

Кузьо І. В.
Ланець О. С.
Гурський В. М.
Шпак Я. В.

Національний
університет
“Львівська політехніка”

Kuzo I. V.
Lanets O. S.
Gursky V. M.
Shpak Y. V.

Lviv Polytecnic National
University

УДК 621.01

ВИБІР КРИТЕРІЇВ ОПТИМІЗАЦІЇ ТА ПРУЖНО-СИЛОВИХ ПАРАМЕТРІВ ВІБРОУДАРНИХ РЕЗОНАНСНИХ МАШИН

В статті розглянуто оптимізаційну задачу пошуку пружно-силових параметрів двомасових резонансних вібромашин на базі відповідних критеріїв із технологічними обмеженнями. Апробовано отримані кінематичні та енергетичні характеристики машини за результатами комплексного динамічного аналізу електродинамічної моделі машини. Встановлено переваги синтезованих віброударних систем над відповідними базовими лінійними моделями.

Ключові слова: віброударна система, електромагнітний привід, пружна характеристика, критеріїв оптимізації, резонансна система.

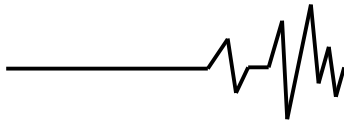
Вступ. Широке застосування у будівельній, гірничій та суміжних з ними галузях набули вібраційні технологічні засоби, що у багатьох випадках є незамінними для реалізації відповідних процесів над середовищами складної структури. Визначальними вимогами для впровадження вібраційних систем є відповідно технологічна та енергетична ефективності, стійкість до зміни умов завантаження, невисока вартість, надійність та довговічність роботи вузлів [1].

З точки зору комплексної ефективності машини, перевага надається резонансним системам [1, 2], а з погляду надійності та довговічності вузлів – машинам на базі електромагнітного привода. Однак існуючі машини з електромагнітним приводом мають невисокі показники технологічної стійкості за непередбачуваних перевантажень за масою завантаження та можуть мати дещо вищу собівартість виготовлення, передусім за рахунок привода та резонансної пружної системи. Кращі технологічні показники, пов'язані із багаточастотністю спектру часової характеристики пришвидшення робочої маси, а також вищою стійкістю (за рахунок зростання фактичного значення власної частоти коливань системи) мають віброударні системи.

Основними засобами, що лежать в основі побудови віброударної машини є її структурне виконання та значення ключових пружно-інерційних параметрів. Для побудови резонансних систем у типовому виконанні використовують двомасові структури, а реалізація віброударних режимів базується на застосуванні асиметричних пружних характеристик з використанням пружних обмежувачів руху мас [1-4].

Постановка проблеми. Відсутність цілісних методик оптимізаційного синтезу пружно-силових параметрів існуючих резонансних вібраційних машин є безумовно науковою проблемою, оскільки результатами таких методик можуть бути конкретні практичні рекомендації щодо можливості модернізації машин, а також отримані нові, науково обґрунтовані положення, що відображають перспективні та доцільні напрямки дослідження.

Аналіз останніх досліджень. Віброударні системи можуть бути реалізовані впровадженням різноманітних конструктивних засобів, переслідуючи в кінцевому випадку відповідні технологічному призначенню системи кінематичні характеристики руху робочої маси. З точки зору технологічної доцільності



застосування віброударних машин є обов'язковим у енергоємних виробництвах гірничої, будівельної, переробної галузей [1, 2]. Тому, технологічні режими роботи машин, як правило наперед визначені, що значно спрощує підхід до її реалізації. Зокрема, одним із визначальних параметрів віброударних режимів є асиметрія пришвидшення робочої маси $k_a = a_{1\max} / |a_{1\min}|$, що слугує показником доцільності технологічного застосування вібраційних систем у відповідних процесах (для віброущільнення [2] раціональні значення знаходяться в межах $k_a = 3 \dots 6$).

Однак, зважаючи на те, що передумовами до їхньої реалізації можуть бути існуючі на практиці резонансні гармонійні машини, що побудовані на двомасових системах, то відповідно це потребує додаткового аналізу можливості її структурно-параметричного перетворення у клас суттєво-нелінійних систем [4, 5], якими є віброударні системи в цілому.

Принциповими засобами реалізації віброударних машин є конструктивна реалізація на базі обмежувачів відносного руху коливальних мас, які приводять до появи асиметричних кусково-лінійних пружних характеристик, що бувають зазорними та безззорними, а також дво- та багатоланцюговими за структурним виконанням [6].

Постановка задачі. В статті передбачається постановити критерії для проведення оптимізаційних задач на базі резонансної системи технологічної вібромашини з електромагнітним приводом та основне – можливості переведення традиційної гармонійної машини у віброударну із забезпеченням відповідних технологічних параметрів і характеристик віброударного режиму за мінімальних конструктивних перетворень. Тобто встановлюється передумова до застосування існуючої в структурі машини резонансної пружної ланки визначеної жорсткості.

Результатом розв'язаних оптимізаційних задач будуть визначені пружно-силові параметри, закладення яких у реальні моделі вібромашини (з врахуванням динаміки привода) дасть достовірний та очікуваний результат попередньо проведеного аналізу.

Виклад основного матеріалу. За основу аналізу взято конструкцію двомасового вібраційного грохота з двотактним електромагнітним приводом (рис. 1), що визначений інерційними характеристиками коливальних мас 1 і 2 (m_1 і m_2) та параметрами пружних ланок 4 і 5 (c_1 і c_2). В силовому збуренні приймає участь 6 нормалізованих електромагнітних віброзбуджувачів 3, ввімкнених за двотактною схемою, осердя з котушками встановлені на робочій коливальній масі 1, а якоря – на реактивній 2.

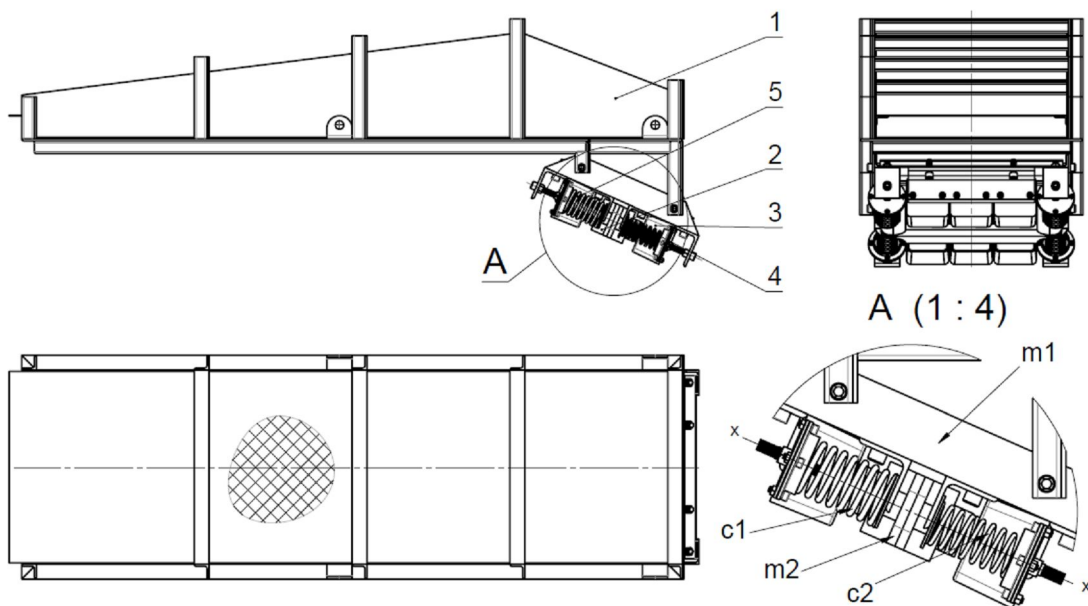
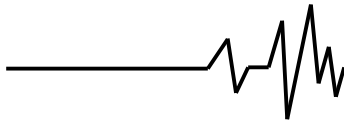


Рис. 1. Загальний вигляд резонансного грохота з електромагнітним приводом: 1 та 2 – робоча та реактивна коливальна маса, 3 – електромагнітний віброзбуджувач, 4 та 5 – пружини



У попередньому, наближеному підході, розглядається механічна модель коливної системи з двома ступенями вільності з еталонною характеристикою силового

електромагнітного збурення з двотактною схемою (гармонійне збурення), для визначення суті віброударного режиму та вивчення його визначальних характеристик:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1(t) + b \cdot (\dot{x}_1(t) - \dot{x}_2(t)) + \begin{cases} c_1 \cdot (x_1(t) - x_2(t)), \\ \text{якщо } x_1(t) - x_2(t) \geq 0 \\ c_2(\Lambda) \cdot (x_1(t) - x_2(t)), \\ \text{якщо } x_1(t) - x_2(t) < 0 \end{cases} = F \sin(\omega t); \\ m_2 \ddot{x}_2(t) - b \cdot (\dot{x}_1(t) - \dot{x}_2(t)) - \begin{cases} c_1 \cdot (x_1(t) - x_2(t)), \\ \text{якщо } x_1(t) - x_2(t) \geq 0 \\ c_2(\Lambda) \cdot (x_1(t) - x_2(t)), \\ \text{якщо } x_1(t) - x_2(t) < 0 \end{cases} = -F \sin(\omega t). \end{cases} \quad (1)$$

де значення коефіцієнта в'язкого тертя визначено за умови, що параметр загасання (безрозмірний коефіцієнт демпфування ζ) приведеної резонансної системи становить 20% величини критичного загасання для даної системи [7, 8]:

$$b = 2 \frac{m_1 \cdot m_2}{m_1 + m_2} \zeta \omega,$$

тут $\zeta = 0,2$, а синтезовані пружні параметри визначатимуться за такими співвідношеннями:

$$\begin{aligned} c_1 &= \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} \cdot \left(\frac{\omega}{z}\right)^2, \\ c_2(\Lambda) &= \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} \cdot \left(\Lambda \cdot \frac{\omega}{z}\right)^2, \end{aligned} \quad (2)$$

У формулі для визначення параметра c_2 введено частотний коефіцієнт Λ , що визначає сутність вібраційної системи (за $\Lambda = 1$ система вироджується у лінійну, а за $\Lambda > 1$ у віброударну без зазору). Відношення пружних параметрів у кінцевому випадку визначається як $c_2 / c_1 = \Lambda^2$. Така постановка залежностей створює передумови щодо використання традиційних і наявних у структурі машини пружних зв'язків жорсткістю c_1 із наступним визначенням коефіцієнта пружності c_2 обмежувачів руху, що реалізують у кінцевому випадку беззазорну пружну характеристику. Сутність забезпеченої асиметричної пружної характеристики є в тому, що для неї встановлене фіксоване значення власної частоти коливань за відомим виразом [4, 9], не порушуючи при цьому цінні переваги віброударних систем [9]:

$$\Omega_0 = \frac{2\Lambda}{\Lambda + 1} \cdot \frac{\omega}{z}, \quad (3)$$

Цільовими функціями оптимізаційних задач приймаються:

– середнє значення механічної потужності (енергетичний критерій якості функціонування системи)

$$A_f(F, \Lambda) = \text{mean}[f(t) \cdot (\dot{x}_1(t) - \dot{x}_2(t))] \rightarrow \min, \quad (4)$$

– максимум прискорення робочої маси (технологічний критерій якості функціонування системи)

$$a_{1\max}(F, \Lambda) \rightarrow \max, \quad (5)$$

– максимум коефіцієнта асиметрії прискорення робочої маси (технологічний критерій якості реалізації віброударного системи)

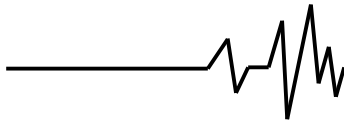
$$k_a(F, \Lambda) \rightarrow \max, \quad (6)$$

Встановлюються технологічні обмеження на параметри пришвидшення робочої маси у вигляді

$$\left. \begin{aligned} 3,5 < k_a(F, \Lambda) < 4, \\ -15\text{м/с}^2 < a_{1\min}(F, \Lambda) < -10\text{м/с}^2, \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

де $a_{1\max}$, $a_{1\min}$ – максимальне (у додатній області) та мінімальне (у від'ємній області) значення пришвидшення робочої маси.

Варіюваними параметрами вибираються частотний параметр Λ , що оцінює суто динамічні якості реалізації віброударного режиму механічною системою та номінальне значення зусилля збурення F , за яким встановлюються енергетичні затрати зовнішнього джерела для досягнення відповідних властивостей віброударної системи



в комплексі з її динамічними можливостями. Пошук відповідних режимів роботи може бути здійснений чисельним розв'язуванням системи диференціальних рівнянь (1). Однак, під час отримання розв'язку існує ймовірність того, що такі режими можуть бути реалізовані за різних комбінацій початкових наближень, а від так і різних комбінацій пружних параметрів. Слід зазначити, що такі наближення вибираються на підставі аналізу графічних залежностей. Для уточненого вибору параметрів задачі можна накласти додаткові обмеження, або ж задіяти відповідну цільову функцію. При цьому задача зводиться до оптимізаційної з відповідними обмеженнями (технологічними та параметричними). В загальному випадку розв'язок оптимізаційної задачі здійснюється з використанням відповідного градієнтного методу, або ж перебором за відповідним алгоритмом, втіленого у програму. Рациональність відповідного підходу повинна аргументуватися часом отриманого, затраченим на отримання достовірного розв'язку.

```

fstmin := F ← 1000
Λ ← 1
for i ∈ 0..25
  for j ∈ 0..20
    F1j ← F + 100·i
    Λ1j ← Λ + 0.5·j
    ka1i,j ← ka(F1j, Λ1j)
    a1min1i,j ← a1min(F1j, Λ1j)
    Af1i,j ← Af(F1j, Λ1j)
r ← rows(Af1) - 1
c ← cols(Af1) - 1
v ← Af10,0
for m ∈ 0..r
  for n ∈ 0..c
    if v > Af1m,n
      3.5 < ka1m,n < 4 ∧ -15 < a1min1m,n < -10
      v ← Af1m,n
      d ← ka1m,n
      e ← a1min1m,n
      f ← F1m
      g ← Λ1n
(v d e f g)

```

$\text{fstmin} = (56.287 \ 3.686 \ -14.571 \ 2.4 \times 10^3 \ 3.5)$

Рис. 2. Програма вибору раціональних частотно-силових параметрів шляхом дискретного перебору значень з обмеженнями (попередній етап – пошук раціональних значень початкових наближень)

Однією із проблем обчислювальних методів розрахунку, вбудованих у математичні програми є залежність результату від вибору початкових наближень шуканих параметрів. Ця проблема особливо актуальна для пошуку оптимальних параметрів моделі, зокрема у програмному засобі Mathcad. Тому, розробники пропонують пошук у деяких проблемних випадках (встановлення глобального оптимуму задачі) здійснювати в ручному режимі [10]. Проблема в тому, що за наявності локальних оптимумів вбудований алгоритм програми «зависає» на локальному значенні оптимуму, що знаходиться найближче до вибраних початкових наближень та задовольняє накладеним обмеженням. Окрім того, для дієвості запропонованого алгоритму вибрані початкові наближення повинні задовольняти обмежувальним умовам, задіяним в алгоритмі задачі. Тому, розв'язування задачі пропонується здійснювати у два етапи.

Якщо ж використати алгоритм пошуку раціональних значень початкових наближень за відповідним оптимізаційним алгоритмом (рис. 2) для подальшого уточнення отриманих початкових значень шляхом постановки оптимізаційної задачі (рис. 3) за вбудованим обчислювальним методом (використання функції Maximize за відповідним алгоритмом оптимізації з обмеженнями у вигляді нерівностей), то відповідно ймовірність отримати глобальний мінімум цільової функції значно зростає.

Given

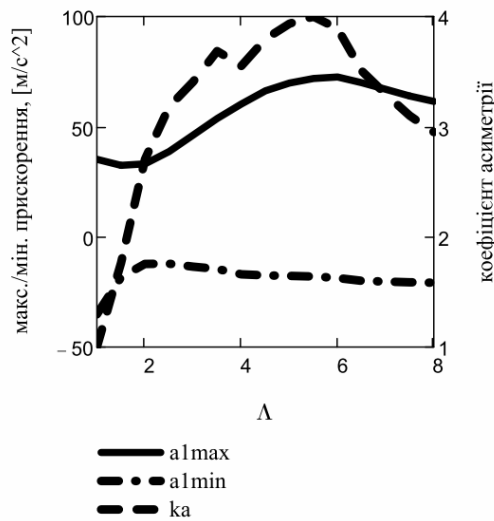
$$-10 > a1min(F, \Lambda) > -15$$

$$3.5 < ka(F, \Lambda) < 4$$

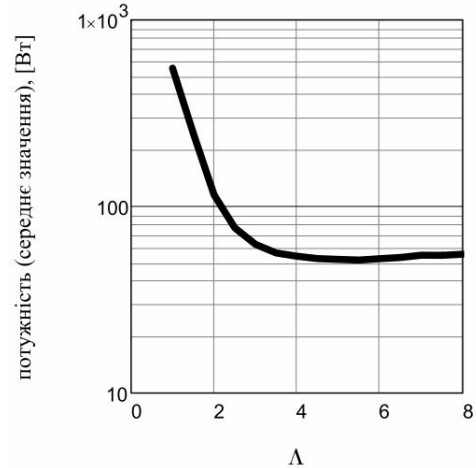
$$p := \text{Minimize}(Af, F, \Lambda) = \begin{pmatrix} 1.335 \times 10^3 \\ 5.518 \end{pmatrix}$$

Рис. 3. Алгоритм розрахунку оптимальних частотно-силових параметрів (завершальний етап – пошук оптимальних параметрів)

Поданий алгоритм базується на багатокроковому розв'язуванні (к-сть кроків оптимізаційної задачі визначається добутком $i \times j$) системи диференціальних рівнянь (1), згідно діапазону табуляції відповідних змінних параметрів F та Λ . На рис. 4 представлено залежності цільових критеріїв (5)-(7) від синтезованого частотного коефіцієнта Λ за попередньо отриманого номінального значення сили $F = 2,4\text{kH}$ (рис. 4, а).



а



б

Рис. 4. Залежність від синтезованого частотного параметра:
а – коефіцієнта асиметрії, максимуму та мінімуму пришвидшення робочої маси;
б – середнього значення потужності механічних втрат

Реалізований алгоритм придатний для пошуку максимальних значень технологічних параметрів $\max(a_{1\max})$ (5) та $\max(k_a)$ (6) на іншому етапі оптимізації шляхом заміни функції «Minimize» на «Maximize» за використання відповідних цільових функцій. Результати

розв'язку оптимізаційних задач наведено в табл. 1. Для оцінки якості реалізації режими додатково застосовано критерій, що визначає питомі затрати діючого значення потужності відносно максимуму прискорення робочої маси ξ_a [11].

Таблиця 1

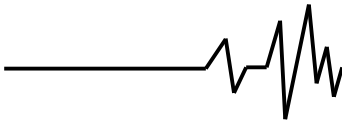
Результати оптимізації віброударної системи з гармонійним збуренням

№ з/п	Критерій оптимізації		Діюче значення потужності A_{fd} , [Вт]	Параметри оптимізації		Обмеження		Критерій оцінки якості ξ_a , [м/с ² /Вт]
				Амплітудне значення сили F , [кН]	Частотний коефіцієнт, Λ_{opt}	$a_{1\min}$, [м/с ²]	k_a	
1.	A_f	15,968	63,037	1,335	5,518	-10	4	0,634
2.	$a_{1\max}$	60	141,871	2	5,526	-15	4	0,423
3.	k_a	4	83,797	1,539	5,516	-11,53	4	0,55

З результатів очевидним є те, що оптимальним для розглядуваної системи за використаних цільових функцій є значення частотного коефіцієнта $\Lambda_{opt}^* = 5,5$. Часова залежність пришвидшення робочої маси за вихідних і синтезованих пружних параметрів наведена на рис. 5.

Амплітудно-частотний спектр прискорення гармонійної та віброударної систем показано на рис. 6. Основним чинником доцільності віброударних режимів є його кратна багаточастотність, що гарантує якісне проходження технологічних процесів у середовищах на нанорівні.

Наступну перевагу синтезованої віброударної системи можна виявити за частотною характеристикою не за максимумом амплітуди (АЧХ у класичному випадку), а за прискоренням. Реалізована віброударна система наділена властивістю субгармонійного резонансу (кратністю $\frac{1}{2}$ основного). Найвні власні частоти знаходяться по обидва боки від частоти збурення, при цьому за АЧХ дана система вироджується у міжрезонансну, що властиво тримасовим коливальним системам. Слід зазначити, що тримасові міжрезонансні системи за відповідного підбору параметрів володію підвищеною ефективністю (щодо традиційних двомасових систем)



функціонування у відносно вузькому частотному діапазоні. Таку властивість спостерігаємо для віброударних систем, що мають значно ширший запас стійкості за значенням ширини резонансної зони (3). Зокрема, для отриманого значення Λ_{opt} отримаємо значення власної частоти коливаль $f_0 = 84,57$ Гц, а ширина резонансної зони становить $\Delta f = 34,57$ Гц. Слід зазначити, що для традиційних резонансних систем значення

ширини резонансної зони забезпечують за налагоджень $z = 0,94 \dots 0,96$, щоб отримати високу ефективність (вищі значення коефіцієнта динамічності). Тому, запропонована методика оптимізаційного синтезу технологічних віброударних машин може бути доповнена додатковими обмеженнями – застосуванням виразу (3) для закладання відповідного значення ширини резонансної зони.

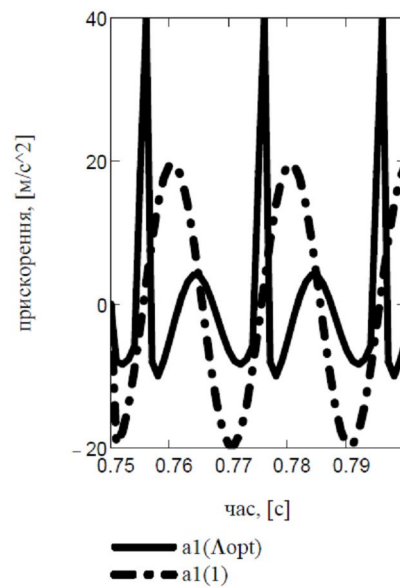


Рис. 5. Часова залежність прискорення робочої маси віброударної та гармонійної систем

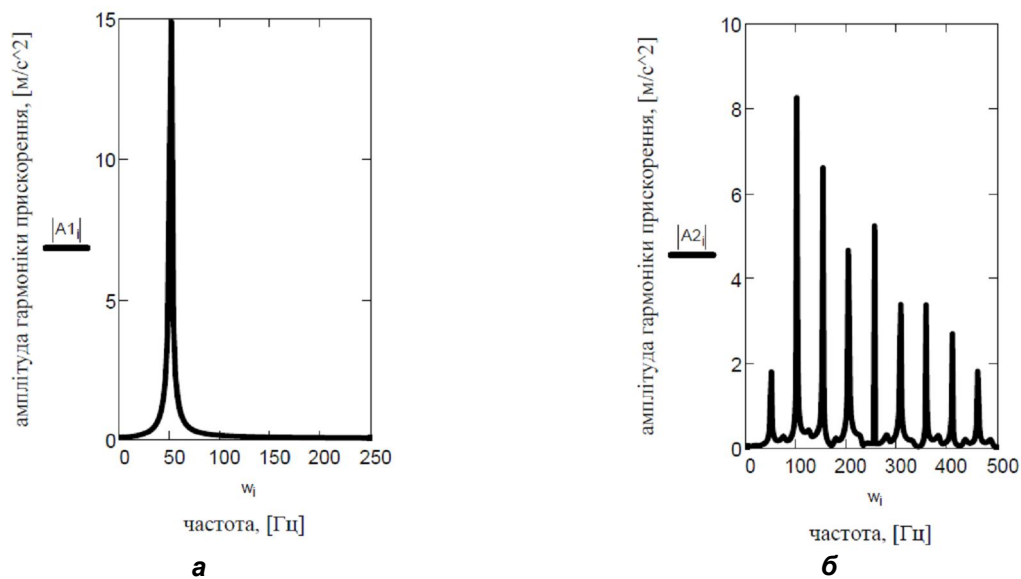


Рис. 6. Спектри прискорення робочої маси гармонійної (а) ($\Lambda = 1$) та синтезованої ($\Lambda = \Lambda_{opt}$) віброударної системи

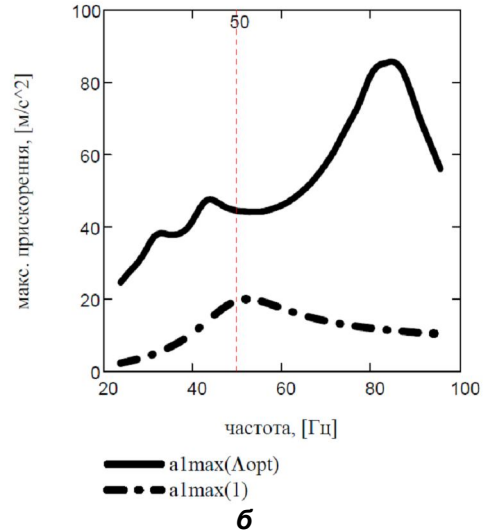
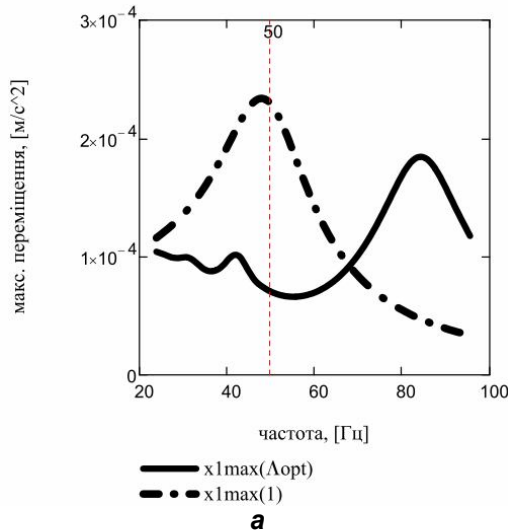
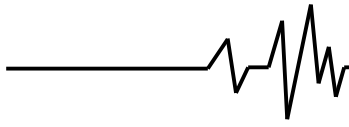


Рис. 7. Частотна характеристика максимуму переміщення (а) та прискорення (б) робочої маси лінійної ($\Lambda = 1$) та синтезованої ($\Lambda = \Lambda_{opt}$) віброударної системи

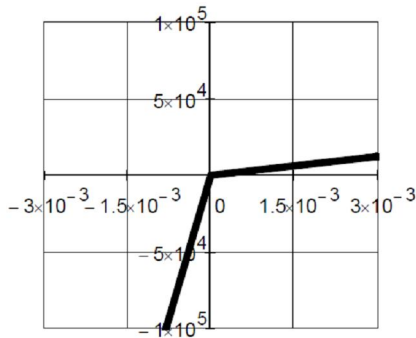
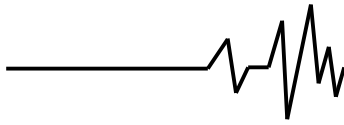


Рис. 8. Оптимальна за критерієм споживаної потужності пружна характеристика віброударної системи

Узагальнена система нелінійних диференціальних рівнянь, що описує динамічні процеси в системі двотактний електромагнітний

привід-вібраційна система побудована на ідеалізованій характеристиці випрямного діода та має наступний вигляд [11]:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\mu_0 S w^2}{2[\delta_0 - (x_1(t) - x_2(t))]} \cdot i_1(t) + \left[r + \begin{cases} r_{np}, & i_1(t) > 0 \\ r_{зв}, & i_1(t) \leq 0 \end{cases} + \frac{\mu_0 S w^2 \cdot (\dot{x}_1(t) - \dot{x}_2(t))}{2[\delta_0 - (x_1(t) - x_2(t))]} \right] \cdot i_1(t) = U_0 \sin(\omega t); \\ \frac{\mu_0 S w^2}{2[\delta_0 + (x_1(t) - x_2(t))]} \cdot i_2(t) + \left[r + \begin{cases} r_{np}, & i_2(t) < 0 \\ r_{зв}, & i_2(t) \geq 0 \end{cases} + \frac{\mu_0 S w^2 \cdot (\dot{x}_2(t) - \dot{x}_1(t))}{2[\delta_0 + (x_1(t) - x_2(t))]} \right] \cdot i_2(t) = U_0 \sin(\omega t); \\ m_1 \ddot{x}_1(t) + c_{i3} \cdot x_1(t) + b_{i3} \cdot \dot{x}_1(t) + b \cdot (\dot{x}_1(t) - \dot{x}_2(t)) + \begin{cases} c_1 \cdot (x_1(t) - x_2(t)), & x_1(t) - x_2(t) \geq 0 \\ c_2 \cdot (x_1(t) - x_2(t)), & x_1(t) - x_2(t) < 0 \end{cases} = f(t); \\ m_2 \ddot{x}_2(t) - b \cdot (\dot{x}_1(t) - \dot{x}_2(t)) - \begin{cases} c_1 \cdot (x_1(t) - x_2(t)), & x_1(t) - x_2(t) \geq 0 \\ c_2 \cdot (x_1(t) - x_2(t)), & x_1(t) - x_2(t) < 0 \end{cases} = -f(t); \\ f(t) = \frac{n \cdot \mu_0 S w^2}{4} \left[\left[\frac{i_1(t)}{\delta_0 - (x_1(t) - x_2(t))} \right]^2 - \left[\frac{i_2(t)}{\delta_0 + (x_1(t) - x_2(t))} \right]^2 \right]. \end{array} \right. \quad (8)$$



В рівняннях (7) використано такі нові позначення та прийнято відповідні значення параметрів електромагнітного привода: $\mu_0 = 4\pi \cdot 10^{-7}$ Гн/м – магнітна проникливість повітря; $r_{пр} = 10^{-4}$ Ом – опір діода в прямому напрямку; $r_{зв} = 10^8$ Ом – опір діода в зворотньому напрямку; $U_0 = 160$ В – номінальне значення напруги; $S = 2,784 \cdot 10^{-3}$ м² – площа поверхні полюсів магніту; $r = 18$ Ом – активний опір котушки; $\delta_0 = 0,002$ м – номінальне значення повітряного проміжку; $w = 650$ – число витків котушки; $n = 3$ – к-сть двотактних

електромагнітів; $\omega = 314$ рад/с – частота напруги живлення.

Результати числового моделювання системи (8) методом RADAU [10] представлено на рис. 9 у вигляді часових залежностей принципів характеристик та в табл. 2. Витримуються ключові технологічні характеристики пришвидження робочої маси згідно з встановленими обмеженнями оптимізаційної задачі (7).

Порівнянням результатів розрахунку моделей (3) та (8) можна стверджувати, що отримано прогнозовані кінематичні та енергетичні характеристики за використання оптимальних умов збудження та виду пружної характеристики.

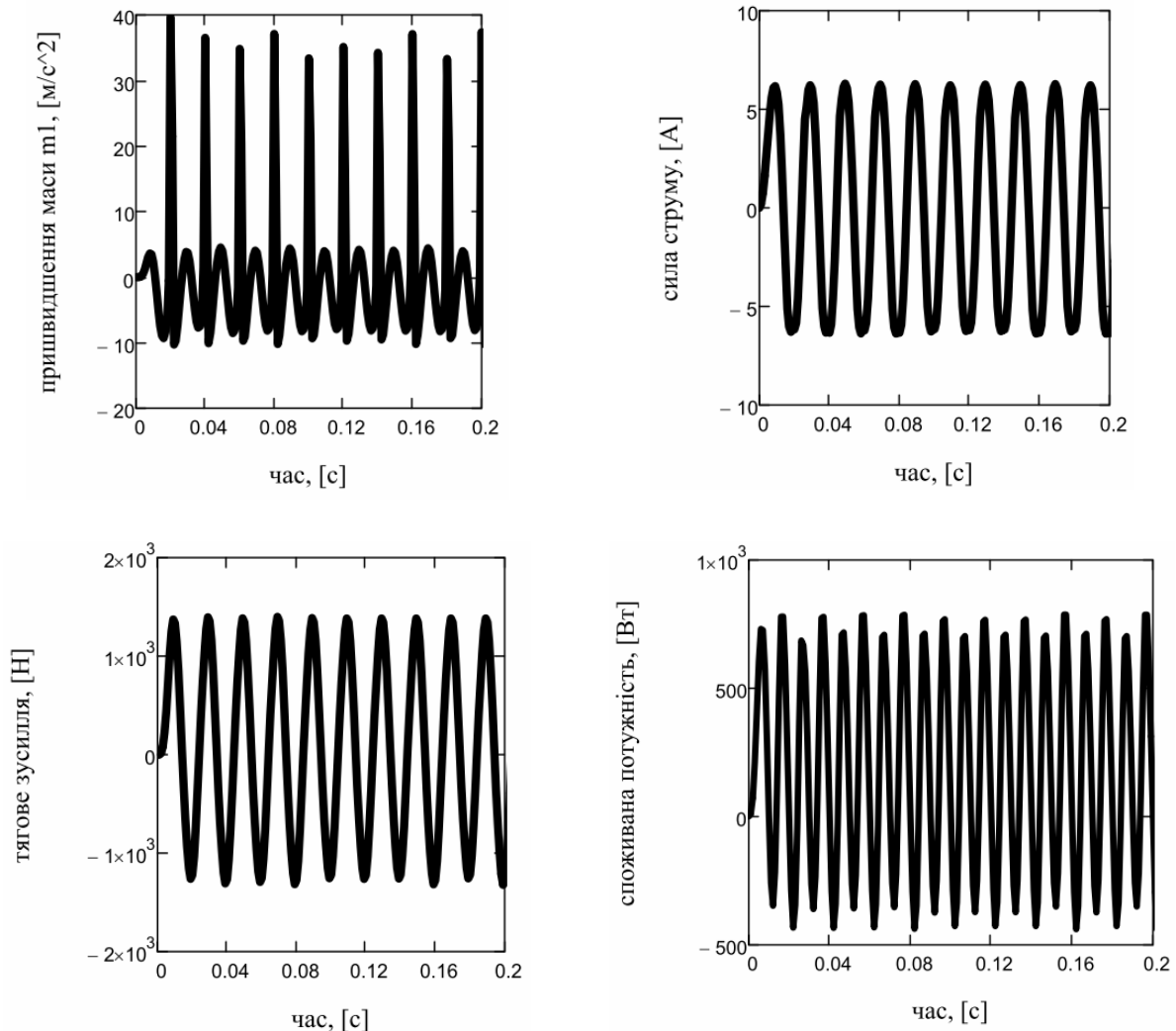
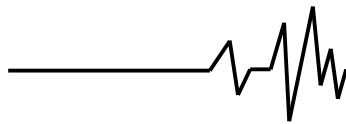


Рис. 9. Основні кінематичні, силові та енергетичні характеристики віброударної системи



Таблиця 2

Результати аналізу віброударної системи з двотактним електромагнітним збуренням

№ з/п	Критерій оптимізації		Діюче значення потужності A_{fd} , [Вт]	Параметри оптимізації		Обмеження		Критерій оцінки якості ξ_a , [м/с ² /Вт]
				Амплітудне значення сили F , [кН]	Частотний коефіцієнт, Δ	a_{1min} , [м/с ²]	k_a	
1.	A_f	18,31 186,285*	56,037 410,646*	1,429	5,5	-10,3	3,8	0,463 0,096*

*з врахуванням втрат в електромагнітному контурі

Висновки. На основі запропонованих критеріїв оптимізації віброударного режиму встановлено вплив пружно-силових синтезуючих параметрів на якість реалізації відповідного режиму механічних систем. Шляхом перенесення синтезованих параметрів у більш достовірні моделі машин (з врахуванням динаміки привода) вдалося підтвердити прогнозовані кінематичні характеристики машини та встановити її енергетичні та динамічні переваги.

В цілому, запропонований підхід має більш ширші можливості синтезу параметрів віброударних систем з іншими пружними характеристиками та з врахуванням різного роду обмежень (зокрема, за значенням ширини резонансної зони) під час створення машин відповідного технологічного призначення.

Список використаних джерел

- Потураев В. Н., Франчук В. П., Надутый В. П. Вибрационная техника и технологии в энергоемких производствах: Монография. – Днепропетровск, 2002. – 190 с.
- Назаренко И.И. Прикладные задачи теории вибрационных систем: Учебное пособие. – К.: ИСИО, 1993. – 216 с.
- Иткин А.Ф. Разработка вибрационной площадки с жестко-упругими ограничителями / А.Ф. Иткин // Наукотехнічний журнал Київського національного університету будівництва і архітектури «Техніка будівництва», вип. 2/2009. – К.: «МП Леся», 2009. С. 19–26.
- Вибрации в технике. Справочник. Т. 2: Колебания нелинейных механических систем. – 1979. – 351 с.
- Казакевич М.И. Избранное: монография / М.И. Казакевич. – Днепропетровск, 2009. – 524 с.
- Човнюк Ю.В. Фізико-механічне моделювання механічних систем / Ю.В. Човнюк // Теорія і практика будівництва. Збірник наукових праць. – 2008, Вип. 4.

- Клаф Р., Пензиен Дж. Динамика сооружений / Пер. с англ. – М.: Стройиздат, 1979. – 320 с.

- Шатохин В.М. Про визначення параметрів дебалансних вібраційних апаратів з ексцентриковим ротором і асинхронним електроприводом / В.М. Шатохин, Б.Ф. Гранько, Н.В. Шатохіна // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. Український міжвід. наук.-техн. зб. – Львів: НУ «Львівська політехніка», 2013. – Вип. 47. – С. 36-45.

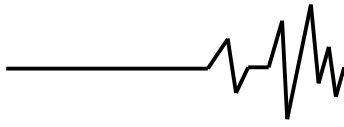
- Човнюк Ю.В. Моделі коливань суттєво-нелінійних систем ґрунтообробних робочих органів / Ю.В. Човнюк, Ю.О. Гуменюк, Г.А. Герасимчук // Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». – Луцьк, 2011. – Вип. №32 – С. 462-468.

- Макаров Е. Инженерные расчеты в Mathcad 15: Учебный курс. – СПб.: Питер, 2011. – 400 с.

- Гурський В.М. Багатокритеріальний аналіз резонансних віброударних систем з імпульсним електромагнітним приводом / В.М. Гурський // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2014. – Вип. 48. – С. 74-86.

Список джерел в транслітерації

- Poturaev V. N., Franchuk V. P., Nadutyu V. P. Vybratsyonnaya tekhnika y tekhnolohyy v enerhoemkykh proyzvodstvakh: Monohrafyya. – Dnepropetrovsk, 2002. – 190 s.
- Nazarenko Y.Y. Prykladnyye zadachy teoryy vybratsyonnykh system: Uchebnoe posobyе. – K.: YSYO, 1993. – 216 s.
- Ytkyn A.F. Razrabotka vybratsyonnoy ploshchadky s zhestko-upruhymy ohranychytelyamy / A.F. Ytkyn // Naukovotekhnichnyy zhurnal Kyyvivs'koho natsional'noho universytetu budivnytstva i arkhitektury «Tekhnika budivnytstva», vyp. 2/2009. – K.: «MP Lesya», 2009. S. 19–26.



4. Vybratsyy v tekhnike. Spravochnyk. T. 2: Kolebaniya nelyneynykh mekhanicheskyykh system. – 1979. – 351 s.

5. Kazakevych M.Y. Yzbrannoe: monohrafiya / M.Y. Kazakevych. – Dnepropetrovsk, 2009. – 524 s.

6. Chovnyuk Yu.V. Fyzyko-mekhanichne modelyuvannya mekhanichnykh system / Yu.V. Chovnyuk // Teoriya i praktyka budivnytstva. Zbirnyk naukovykh prats'. – 2008, Vyp. 4.

7. Klaf R., Penzyen Dzh. Dynamyka sooruzheniy / Per. s anhl. – M.: Stroyizdat, 1979. – 320 s.

8. Shatokhin V.M. Pro vyznachennya parametriv debalansnykh vibratsiynykh aparativ z ekstsentrykovym rotorom i asynkronnym elektroprivodom / V.M. Shatokhin, B.F. Hran'ko, N.V. Shatokhina // Avtomatyzatsiya vyrobnychykh protsesiv u mashynobuduvanni ta prylobuduvanni. Ukrayins'kyi mizhvid. nauk.-tekhn. zb. – L'viv: NU "L'vivska politekhnika", 2013. – Vyp. 47. – S. 36-45.

9. Chovnyuk Yu.V. Modeli kolyvan' suttyevo-neliniynykh system gruntoobrobnykh robochykh orhaniv / Yu.V. Chovnyuk, Yu.O. Humenyuk, H.A. Herasymchuk // Mizhvuzivs'kyi zbirnyk "Naukovi notatky". – Luts'k, 2011. – Vyp. №32 – S. 462-468.

10. Makarov E. Ynzhenernyye raschety v Mathcad 15: Uchebnyy kurs. – SPb.: Pyter, 2011. – 400 s.

11. Hurs'kyi V.M. Bahatokryterial'nyy analiz rezonansnykh vibroudarnykh system z impul'snym elektromagnitnym pryvodom / V.M. Hurs'kyi // Avtomatyzatsiya vyrobnychykh protsesiv u mashynobuduvanni ta prylobuduvanni. – 2014. – Vyp. 48. – S. 74-86.

ВЫБОР КРИТЕРИЕВ ОПТИМИЗАЦИИ ТА УПРУГО-СИЛОВЫХ ПАРАМЕТРОВ ВИБРОУДАРНЫХ РЕЗОНАНСНЫХ МАШИН

Аннотация. В статье рассмотрена оптимизационная задача поиска упруго силовых параметров двухмассных резонансных вибромашин на основе соответствующих критериев с технологическими ограничениями. Апробировано получены кинематические и энергетические характеристики машины по результатам комплексного динамического анализа электродинамической модели машины. Установлены преимущества синтезированных вибroudарных систем над соответствующими базовыми линейными моделями.

Ключевые слова: вибroudарная система, электромагнитный привод, упругая характеристика, критерии оптимизации, резонансная система.

CHOICE OF CRITERIA OF OPTIMIZATION AND RESILIENTLY POWER PARAMETERS OF VIBRO-IMPACT RESONANCE MACHINES

Annotation. The article solves the optimization task of search is considered resiliently power parameters of the two-mass resonance vibromachines on the base of the proper criteria with technological limitations. Kinematics and power descriptions of machine are approved got as a result of analysis of electrodynamic model of machine. Advantages of the synthesized vibro-impact systems are set.

Key words: vibro-impact system, electromagnetic drive, resilient description, criteria of optimization, resonance system.