

Однак динамічний хаос визначний тим, що, по-перше, за непередбачуваною поведінкою системи криється строгий *детермінізм* (визначеність) - всі процеси в системі можна математично *розрахувати* з високою точністю. По-друге, особливість такого хаоса, як уже згадувалось, полягає в тому, що він може слугувати джерелом *самозародження* строго упорядкованих структур. Наприклад, у турбулентному потоці можуть виникати *стійкі* вихрі - подібні вихрі можна спостерігати за човном, який швидко пливе. Закономірність виникла із хаоса. Це результат самоорганізації матерії. Отже, хаос за певних умов може породити порядок.

Оскільки для хаотичних систем вводиться *ймовірнісний* опис, з'являється поняття *малоймовірності оборотності процесу*. Виходить, що хаос вводить *стрілу часу*! І ймовірність стає вираженням хаосу. Тепер всі системи, які допускають необоротний ймовірнісний опис, вважаються хаотичними. Тобто Ілля Пригожин перевів *хаос* у позитивний засіб дослідження процесів.

Як бачимо, синергетика - це стежина між безжиттєвими (ньютонівськими) законами і вируючими подіями. Тепер відкриваються нові горизонти і нові нерозв'язані питання.

Висновки та напрямок подальших досліджень. Наведений огляд стану фізичної науки та її відображення в навчальних посібниках вказує на необхідність поглибленого розгляду окремих понять курсу фізики.

Автором запропоновано інтегративний підхід до вивчення понять ентропія, хаос і порядок, що полягає у наступних кроках:

для розуміння і сприйняття першокурсниками вказаних понять пропонується повторення відповідного матеріалу, що вивчався у середній школі (зокрема через зінтегровану автором таблицю теплових процесів);

з огляду на значущість поняття ентропії в різних науках, його розглянуто в різних аспектах: термодинамічному і статистико-механічному, а також показано зв'язок між ними;

підкреслено узгодженість II начала термодинаміки і високої організованості навколишнього світу (за умови уточнення смислу понять хаос, система та ін.).

Матеріал статті доцільно розмножити і адресувати студентам як додаткову інформацію до вивчення термодинаміки, МКТ та інших теорій.

Список літератури

1. **Повар С.В.** Узагальнюючі таблиці з фізики як засіб формування продуктивного стилю мислення студента // Теорія та методика навчання математики, фізики, інформатики: зб.наук. праць. Вип. УШ, т.2 – Кривий Ріг: Вид. Відділ НМетАУ, 2010. – С. 275-279.
2. **Пригожин И., Стенгерс И.** Порядок из хаоса / Пер. с англ. – М.: Прогресс, 1986.- 431 с.
3. **Пригожин И., Стенгерс И.** Время, хаос и квант: К решению парадокса времени.-М.: Прогресс, 1994.-265 с.
4. **Хокинг С.** От большого взрыва до черных дыр. Краткая история времени.-М.: Мир, 1990.- 166 с.
5. **Яворский Б.М., Детлаф А.А.** Справочник по физике: 3-е изд.- М.: Наука. Гл. ред. физ-мат. лит., 1990. – 624 с.
6. **Самин Д.К.** 100 великих научных открытий. – М.: Вече. 2002, - 480с.
7. **Хакен Г.** Синергетика / Пер. с нем. – М.: Мир, 1980.
8. **Кучерук І.М., Горбатюк І.Т., Луцик П.П.** Загальний курс фізики: Навч.посібник для студентів вищих техн. і пед. закладів освіти. – К.: Техніка, 1999. – 536 с.
9. **Тарасов Л.В.** Современная физика в средней школе. – М.: Просвещение, 1990. – 288 с.
10. **Осипов А.И.** Термодинамика вчера, сегодня, завтра. Часть 1. Равновесная термодинамика / Соросовский Образовательный Журнал. 1999. №4. – С. 79-85.

Рукопис подано до редакції 17.02.14

УДК 621.86.067.2.5-83

Д.В. БАТРАКОВ, асистент, Ю.Г. ГОРБАЧОВ, канд. техн. наук, доц.
Криворізький національний університет

ХАРАКТЕРИСТИКИ ОДНОМАСНОЇ ВІБРАЦІЙНОЇ ТРАНСПОРТУЮЧОЇ МАШИНИ З ІНЕРЦІЙНИМ ПРИВОДОМ

Наведено математичний опис та проведене математичне моделювання динаміки одномасної вібраційної транспортуючої машини з інерційним дебалансним приводом та направленим рухом коливань робочого органу. Проведений аналіз отриманих характеристик при зазначених вихідних динамічних параметрах. Отримані характеристики та залежності можуть використовуватись при оцінці можливості регулювання параметрів амплітуди і частоти

коливань робочого органу для підтримки високої ефективності роботи вібраційної установки.

Проблема та її зв'язок з науковими та практичними завданнями. Підземна розробка запасів корисних копалин в умовах залізрудних шахт Кривбасу проводиться системами з підповерховим і поверховим обваленням, а також поверхово-камерними системами [1-4]. Одною з найбільш трудомістких ланок у цих системах є випуск і доставка руди, витрати на який складають до 25% [2,4,7], що обумовлюється недосконалістю механізмів, значним обсягом робіт з випуску руди та її вторинного дроблення. Розробка покладів корисних копалин пов'язана з переходом на значні глибини, що різко позначається на трудомісткості процесу, збільшення собівартості руди і пред'являє підвищені вимоги до інтенсифікації, концентрації та підвищення ефективності робіт з випуску гірничої маси. Випуск руди в умовах залізрудних шахт криворізького басейна здійснюється одномасними вібромашинами з інерційним приводом типу 1АШЛ, ЛШВ-3,35, ВДПУ-4ТМ, ПВУ, які в недостатній мірі приведені у відповідність з конкретними гірськими умовами, що знижує ефективність їх застосування [4,7].

Одним з основних завдань сучасної теорії і практики вібраційного транспортування руди є оптимізація режимів руху матеріалу по віброуючій поверхні. Оскільки одним з найважливіших показників роботи вібротранспортуючої машини (ВМ) є її продуктивність [3,10,21], що визначається головним чином швидкістю транспортування матеріалу і корисним перетином вантажонесучого органу (ВО), то завдання оптимізації режиму зводиться в основному до відшукування таких значень параметрів ВМ, при яких швидкість переміщення матеріалу буде максимальною в процесі навантаження і мінімально можливою в процесі досипання руди у вагонетки. Враховуючи, що швидкість руху матеріалу по віброуючій поверхні переважно визначається величиною амплітуди і частотою коливань ВО, а також напрямком коливань ВО та кутом нахилу останнього до горизонту [5,10,14,19], стає очевидним актуальність розрахунку і комплексного розгляду амплітудо-частотних, енергетичних, силових, потужнісних та механічних характеристик одномасної вібраційної системи з інерційним приводом, що надає можливість найбільш точного визначення технологічних параметрів віброприводу та їх урахування в процесі дослідження, проектування, та експлуатації вібраційних установок, зокрема для випуску руди.

Аналіз досліджень і публікацій. Важливі питання теорії і розрахунку ВМ та їх робочих характеристик досить широко розглянуті в роботах А. О. Співаковського, І. Ф. Гончаревича, І. І. Блехмана, В.Н. Потураєва, А.Д. Учителя та ін. [3,8-22]. Встановлено, що на рух матеріалу по віброуючій поверхні впливає його об'ємна вага, товщина шару на ВО, гранулометричний склад і форма частинок матеріалу, вологовміст і липкість, пружність частинок, сили зовнішнього і внутрішнього тертя частинок, повітропроникність шару матеріалу і ряд інших факторів. Таке різноманіття факторів, що визначають процес вібротранспортування, ускладнює його дослідження аналітичними методами і ставить відомі межі застосування та узагальнення результатів експериментів. Залежно від зміни властивостей матеріалу для підтримки високої ефективності роботи ВМ необхідним є забезпечення можливості регулювання параметрів амплітуди і частоти коливань ВО. Для визначення робочих характеристик та залежностей необхідний розрахунок динаміки одномасних вібраційних транспортуючих машин.

Викладення матеріалу і результати. На початку математичного моделювання динаміки одномасної вібраційної транспортуючої машини (ВТМ) з інерційним дебалансним приводом побудуємо її розрахункову схему, яка відображає принципові геометричні, кінематичні та динамічні особливості конструкції. При цьому враховується принципова схема машини, яка повинна включати всі основні елементи конструкції.

Частина маси пружних зв'язків та інших елементів рухаються разом з лотком. Частина технологічного навантаження, що переміщується разом з лотком (так звана приєднана маса матеріалу) враховується коефіцієнтом $\lambda=0,1\div 0,4$ [10,14,20,21] і показує, яка частина від всієї маси матеріалу, що транспортується, рухається як одне ціле з ВО. Приведена маса вантажонесучого органу визначається як сума

$$m = m_r + \lambda m_m, \quad (1)$$

де m_r - маса ВО з урахуванням приєднаних мас пружних зв'язків, стійок, підвісок та інших елементів машини, кг; m_m - маса всього матеріалу, що знаходиться на ВО, кг.

Розрахункова схема включає наведену динамічну жорсткість основних пружних зв'язків ВМ C , динамічні і кінематичні параметри її привода: ексцентриситет r , наведену жорсткість

приводних пружних зв'язків C_0 . Внутрішні опори в матеріалі пружних зв'язків, що мають у разі застосування гумових деталей в'язкий характер, враховуються коефіцієнтом μ . Наведені динамічні жорсткості визначаються на підставі загальних правил розрахунку та приведення жорсткостей.

Динамічна розрахункова схема одномасної ВМ з пружним приводом в теорії коливань називається осцилятором (рис.1). Осцилятор володіє одним ступенем свободи відповідно узагальненій координаті x , яка описує рух системи в напрямку робочих коливань. До такої розрахунковій схеми можуть бути приведені одномасні ВМ з направленим рухом ВО, завдяки чому осцилятор є органічною складовою частиною їх розрахункової схеми.

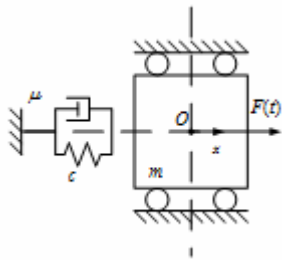


Рис. 1. Осцилятор зі збудовуючою силою $F(t)$

Скориставшись методом Даламбера, складемо рівняння руху лінійного осцилятора, що знаходиться під впливом збудовуючої сили $F(t)$

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

де S - пружно-в'язка сила, що діє на масу m з боку пружних зв'язків.

Розглянемо питання про внутрішні опори в матеріалі пружних зв'язків. Деформація матеріалів, що застосовуються для виготовлення еластичних зв'язків ВМ, супроводжуються різними пластичними і в'язкими ефектами [6,20-24]. Одним із проявів пружних недосконалостей матеріалів, який має велике практичне значення при їх циклічному деформуванні в ВМ, є пружний гістерезис або так зване внутрішнє тертя (опір). Фізично процес внутрішнього тертя в матеріалі характеризується тим, що на діаграмі напруга - деформація криві навантаження і розвантаження матеріалу не збігаються, утворюючи замкнену петлю. Площа цієї петлі гістерезису пропорційна кількості енергії, яка розсіюється у вигляді тепла за розглянутий цикл деформації. Енергія, що накопичується в пружних зв'язках при багаторазовій циклічній деформації, призводить до їх нагрівання до сталої температури, відповідної тепловому балансу між енергією, яка утворюється в матеріалі, і енергією, що розсіюється в навколишнє середовище.

Як відомо з теорії коливань, опори, що діють в пружній системі, істотно впливають на коливальний процес, головним чином, при резонансі, коли від величини діючих опорів залежать амплітуди коливань і зсув фаз між переміщеннями елементів системи в процесі коливального руху. Необхідним для розрахунку ВМ є урахування внутрішніх опорів в матеріалі пружних зв'язків особливо при проходженні через зону резонансу зарезонансних ВМ, якою є, зокрема, вібролюк типу 1АШЛ. При розрахунках параметрів ВМ з урахуванням внутрішніх опорів велике значення має не тільки сам факт наявності внутрішніх опорів, але і їх величина, що робить істотний вплив як на якісну, так і на кількісну сторону коливального процесу. Величина внутрішніх опорів залежить насамперед від матеріалу пружних зв'язків. В якості основної кількісної міри внутрішніх опорів можна прийняти так званий коефіцієнт поглинання ν , $\nu = (\Delta W/W) = 0,3$ для гуми амортизаційної, що кількісно дорівнює відношенню ΔW енергії необоротно поглиненої тілом за один цикл деформації, до всієї потенційної енергії W , що відповідає амплітуді деформації за той же цикл. Крім залежності від властивостей матеріалу, внутрішні опори істотно залежать від режиму деформації пружного зв'язку – амплітуди і частоти. Практично найбільш зручний спосіб урахування внутрішніх опорів ґрунтується на гіпотезі в'язкого тертя, згідно з якою опори приймаються пропорційними швидкості або частоті деформації пружного зв'язку. Напруга в пружному зв'язку за цією гіпотезою визначається залежністю $\sigma = E\varepsilon + \mu E\dot{\varepsilon}$, де E - динамічний модуль пружності матеріалу пружного зв'язку; ε - відносна динамічна деформація пружного зв'язку; μ – коефіцієнт внутрішніх опорів матеріалу, який визначається експериментально. Урахування внутрішніх опорів при коливаннях пружних систем за допомогою коефіцієнта μ і урахування цих опорів за допомогою декременту загасання принципово не відрізняються, так як декремент загасання δ і коефіцієнт μ пов'язані співвідношенням $\mu = \frac{\nu}{2\pi\omega} = \frac{2\delta}{2\pi\omega} = \frac{\delta}{\pi\omega}$. При розрахунку динаміки ВМ можна застосовувати наступні усереднені значення коефіцієнта μ [21-24]: при роботі гумових деталей на зсув і удар - $(0,6-0,7) \cdot 10^{-3}$ с, при роботі гумових деталей на стиск - $(0,8-1,2) \cdot 10^{-3}$ с.

Вважаючи, що внутрішні опори в матеріалі пружних зв'язків підкорюються гіпотезі в'язкого тертя, пружно-в'язка сила в основних пружних зв'язках при зсуві центру тяжіння O маси m (див. рис. 1) на величину x визначиться виразом

$$S = c(x + \mu \dot{x}). \quad (3)$$

Підставляючи (3) в рівняння (2), отримаємо неоднорідне диференціальне рівняння другого порядку, що описує рух лінійного осцилятора

$$m\ddot{x} + \mu c\dot{x} + cx = F(t) \quad (4)$$

або

$$\ddot{x} + \mu p_1^2 \dot{x} + p_1^2 x = \frac{1}{m} F(t). \quad (5)$$

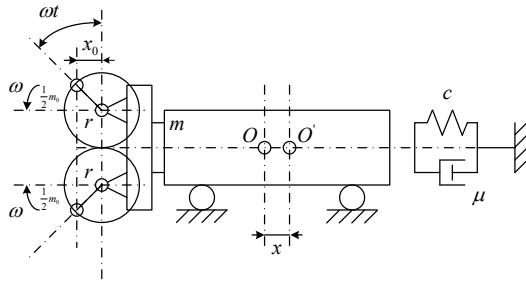
Рівняння (4,5) є основними рівняннями для розрахунку і аналізу одномасних ВТМ з направленим рухом ВО. Вираз збудуючої сили $F(t)$ залежить від типу приводу, встановленого на ВМ. Величина $p = \sqrt{c/m}$ називається власною частотою осцилятора. Резонанс, який виникає в системі (рис. 1), коли частота зміни збудуючої сили приводу $F(t)$ збігається з частотою p_1 є «осциляторним резонансом». Частота p_1 в загальному випадку може відрізнитися від власної частоти системи p , яка залежить не тільки від жорсткості основних пружних зв'язків, але також і від динамічних властивостей приводу (маси дебалансів та ін.).

Динамічна розрахункова схема ВМ з інерційним дебалансним приводом (рис. 2) та направленими коливаннями складається з лінійного осцилятора і приводу, що має два дебалансних вібратора, що обертаються в протифазі. Маса кожного дебаланса становить $0,5m_0$ і розташована на відстані r від осі обертання.

Збудуючі сили діють у напрямі робочих коливань машини, врівноважуючись в напрямку нормального до робочого. Сила, що розвивається приводом при нерухомій (не обуреній) системі

$$F_0(t) = -m_0 \ddot{x}_0, \quad (6)$$

Рис. 2. Розрахункова схема одномасної ВТМ з інерційним приводом та направленим рухом ВО



де проекція на вісь x переміщення дебалансних мас при не збуреній системі

$$x_0 = r \sin \omega t. \quad (7)$$

Під дією приводу центр ваги маси m зміщується на величину x , набуваючи прискорення \ddot{x} , завдяки чому збудуюча сила, що діє на осцилятор, складе

$$F(t) = -m_0(\ddot{x}_0 + \ddot{x}), \quad (8)$$

або після підстановки x_0 з формули (7), отримуємо

$$F(t) = m_0(r\omega^2 \sin \omega t - \ddot{x}). \quad (9)$$

Підставивши в диференціальне рівняння руху осцилятора (2) значення $F(t)$ з виразу (9), отримаємо диференціальне рівняння, що описує рух ВМ з інерційним самобалансним приводом

$$(m + m_0)\ddot{x} + \mu c\dot{x} + cx = m_0 r \omega^2 \sin \omega t. \quad (10)$$

Частинний розв'язок (10), що відповідає сталим коливанням системи, має вигляд

$$x = A \sin(\omega t - \varphi), \quad (11)$$

де амплітуда вимушених коливань системи

$$A = \frac{m_0 r \omega^2}{\sqrt{\mu^2 c^2 \omega^2 + (c - m \omega^2 - m_0 \omega^2)^2}}, \quad (12)$$

а кут зсуву фаз між переміщенням x і зміщенням дебалансів приводу x_0

$$\varphi = \arctg \frac{\mu c \omega}{c - m \omega^2 - m_0 \omega^2}. \quad (13)$$

Для оцінки збудуючої сили приводу підставимо (11) у вираз (9) і отримуємо

$$F(t) = P \sin(\omega t - \varphi), \quad (14)$$

де амплітуда збудуючої сили приводу

$$P = m_0 r \omega^2 \sqrt{\frac{\mu^2 c^2 \omega^2 + (c - m \omega^2)^2}{\mu^2 c^2 \omega^2 + (c - m \omega^2 - m_0 \omega^2)^2}} \quad (15)$$

і кут зсуву фаз між зсувом дебалансів приводу x_0 і збурюючою силою $F(t)$

$$\psi = \arctg \frac{m_0 \mu c \omega^3}{\mu^2 c^2 \omega^2 + (c - m \omega^2)(c - m \omega^2 - m_0 \omega^2)} \quad (16)$$

Для визначення енергії, що виконується збурюючою силою та розсіюється за один цикл коливань в розглянутій системі з інерційним приводом, розрахуємо петлю гістерезису. Підставляючи в вираз для сили в пружному зв'язку S значення x з формули (7), отримаємо

$$S = cx + \mu c \dot{x} = cA \sin(\omega t - \varphi) + \mu c A \omega \cos(\omega t - \varphi) \quad (17)$$

Виключаючи час t з формул (9) і (14), маємо

$$\bar{S} = cx \pm \mu c A \omega \sqrt{1 - \frac{x^2}{A^2}} \quad (18)$$

Рівняння (18) описує еліптичну петлю гістерезису. Напіввісі еліпсу, виміряні в напрямі координатних осей, складають A і $\mu c A \omega$. Площа петлі гістерезису становить

$$W = \int_{-r}^r \bar{S} dx - \int_{-r}^r \bar{S} dx = c \left[\int_{-r}^r \left(x + \mu A \omega \sqrt{1 - \frac{x^2}{A^2}} \right) dx - \int_{-r}^r \left(x - \mu A \omega \sqrt{1 - \frac{x^2}{A^2}} \right) dx \right] \quad (19)$$

і після підстановки (12) у формулу (19) маємо

$$W = \frac{\pi \mu c m_0^2 r^2 \omega^5}{\mu^2 c^2 \omega^2 + (c - m \omega^2 - m_0 \omega^2)^2} \quad (20)$$

Відповідно потужність, що витрачається на подолання опорів у пружних зв'язках

$$N = \frac{W}{T} = \frac{\mu c m_0^2 r^2 \omega^6}{2[\mu^2 c^2 \omega^2 + (c - m \omega^2 - m_0 \omega^2)^2]} \quad (21)$$

Для більш наочної кількісної оцінки впливу інерційного типу приводу віброустановки на характеристики системи розглянемо чисельний приклад. Вихідні динамічні параметри приводу вібролюка 1АШЛ: осцилятор з приведеною масою $m=5152$ кг; приведена жорсткість основних пружних зв'язків $C=3508 \cdot 10^3$ Н/м; в'язкість основних пружних зв'язків $\mu=0,68 \cdot 10^{-3}$ с при номінальній частоті $\omega=93,724$ с⁻¹; ексцентриситет дебалансів $r=0,087$ м; маса дебалансів $m_0=135,9$ кг; маса ВО $m_r=1500$ кг; маса всього матеріалу, що знаходиться на ВО $m_m=10060$ кг; коефіцієнт приєднаної маси матеріалу для руди $\lambda=0,363$; приєднана маса матеріалу $m_{np}=3652$ кг.

Отримуємо власну резонансну частоту системи $p_{011} = \sqrt{C/(m_{11} + m_0)} = 25,756$ рад/с та осциляторну резонансну частоту системи $p_{011} = \sqrt{C/m_{11}} = 26,094$ рад/с. На рис. 3-7 зображено отримані в результаті математичного моделювання за формулами (12,13,15,20,21) характеристики одномасної вібраційної машини з інерційним приводом.

Розглянемо амплітудо-частотні, енергетичні, силові та потужнісні характеристики одномасної вібраційної системи з інерційним приводом. Отримуємо наступні параметри: при номінальній кутовій частоті обертання дебалансів амплітуда коливань $A_{11}(\omega_n)=0,003$ м, енергія, що розсіюється в пружних зв'язках $W_{11v5}(\omega_n)=4,11$ Дж, значення потужності, що витрачається ВМ на подолання опорів у пружних зв'язках $N_{11v5}(\omega_n)=61,3$ Вт

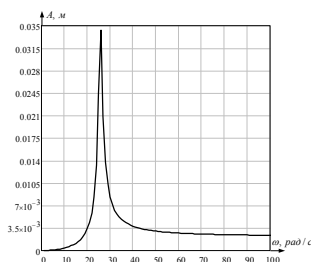


Рис. 3. Амплітудо-частотна характеристика

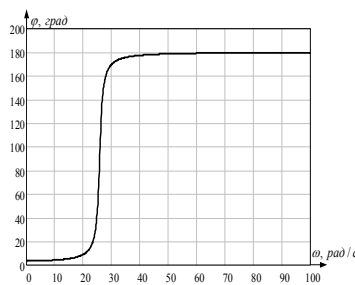


Рис. 5. Частотно-силова характеристика

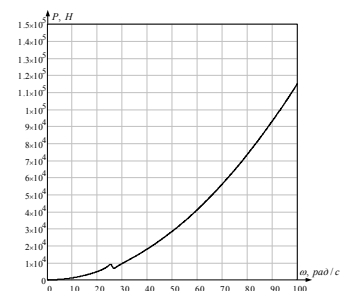


Рис. 4. Фазочастотна характеристика

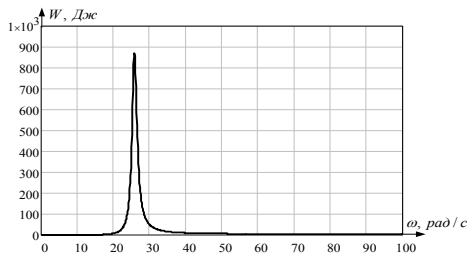


Рис. 6. Енергетична характеристика системи

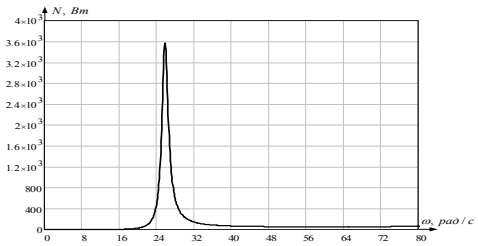


Рис. 7. Потужнісна характеристика

Розглянемо амплітудо-частотні, енергетичні, силові та потужнісні характеристики одномасної вібраційної системи з інерційним приводом. Отримуємо наступні параметри: при номінальній кутовій частоті обертання дебалансів амплітуда коливань $A_{11}(\omega_n)=0,003$ м, енергія, що розсіюється в пружних зв'язках $W_{11v5}(\omega_n)=4,11$ Дж, значення потужності, що витрачається ВМ на подолання опорів у пружних зв'язках $N_{11v5}(\omega_n)=61,3$ Вт. При резонансній частоті обертання дебалансів амплітуда коливань $A_{11}(p_{011})=0,035$ м, енергія $W_{11v5}(p_{011})=866,2$ Дж, а потужність $N_{11}(p_{011})=3551$ Вт.

Кратність максимальної амплітуди коливань до номінальної $A_{11}(p_{011})/A_{11}(\omega_n)=14,5$. Кратність максимальної енергії до номінальної $W_{11v5}(p_{011})/W_{11v5}(\omega_n)=210$.

Кратність потужності при власній резонансній кутовій частоті дебалансів до потужності при номінальній частоті $N_{11}(p_{011})/N_{11v5}(\omega_n)=58$. Отже, максимальна амплітуда коливань при резонансній частоті обертання дебалансів у 14,5 разів більше, ніж амплітуда коливань при номінальній швидкості обертання дебалансів, а енергія у 210 разів, при цьому потужність, що витрачається ВМ на подолання опорів у пружних зв'язках у 58 разів більше, ніж потужність, що витрачається при номінальній швидкості обертання дебалансів.

При $\omega=p$ збурююча сила привода P досягає критичного значення $P_{кр}$, спадаючи до мінімуму при осциляторній частоті $\omega = p_1 = \sqrt{C/m}$. При подальшому збільшенні частоти значення P підвищується майже пропорційно ω .

Висновки і шляхи подальших досліджень. Аналіз характеристик при зазначених вихідних динамічних параметрах показує, що інерційний привод не створює стабільні коливання в резонансній області (рис. 3), а створює їх тільки в до- та зарезонансному режимі роботи. Як видно з графіку, амплітуда коливань при даних параметрах системи є функцією частоти збурюючої сили, причому при резонансі амплітуда досягає максимального значення, а кут зсуву фаз (рис. 4) стає рівним $\pi/2$. Система з інерційним приводом має порівняно невеликі коливання збурюючих зусиль в області практично реалізованих робочих частот (рис. 5). Інерційний привод при резонансі витрачає енергії у багато разів більше, ніж при робочих кутових частотах коливань (рис. 6). В до і за резонансному режимі інерційний привод вимагає вельми малої витрати енергії на подолання внутрішніх опорів. Розглянувши графіки на рис. 6, 7 відзначимо, що вид енергетичних характеристик системи з інерційним приводом за формою кривих аналогічний відповідним амплітудо-частотним характеристикам.

Отже, аналізуючи отримані графіки, можна зробити висновок, що при оцінці і проектуванні систем з інерційним типом приводу необхідно враховувати вагомі пікові значення амплітуди, енергії і потужності, що йде на подолання опорів у пружних зв'язках.

Характеристики та залежності, отримані в результаті розрахунку динаміки одномасної вібраційної транспортуючої машини, можуть використовуватись при оцінці можливості регулювання параметрів амплітуди і частоти коливань робочого органу для підтримки високої ефективності роботи вібраційної установки та при оцінці взаємодії системи «електропривод-вібраційна машина», що і є шляхами подальших досліджень.

Список літератури

1. Ступник Н.И., Письменный С.В. Перспективные технологические варианты дальнейшей отработки железорудных месторождений системами с массовым обрушением руды/ Н.И. Ступник, С.В. Письменный//Вісник Криворізького національного університету. – Кривий Ріг. – Вип. 30, 2012. – С. 3-7.
2. Чернокур В.Р., Шкробко Г.С., Шелегеда В.И. Добыча руд с поэтажным обрушением/ В.Р. Чернокур, Г.С. Шкробко, В.И. Шелегеда. – М.: Недра, 1992. – 271 с.

3. Учитель А.Д., Гущин В.В. Вибрационный выпуск горной массы/ А.Д. Учитель, В.В. Гущин. – М.: Недра, 1981. – 232 с.
4. Каварма И.И., Кальницкий А.М., Бровко А.В. Опыт применения вибрационного выпуска руды на подземных рудниках Криворожского бассейна/ И.И. Каварма, А.М. Кальницкий, А.В. Бровко. – М.: Экспресс-информация/ин-т «Черметинформация», 1981. – 18 с.
5. Гончаревич И.Ф. Вибротехника в горном производстве/ И.Ф. Гончаревич, – М.: Недра, 1992.–317 с.
6. Потураев В.Н. Элементы конструкций вибрационных транспортно-технологических машин, – К.: Н думка, 1984. – 287 с.
7. Батраков Д.В. Применение вибрационных питателей для выпуска руды в условиях железорудных шахт криворожского бассейна//Вісник Криворізького національного університету. – Кривий Ріг. – Вип. 34, 2013. – С. 104-108.
8. Спиваковский А. О. Транспорт в горном деле.-М.:Наука,1985 .-127 с.
9. Спиваковский А. О., Гончаревич И. Ф. Вибрационные и волновые транспортирующие машины/ А.О. Спиваковский , И. Ф. Гончаревич.- М.:Наука,1983 .-287 с.
10. Спиваковский А. О., Гончаревич И. Ф. Вибрационные конвейеры, питатели и вспомогательные устройства/ А. О. Спиваковский , И. Ф. Гончаревич.- М.:Машиностроение,1972 .-327 с.
11. Гончаревич И. Ф. Вибрационные грохоты и конвейеры.-М.:Госгортехиздат,1960 .-215 с.
12. Гончаревич И. Ф. Вибрация - нестандартный путь: вибрация в природе и технике.-М.:Наука,1986 .-207 с.
13. Гончаревич И. Ф. Вибротехника в горном производстве.-М.:Недра,1992.-319 с.
14. Гончаревич И. Ф. Динамика вибрационного транспортирования.-М.:Наука,1972.-244 с.
15. Гончаревич И. Ф., Вихнович О. Л. Вибрационные установки для выпуска руды (конструкции, методы расчета, рекомендации по эксплуатации и наладке).-М.:Недра,1967 .-97 с.
16. Гончаревич И. Ф., Фролов К. В. Теория вибрационной техники и технологии/ И. Ф. Гончаревич , К.В. Фролов - М.:Наука,1981 .-319 с.
17. Гончаревич И.Ф.,Сергеев П.А. Вибрационные машины в строительстве/И.Ф. Гончаревич, П.А. Сергеев -М.:Машгиз,1963 .-310 с.
18. Блехман И. И. Что может вибрация?.-М.:Наука,1988 .-207 с.
19. Блехман И. И., Джанелидзе Г. Ю. Вибрационное перемещение/ И. И. Блехман, Г. Ю. Джанелидзе-М.:Наука,1964.-410 с.
20. Потураев В. Н., Белобров В. И., Михайлеченко Е. И. Анализ динамики механических систем на аналоговых ЭВМ/В. Н. Потураев, В. И. Белобров, Е. И. Михайлеченко.-К.:Вища школа,1989 .-150 с.
21. Потураев В. Н., Франчук В. П., Червоненко А. Г. Вибрационные транспортирующие машины: основы теории и расчета/В. Н. Потураев, В. П. Франчук, А. Г. Червоненко.-М.:Машиностроение,1964 .-272 с.
22. Потураев В. Н., Хпажинский Ю. Н., Дырда В. И., др. Элементы конструкций вибрационных транспортно-технологических машин/В. Н. Потураев, Ю. Н. Хпажинский, В. И. Дырда.- К.:Наукова думка,1984 .-124 с.
23. Потураев В. Н., Дырда В. И., Надутый В. П. Резина в горном деле/ В. Н. Потураев, В. И. Дырда, В.П. Надутый. - М.:Недра,1974 .-152 с.
24. Потураев В. Н. Резиновые и резино-металлические детали машин.-М.:Машиностроение,1966 .-299 с.

Рукопис подано до редакції 17.12.13

УДК 681.5.015: 622.7–52

В.Б. ХОЦКІНА, канд. техн.наук, доц., Криворізький національний університет

ВИКОРИСТАННЯ МОЖЛИВОСТЕЙ ПАКЕТУ MATLAB ДЛЯ ПОБУДОВИ ІМІТАЦІЙНИХ МОДЕЛЕЙ

Статтю присвячено розкриттю можливостей використання пакету Matlab Simulinc та узагальнених сигнальних графів для побудови імітаційних моделей на прикладі економічних процесів.

Вступ. Одним з основних завдань використання можливостей інформаційних систем є відтворення пройдішних/майбутніх подій з найбільш високою вірогідністю їх настання та передбачення наслідків. Як зараз очевидно світову економіку, економіку окремих країн, зокрема нашої країни, час від часу приголомшують кризи росту та падіння. Нажаль не існує загального науково-обґрунтованого інструментарію своєчасної оцінки цих явищ, їх запобігання. Це цілком закономірно, бо навіть математиці не під силу формалізувати багатофакторну систему економічних відносин на їх нескінченній множині. А отже, виникає потреба в створенні можливості відтворення того чи іншого явища з метою передбачення, а значить і запобігання найбільш катастрофічних наслідків.

Постановка завдання. Останнім часом з'явився ряд наукових робіт, зокрема роботи Парінова С.І., Ємельянова А.А., Кобелев Н.Б., Кустова А.І. [11-14] в яких обґрунтовуються