

**Веселовська Н. Р.**

д.т.н., професор

Зелінська О. В.

к.т.н., доцент

*Вінницький національний
аграрний університет***Іванчук Я. В.**

к.т.н., доцент

*Вінницький національний
технічний університет***Ivanchuk Y.****Vinnitsia National
Technical University****Veselovska N.
Zelinska O.****Vinnitsia National Agrarian
University****УДК 510.5:621****ЗАГАЛЬНІ ПРИНЦИПИ
ПОБУДОВИ І ДОСЛІДЖЕННЯ
ДЕТЕРМІНОВАНИХ МОДЕЛЕЙ
ВІБРАЦІЙНИХ ТА
ВІБРОУДАРНИХ МАШИН З
ГІДРОІМПУЛЬСНИМ ПРИВОДОМ**

Розглянуті принципи побудови і дослідження детермінованих моделей вібраційних та віброударних машин. Загальний аналіз робіт з вібраційного та віброударного пресування дозволяє виділяти ознаки відповідних режимів роботи на основі математичних моделей робочих процесів вібраційних та віброударних машин.

Конструктивне виконання моделі інерційного вібропрес-молота та опис її параметрів дає можливість вибору різних режимів інерційного навантаження під час відпрацювання технологічних процесів формоутворення заготовок з порошкових матеріалів способом вібро-ударного пресування, що дозволяє оцінити ефективність їхнього застосування.

Робочий режим інерційного вібропрес-молота в процесі віброударного пресування характеризується сукупністю механічних параметрів перехідних процесів, які виникають в робочій рідині гідроімппульсного приводу і при взаємодії рухомих ланок ІВГМ в результаті періодичного спрацьовування вібробуджувача.

Ключові слова: *вібраційні машини, віброударні машини гідроімппульсний привід, ефективність, робочі режими пресування, віброударне пресування.*

Постановка проблеми. У сучасних умовах науково-технічного розвитку підвищення якості, економічності і продуктивності технологічних процесів і обладнання відноситься до важливих задач науково-технічного прогресу. Одним із ефективних шляхів вирішення цієї проблеми є створення і впровадження у виробництво нового високоефективного енергозаощаджувального обладнання, що базується на використанні вібраційних та віброударних технологій для інтенсифікації виробничих процесів у різних галузях промисловості [1-5].

Висока ефективність даних процесів забезпечується завдяки реалізації найоптимальніших силових впливів на об'єкт обробки, а також досягнення в результаті цього його необхідних внутрішніх фізико-механічних параметрів. Класифікація процесів за ознаками вібраційних та віброударних здійснюється в

залежно від того, яка із складових навантаження коливальна (пульсуюча) або ударна (імпульсна) є основним фактором інтенсифікації даних технологічних процесів. Саме тому актуальною задачею є формалізація ознак виникнення вібраційного і віброударного режимів роботи на основі математичної моделі робочих процесів вібраційних та віброударних машин, що дозволить більш точно визначити критерії синтезу даних динамічних систем.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. У роботі Ісковича-Лотоцького Р.Д. [1] сформовано основи теорії розрахунку та розробка процесів і обладнання для віброударного пресування. У розглянутих наукових роботах [1-4] даються основні напрямки досліджень у питаннях формоутворення заготовок, визначені проблеми формоутворення заготовок порошкових матеріалів.

**Формулювання мети досліджень.**

Метою даного дослідження є розробка детермінованих моделей вібраційних та віброударних машин з гідроімпульсним приводом.

Виклад основного матеріалу дослідження.

Коливання механічної системи з невеликою амплітудою і достатньо високою (до 100 Гц) частотою називають вібраційним процесом [8].

Велику роль у коливальному процесі ВМ та ВУМ грають сили, що діють ззовні на механічну систему, а також внутрішні сили, які розвиваються в її зв'язках.

До внутрішніх сил механічної коливальної системи відносять позиційні і дисипативні сили [1]. Позиційні сили – це сили, які залежать тільки від положення механічної системи (узагальнених координат). Якщо в системі приріст позиційної сили направлено протилежно відхиленню системи від положення рівноваги, то таку силу називають відновлювальною. До відновлювальних сил можна віднести сили пружності, зумовлені деформаціями пружних зв'язків – зовнішніх або внутрішніх. При цьому відновлювальна сила функціонально-зв'язана із координатою x і може бути записана у вигляді:

$$F(x) = -f(kx),$$

де k – коефіцієнт жорсткості (коефіцієнт квазіпружності [2]). Характеристикою жорсткості механічної системи називають функціональну залежність

$$\Phi(x) = -F(x).$$

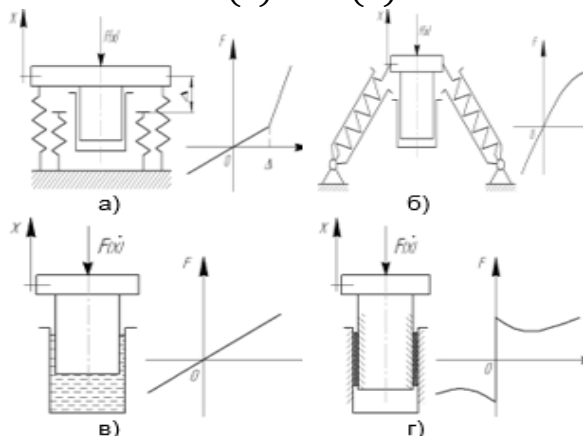


Рис. 1. Діаграми характеристик сил жорсткості (а, б) і сил опору (в, г) ВМ і ВУМ: а), в) – лінійна характеристика коливальної системи; б, г) - нелінійна характеристика коливальної системи

При коливаннях механічних систем, крім відновлювальних сил розвиваються сили опору, які зв'язані із швидкостями точок системи. Так як вони здійснюють незворотну від'ємну роботу, то

це призводить до дисипації (розсіяння) механічної енергії. До дисипативних сил можна віднести сили опору рідкого або газового середовища [2]. При цьому дисипативна сила функціонально-зв'язана із швидкістю dx/dt і може бути записана у вигляді:

$$F(\dot{x}) = -f(c\dot{x}),$$

де c – коефіцієнт опору середовища [2]. Характеристикою сил опору називають функціональну залежність $\Phi(\dot{x}) = -F(\dot{x})$. В залежності від типу функцій

$F(x)$ і $F(\dot{x})$ характеристики жорсткості і опору механічних коливальних систем можуть бути як лінійними так і не лінійними (рис. 1).

У загальному випадку коливальну характеристику вібраційних машин (ВМ) можна представити у вигляді функції внутрішніх сил змішаного типу:

$$\Phi(x, \dot{x}) = k(F(x), F(\dot{x})).$$

До зовнішніх сил відносять збуджуючі сили, які задані у вигляді явних функцій часу $F(t) = \zeta(t)$ і тому не залежать від руху системи до якої вони прикладені. Прикладом таких сил може бути відцентрова сила, яка утворюється на відцентровому вібророзбуджувачі [2].

У загальному вигляді ідеалізовані вібраційні машини з гідроімпульсним приводом, як один із видів неавтономних коливальних систем, може бути охарактеризоване загальним рівнянням:

$$a\ddot{x} + \Phi(\dot{x}, \ddot{x}) = F(t), \quad (1)$$

де a – інерційний коефіцієнт коливальної системи.

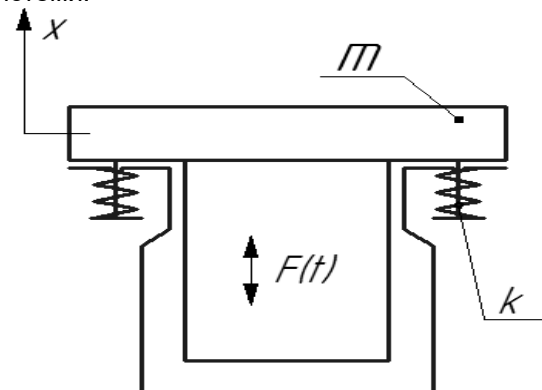


Рис. 2. Розрахункова схема коливального процесу ВМ і ВУМ

Віброударним процесом називають коливання механічної системи при якому відбувається систематичне співударання між її окремими елементами. Так широкого поширення набуває використання ВУМ із імпульсним збудженням, тому актуальним є розгляд умов виникнення віброударного режиму роботи від імпульсного навантаження.

Так як удар характеризується ударним імпульсом [2]:



$$S = \int_{t_0}^{t_1} F(t) dt,$$

де t_0 і t_1 – час початку і кінця удару, $F(t)$ – сила ударної взаємодії. Тому нам необхідно визначити при яких умовах коливальна система переходить з вібраційного на віброударний режим роботи. Так як виконавчий орган ВМ і ВУМ – підпружинений гідроциліндр, тоді ідеалізовано дану коливальну систему (рис. 1) можна представити консервативною (відсутність дисипативних сил) з однією степеню вільності. Тоді будемо розглядати вимушені коливання для цієї системи, що виникають при дії заданої збуджуючої сили $F=F(t)$.

Тоді рух виконавчого органу масою m представляємо диференціальним рівнянням:

$$m\ddot{x} + kx = F(t), \quad (2)$$

$$X(p) = \frac{1}{m\omega_0 p} F(p) \frac{\omega_0 p_0}{p^2 + \omega_0^2} \rightarrow \frac{1}{m\omega_0} \int_0^t F(\tau) \sin \omega_0(t - \tau) d\tau,$$

де $\omega_0 = \sqrt{k/m}$ – власна частота коливання ВМ та ВУМ.

Початкова функція другого доданка рівняння (3):

$$\begin{aligned} \frac{mpv_0}{mp^2 + k} &= \frac{v_0}{\omega_0} \frac{\omega_0 p}{p^2 + \omega_0^2} \\ &\rightarrow \frac{v_0}{\omega_0} \sin(\omega_0 t), \end{aligned}$$

і початкова функція третього доданка рівняння (3):

$$\begin{aligned} \frac{mp^2 x_0}{mp^2 + k} &= x_0 \frac{p^2}{p^2 + \omega_0^2} \\ &\rightarrow x_0 \cos(\omega_0 t). \end{aligned}$$

Початкова функція всього виразу (3), тобто розв'язок рівняння (2), має вигляд:

$$x(t) = x_0 \cos(\omega_0 t) + \frac{v_0}{\omega_0} \sin(\omega_0 t) + \frac{1}{m\omega_0} \int_0^t F(\tau) \sin \omega_0(t - \tau) d\tau, \quad (4)$$

Так як $x(0) = x_0 = 0$, $\dot{x}(0) = \dot{v}_0 = 0$, тоді із рівняння (4) отримуємо періодичну функцію, що характеризує роботу ідеалізованої ВМ та ВУМ:

$$x(t) = \frac{1}{m\omega_0} \int_0^t F(\tau) \sin \omega_0(t - \tau) d\tau. \quad (5)$$

Аналізуючи рівняння (5) ми приходимо до висновку, що переміщення від дії випадкової збуджуючої сили можна розглядати, як послідовність скінчено малих імпульсів $F(\tau) d\tau$ (рис. 3).

де k – приведена жорсткість пружин виконавчого органу, x – координата переміщення виконавчого органу.

Введемо позначення в початковий момент $x(0) = x_0$, $\dot{x}(0) = v_0$, і позначення для операційного числення: $x(p) \rightarrow x(t)$, $F(p) \rightarrow F(t)$, складемо зображення рівняння (2):

$$mp^2 \left[X(p) - x_0 - \left(\frac{v_0}{p} \right) \right] + kX(p) =$$

$F(p)$, із якого отримуємо:

$$X(p) = \frac{F(p)}{mp^2 + k} + \frac{mpv_0}{mp^2 + k} + \frac{mp^2 x_0}{mp^2 + k}. \quad (3)$$

Початкову функцію першого доданку рівняння (3) знаходимо по теоремі згортання [2]:

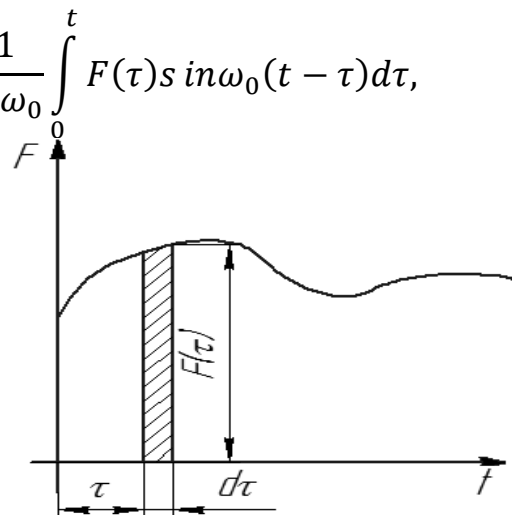


Рис. 3. Діаграма дії зовнішньої збуджуючої сили на робочий орган ВМ і ВУМ

Для того, щоб надати умові віброударного навантаження кількісне визначення, розглянемо випадок, коли на систему діє збуджуюча сила на протязі короткого проміжку часу t' .

Розглянемо дію збуджуючої сили $F(t)$ на робочий орган ВМ та ВУМ, яка раптово прикладається в момент $t=0$. По результатам досліджень А. Н. Крилова [9], було дано оцінку динамічної поправки збуджуючої сили $F(t)$, коли $F(0)=0$ і крива зміни збуджуючої сили $F(t)$ має один максимум і період вільних коливань ВМ і ВУМ достатньо малий із порівнянні із тривалістю росту сили, тому вона може вважатися такою, що повільно змінюється, а її дію можна розраховувати без врахування динамічності, тобто вважати силу прикладеною статично. Тому будемо розглядати дію збуджуючої сили $F(t)$ такою, що залишається постійною на протязі деякого часу t' , а потім таким же чином миттєво зникає (рис. 4, б), при чому по вище вказаним причинам $t' < T/2$.

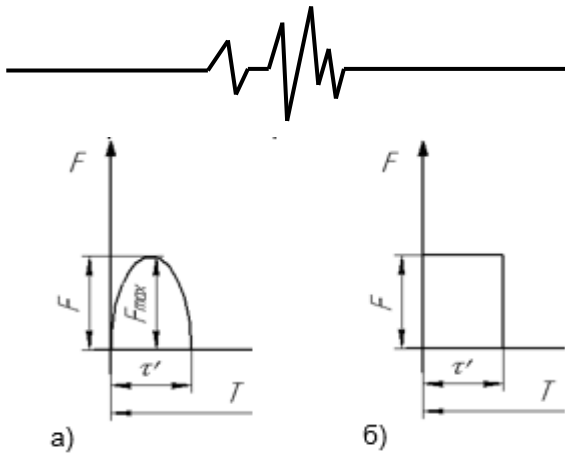


Рис. 4. Діаграма зміни миттєвої збуджуючої сили на робочий орган ВМ та ВУМ: а) – реальний закон зміни збуджуючої сили $F(t)$; б) – розрахунковий закон зміни збуджуючої сили $F(t)$

Тому із рівняння (5) і рисунку 4, б, для $\tau' > T$ отримуємо:

$$x(t) = \frac{1}{m\omega_0} \int_0^{\tau'} F(\tau) \sin \omega_0(t - \tau) d\tau = \frac{F}{m\omega_0} \int_0^{\tau'} \sin \omega_0(t - \tau) d\tau = \frac{2F}{k} \sin \frac{\omega_0 \tau'}{2} \sin \omega_0(t - \frac{\tau'}{2}) \quad (6)$$

Відповідно знаходимо:

$$x_{max} = \frac{2F}{k} \sin \frac{\omega_0 \tau'}{2} = \frac{S}{m\omega_0} \frac{\sin(\pi\alpha)}{\pi\alpha}, \quad (7)$$

де $S=F\tau'$ – імпульс збуджуючої сили $F(t)$,

а $\alpha = \frac{\omega_0 \tau'}{2\pi}$ – відношення тривалості дії збуджуючої сили $F(t)$ до періоду вільних коливань ВМ та ВУМ.

Аналізуючи рівняння (7) ми бачимо, що вплив на тривалість імпульсу визначається значенням дробу $\frac{\sin(\pi\alpha)}{\pi\alpha}$. На рисунку 5 показана зміна значення дробу $\frac{\sin(\pi\alpha)}{\pi\alpha}$ в залежності від

відносної тривалості дії сили. Зокрема, при $\alpha < 0,18$ заміна короткочасного імпульсу миттєвим тягне похибку, меншу ніж 5%.

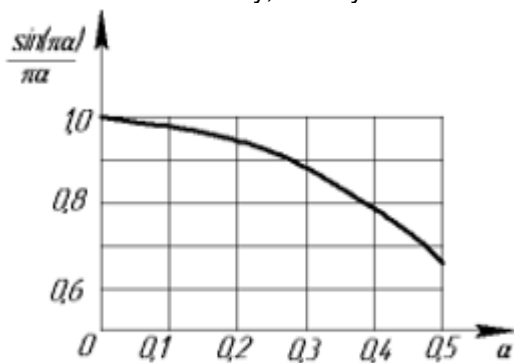


Рис. 5. Графік зміни тривалості імпульсу в залежності від відносної тривалості дії сили

Так як частота дії прикладеної збуджуючої сили $F(t)$ рівна $\omega = \frac{2\pi}{\tau}$, звідки $\omega_0 = \alpha\omega$, а так як $\alpha < 0,18$ то $\omega_0 < 0,18\omega$, або $\omega > 5,6\omega_0$. Тому із вищевказаного можна зробити важливий висновок, що віброударним процесом можна називати такий коливальний процес коли власна частота коливань ВУМ менше ніж 0,18 частоти прикладеного ударного навантаження (збуджуючої сили) [4-7].

Як видно із вище приведених залежностей, що коливальний процес характеризувався дією збуджуючої сили безпосередньо на робочий орган ВМ та ВУМ, тобто у процесі коливання не було ударного контакту із іншими тілами.

Проаналізуємо віброударний режим коливання при якому відбувається ударний контакт між окремими елементами ВМ та ВУМ, на прикладі робочого органу, який збуджується періодичною силою $F=F(t)$. Прикладом таких ВУМ можуть служити різні віброударні пристрої для руйнування гірських порід і поверхневі віброуцільнюючі машини, для земляних, дорожніх та лісотехнічних робіт [8].

Так як необхідно знайти при яких умовах режим ВМ переходить у ВУМ (режим віброударної дії), представимо збуджуючу силу у вигляді гармонійної функції $F(t)=F_0 \cos(\omega t + \varphi)$. Розглянемо коливання робочого органу ВМ та ВУМ (рис. 6) коливальний рух якого обмежується жорстким упором на відстані Δ . Тоді рух виконавчого органу масою m представляємо диференціальним рівнянням:

$$m\ddot{x} + k\dot{x} = F_0 \cos(\omega t + \varphi) \quad (8)$$

де k – приведена жорсткість пружин виконавчого органу, x – координата переміщення виконавчого органу, φ – початкова фаза збудження.

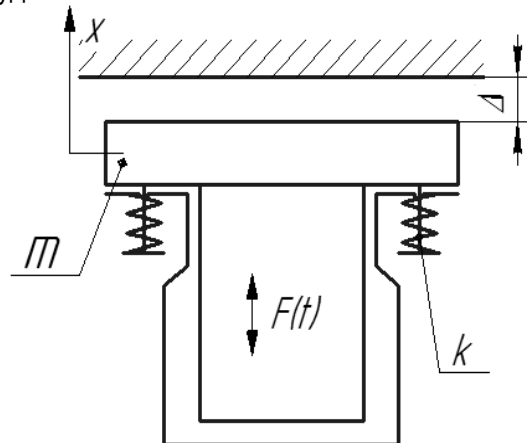


Рис. 6. Розрахункова схема коливального процесу ВУМ від наявності обмежувача руху



Загальний розв'язок неоднорідного лінійного рівняння (8) можна представити у вигляді:

$$x = C_1 \cos(\omega_0 t) + C_2 \sin(\omega_0 t) + a \cos(\omega t + \varphi) \quad (9)$$

де C_1, C_2 – довільні постійні,

$$x(t) = \frac{1}{m\omega_0} \int_0^t \cos\left(\omega\tau + \varphi + \frac{\pi}{2}\right) \sin\omega_0(t - \tau) d\tau = \frac{F_0}{m\omega_0} \int_0^t \cos\left(\omega\tau + \varphi + \frac{\pi}{2}\right) \sin\omega_0(t - \tau) d\tau = \frac{(F_0/m)}{(\omega_0^2 - \omega^2)} (\cos(\omega t + \varphi) - \frac{\omega}{\omega_0} \sin(\omega_0 t)) = \frac{(F_0/\omega_0^2 m)}{(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2})} \left(\cos(\omega t + \varphi) - \frac{\omega}{\omega_0} \sin(\omega_0 t)\right) \quad (10)$$

Із рівняння (10) ми бачимо, що амплітуда вимушених коливань без обмежувального упору на відстані Δ рівна:

$$a = \frac{a_{cm}}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)} \quad (11)$$

де $a_{cm} = F_0/k$ – статичний прогин від дії амплітуди збуджуючої сили F_0 . Необхідно відмітити, що в силу не лінійності системи, поряд із періодичними рухами частоти ω_0 , в ній можуть існувати субгармонійні режими з періодом, кратним періоду збудження.

Розглядаємо тепер коливання ВМ та ВУМ з обмежувальним упором на відстані Δ . Поеднуючи початок відліку часу з моментом після удару (рис. 6), запишемо граничні умови для всієї сукупності періодичних вказаних періодичних рухів, наступним чином: $t_1 = 0, x = \Delta, \dot{x} = v_1$ – до ударного контакту із

$$\begin{cases} \Delta = C_1 \cos(\omega_0 t_1) + C_2 \sin(\omega_0 t_1) + a \cos(\omega t_1 + \varphi); \\ v_1 = -C_1 \omega_0 \sin(\omega_0 t_1) + C_2 \omega_0 \cos(\omega_0 t_1) - a \sin(\omega t_1 + \varphi); \\ \Delta = C_1 \cos(\omega_0 t_2) + C_2 \sin(\omega_0 t_2) + a \cos(\omega t_2 + \varphi). \\ v_2 = -C_1 \omega_0 \sin(\omega_0 t_2) + C_2 \omega_0 \cos(\omega_0 t_2) - a \sin(\omega t_2 + \varphi). \end{cases} \quad (12)$$

Із системи рівнянь (12) знаходимо:

$$C_1 = \Delta - a \cos(\varphi), \quad C_2 = C_1 \tan\left(\frac{\pi l \omega_0^2}{\omega^2}\right)$$

Тоді із рівняння (9) знаходимо:

$$x = \xi \cos\left[\frac{\omega t - \pi l}{(\omega^2/\omega_0^2)}\right] + \Psi \cos(\omega t + \varphi), \quad (13)$$

$$\text{де } \xi = \frac{\Delta - a \cos(\varphi)}{\cos\left(\frac{\pi l \omega_0^2}{\omega^2}\right)}, \quad \Psi = \frac{F_0}{c\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)}$$

Для функції швидкості:

$$v = \frac{dx}{dt} = -\xi \frac{\omega_0^2}{\omega} \sin\left[\frac{\omega t - \pi l}{\frac{\omega^2}{\omega_0^2}}\right] + \Psi \omega \cos(\omega t + \varphi). \quad (14)$$

a – амплітуда вимушених коливань без обмежувального упору на відстані $\Delta, \omega_0 = \sqrt{k/m}$ – власна частота коливання ВМ та ВУМ. Із рівняння (6) знайдемо функцію вимушених коливань без упору на відстані Δ при $x(0) = x_0 = 0, \dot{x}(0) = v_0 = 0$:

жорстким упором; $t_2 = \frac{2\pi l}{\omega}, x = \Delta, \dot{x} = v_2$ – після ударного контакту (відскоку) із жорстким упором; v_1, v_2 – швидкість виконавчого органу до ударної взаємодії і після із жорстким обмежувальним упором на відстані Δ, l – кратність коливального режиму. Також слід зауважити, так як реальні тіла не є абсолютно пружними, тоді ударна взаємодія виконавчого органу ВУМ із жорстким упором на відстані Δ характеризується коефіцієнтом відновлення $R = v_2 / v_1$ [4], який лежить в межах від 0 до 1.

Тобто при $R=1$ у нас удар абсолютно пружний, а при $R=0$ у нас удар абсолютно пластичний (у виконавчого органу відсутній відскок від жорсткого упору), тобто швидкість $v_2 = 0$. Підставимо дані граничні умови в рівняння (9) і отримаємо:

Із рівнянь (13), (14) будуюмо фазову траєкторію виконавчого органу ВУМ на фазовій площині (рис. 7).

Із рівнянь (13), (14) будуюмо фазову траєкторію виконавчого органу ВУМ на фазовій площині (рис. 7).

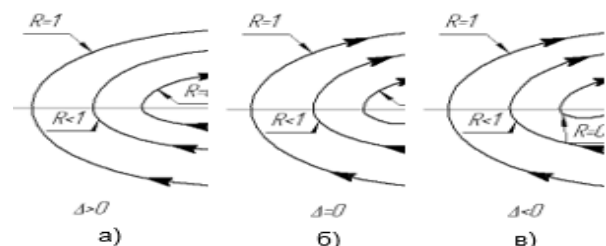
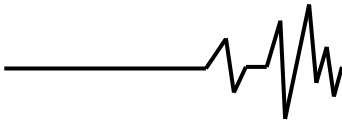


Рис. 7. Фазова траєкторія робочого органу для ВУМ при різних варіантах розміщення обмежувача і коефіцієнта відновлення R : а) – при $\Delta > 0$; б) – при $\Delta = 0$; в) – при $\Delta < 0$



Із рисунку 7 видно, що віброударний режим існує при установці жорсткого упору в межах амплітуд коливання робочого органу ВМ та ВУМ ($0 < |\Delta| < a$), що і буде являтися основним критерієм виникнення віброударного режиму для ВМ та ВУМ, при якому відбувається ударний контакт між окремим її елементами.

Висновок: Узагальнені основні принципи і підходи до моделювання динамічних процесів та систем на основі аналізу взаємозв'язку і класифікації даних моделей, розроблений системний підхід до побудови математичної моделі ВМ та ВУМ на базі гідроімпульсного привода. Встановлені закономірності вібраційного і віброударного режимів роботи технологічних машин на базі гідроімпульсного привода.

Список літератури

1. Іскович-Лотоцький Р. Д. Основи теорії розрахунку та розробка процесів і обладнання для віброударного пресування : монографія / Р. Д. Іскович-Лотоцький – Вінниця : УНІВЕРСУМ–Вінниця, 2006. – 338 с.

2. Іскович-Лотоцький Р. Д. Машини вібраційного і віброударного действия / Р. Д. Іскович-Лотоцький, І. В. Матвеев, В. А. Крат. – Київ : Техніка, 1982. – 208 с.

3. Iskovych-Lototskyi R. D. Pidvyshchennia efektyvnosti funktsionuvannia vibropresa z hidroimpulsnym pryvodom / R. D. Iskovych-Lototskyi, N. R. Veselovska, O. V. Zelinska // Vseukrainskyi NTZh «Vibratsii v tekhnitsi ta tekhnolohiiakh». – 2015. – № 2(78). – С. 75–79.

4. Iskovych-Lototsky R. Development of the evaluation model of technological parameters of shaping workpieces from powder materials / R. Iskovych-Lototsky, O. Zelinska, Y. Ivanchuk, N. Veselovska // East European Journal of advanced technologies. Issue 1/1 (85) - 2017 С. 9-17.

5. 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.

6. Іскович-Лотоцький Р. Д. Оптимізація конструктивних параметрів інерційного вібропрес-молота // Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, Я. П. Веселовський // Вісник машинобудування та транспорту. – 2016. – №2. – С. 43 – 50.

7. Іскович-Лотоцький Р. Д. Математичне моделювання робочих процесів інерційного вібропрес-молота з електрогідролічною системою керування гідроімпульсного привода для формоутворення заготовок з порошкових матеріалів // Р. Д. Іскович-Лотоцький, В. П. Міськов, Я. В. Іванчук // Вісник Хмельницького національного університету. Серія: Технічні науки. – 2016. – №3(237). – С. 176 - 180.

8. Іскович-Лотоцький Р. Д. Моделювання робочих процесів гідроімпульсного привода 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.

References

1. Iskovych-Lototskyi, R. D.(2006) *Osnovy teorii rozrakhunku ta rozrobka protsesiv i obladnannia dlia vibroudarnoho presuvannia : monohrafiia*. Vinnytsia : UNIVERSUM–Vinnytsia [in Ukrainian].

2. Iskovych-Lototskyi, R. D., Matveev, Y. V., Krat V. A., (1982) *Mashyny vibratsionnoho y vibroudarnoho deistvyia* – Kyev : Tekhnika [in Ukrainian]

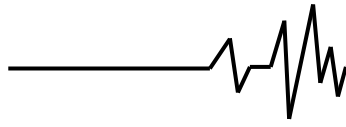
3. Iskovych-Lototskyi, R. D., Veselovska, N. R., & Zelinska, O. V.(2015) *Pidvyshchennia efektyvnosti funktsionuvannia vibropresa z hidroimpulsnym pryvodom [Increased efficiency of vibration press with hydropulse drive] Vseukrainskyi NTZh «Vibratsii v tekhnitsi ta tekhnolohiiakh»*.– № 2(78). – С. 75–79. [in Ukrainian].

4. Iskovych-Lototsky, R.D., Zelinska, O.V., Ivanchuk, Y., & Veselovska, N. R. (2017) *Development of the evaluation model of technological parameters of shaping workpieces from powder materials .[Development of the evaluation model of technological parameters of shaping workpieces from powder materials] East European Journal of advanced technologies. Issue 1/1 (85) С. 9-17. [in Ukrainian]*

5. Iskovych-Lototskyi, R. D., Zelinska, O. V., Ivanchuk Ya. V.(2018) *Tekhnolohiia modeliuвання otsinky parametriv formoutvorennia zahotovok z poroshkovykh materialiv na vibropresovomu obladnanni z hidroimpulsnym pryvodom : monohrafiia*. Vinnytsia : VNTU. [in Ukrainian].

6. Iskovych-Lototskyi, R. D., Ivanchuk, Ya. V., & Veselovskyi, Ya. P. (2016) *Optymizatsiia konstruktyvnykh parametriv inertsii noho vibropres-molota*.

[Optimization of design parameters of inertial vibration press-hammer] Visnyk mashynobuduvannia ta transportu. №2. – S. 43 – 50. [in Ukrainian].



7. Iskovych–Lototskyi, R. D., Miskov, V.P., & Ivanchuk, Ya.V. (2016) *Matematychnе modeliuвання robochykh protsesiv inertsiinoho vibropres–molota z elektrohidravlichnoiu systemoiu keruvannya hidroimpulsnoho pryvoda dlia formoutvorennia zahotovok z poroshkovykh materialiv* [Mathematical modeling of working processes of inertial vibration press-hammer with electrohydraulic control system of a hydropulse drive for shaping of billets from powder materials] Visnyk Khmelnytskoho natsionalnoho universytetu. Seria: Tekhnichni nauky. №3(237). – S. 176 – 180. [in Ukrainian].

8. Iskovych–Lototskyi, R. D., Ivanchuk, Ya. V., & Veselovskyi, Ya. P. (2017) *Modeliuвання robochykh protsesiv hidroimpulsnoho pryvoda z odnokaskadnym klapanom pulsatorom* [Simulation of working processes of a hydropulse drive with a single-stage valve with a pulsator] Vibratsii v tekhnitsi ta tekhnolohiiakh. – Vinnytsia, № 3(86). – S.10–19. [in Ukrainian].

Общие принципы построения и исследования детерминированных моделей вибрационных и виброударных машин с гидроимпульсным приводом

Рассмотрены принципы построения и исследования детерминированных моделей вибрационных и виброударных машин. Общий анализ работ по вибрационному и виброударному прессованию позволяет выделять признаки соответствующих режимов работы на основе математических моделей рабочих процессов вибрационных и виброударных машин.

Конструктивное исполнение модели инерционного вибропресс-молота и описание ее параметров дает возможность выбора различных режимов инерционной нагрузки во время отработки технологических процессов формообразования заготовок из порошковых материалов способом виброударного прессования позволяет оценить эффективность их применения.

Рабочий режим инерционного вибропресс-молота в процессе виброударного прессования характеризуется совокупностью механических параметров переходных процессов, возникающих в рабочей жидкости гидроимпульсного привода и при взаимодействии подвижных звеньев ИВПМ в результате периодического срабатывания вибровозбудителя.

Ключевые слова: вибрационные машины, виброударные машины, гидропривод, эффективность, рабочие режимы прессования, виброударное прессование.

General principles of construction and research of deterministic models of vibration and vibro-impact machines with hydro-pulse drive.

Principles of construction and research of deterministic models of vibration and vibro-impact machines are considered. The general analysis of work on vibration and vibro-impact compression allows to distinguish the signs of the corresponding modes of work on the basis of mathematical models of working processes of vibrating and vibro-impact machines.

The design of the inertial vibropress-hammer model and the description of its parameters gives the opportunity to choose different modes of inertial loading during the process of working out the technological processes of forming the pieces of powdered materials by the method of vibro-impact compression, allowing to evaluate the efficiency of their application.

The operating mode of inertial vibration press-hammer in the process of vibro-impact compression is characterized by an aggregate of mechanical parameters of transient processes occurring in the working liquid of the hydropulse drive and in the interaction of mobile units of the IVPМ as a result of the periodic activation of the vibration exciter.

Key words: vibration machines, vibro-impact machines, hydraulic drive, efficiency, working modes of pressing, vibro-impact presses.

Відомості про авторів

Веселовская Наталья Ростиславовна - доктор технических наук, профессор, заведующая кафедрой машин и оборудования сельскохозяйственного производства Винницкого национального аграрного университета (ул. Солнечная, 3, г. Винница, Украина, 21008 e-mail: wnatalia@mail.ru).

Зелинская Оксана Владиславовна - кандидат технических наук, доцент кафедры моделирования и информационных технологий в экономике Винницкого национального аграрного университета (ул. Солнечная, 3, г. Винница, Украина, 21008 e-mail: zeloksanavlad@gmail.com).



Иванчук Ярослав Владимирович - кандидат технических наук, доцент кафедры отраслевого машиностроения Винницкого национального технического университета (ул. Хмельницькое шоссе, 95, г. Винница, Украина, 21021 e-mail: ivanchuck@ukr.net).

Веселовська Наталія Ростиславівна - доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри машин та обладнання сільськогосподарського виробництва
Вінницького національного аграрного університету (вул. Сонячна, 3, м. Вінниця, Україна, 21008 e-mail: wnatalia@mail.ru).

Зелінська Оксана Владиславівна - кандидат технічних наук, доцент кафедри моделювання та інформаційних технологій в економіці Вінницького національного аграрного університету (вул. Сонячна, 3, м. Вінниця, Україна, 21008 e-mail: zeloksanavlad@gmail.com).

Иванчук Ярослав Володимирович - кандидат технічних наук, доцент кафедри галузевого машинобудування Вінницького національного технічного університету (вул. Хмельницьке шоссе, 95, м. Вінниця, Україна, 21021 e-mail: ivanchuck@ukr.net).

Veselovska Natalia - Doctor of Engineering, Professor, Head of the Department of Machinery and Equipment in Agricultural Production of Vinnytsia National Agrarian University (Sonyachna Str., 3, Vinnytsia, Ukraine, 21008 e-mail: wnatalia@mail.ru).

Zelinska Oksana - Candidate of Technical Science, Senior Lecturer of Department Modeling and Information Technologies in economy Vinnytsia National Agrarian University (Sonyachna Str., 3, Vinnytsia, Ukraine, 21008 e-mail: zeloksanavlad@gmail.com).

Ivanchuk Yaroslav - Candidate of Thnical Science, Associate Professor of Engineering Department, Vinnytsia National Technical University (Khmelnyske shose Str., 95, Vinnytsia, Ukraine, 21021 e-mail: ivanchuck@ukr.net).