

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ ВИБРАЦИОННОЙ МАШИНЫ С СООСНЫМ ИНЕРЦИОННЫМ ВИБРАТОРОМ

Г. П. Хабло, Р. А. Вакуленко, Ю. В. Зилинский

Кременчугский национальный университет имени Михаила Остроградского
ул. Первомайская, 20, 39600, г. Кременчуг, Украина. E-mail: nich@kdu.edu.ua

Построена математическая модель для исследования динамики тяжелой системы «вибрационная машина – технологическая среда». Вибрационная машина рассматривается как рабочий орган, который упруго соединен с инерционным вибратором. При этом волновые процессы в обрабатываемом материале представлены как для упругой одномерной среды. Получено решение поставленной задачи для установившегося режима колебаний.

Ключевые слова: инерционный вибратор, рабочий орган, технологическая среда.

THE STUDY OF DYNAMICS OF HORIZONTAL VIBRATION MACHINE WITH COAXIAL INERTIAL OSCILLATOR

G. P. Khablo, R. A. Vakulenko, Y. V. Zilinskyi

Kremenchug Mykhailo Ostrohradskiy National University
ul. Pervomayskaya, 20, 39600, Kremenchug, Ukraine. E-mail: nich@kdu.edu.ua

The mathematical model has been built in order to study the dynamics of the complex system “vibration machine – technological environment”. The vibration machine is regarded as an actuator which is tightly joint with inertial oscillator. At the same time the wave processes in the work material have been given as to the one-dimensional elastic medium. The solution of this problem has been obtained for the steady mode of oscillations.

Key words: inertial oscillator, actuator, technological environment.

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ГОРИЗОНТАЛЬНОЇ ВІБРАЦІЙНОЇ МАШИНИ ІЗ СПІВВІСНИМ ІНЕРЦІЙНИМ ВІБРАТОРОМ

Г. П. Хабло, Р. А. Вакуленко, Ю. В. Зілінський

Кременчуцький національний університет імені М. Остроградського
вул. Першотравнева, 20, 39600, м. Кременчук, Україна. E-mail: nich@kdu.edu.ua

Побудована математична модель для дослідження динаміки системи «вібраційна машина – технологічне середовище». Вібраційна машина розглядається як робочий орган, що пружно з'єднаний з інерційним вібратором. При цьому хвильові процеси в оброблюваному матеріалі представлені як для пружного одновимірного середовища. Отримано розв'язання поставленої задачі для сталого режиму коливань.

Ключові слова: інерційний вібратор, робочий орган, технологічне середовище.

АКТУАЛЬНОСТЬ РАБОТЫ. Для реализации направленных колебаний в вибрационных машинах на их рабочий орган жестко устанавливают инерционный вибровозбудитель [1–6]. Недостатком таких машин является большая масса их рабочего органа, для уменьшения которой используется подвижное соединение вибратора с рабочим органом при помощи системы продольных тяг и шарниров.

В связи с вышеизложенным целью данной работы является исследование динамики тяжелой вибрационной машины при упругом соединении инерционного вибратора с ее рабочим органом.

МАТЕРИАЛ И РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ. Для построения математической модели рассмотрим динамическую расчетную схему вибрационной машины горизонтального действия, представленную на рис. 1.

Инерционный вибровозбудитель колебаний массой m_1 соединяется с рабочим органом машины массой m_2 при помощи шарнирного соединения, выполненного в виде пантографа, состоящего из продольных тяг и шарниров. При этом шарниры могут быть оформлены как две концентрические втулки, между которыми завулканизирована резина (сайлентблоки). В случае использования простых

шарниров для рассматриваемого соединения необходимо считать их приведенную жесткость $c_{12} = 0$.

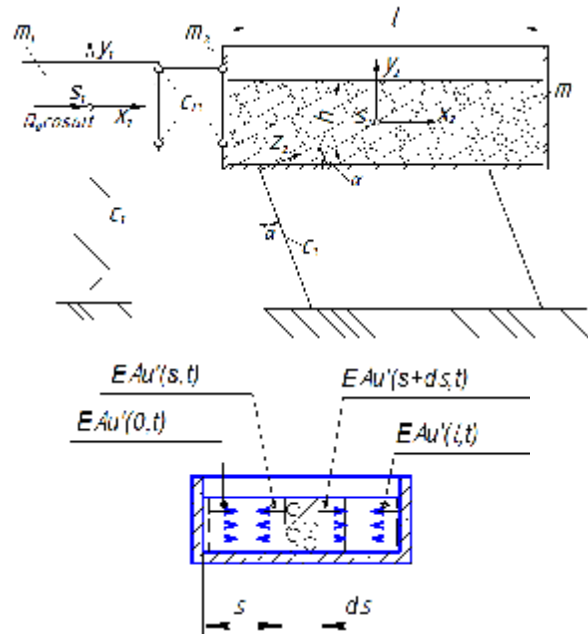


Рисунок 1 – Динамическая расчетная схема вибрационной машины горизонтального действия

Вибратор смонтований на фундаменті при допомозі упругих елементів жорсткістю c_1 . Робочий орган масою встановлений на фундамент на ресорних стойках жорсткістю c_2 , нахилених під кутом α к вертикалі.

На робочий орган діє горизонтальне возмущення $Q = Q_0 \cos \omega t$ (Q_0 – амплітуда возмущаючої сили, H ; ω – кутова швидкість вимушених коливань, $\text{рад}/\text{с}$; t – час, с).

На робочому органі жорстко закріплена ємкість, прямокутна в плані $l \times a$, м^2 . Оброблювана середина з насипної щільністю γ , $\text{кг}/\text{м}^3$ заповнює ємкість на висоту h , м .

Складемо вираження для кінетическої енергії T подвижних мас і потенціальної енергії Π для розглядаємої системи упругих зв'язей:

$$T = \frac{m_1(\dot{x}_1^2 + \dot{y}_1^2)}{2} + \frac{m_2 \dot{x}_2^2}{2} + \frac{m_3 \dot{z}_2^2}{2}, \quad (1)$$

$$\Pi = \frac{c_1 y_1^2}{2} + \frac{c_2 z_2^2}{2} + \frac{c_{12}(y_2 - y_1)^2}{2},$$

де z_2 , x_2 – відповідно переміщення, швидкість робочого органу.

Дана система має дві степені свободи, де в якості обобщених координат можна прийняти параметри $q_1 = x_1$, $q_2 = y_1$. Тоді з урахуванням $x_2 = x_1 \cos \alpha$, $y_2 = x_1 \sin \alpha$ і $z_2 = x_1 / \cos \alpha$ вираження (1) приймуть вигляд:

$$T = \frac{\tilde{m}_1 \dot{x}_1^2}{2} + \frac{m_1 \dot{y}_1^2}{2}, \quad (2)$$

$$\Pi = \frac{c_1 y_1^2}{2} + \frac{c_2 x_1^2}{2 \cos^2 \alpha} + \frac{c_{12}(x_1 \sin \alpha - y_1)^2}{2},$$

де $\tilde{m}_1 = m_1 + m_2 \sec^2 \alpha + m_3 \tan^2 \alpha$.

На основі рівняння Лагранжа другого роду $\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} = Q_i$, ($i=1, 2$) одержимо рівняння руху системи:

$$\tilde{m}_1 \ddot{x}_1 + x_1 \left(\frac{c_2}{\cos^2 \alpha} + c_{12} \tan \alpha \right) + y_1 (c_1 - c_{12} \tan \alpha) = Q_0 \cos \omega t, \quad (3)$$

$$m_1 \ddot{y}_1 + (c_1 + c_{12}) y_1 - c_{12} x_1 \tan \alpha = 0.$$

З умови рівноваги елементарних об'ємів $dV = A ds$ ($A = a \times h$, м^2 і ds , м – площа поперечного сечення оброблюваного матеріалу з координатою s і зростання цієї координати) одержимо хвильове рівняння, описує воє продольні коливання матеріалу:

$$\frac{\partial^2 u(s, t)}{\partial t^2} = b^2 \frac{\partial^2 u(s, t)}{\partial s^2}, \quad (4)$$

де $u(s, t)$ – епруге переміщення поперечного сечення s матеріалу в горизонтальному напрямку; $b^2 = E/\gamma$ – квадрат швидкості розповсюдження продольної хвилі, $\text{м}^2/\text{с}^2$;

E – динамічний модуль епругеї деформування оброблюваного матеріалу, $\text{Н}/\text{м}^2$.

К одержаному рівнянню (4) необхідно приєднати граничні умови на кінцях ємкості в відповідності з рис. 1:

$$\tilde{m}_1 \ddot{x}_1 + x_1 \left(\frac{c_2}{\cos^2 \alpha} + c_{12} \tan \alpha \right) + y_1 (c_1 - c_{12} \tan \alpha) = Q_0 \cos \omega t + EA[u'(0, t) - u'(l, t)], \quad (5)$$

$$m_1 \ddot{y}_1 + (c_1 + c_{12}) y_1 - c_{12} x_1 \tan \alpha = 0, \quad (6)$$

$$u(0, t) = u(l, t) = x_1(t). \quad (7)$$

Система рівнянь (4–7) являється математическою моделлю вібраційної машини з урахуванням оброблюваного середина.

Розглянемо вимушенні установившіся коливання системи (4–7), приймає

$$u(s, t) = U(s) \cos \omega t, \quad (8)$$

$$x_1(t) = X_1 \cos \omega t, \quad (9)$$

$$y_1(t) = Y_1 \cos \omega t, \quad (10)$$

де $x_1(t)$, $y_1(t)$ – переміщення вібраційної машини в горизонтальному і вертикальному напрямках відповідно, м .

Після підстановки виражень (8–10) в рівняння (4–7) одержимо:

$$b^2 \frac{d^2 U(s)}{ds^2} + \omega^2 U = 0, \quad (11)$$

$$(\tilde{c}_x - \tilde{m}_1 \omega^2) X_1 + \tilde{c}_y Y_1 = Q_0 + EA[U'(0) - U'(l)], \quad (12)$$

$$(\tilde{c}_1 - m_1 \omega^2) Y_1 - c_{12} X_1 \tan \alpha = 0, \quad (13)$$

$$U(0) = U(l) = X_1, \quad (14)$$

де $\tilde{c}_x = c_1 - c_{12} \tan^2 \alpha$, $\tilde{c}_y = c_1 - c_{12} \tan \alpha$, $\tilde{c}_1 = c_1 - c_{12}$.

Розв'язуючи дифференціальне рівняння (11), одержимо вираження для форми продольних горизонтальних коливань матеріалу:

$$U(s) = A \cos \frac{\omega}{b} s + B \sin \frac{\omega}{b} s, \quad (15)$$

де A і B – постійні інтегрування, одержані з граничних умов (12–14).

Тоді, на основі вираження (15), одержимо

$$U(s) = \left(\cos \frac{\omega}{b} s + \tan \frac{\omega l}{2b} \sin \frac{\omega}{b} s \right) X_1$$

или

$$U(s) = \left[\cos \frac{\omega}{b} \left(s - \frac{l}{2} \right) \right] \left(\cos \frac{\omega l}{2b} \right)^{-1} X_1. \quad (16)$$

Підставляє вираження (16) в рівняння (12), (13) і виконає преобразования, остаточно

найдем решение задачи для установившегося режима колебаний:

$$u(s,t) = \frac{Q_0 \cos \omega t}{(\tilde{c}_x - \tilde{m}_1 \omega^2) + \tilde{c}_y \frac{c_{12} \operatorname{tg} a}{\tilde{c}_1 - m_1 \omega^2}} \times \quad (17)$$

$$\times \left[\cos \frac{\omega}{b} \left(s - \frac{l}{2} \right) \right] \left(\cos \frac{\omega l}{2b} \right)^{-1},$$

$$x_1(t) = \frac{Q_0 \cos \omega t}{(\tilde{c}_x - \tilde{m}_1 \omega^2) + \tilde{c}_y \frac{c_{12} \operatorname{tg} a}{\tilde{c}_1 - m_1 \omega^2}}, \quad (18)$$

$$y_1(t) = \frac{Q_0 \cos \omega t}{(\tilde{c}_x - \tilde{m}_1 \omega^2) + \tilde{c}_y \frac{c_{12} \operatorname{tg} a}{\tilde{c}_1 - m_1 \omega^2}} \cdot \frac{c_{12} \operatorname{tg} a}{\tilde{c}_1 - m_1 \omega^2}. \quad (19)$$

Для получения решения рассматриваемой задачи с вертикальным расположением опорных рессор достаточно в выражениях (17)–(19) положить $a = 0$.

ВЫВОДЫ. Получено решение математической модели тяжелой вибрационной машины при нежестком соединении инерционного вибратора с ее рабочим органом. Представляет практический интерес рассмотреть эту задачу с учетом электродвигателя ограниченной мощности с целью исследования переходных процессов при пуске и выбеге двигателя.

ЛИТЕРАТУРА

1. Маслов А.Г., Пономарь В.М. Вибрационные машины и процессы в дорожном строительстве. – К.: Будивельник, 1985. – 128 с.
2. Чубук Ю.Ф., Назаренко И.И., Гарнец В.Н. Вибрационные машины для уплотнения бетонных смесей. – К.: Вища школа, 1985. – 168 с.
3. Маслов А.Г., Иткин А.Ф. Исследование процесса уплотнения цементобетонной смеси на вибрационной площадке с горизонтально направленными колебаниями // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету. – Кременчук: КДПУ, 2005. – Вип. 2/2005(31). – С. 76–80.
4. Маслов А.Г., Иткин А.Ф. Исследование процесса уплотнения цементобетонной смеси на виброплощадке с полигармоническим возбуждением колебаний // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету. – Кременчук: КДПУ, 2005. – Вип. 5/2005(34). – С. 42–47.

5. Хабло Г.П., Вакуленко Р.А. Исследование динамики тяжелых виброуплотняющих машин // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету. – Кременчук: КДПУ, 2007. – Вип. 1/2007(42), част. 1. – С. 76–78.

6. Иткин А.Ф. Теоретические и экспериментальные исследования виброплощадки с двухчастотными пространственными колебаниями // Вісник Кременчуцького державного університету імені Михайла Остроградського. – Кременчук: КДУ, 2010. – Вип. 5/2010(64), част. 1. – С. 111–116.

REFERENCES

1. Maslov A.G., Ponomar' V.M., Vibration machines and processes in road building. – K.: Budivelnik, 1985. – 128 p. [in Russian].
2. Chubuk Y.F., Nazarenko I.I., Garnets V.N. Vibration machines for compression of concrete mixes. – K.: Vyshcha Shkola, 1985. – 168 p. [in Russian].
3. Maslov A.G., Itkin A.F. The study of process of concrete mix compression on the vibration pan with horizontal unidirectional oscillations // Visnyk of Kremen chuk state polytechnic university. – Kremen chuk: KDPU, 2005. – Issues. 2/2005 (31). – P. 76–80 [in Russian].
4. Maslov A.G., Itkin A.F. The Study of process of concrete mix compression on the vibration pan with polyharmonic oscillation excitation // Visnyk of Kremen chuk state polytechnic university. – Kremen chuk: KDPU, 2005. – Issue 5/2005(34). – P. 42–47 [in Russian].
5. Khablo G.P., Vakulenko R.A. The study of dynamics of vibrocompressed machines // Visnyk of Kremen chuk state polytechnic university. – Kremen chuk: KDPU, 2007. – Issue 1/2007(42), part. 1. – P. 76–78 [in Russian].
6. Itkin A.F. The theoretical and experimental study of vibration platform with double-frequency oscillations // Visnyk of Kremen chuk Mykhailo Ostrohrad skyi state university. – Kremen chuk: KDPU, 2010. – Issue 5/2010(42), part. 1. – P. 111–116 [in Russian].

Стаття надійшла 12.07.11

Рекомендована до друку
д.т.н., проф. Масловим О. Г.