

Д.О. Кононов, В.О. Єрмократьєв, Є.С. Мірошник

## ДОСЛІДЖЕННЯ ПЕРЕХОДНИХ ПРОЦЕСІВ ВІБРАЦІЙНОЇ МАШИНИ З ІНЕРЦІЙНИМ ВІБРОЗБУДНИКОМ ТА АСИНХРОННИМ ЕЛЕКТРОДВИГУНОМ

*Анотація.* Для забезпечення стабільної роботи вібраційної машини (сталість амплітуди коливання при зміні будь-яких параметрів системи) з інерційним приводом використовується зарезонансне налаштування. У зв'язку з цим мають місце складнощі, що виникають під час пуску і вибігу віброВТМ, таких як збільшення амплітуди коливань, можливість зависання електродвигуна на знижених оборотах, що призводить до перегріву.

*Розроблено математичну модель ВТМ, складені диференціальні рівняння руху ВТМ з урахуванням характеристик асинхронного електродвигуна.*

*Для вирішення системи диференціальних розроблена програма в додатку Simulink.*

*Отримані залежності підтверджують збільшення амплітуди коливання лотка ВТМ при пуску та зупинці ВТМ, що необхідно враховувати для розрахунку параметрів роботи систем з вібраційними машинами.*

*Проведено порівняння експериментальних даних з розрахунковими, має місце гарний збіг результатів.*

*Ключові слова:* вібраційна машина, дебалансні вібровозбудителі, перехідні процеси, резонансна зона.

**Постановка проблеми.** Точне дотримання технологічних вимог при виробництві сталі є одним з основних чинників, які визначають якість продукції, що випускається [4].

У гірничодобувній промисловості, на металургійних підприємствах і транспортних вузлах широко застосовуються всілякі вібраційні машини, і зокрема вібротранспортуючих машини (ВТМ): вібротранспортери, вібраційні конвеєри та живильники, вібраційні грохоти та живильники-грохоти і т. п [1-3].

Основним видом приводу таких машин є інерційний привід, який складається з дебалансних вібровозбудників. Такий привід конструктивно простий та отримав широке застосування в вібромашинах різних типів.

Для забезпечення стабільної роботи (сталість амплітуди коливання при зміні будь-яких параметрів системи) такої вібромашини з інерційним приводом використовується зарезонансне налаштування. У зв'язку з цим мають міс-

це складнощі, що виникають під час пуску і вибігу віброВТМ: збільшення амплітуди коливань, навантаження на фундамент, споживаної потужності, що призводить до того, що електродвигун не досягає номінальних оборотів і виходить з ладу під час пуску.

Об'єктом дослідження є вібротранспортуючі машини (ВТМ) з інерційним віброзбудником.

Мета роботи: дослідження динаміки перехідних процесів в ВТМ, які супроводжують пуск ВТМ зі стану спокою та вибіг.

Ідея роботи полягає в комп'ютерному моделюванні динаміки ВТМ, заснованому на чисельному інтегруванні системи нелінійних диференціальних рівнянь, що описують рух машини. А також порівняння їх з експериментальними даними.

**Постановка проблеми.** У загальному випадку точки вібраційного ВТМ або грохоту, які виконані за подібними динамічними схемами, здійснюють складний плоскопаралельний рух. Траєкторією руху точок при сталому русі є еліпс, який за певних співвідношеннях параметрів перетворюється в пряму або коло. Наявність навантаження і її характеристика, а також зміщення точки прикладання рівнодіючої сил робить істотний вплив на параметри роботи ВТМ.

Вивчення руху вібраційної машини зводиться до вирішення складної автономної нелінійної задачі. Структурна схема системи «ВТМ-матеріал» показана на рис. 1. Як видно зі схеми, при складанні математичної моделі необхідно описати взаємодію між різними складовими.

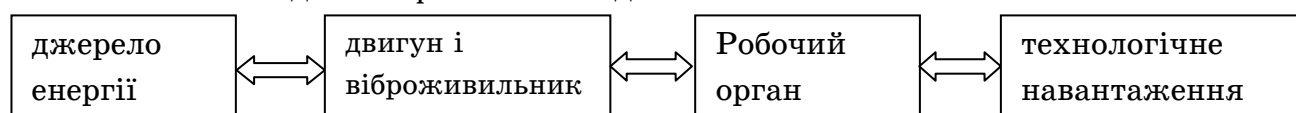


Рисунок 1 - Структурна схема системи «двигун-ВТМ- технологічне навантаження»

Для спрощення розрахунку припустимо, що лінія дії сили, що обурює збігається з центральною головною віссю інерції ВТМ; в цьому випадку лоток (короб) буде здійснювати прямолінійні коливання.

Прийемо також такі припущення:

- так як матеріал являє собою досить велику відсортовану фракцію, то дисипативні сили опору переміщенню матеріалу можна не враховувати;
- удар матеріалу про робочий орган носить непружних характер;

- вплив тертя між робочим органом і матеріалом на рух ВТМ або грохоту не враховується.

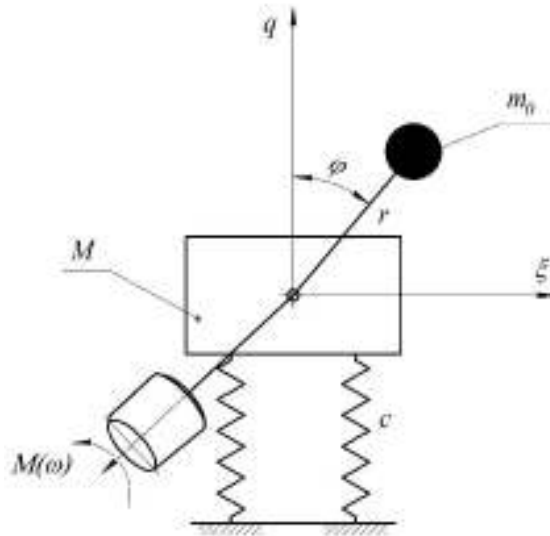


Рисунок 2 - Принципова схема вібраційної машини

Принципова схема вібраційної машини наведена на рис. 2. Рівняння руху запишемо у формі рівняння Лагранжа II-го роду [6]:

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi} - \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi} = Q_{\varphi}; \\ \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial T}{\partial q} - \frac{\partial \Pi}{\partial q} = Q_q, \end{cases} \quad (1)$$

де  $T$  - кінетична енергія системи;  $\Pi$  - потенційна енергія системи;  $Q_{\varphi}$ ,  $Q_q$  - узагальнені сили.

Опір переміщенню ВТМ будемо вважати пропорційним швидкості, пружну систему - лінійної. Силу дії матеріалу в бункерах на ВТМ приймаємо як пружно-в'язку.

Кінетична і потенційна енергія системи визначається за формулами:

$$\begin{cases} T = T_1 + T_2 = \frac{1}{2} (M + m_0) \dot{q}^2 + \frac{1}{2} m_0 r^2 \dot{\varphi}^2 + m_0 r \dot{q} \sin \varphi + \frac{1}{2} I \dot{\varphi}^2 \\ \Pi = \frac{1}{2} c q^2 + mgr \cos(\varphi) \end{cases} \quad (2)$$

Після відповідних перетворень отримуємо наступну систему диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} (M + m_0) \ddot{q} + \mu \dot{q} + cq = -m_0 r \dot{\varphi}^2 \cos(\varphi) - m_0 r \ddot{\varphi} \sin(\varphi); \\ (I + m_0 r^2) \ddot{\varphi} + H(\varphi, \dot{\varphi}) = M(\dot{\varphi}) - m_0 \dot{q} \sin(\varphi), \end{cases} \quad (3)$$

де  $q, \dot{q}, \ddot{q}$  – координата, швидкість і прискорення ВТМ;  $\varphi, \dot{\varphi}, \ddot{\varphi}$  – кут повороту, кутова швидкість і прискорення валу дебаланса;  $M$  – загальна маса тих, хто вагається частин;  $I$  – момент інерції обертових частин приводу, приведений до валу двигуна;  $m_0$  – сумарна маса дебалансів;  $s$  – приведена до осі  $q$  жорсткість пружної системи;  $r$  – радіус обертання центрів тяжіння дебалансов;  $M(\dot{\varphi})$  – момент на валу електродвигуна;  $H(\varphi, \dot{\varphi})$  – момент опору обертанню вібратора.

У першому наближенні, для визначення значення обертового моменту електродвигуна на робочому ділянці механічної характеристики скористаємося формулою Клосса, в яку входять паспортні дані електродвигуна. Так як потужність електродвигуна, використовуваного в приводі вібраційного ВТМ, менш 10 кВт, то використовуємо формулу Клосса в уточненій формі [4]:

$$M(\dot{\varphi}) = \frac{M_{кр} \cdot (2 + q)}{1 - \frac{\omega}{\omega_{син}} + \frac{s_{кр}}{s_{кр}} + \frac{\omega}{\omega_{син}}} + q \quad (4)$$

де  $\omega_{син}$  – синхронна кутова швидкість обертання електродвигуна;  $\omega = \dot{\varphi}$  – кутова швидкість обертання електродвигуна;  $s_{кр}$  – критичне ковзання;  $M_{кр}$  – критичний момент електродвигуна,

$$M_{кр} = \lambda \cdot M_H; \quad s_{кр} = \frac{\sqrt{s_H} + \sqrt{\frac{\lambda - 1}{\mu_1 - 1}}}{\frac{1}{\sqrt{s_H}} + \sqrt{\frac{\lambda - 1}{\mu_1 - 1}}}; \quad q = \frac{\left( \frac{1}{\sqrt{s_{кр}}} - \sqrt{s_{кр}} \right)^2}{\mu_1 - 1} - 2 \quad (5)$$

де  $M_H$  – номінальний момент електродвигуна;  $\lambda$  – кратність максимального момент електродвигуна;  $s_H$  – номінальне ковзання;  $\mu_n$  – кратність пускового момент електродвигуна;  $\mu_1 = \frac{\lambda}{\mu_n}$ .

Зупинка ВТМ відбувається за рахунок внутрішніх втрат, тобто для етапу зупинки  $M(\dot{\varphi}) = 0$ .

З урахуванням моменту сил опору обертанню валу дебалансів  $H(\varphi, \dot{\varphi})$ . диференціальне рівняння руху приймає вид [5]:

$$\begin{cases} (M + m_0)\ddot{q} + \mu\dot{q} + cq = m_0 r \dot{\phi}^2 \cos \phi - m_0 r \ddot{\phi} \sin(\phi); \\ (I + m_0 r^2)\ddot{\phi} + b\dot{\phi} + m_0 r q \sin(\phi) = M(\dot{\phi}) - m_0 f_{np} \frac{d}{2} r \dot{\phi}^2, \end{cases} \quad (6)$$

де  $d$  – діаметр підшипника;  $f_{np}$  – приведений коефіцієнт тертя в підшипнику.

Аналітичне рішення системи (6), внаслідок значної нелінійності, не представляється можливим, тому рішення необхідно проводити чисельними методами. В якості основного методу використовується метод Рунге-Кутта 4-го порядку з фіксованим кроком. Застосування методів зі змінним кроком при даній нелінійності веде до збільшення часу розрахунку на ЕОМ (занадто малий крок інтегрування) і може привести до "зациклення" або "зависання" через нестачу оперативної пам'яті комп'ютера.

Для вирішення системи диференціальних розроблена програма в додатку Simulink програмного продукту MatLab.

Загальний вигляд функціональної блок-схеми наведено на рис. 3.

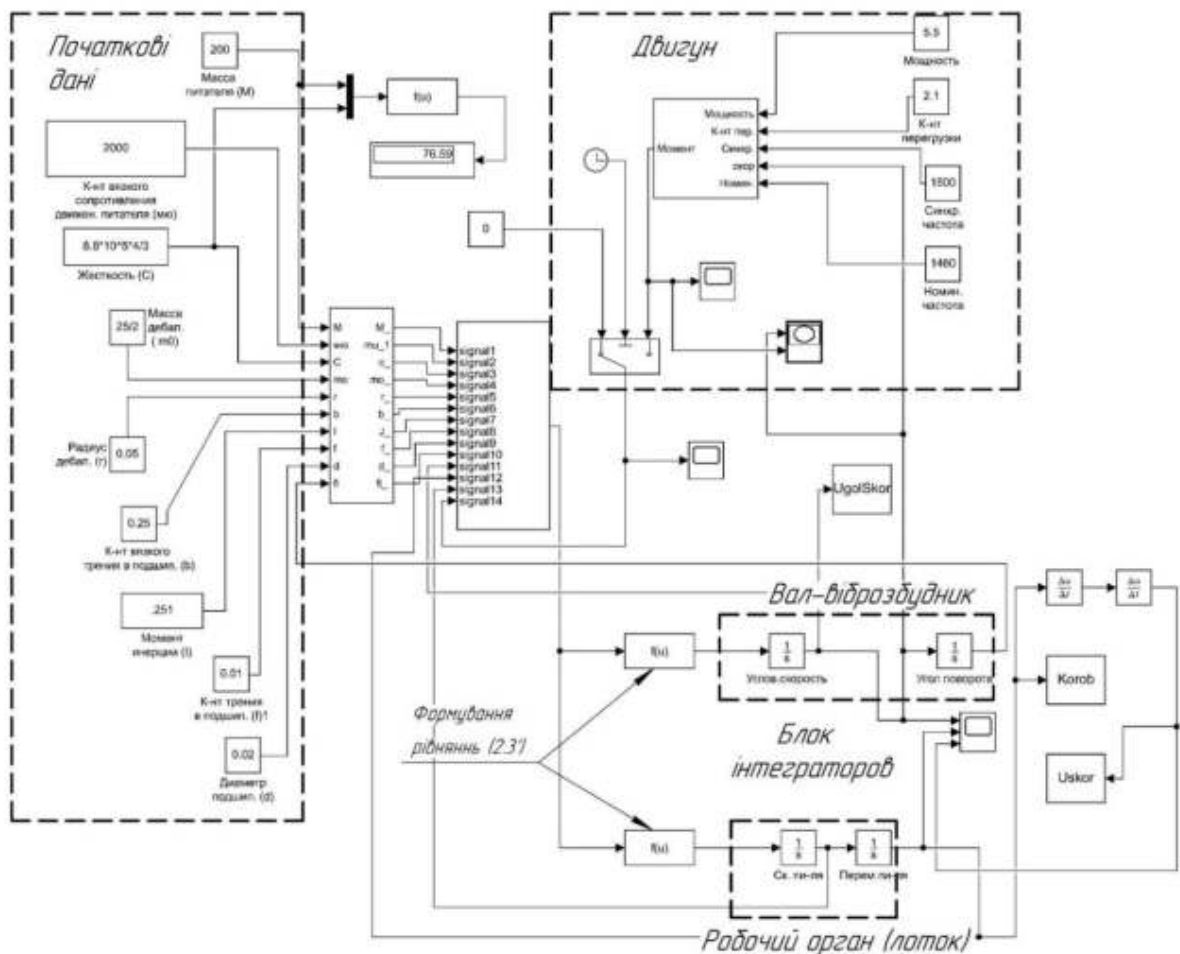


Рисунок 3 - Функціональна блок-схема математичної моделі руху вібраційної машини, реалізованої в Simulink

**Результати моделювання.** На рис. 4. показані результати розрахунку, одержувані при чисельному рішенні системи диференціальних рівнянь (2.3') на ЕОМ, при наступних вихідних даних:  $M = 600$  кг;  $m_0 = 25$  кг;  $I = 1,1$  кг·м<sup>2</sup>;  $\mu = 2000$  Н·с / м;  $c = 7 \cdot 10^5$  Н·м;  $r = 0,05$  м;  $d = 0,06$  м;  $b = 0,1$  Н·м·с;  $f = 0,01$ ;  $P = 5,5$  кВт;  $n_H = 1470$  хв<sup>-1</sup>;  $n_c = 1500$  хв<sup>-1</sup>.

На рисунках показаний три типових графіка роботи вібраційної машини, отримані при вирішенні. Зупинка двигуна ( $M(\phi) = 0$ ) відбувається в момент часу  $t = 4$  с.

Перший графік (рис. 5) відповідає номінальному режиму роботи вібраційної установки ( $\omega_{ДВ} = \omega_{ном} = 156$  с<sup>-1</sup>).

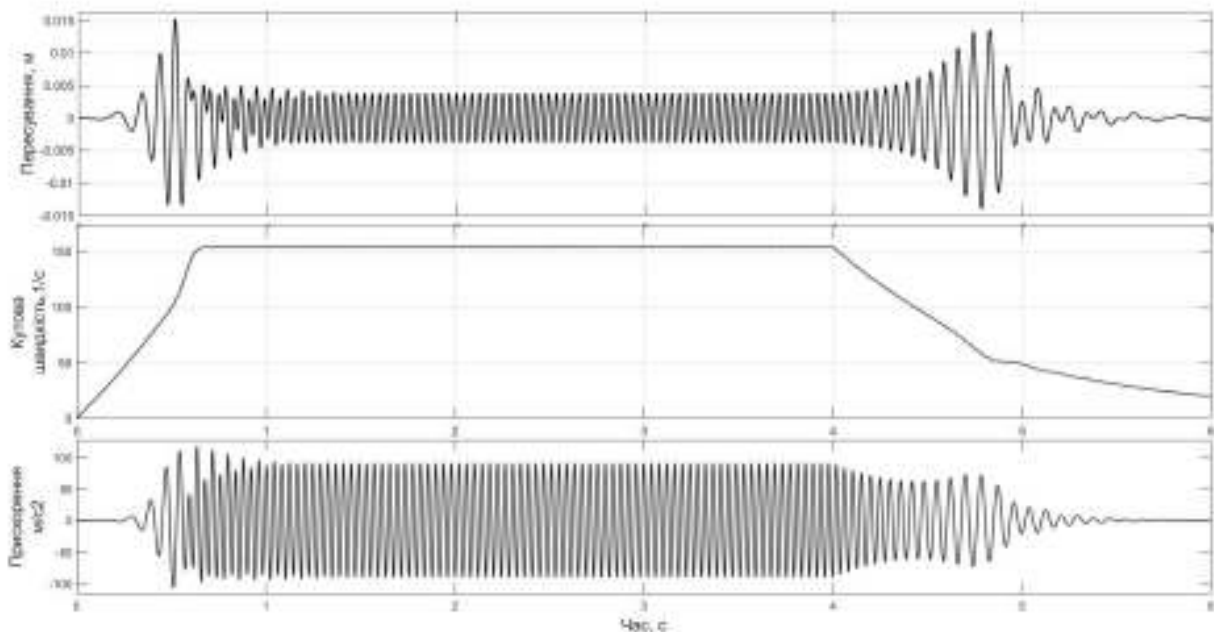


Рисунок 4 - Номінальний режим роботи вібраційної машини

На другому графіку (рис. 5) відбувається в зависанні машини під час запуску, частота обертання двигуна не досягає нормальних значень ( $\omega_{ДВ} \neq \omega_{ном} = 75$  с<sup>-1</sup>). Амплітуда коливань перевищує в 3-4 рази номінальні значення при номінальному режимі.

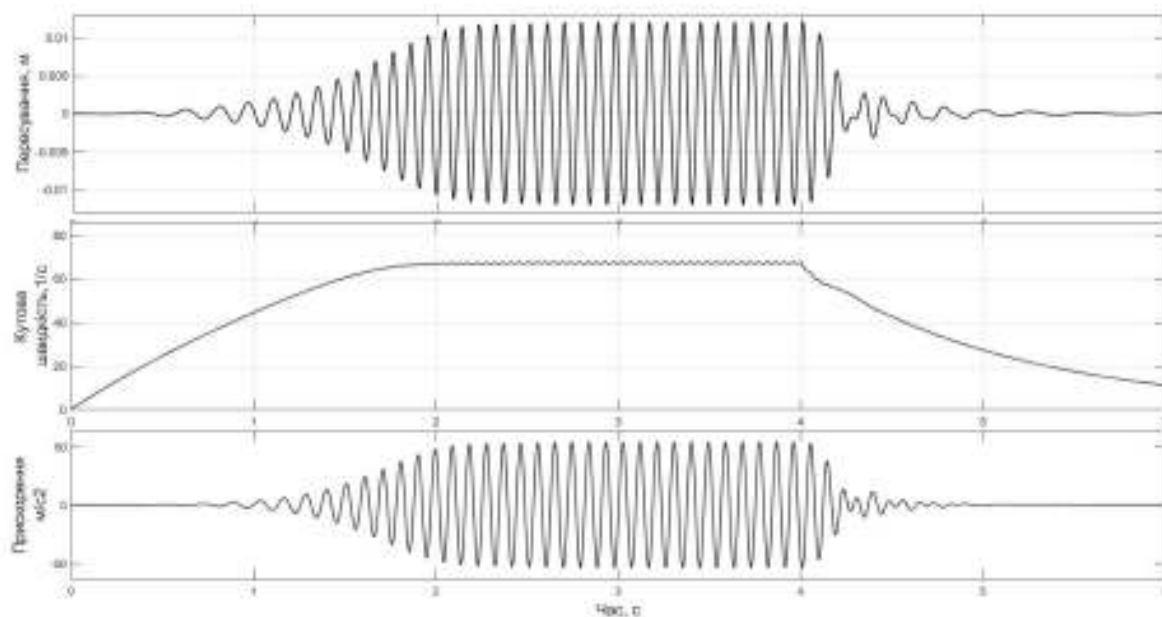


Рисунок 5 - Режим роботи вібраційної машини при зависанні на знижених оборотах електродвигуна

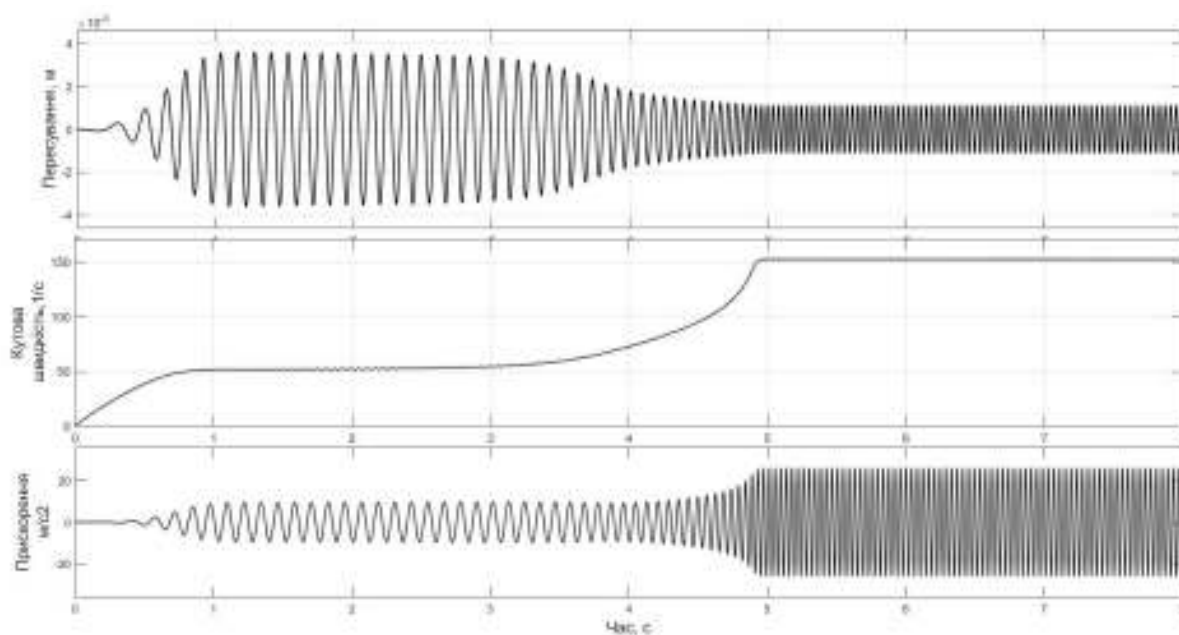


Рисунок 6 - Режим роботи вібраційної машини при зависанні з подальшим виході на номінальні обороти

На третьому графіку (рис. 6) показаний випадок, коли відбувається зависання машини при пуску, але, по закінченні певного часу, потужності приводу вистачає, щоб вийти на номінальні режими.

Наведені залежності отримані при частоті вільних коливань більше, ніж частота вимушених коливань (частота обертання роботи валу електродвигуна  $\omega_{\text{дв}} = 157 \text{ с}^{-1}$ , Частота вільних коливань системи  $\lambda = 76 \text{ с}^{-1}$ ).

Як бачимо з отриманих графіків при проходженні резонансу спостерігається значне збільшення амплітуди коливань.

Це відповідає загальноприйнятим правилам роботи вібраційних машин при зарезонансному налаштуванні.

**Експериментальні дослідження перехідних процесів на лабораторній установці.** Лабораторна модель (рис. 7,8) складається з наступних основних структурних вузлів і елементів: коробка 1, який представляє собою зварну конструкцію, що складається з двох бортовин, з'єднаних між собою зв'язок-балками, віброзбудника 2, закріпленого на двох верхніх зв'язок-балках коробка, самоочисної колосниково-карткової просіваючої поверхні 3, жорстко закріпленої хомутоподібними скобами на 4-х нижніх зв'язок-балках коробка 1, системи пружних зв'язків - гумових віброізоляторів циліндричної форми 4, на які спирається короб моделі грохота, опорної рами 5 коробка, жорстко закріпленого до бетонного фундаменту за допомогою анкерних болтів.

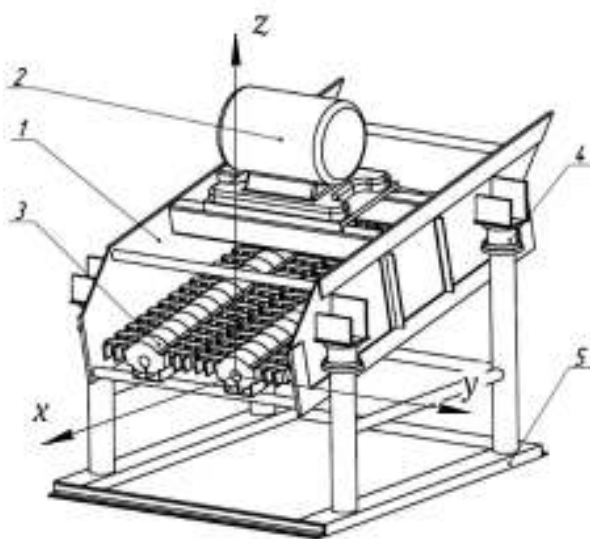


Рисунок 7 - Структурні елементи лабораторної моделі вібраційного грохота

Лабораторна модель вібраційного грохота приводиться в рух регульованим віброприводом - одновальним інерційним віброзбуджувачем, на якому встановлено дебаланси зі змінною масою. В якості двигуна віброзбуджувача



використовувався асинхронний двигун з номінальною потужністю 180 Вт і максимальною збуджуючою силою 1750 Н.



Рисунок 8 - Загальний вид лабораторної вібраційної машини (грехота) та установка датчиків-акселерометрів

**Результати експериментальних досліджень.** На графіках (рис. 9-11) показані типові графіки зміни прискорень точок короба вібраційного грехота (поздовжня балка) при повному циклі роботи: від запуску до повної зупинки. Графіки побудовані в після математичної обробки значень, лічених з датчика MPU 6050.

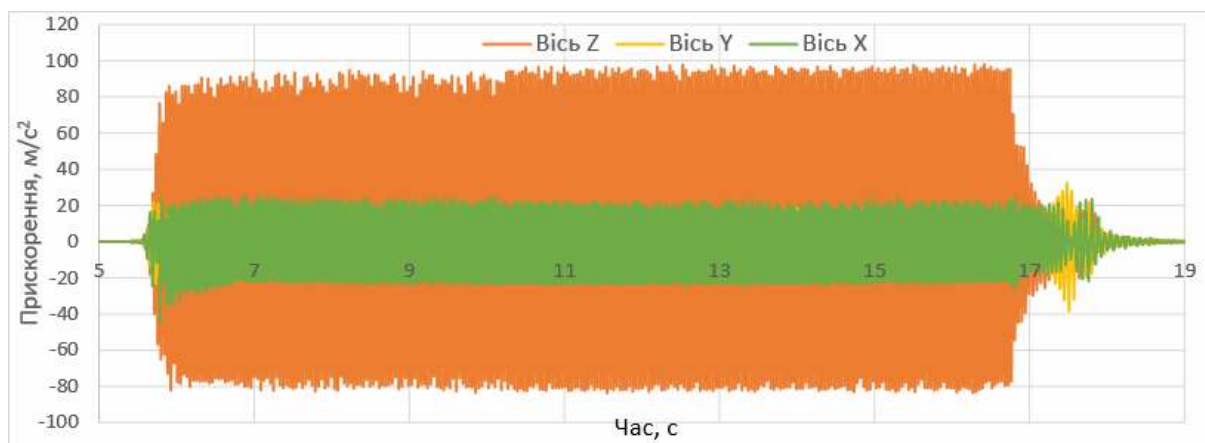


Рисунок 9 - Прискорення поперечної балки грехота

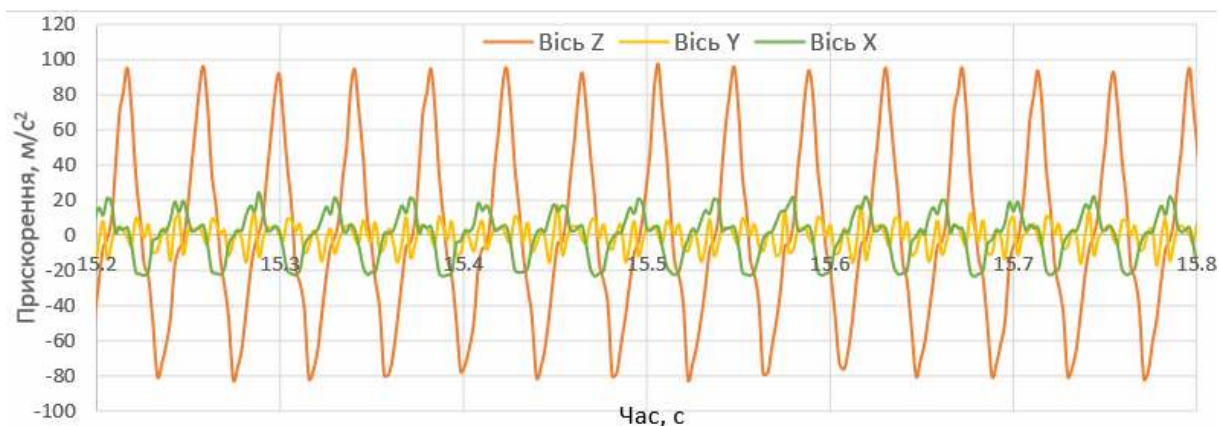


Рисунок 10 - Зміна прискорень (збільшено)

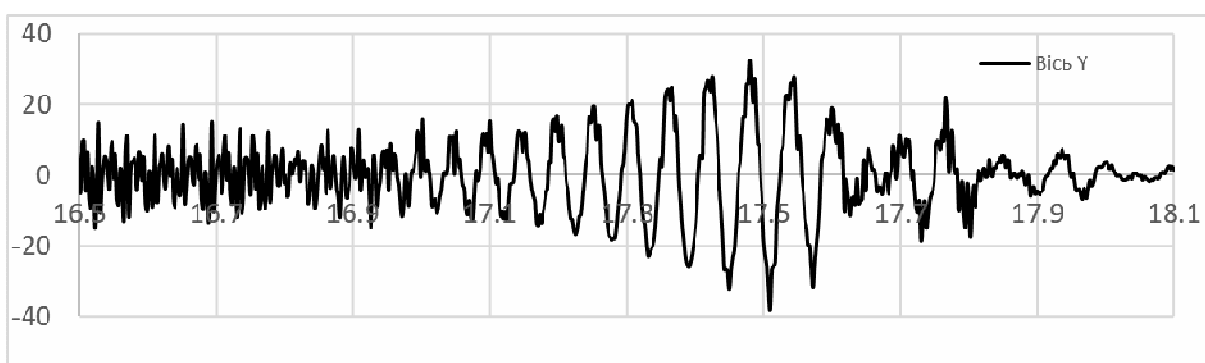


Рисунок 11 - Прискорення при вибігу (напрямок вісь Y), збільшено

На цьому графіку чітко видно зона вибігу (зупинки) грохота. Має місце збільшення амплітуди коливання прискорення короба грохота при проходженні резонансної частоти. Це явище характерне для роботи вібраційної машини з зарезонансним налаштуванням.

**Порівняння результатів експериментальних даних з розрахунковими.** На рисунку 12 наведені експериментальні дані зміни прискорення короба і результату отримані розрахунковим шляхом.

Як видно з графіків спостерігається певна збіжність результату.

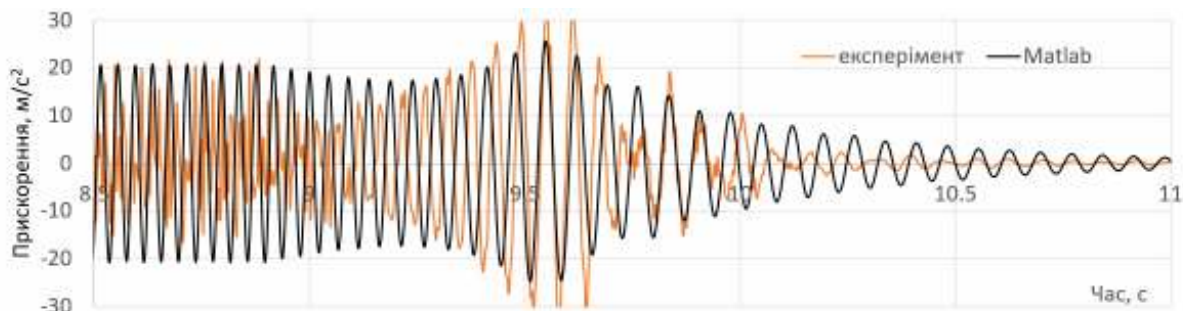


Рисунок 12 - Порівняння експериментальних і розрахункових даних коливань

**Висновки.** Для забезпечення стабільної роботи ВТМ (сталість амплітуди коливання при зміні будь-яких параметрів системи) з інерційним приводом використовується зарезонансне налаштування.

Для досягнення цієї мети були сформульовані та вирішені наступні завдання:

- розроблено математичну модель ВТМ, складені диференціальні рівняння руху ВТМ з урахуванням характеристик асинхронного електродвигуна;
- для вирішення системи диференціальних розроблена програма в додатку Simulink програмного продукту MatLab. Модель дозволяє розраховувати різні параметри роботи в залежності від параметрів вібромашини (маса машин, маса і радіус обертання дебалансів, характеристики двигуна і т.д.).

Отримані залежності підтверджують збільшення амплітуди коливання лотка ВТМ при пуску та зупинці ВТМ, що необхідно враховувати для розрахунку параметрів роботи систем з вібраційними машинами.

Проведено порівняння експериментальних даних з розрахунковими, має місце гарний збіг результатів.

#### **ЛІТЕРАТУРИ / ЛИТЕРАТУРА**

1. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти томах. Т.4. Вибрационные процессы и машины. /Под ред. Э.Э. Лавендела, М., Машиностроение, 1970.–460 с.
2. Спиваковский А.О., Гончаревич И.Ф. Вибрационные конвейеры, питатели и вспомогательные устройства.– М., Машиностроение, 1972.–327 с.
3. Блехман И.И. Теория вибрационных процессов и устройств. Вибрационная механика и вибрационная техника / Блехман И.И. – СПб.: ИД „Руда и Металлы“, 2013. – 640с.
4. Кононов, Д.А. Повышение точности дозирования сыпучих материалов путем усовершенствования вибрационных питателей [Текст] : дис... канд. техн. наук: 05.05.08 /Кононов Дмитрий Александрович; Национальная металлургическая академия Украины. - Д., 2004. - 200 л.
5. Усачёв В.П., Кононов Д.А. Имитационное моделирование пуска вибрационного питателя //Теория и практика металлургии.– 2002.– №5-6.–с.57-60.
6. Яблонский А.А., Никифорова В.М. Курс теоретической механики. Учебник для техн. вузов.–СПб.: Лань, 1998.–768 с.
7. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний: Учебник для вузов.–М.: Высшая школа, 1980.

#### **REFERENCES**

1. Vibrations in Engineering: A Handbook. In 6 volumes. Т.4. Vibration processes and machines. / Ed. E.E. Lavendel, M., Mechanical Engineering, 1970. – 460 p.

2. Spivakovsky A.O., Goncharevich I.F. Vibrating conveyors, feeders and auxiliary devices. - M., Mashinostroenie, 1972. – 327 p.
3. Blekhman I.I. Theory of vibration processes and devices. Vibration mechanics and vibration technology / Blekhman I.I. - SPb .: Publishing House "Ore and Metals", 2013. - 640s.
4. Kononov, D.A. Improving the accuracy of dosing bulk materials by improving vibration feeders [Text]: dis ... cand. tech. Sciences: 05.05.08 / Kononov Dmitriy Aleksandrovich; National Metallurgical Academy of Ukraine. - D., 2004. -- 200 p.
5. Usachev V.P., Kononov D.A. Simulation modeling of starting a vibrating feeder // Theory and practice of metallurgy.– 2002.– No. 5-6. – pp. 57-60.
6. Yablonsky A.A., Nikiforova V.M. Theoretical Mechanics Course. Textbook for tech. universities. -SPb .: Lan, 1998.-768 p.
7. Biderman V.L. The theory of mechanical vibrations: Textbook for universities. – M.: Higher school, 1980.

Received 15.02.2021.

Accepted 18.02.2021.

**Исследование переходных процессов вибрационных машин  
с инерционным вибровозбудителем и асинхронным электродвигателем**

*В промышленности широко применяются вибротранспортирующие машины (ВТМ). Основным типом привода таких машин является инерционный привод, состоящий из дебалансного возбудителя. Для обеспечения стабильной работы такой вибромашины используется зарезонансная настройка. В связи с этим имеют место сложности, возникающие при пуске и выбега (останове): увеличение амплитуды колебаний, нагрузки на фундамент, потребляемой мощности, что приводит к тому, что электродвигатель не достигает номинальных оборотов и выходит из строя во время пуска. Разработана математическая модель ВТМ, составлены дифференциальные уравнения движения ВТМ с учетом характеристик асинхронного электродвигателя. Для решения системы дифференциальных разработана программа в приложении Simulink. Полученные зависимости подтверждают увеличение амплитуды колебания лотка ВТМ при пустую и остановке ВТМ, что необходимо учитывать для расчета параметров работы систем. Проведено сравнение экспериментальных данных с расчетными, имеет место хорошее совпадение результатов.*

**Investigation of transitional processes of vibration machine  
with inertionic vibrator and asynchronous motor**

*Strict compliance with technological requirements in the production of steel is one of the main factors that determine the quality of products. In the mining industry, at metallurgical enterprises and transport hubs, all kinds of vibrating machines are widely used, and in particular vibrating conveyors (VTM): vibrating conveyors, vibrating conveyors and feeders, vibrating screens and screen feeders, and vibratory loaders. The main type of drive of such machines is an inertial drive, which consists of unbalanced vibrators. This drive is simple and has been widely used in vibrating machines of various types. To ensure stable operation (constancy of the oscillation amplitude when changing any system parameters) of such a vibrating machine with*

*an inertial drive, a resonant setting is used. In this regard, there are difficulties that arise during start-up and run-out of the vibrating feeder: increasing the amplitude of oscillations, load on the foundation, power consumption, which leads to the fact that the motor does not reach rated speed and fails during start-up. Purpose: to study the dynamics of transients in VTM, which accompany the start of VTM from rest and run. The idea of the work is computer simulation of VTM dynamics based on numerical integration of a system of nonlinear differential equations describing the motion of a machine. As well as comparing them with experimental data. A mathematical model of VTM has been developed, differential equations of VTM motion have been compiled taking into account the characteristics of an induction motor. To solve the system of differential developed a program in the application Simulink. The obtained dependences confirm the increase in the amplitude of oscillation of the VTM tray when empty and stop VTM, which must be taken into account to calculate the parameters of the systems with vibrating machines. The experimental data are compared with the calculated ones, there is a good coincidence of results.*

**Кононов Дмитро Олександрович** - Національна металургійна академія України, доцент кафедри машин і агрегатів металургійного виробництва, к.т.н.

**Ермократьєв Віктор Олексійович** - Національна металургійна академія України, доцент кафедри машин і агрегатів металургійного виробництва, к.т.н.

**Мірошник Євген Сергійович** - Національна металургійна академія України, студент.

**Кононов Дмитрий Александрович** - Национальная металлургическая академия Украины, доцент кафедры машин и агрегатов металлургического производства, к.т.н.

**Ермократьев Виктор Алексеевич** - Национальная металлургическая академия Украины, доцент кафедры машин и агрегатов металлургического производства, к.т.н.

**Мирошник Евгений Сергеевич** - Национальная металлургическая академия Украины, студент.

**Kononov Dmytro Oleksandrovych** - National Metallurgical Academy of Ukraine, Associate Professor of the Department of Machines and Units of Metallurgical Production, Ph.D.

**Yermokratiev Viktor Oleksiyovych** - National Metallurgical Academy of Ukraine, Associate Professor of the Department of Machines and Units of Metallurgical Production, Ph.D.

**Miroshnyk Yevhen Serhiiovych** - National Metallurgical Academy of Ukraine, student.