 10.15802/stp2014/30458).
  8. **Iskovich-Lototskiy R.D., Povstenyuk V.I., Danilyuk O.M., Ivanchuk Ya.V., 2007.** Ustanovka dlya utilizatsii othodov. Mezhdunarodnyi promyshlennyi zhurnal Mir tehnik i tehnologiy. Nr.12(73), 36-37.
  9. **Deli, W., Wei, X., Xudong, G., Haiqing, P., 2016.** Response analysis of nonlinear vibro-impact system coupled with viscoelastic force under colored noise excitations. International Journal of Non-Linear Mechanics, Nr.86, 55–65. (doi: 10.1016/j.ijnonlinmec.2016.08.001).
  10. **Jörg, C., Mont, K., Pornsak, S., 2010.** Response analysis of nonlinear vibro-impact system coupled with viscoelastic force under colored noise excitations. Chemical Engineering Research and Design, Nr.88(1), 100-108. (doi: 10.1016/j.cherd.2009.07.001).

## REFERENCES

1. **Iskovych–Lototskyi, R.D., Ivanchuk, Ya.V., Veselovskyi, Ya.P., 2014.** Osnovy rezonansno–strukturnoi teorii vibroudarnoho rozvantazhennia transportnykh zasobiv. Nauka ta prohres transportu. Visnyk Dnipropetrovskoho natsionalnoho universytetu zaliznychnoho transportu im. akademika V. Lazariana, No. 5(53), 109–118. (doi: 10.15802/stp2014/30458).
  2. **Iskovych–Lototskyi, R.D., Ivanchuk, Ya.V., 2012.** Vibratsiini ta vibroudarni prystroi dlia rozvantazhennia transportnykh zasobiv. Monograf. Vinnytsia, Ukraine, 156.
  3. **Iskovych–Lototskyi, R.D., Zelinska O.V., Ivanchuk, Ya.V., 2018.** Tekhnolohiia modeliuvannia otsinky parametriv formoutvorennya zahotovok z poroshkovykh materialiv na vibropresovomu obladnanni z hidroimpulsnym pryvodom. Monohrafiia. Vinnytsia, Ukraine, 152.
- Mathematical modeling exertion on the work unit vibrating hammer with hydro-impulse drive**
- Rostyslav Iskovych-Lototsky,  
Yaroslav Ivanchuk, Yevheniy Ivashko*
- Abstract.** The application of vibration technology requires in-depth study of physical phenomena that arise in various oscillatory systems in order to determine the optimum parameters of vibratory equipment in order to increase the efficiency of technological processes. The develop-

ment of a uniform methodology for the design of vibrating hammers with a hydroimpulse drive requires finding the basic analytical dependencies suitable for practical application for calculating the force effects of the machine working part on the processing object. In the majority of works on the basis of the developed separate mathematical models, an analytical description of the force on the working member of a vibrating hammer created with a periodic change in the fluid pressure in the cavity of the hydraulic cylinder of the main drive of the machine was considered. A technique has been developed that allows to determine with an adequate degree of accuracy the effective dependence of the power load on the working member of the vibration hammer, depending on the operating conditions of the hydraulic impulse drive.

The aim of the work is mathematical modeling of the force on the vibrating hammer working member to determine the dependence of the vibration or vibro-impact load mode depending on the operating parameters of the hydraulic impulse drive. A technique is proposed for simulating the force load on the working member of the vibrating hammer by linearizing the pressure change functions in the hydraulic system. The correctness of the assumptions and approximations adopted in the compilation of the mathematical model was evaluated by comparing the results of the analytical and experimental studies of the vibrating hammer dynamics with the specific values of the parameters of the hydroimpulse drive and the structural elements. General recommendations on the use of finite analytical dependencies in the design of vibration hammers with a hydroimpulse drive for various processes of vibrational or shock-vibrational modes of operation have been developed.

**Key words:** modeling, vibrating hammer, sensing of soil, hydro-impulse drive.