

ТЕХНІКА В СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОМУ ВИРОБНИЦТВІ

УДК 62-822

Р. Д. Іскович-Лотоцький, проф., д-р техн. наук, І. В. Коц, проф., канд. техн. наук, Я. В. Іванчук, доц., канд. техн. наук, Є. І. Івашко, ст. лаборант
Вінницький національний технічний університет, Вінниця, Україна
 E-mail: ivanchuck@ukr.net

Моделювання руху двомасового вібраційного живильника на базі гідроімпульсного привода

Розроблена нова оригінальна конструкція двомасового вібраційного живильника на базі гідроімпульсного привода, яка врівноважує надлишкові динамічні навантаження. Проведено теоретичне дослідження двомасового вібраційного живильника з гідроімпульсним приводом на базі розробленої математичної моделі. У процесі дослідження була розроблена розрахункова схема пристрою та отримані основні математичні залежності які характеризують режими його роботи та взаємозв'язок робочих параметрів, а також дають змогу оцінити актуальність та перспективність оригінальної розробки.
вібраційний живильник, гідроімпульсний привод, вібрації, реактивна маса

Р.Д. Искович-Лотоцкий, проф., д-р техн. наук, И.В. Коц, проф., канд. техн. наук, Я.В. Иванчук, доц., канд. техн. наук, Е.И. Ивашко, ст. лаборант
Винницкий национальный технический университет, г.Винница, Украина

Моделирование движения двухмассового вибрационного питателя на базе гидроимпульсного привода

Разработана новая оригинальная конструкция двухмассового вибрационного питателя на базе гидроимпульсного привода, которая уравнивает избыточные динамические нагрузки. Проведено теоретическое исследование двухмассового вибрационного питателя с гидроимпульсным приводом на базе разработанной математической модели. В процессе исследования была разработана расчетная схема устройства и получены основные математические зависимости, что характеризуют режимы его работы и взаимосвязь рабочих параметров, а также дают возможность оценить актуальность и перспективность оригинальной разработки.
вибрационный питатель, гидроимпульсный привод, вибрации, реактивная масса

Постановка проблеми. Основним недоліком потужних вібраційних живильників з різними видами приводів (механічним, дебалансним, гідроімпульсним), виконаних по одномасовій схемі, є високі динамічні навантаження на елементи несучих конструкцій (фундаменти, рами та інше). Вібраційні живильники з гідроімпульсним приводом [1, 2] налаштовуються на білярезонансний режим, внаслідок чого динамічне навантаження на фундамент може досягати дуже великих значень. Рішенням даної проблеми є встановлення додаткової реактивної маси, яке і буде сприймати на себе надлишкові динамічні навантаження.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. У праці [3], при масі робочого органу 1000 кг і власної частоти одномасової системи близько 100 c^{-1} максимальна амплітуда динамічного навантаження на фундамент може досягати величин більше 50 кН. Повздовжнє врівноваження даної вібраційної системи непридатне для роботи під великими змінними навантаженнями.

У праці [4] для теоретичного дослідження руху вібраційного конвеєра була розроблена математична модель переміщення вантажу вгору у вертикальній і

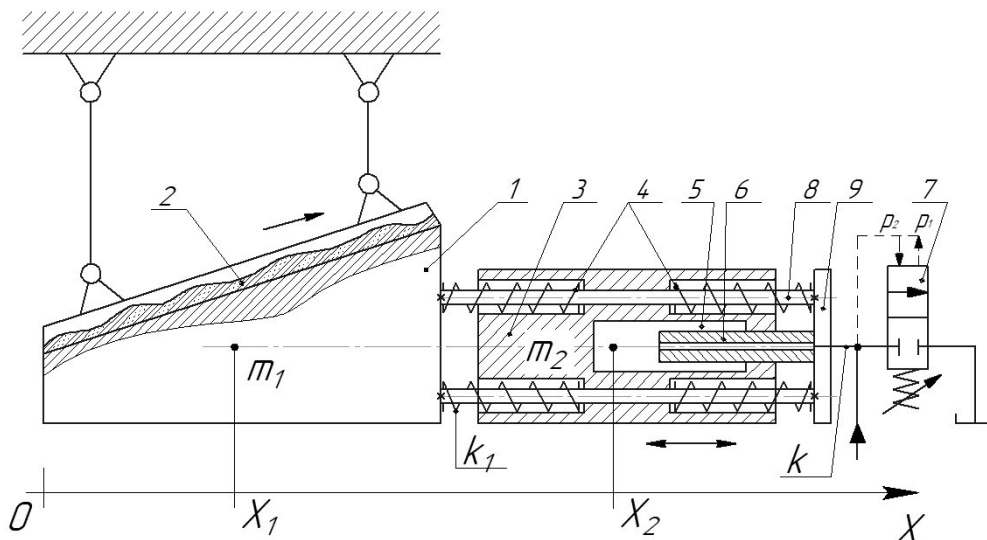
горизонтальних площинах. У даній математичній моделі сумарна швидкість переміщення вантажу в даній моделі складається із швидкості поступального руху і присросту вібраційної швидкості. Остання представлена також сумою складових швидкості вібрації в горизонтальній і вертикальній площинах. Дана математична модель не розглядає визначення динамічних сил навантаження на поверхню вантажонесучого органу вібраційного живильника

Враховуючи вищесказане, актуальним є розробка та теоретичне дослідження оригінальної конструкції потужного вібраційного живильника на базі гідроімпульсного привода з великим ступенем віброізоляції.

Постановка завдання. Мета статті – розробка математичної моделі руху двомасового вібраційного живильника на базі гідроімпульсного привода, для підтвердження доцільності розробки та ефективності його роботи в перспективі.

Для вирішення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі: провести аналіз розробленого двомасового вібраційного живильника з гідроімпульсним приводом, як об'єкта дослідження; розробити математичну модель руху двомасового вібраційного живильника на базі гідроімпульсного привода; теоретично дослідити і проаналізувати отримані залежності робочих параметрів двомасового вібраційного живильника на базі гідроімпульсного привода.

Виклад основного матеріалу. У Вінницькому національному технічному університеті на кафедрах галузевого машинобудування та інженерних систем у будівництві розроблена конструкція потужного двомасового вібраційного живильника на базі гідроімпульсного привода [1, 3, 5] з великим ступенем віброізоляції [6]. Вібраційний живильник складається із лотка 1 на якому знаходиться сипучий вантаж 2, що переміщується вгору. До лотка 1 прикріплена реактивна маса 3 через пружини 4. Переміщення реактивної маси 3, яка в свою чергу виступає гідроциліндром, забезпечується збільшенням тиску у робочій порожнині 5 до величини p_1 , нагнітанням гідронасосом робочої рідини через поршень 6. Поршень 6 жорстко з'єднаний із мостом 9, який через направляючі 8 і пружини 4 з'єднаний із лотком 1. Зворотний рух лотка 1 забезпечується падінням тиску у робочій порожнині 5 до величини p_2 . Регулювання максимального тиску набору p_1 і падіння p_2 забезпечується клапаном-пульсатором 7.



m_1 – маса, яка включає в себе масу лотка і приведену масу шару вантажу; m_2 – величина реактивної маси;
 k_1 – приведений коефіцієнт жорсткості, який включає в себе жорсткість допоміжної пружної системи і жорсткість шару вантажу; k – жорсткість основної пружної системи

Рисунок 1 – Розрахункова схема двомасового вібраційного живильника з гідроімпульсним приводом

Якщо сили тиску в гідроімпульсному приводі врівноважені, то динамічне навантаження на фундамент включає в себе силу тиску поршня вібратора і реакцію основних пружних зв'язків [7]. Його можна визначити із виразу:

$$R_g = P_L S_1 - kY, \quad (1)$$

де R_g – динамічне навантаження на фундамент;

P_L – динамічна складова тиску в робочій порожнині 5 (рис. 1);

k – жорсткість основної пружної підвіски;

S_1 – площа поперечного перерізу поршня 6 (рис. 1);

Y – амплітуда коливання реактивної маси 3 (рис. 1).

Для складення рівняння руху двомасової системи скористуємося рівняннями Лагранжа другого роду [8].

Приймаємо за узагальнені координати цієї системи відхилення мас від їх рівноваги x_1 і x_2 , напрямлення відліку яких вказані на рис. 1.

Рівняння Лагранжа для системи, що розглядається, має вигляд:

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_1} \right) - \frac{\partial T}{\partial x_1} + \frac{\partial \Pi}{\partial x_1} + \frac{\partial \Phi}{\partial x_1} = Q_1, \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_2} \right) - \frac{\partial T}{\partial x_2} + \frac{\partial \Pi}{\partial x_2} + \frac{\partial \Phi}{\partial x_2} = Q_2. \end{cases} \quad (2)$$

Повна кінетична енергія системи:

$$T = \frac{1}{2} (m_1 \dot{x}_1^2 + m_2 \dot{x}_2^2)$$

Потенціальна енергія системи Π включає в себе енергію деформації пружних зв'язків:

$$\Pi = \frac{1}{2} [k_1 x_1^2 + k(x_1 - x_2)^2]$$

Дисипативна функція Релея:

$$\Phi = \frac{1}{2} \eta \dot{x}_1^2.$$

Сили, що діють на маси, рівні між собою і протилежні за напрямком:

$$Q_1 = -Q_2 = P_L S_1.$$

Підставляючи ці вирази в рівняння Лагранжа (2), отримаємо рівняння руху двомасової системи:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + k(x_1 - x_2) + \eta \dot{x}_1 = P_L S_1, \\ m_2 \ddot{x}_2 + k_1 x_1 + k(x_2 - x_1) + \eta \dot{x}_1 = -P_L S_1. \end{cases} \quad (3)$$

Дані рівняння (3) являються другою граничною умовою для $x=L$. Виключаючи із системи рівнянь (3) x_2 і враховуючи, що:

$$x_1 - x_2 = Y = y_L \frac{S}{S_1} = \frac{y_L}{\sigma},$$

отримуємо:

$$x_2 = x_1 - \frac{y_L}{\sigma}.$$

Підставляючи вираз для x_2 в (3) для $x=L$ отримуємо:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + ky \frac{1}{\sigma} + \eta \dot{x}_1 = -E \frac{\partial y}{\partial x} S_1, \\ m_2 \left(\ddot{x}_1 - \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} \frac{1}{\sigma} \right) - ky \frac{1}{\sigma} = E \frac{\partial y}{\partial x} S_1. \end{cases} \quad (4)$$

Якщо $y(x, t) = u(x) e^{j\omega t}$, тобто ми отримуємо моногармонійні коливання з частотою ω , а x_1 і x_2 , в силу суперпозиції будуть також моногармонійними, і для $x=L$:

$$x_1 = \Lambda u(x) e^{j\omega t}, \quad (5)$$

де Λ – коефіцієнт зв'язку між u і x_1 .

Підставивши (5) і вираз для u в (4), отримаємо систему рівнянь, які є граничними умовами для $x=L$:

$$\begin{cases} \Lambda u(x) (-m_1 \omega^2 + k_1 + j\omega \eta) + ku(x) \frac{1}{\sigma} = -E \frac{du(x)}{dx} S_1; \\ m_2 \omega^2 u(x) \left(\frac{1}{\sigma} - \Lambda \right) - ku(x) \frac{1}{\sigma} = E \frac{du(x)}{dx} S_1. \end{cases} \quad (6)$$

Коефіцієнт зв'язку визначаємо із другого рівняння системи (6):

$$\Lambda = \frac{u(x) (m_2 \omega^2 - k) \frac{1}{\sigma} - E \frac{du(x)}{dx} S}{m_2 \omega^2 u(x)}. \quad (7)$$

Підставивши (7) в перше рівняння системи (6), отримуємо граничну умову для $x=L$:

$$u(x) \bar{H} + \frac{du(x)}{dx} = 0, \quad (8)$$

де

$$\bar{H} = \frac{(m_2 \omega^2 - k) (j\omega \eta - m_1 \omega^2 + k_1) + km_2 \omega^2}{m_2 \omega^2 E S_1 \sigma}. \quad (9)$$

Введемо позначення:

$$\begin{aligned}\Omega_1^2 &= \frac{k}{m_1}; & \Omega_2^2 &= \frac{k}{m_2}; & \Omega_3^2 &= \frac{k_1}{m_1}; & \tilde{\eta} &= \frac{\eta}{m_1 \Omega_1}; \\ \nu_1^2 &= \frac{\omega^2}{\Omega_1^2}; & \nu_2^2 &= \frac{\omega^2}{\Omega_2^2}; & \nu_3^2 &= \frac{\omega^2}{\Omega_3^2}.\end{aligned}\quad (10)$$

Підставивши (10) в (9), отримаємо:

$$\bar{H} = \frac{1}{\sigma^2 \lambda L} \left[\left(1 - \frac{1}{\nu_2^2} \right) \left(\frac{\nu_2^2}{\nu_2^2} - \nu_1^2 \right) + 1 \right] + j \frac{\bar{\eta} \nu_1}{\sigma^2 \lambda L} \left(1 - \frac{1}{\nu_2^2} \right). \quad (11)$$

Рівняння (8) формально співпадає з рівнянням (3.13, [9]) і формула для визначення H в (3.12 [9]) явє окремим випадком формули для визначення (11) при підставленні в (11) значень $t_2 = \infty$ і $k_f = 0$. Подальший розрахунок (визначення переміщень, тиску і повної потужності необхідно виконувати по формулам (3.15, 3.20, 3.33 [10]), використовуючи при розрахунках $u(x)$ формулу (3.14) і $q(x)$ – формулу (3.19 [11]) наступними співвідношеннями:

$$a_1 = \operatorname{Re} \bar{H}; \quad b = \operatorname{Im} \bar{H}; \quad R = 1 + a_1 L.$$

Визначимо переміщення робочого органу, для чого в (5) підставимо (7) і (10):

$$x_1 = \left[u(x) \left(1 - \frac{1}{\nu_2^2} \right) \frac{1}{\sigma} - \frac{\sigma \chi L}{\nu_2^2} \cdot \frac{du(x)}{dx} \right] e^{j\omega t}. \quad (12)$$

Підставимо в цей вираз значення $u(x)$ - по формулі (3.14 [12]) і $q(x)$ – по формулі (3.19 [11]) при $x=L$, після відкидання членів вищого порядку малості і виділення дійсної частини отримаємо вираз для визначення функції переміщення лотка вібраційного двомасового живильника:

$$x_1 = A \bar{x}_1 \cos(\omega t - \varphi_L), \quad (13)$$

де

$$x_1 = \frac{1}{\sigma} \left[\left(1 - \frac{1}{\nu_2^2} \right) - L \left(\frac{Lb^2 + a_1 R}{R^2 + L^2 b^2} \right) \left(1 - \frac{1}{\nu_2^2} - \frac{\sigma^2 \lambda}{\nu_2^2} \right) \right]; \quad (14)$$

$$\operatorname{tg} \varphi_L = \frac{bL}{R}.$$

Аналізуючи отримані залежності, можна зробити висновок, що переміщення робочого органу x_1 збільшується, при зменшенні ν_2 а також при збільшенні реактивної маси t_2 . І навпаки зменшується при збільшенні в'язкості транспортуючого матеріалу.

Висновки. Розроблена математична модель руху вібраційного живильника, яка дозволяє оптимізувати параметри налагодження гідроімпульсного привода і намітити шляхи вирішення проблеми екстремально високих динамічних навантажень на фундамент при розробці нових оригінальних конструкцій двомасових вібраційних живильників.

Список літератури

1. Іскович–Лотоцький Р. Д. Вібраційні та віброударні пристрої для розвантаження транспортних засобів : монографія [Текст] / Р. Д. Іскович–Лотоцький, Я. В. Іванчук. – Вінниця : Вінниця, 2012. – 155 с.
2. Іскович–Лотоцький Р. Д. Технологія моделювання оцінки параметрів формоутворення заготовок з порошкових матеріалів на вібропресовому обладнанні з гідроімпульсним приводом [Текст] : монографія / Р. Д. Іскович–Лотоцький, О. В. Зелінська, Я. В. Іванчук. – Вінниця : ВНТУ, 2018. – 152 с.
3. Іскович–Лотоцький Р. Д. Основи резонансно–структурної теорії віброударного розвантаження транспортних засобів [Текст] / Р. Д. Іскович–Лотоцький, Я. В. Іванчук, Я. П. Веселовський // Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту ім. академіка В. Лазаряна. – Д., 2014. – №5(53) – С.109 – 118. doi: 10.15802/stp2014/30458
4. Артюнин А. И. Возможности обобщения задач динамических взаимодействий в неуравновешенных вращениях твердых тел [Текст] / А. И. Артюнин, С. В. Елисеев // Решетневские чтения. – 2014. –Т.1. – №18. – С. 269 – 271.
5. Іскович–Лотоцький Р. Д. Дослідження динаміки процесу роботи універсального гідравлічного віброударного приводу для розвантаження транспортних засобів [Текст] / Р. Д. Іскович–Лотоцький, Я. В. Іванчук // Наукові нотатки. Міжвузівський збірник (за напрямом «Інженерна механіка») – Луцьк, 2007. – № 20. – С. 184 – 187.
6. Блехман И. И. Вибрационная механика [Текст] / И. И.Блехман. – М.: Физматлит, 1994. – 400 с.
7. Іскович–Лотоцький Р. Д. Застосування гібридного моделювання при розробці установок для утилізації відходів [Текст] / Р. Д. Іскович–Лотоцький, Я. В. Іванчук, Д. В. Тесовський, Я. П. Веселовський // Технологічні комплекси. Науковий журнал – Луцьк, 2012. – № 1,2 (5, 6). – С. 122 – 126.
8. Іскович–Лотоцький Р. Д. Основи резонансно–структурної теорії віброударного розвантаження транспортних засобів [Текст] / Р. Д. Іскович–Лотоцький, Я. В. Іванчук, Я. П. Веселовський // Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту ім. академіка В. Лазаряна. – Д., 2014. – №5(53) – С.109 – 118. DOI: 10.15802/stp2014/30458.
9. Iskovych–Lototsky, R. D., Zelinska, O. V., Ivanchuk, Y. V., Veselovska, N. R. (2017). Development of the evaluation model of technological parameters of shaping workpieces from powder materials. Eastern–European Journal of Enterprise Technologies. Engineering technological systems. – no.1(85). – 9–17. DOI: 10.15587/1729-4061.2017.59418.
10. Іскович–Лотоцький Р. Д. Установка для утилизации отходов [Текст] / Р. Д. Іскович–Лотоцький, В. И. Повстенюк, О. М. Данилюк, Я. В. Іванчук // Международный промышленный журнал «Мир техники и технологий» – Харьков, 2007. – №12(73). – С. 36–37.
11. Іскович–Лотоцький Р. Д. Оптимізація конструктивних параметрів інерційного вібропрес–молота [Текст] / Р. Д. Іскович–Лотоцький, Я. В. Іванчук, Я. П. Веселовський // Вісник машинобудування та транспорту. – 2016. – №2. – С. 43 – 50.
12. Іскович–Лотоцький Р. Д. Моделювання робочих процесів гідроімпульсного приводу з однокаскадним клапаном пульсатором [Текст] / Р. Д. Іскович–Лотоцький, Я. В. Іванчук, Я. П. Веселовський // Вібрації в техніці та технологіях. – Вінниця, 2017. – № 3(86). – С. 10–19.

Referencis

1. Iskovych–Lotots'kyj, R.D. & Ivanchuk, Ya.V. (2012). *Vibratsijni ta vibroudarni prystroi dlia rozvantazhennia transportnykh zasobiv [Vibration and vibroudarni device for unloading vehicles]*. Vinnytsia : Vinnytsia.
2. Iskovych–Lotots'kyj, R.D., Zelins'ka, O.V. & Ivanchuk, Ya. V. (2018). *Tekhnolohiia modeliuvannia otsinky parametriv formoutvorennia zahotovok z por oshkovykh materialiv na vibropresovomu obladnanni z hidroimpul'snym pryvodom [The technology of modeling the estimation of parameters of shaping of billets from powder materials on vibropress equipment with a hydropulse drive]* . Vinnytsia : VNTU.
3. Iskovych–Lotots'kyj, R.D., Ivanchuk, Ya.V. & Veselovs'kyj, Ya.P. (2014). *Osnovy rezonansno–strukturnoi teorii vibroudarnoho rozvantazhennia transportnykh zasobiv [The basis of resonance-structure theory for vibroimpact unloading of the vehicles]*. *Nauka ta prohres transportu. Visnyk Dnipropetrovs'koho natsional'noho universytetu zaliznychnoho transportu im. akademika V. Lazaryana – Science and transport progress. Bulletin of Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan*, 5(53), pp.109-118. doi: 10.15802/stp2014/30458
4. Artjunin, A.I. & Eliseev, S.V. (2014). *Vozmozhnosti obobshhenija zadach dinamicheskikh vzaimodejstvij v neuravnovesennykh vrashhenijah tverdyh tel [The possibility of generalizing the problem of dynamic*

- interactions in the balance spinning solids] . *Reshetnevskie chtenija – Reshetnev reading, Vol. 1, 8, 269 – 271.*
5. Iskovych–Lotots'kyj R.D. & Ivanchuk, Ya.V. (2007). Doslidzhennia dynamiky protsesu roboty universal'noho hidravlichnoho vibroudarnoho pryvodu dla rozvantazhennia transportnykh zasobiv [The study of dynamics of hydraulic universal vibroudarnoho about unloading vehicles]. *Naukovi notatky. Mizhvuziv's'kyj zbirnyk – Intercollegiate collection "Scientific notes"*, 20, 184-187.
 6. Blehman, I. I. (1994). *Vibracionnaja mehanika [Vibration mechanics]*. – Moscow: Fizmatlit.
 7. Iskovych–Lotots'kyj, R.D., Ivanchuk, Ya.V., Tesovs'kyj, D.V. & Veselovs'kyj, Ya.P. (2012). Zastosuvannia hibrydnoho modeliuвання pry rozrobtsi ustanovok dla utylizatsii vidkhodiv [Application of hybrid modeling in the development of waste treatment facilities]. *Tekhnologichni komplekxy. Naukovyj zhurnal – Technological complexes. Scientific journal*, 1,2 (5, 6), 122-126.
 8. Iskovych–Lotots'kyj, R.D., Ivanchuk, Ya.V. & Veselovs'kyj, Ya. P. [2014]. Osnovy rezonansno–strukturnoi teorii vibroudarnoho rozvantazhennia transportnykh zasobiv [The basis of resonance–structure theory for vibroimpact unloading of the vehicles]. *Nauka ta prohres transportu. Visnyk Dnipropetrovs'koho natsional'noho universytetu zaliznychnoho transportu im. akademika V. Lazaryana – Science and transport progress. Bulletin of Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan*, 5(53), 109-118. doi: 10.15802/stp2014/30458.
 9. Iskovych–Lotots'kyj, R.D., Zelinska, O.V., Ivanchuk, Y.V., Veselovska, N.R. (2017). Development of the evaluation model of technological parameters of shaping workpieces from powder materials. *Eastern–European Journal of Enterprise Technologies. Engineering technological systems*, 1(85), 9-17. doi: 10.15587/1729-4061.2017.59418.
 10. Iskovich–Lotockij, R. D., Povstjenjuk, V. I., Daniljuk, O. M. & Ivanchuk, Ja.V. (2007). Ustanovka dlja utylizatsii othodov [Waste recycling plant]. *Mezhdunarodnyj promyshlennyj zhurnal «Mir tehniki i tehnologii» – International industrial Journal «The world of Technics and Technologies»*, 12(73), 36-37.
 11. Iskovych–Lotots'kyj, R.D., Ivanchuk, Ya.V. & Veselovs'kyj, Ya.P. (2016). Optymizatsiia konstruktivnykh parametriv inertsijnoho vibropres–molota [Optimization of design data inertial vibropress–hammer]. *Visnyk mashynobuduvannia ta transportu – Journal of mechanical engineering and transport*, 2, 43-50.
 12. Iskovych–Lotots'kyj, R.D. & Ivanchuk, Ya.V., Veselovs'kyj, Ya.P. (2017). Modeliuвання robochykh protsesiv hidroimpul'snoho pryvodu z odnokaskadnym klapanom pul'satorom [Modeling workflow hydro–impulse drive with a single stage valve pulsator]. *Vibratsii v tekhnitsi ta tekhnologiiakh – Vibration in engineering and technology*, 3(86), 10-19.

Rostyslav Iskovych–Lototskyi, Prof., Dsc., Ivan Kots, Prof., PhD tech. sci., Yaroslav Ivanchuk, Assos.Prof., PhD tech. sci., Yevheniy Ivashko, Senior Labor. Assist.

Vinnytsia National Technical University, Vinnytsia, Ukraine

Simulation of the Motion of a Two-mass Vibrating Feeder Based on a Hydro-impulse Drive

The main disadvantage of powerful vibrating feeders with different types of drives, performed on a single-mass scheme, are high dynamic loads on the elements of load-bearing structures. The aim of the article is to develop a mathematical model of the motion of a two-mass vibrating feeder based on a hydroimpulse drive, to confirm the feasibility of developing and its performance in the future.

Vibrating feeders with a hydropulse drive are tuned to near resonance mode, as a result of which the dynamic load on the foundation can reach very high values. The solution to this problem is to establish an additional reactive mass, which will absorb the excessive dynamic loads. A new original design of a two-mass vibrating feeder based on a hydropulse drive is developed, which balances the excess dynamic loads. A mathematical model of the motion of a two-mass vibrating feeder is developed, which is represented by a system of Lagrange differential equations. The solution of the mathematical model of motion of a vibrating feeder was carried out by the method of introducing a complex variable. A theoretical investigation of a two-mass vibrating feeder with a hydroimpulse drive based on the developed mathematical model is carried out.

In the process of research, the design scheme of the device was developed and the mathematical dependences obtained on the basis of a system of differential equations were derived. A mathematical model of the motion of a vibrating feeder has been developed which allows to optimize the parameters of debugging of the hydroimpulse drive and to outline ways to solve the problem of extremely high dynamic loads on the foundation while developing new original designs of two-mass vibrating feeders. Solving the system of differential equations that characterize the modes of its operation and the interrelationship of operating parameters make it possible to assess the relevance and prospects of the original development.

two-mass vibration feeder, hydro-impulse drive, vibration, reactive mass

Одержано (Received) 14.05.2018