

УДК 624.04 (075)

ИССЛЕДОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ ДВУХМАССНОЙ ВИБРАЦИОННОЙ УСТАНОВКИ В РАБОЧЕМ РЕЖИМЕ

А. Г. Маслов, О. О. Колесник

Кременчугский национальный университет имени Михаила Остроградского
ул. Первомайская, 20, 39600, м. Кременчуг, Украина. E-mail: olgakolesnik21@list.ru

Составлена расчетная схема динамической системы вибрационной установки в рабочем режиме. Инерционные свойства бетонной смеси в вертикальном и горизонтальном направлениях были представлены в виде приведенной массы смеси, а также коэффициентами неупругого сопротивления смеси при ее взаимодействии с днищем формы. Получены уравнения движения подвижной рамы и формы в вертикальном и горизонтальном направлениях. Найдены решения данных уравнений, при помощи которых были определены закономерности изменения амплитуд колебаний подвижной рамы и формы в вертикальном и горизонтальном направлениях в зависимости от относительной плотности бетонной смеси и ее консистенции, толщины уплотняемого слоя и жесткости упругих амортизаторов. Полученные зависимости позволяют определить рациональные режимы вибрационного воздействия на уплотняемую среду в рабочем режиме.

Ключевые слова: виброплощадка, колебания, уплотняемая среда, уравнения движения.

ДОСЛІДЖЕННЯ КОЛИВАНЬ ДВУХМАСНОЇ ВІБРАЦІЙНОЇ УСТАНОВКИ У РОБОЧОМУ РЕЖИМІ

О. Г. Маслов, О. О. Колесник

Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського
вул. Першотравнева, 20, 39600, м. Кременчук, Україна. E-mail: olgakolesnik21@list.ru

Складено розрахункову схему динамічної системи вібраційної установки в робочому режимі. Інерційні властивості бетонної суміші у вертикальному і горизонтальному напрямках були представлені у вигляді приведеної маси суміші, а також коефіцієнтами непружного опору суміші при її взаємодії з днищем форми. Отримано рівняння руху рухомої рами і форми у вертикальному і горизонтальному напрямках. Знайдено рішення даних рівнянь, за допомогою яких були визначені закономірності зміни амплітуд коливань рухомої рами і форми у вертикальному і горизонтальному напрямках в залежності від відносної щільності бетонної суміші і її консистенції, товщини шару, що ущільнюється і жорсткості пружних амортизаторів. Отримані залежності дозволяють визначити раціональні режими вібраційного впливу на ущільнювану середу в робочому режимі.

Ключові слова: вібраційна установка, коливання, ущільнюване середовище, рівняння руху.

АКТУАЛЬНОСТЬ РАБОТЫ. Вибрационные площадки занимают лидирующее место в строительном производстве при изготовлении бетонных и железобетонных изделий [1–2]. Используются: виброплощадки горизонтального действия с кинематическим возбуждением колебаний [3]; виброплощадки инерционного действия с вертикальными [4–5], горизонтальными [6] и пространственными [7] колебаниями; виброплощадки ударно-вибрационного действия [8]. Наиболее эффективными из них являются инерционные виброплощадки с вертикально направленными колебаниями. Однако эти виброплощадки имеют сложную конструкцию из-за необходимости использования вибровозбудителей направленного действия с шестеренными синхронизаторами, соединительных валов и муфт [9].

Для повышения эффективности и надежности работы, снижения энергоемкости и упрощения конструкции была разработана двухмассная виброплощадка [10–11], отличием которой от существующих конструкций является использование упругих элементов, при помощи которых форма с бетонной смесью опирается на подвижную раму виброплощадки.

Цель работы – исследование процесса колебаний двухмассной виброплощадки для уплотнения бетонных смесей в вибрационном рабочем режиме.

МАТЕРИАЛ И РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ. Для определения характера движения двухмассной виброплощадки, взаимодействующей с уплотняемой средой в рабочем режиме, рассмотрим расчетную схему вибрационной установки для формирования бетонных изделий (рис. 1). Перемещения рассматриваемой динамической системы будем рассматривать под действием вибровозбудителя круговых колебаний, дебалансы которого генерируют круговую возмущающую силу Q . Эту силу разложим на две составляющие: вертикальную $Q_1 = Q \sin \varphi = Q \sin \omega t$ и горизонтальную $Q_2 = Q \cos \varphi = Q \cos \omega t$. Свойства упругих амортизаторов и прокладок в вертикальном направлении представлены коэффициентами жесткости c_1 и c_2 , а также коэффициентами неупругого сопротивления b_1 и b_2 , а в горизонтальном направлении – коэффициентами c_{12} и c_{22} , b_{12} и b_{22} соответственно. Инерционные свойства бетонной смеси характеризуются приведенными массами μ_1 – в вертикальном направлении и μ_2 – в горизонтальном направлении, а также коэффициентами неупругого сопротивления бетонной смеси β_1 и β_2 .

В результате действия вертикальной и горизонтальной составляющих возмущающей силы движение подвижной рамы и формы можно представить в виде прямолинейных колебаний её центра тяжести O в направлении координатных осей X и Y (рис. 1).

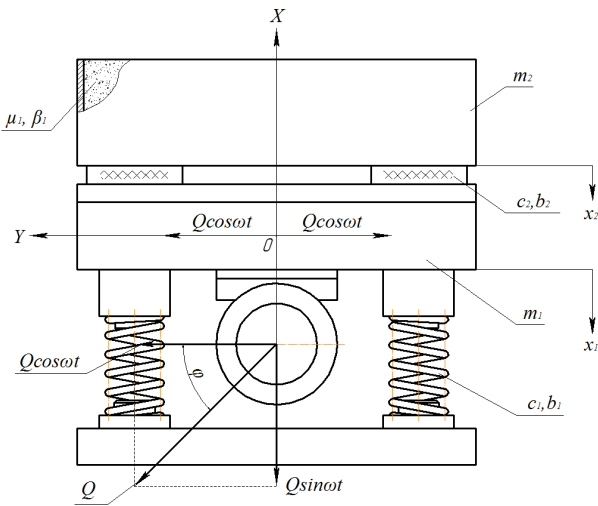


Рисунок 1 – Расчетная схема вибродвижущей установки для формирования бетонных изделий в рабочем режиме:

Q – амплитуда возмущающей силы вибровозбудителя круговых колебаний; φ – угол поворота возмущающей силы относительно горизонтального положения; ω – угловая частота вынужденных колебаний вибровозбудителя колебаний; t – время

При этом движение подвижной рамы и формы можно описать следующей системой уравнений:

– перемещение подвижной рамы по вертикали в направлении координатной оси X :

$$m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} + b_1 \frac{dx_1}{dt} + c_1 x_1 + b_2 \left(\frac{dx_1}{dt} - \frac{dx_2}{dt} \right) + c_2 (x_1 - x_2) = Q \sin \omega t ; \quad (1)$$

– перемещение формы по вертикали в направлении координатной оси X :

$$(m_2 + \mu_1) \frac{d^2 x_2}{dt^2} + c_2 (x_2 - x_1) + (b_2 + \beta_1) \times \left(\frac{dx_2}{dt} - \frac{dx_1}{dt} \right) = 0 ; \quad (2)$$

– перемещение подвижной рамы по горизонтали в направлении координатной оси Y :

$$m_1 \frac{d^2 y_1}{dt^2} + b_{12} \frac{dy_1}{dt} + c_{12} y_1 + b_{22} \left(\frac{dy_1}{dt} - \frac{dy_2}{dt} \right) + c_{22} (y_1 - y_2) = Q \cos \omega t ; \quad (3)$$

– перемещение формы по горизонтали в направлении координатной оси Y :

$$(m_2 + \mu_2) \frac{d^2 y_2}{dt^2} + c_{22} (y_2 - y_1) + (b_{22} + \beta_2) \times \left(\frac{dy_2}{dt} - \frac{dy_1}{dt} \right) = 0 , \quad (4)$$

где m_1 – масса подвижной рамы; m_2 – масса формы; β_1, β_2 – коэффициент неупругого сопротивления бетонной смеси при ее взаимодействии с дном формы в вертикальном и горизонтальном направле-

ниях; μ_1, μ_2 – приведенная масса бетонной смеси в вертикальном и горизонтальном направлениях; x_1 и x_2 – линейные перемещения подвижной рамы и формы по вертикали в направлении координатной оси X под действием гармонической возмущающей силы $Q \sin \omega t$; y_1 и y_2 – линейные перемещения подвижной рамы и формы по горизонтали в направлении координатной оси Y под действием гармонической возмущающей силы $Q \cos \omega t$; X и Y – координатные оси, проходящие через центр тяжести колеблющейся части подвижной рамы; c_1 – жесткость и b_1 – коэффициент неупругого сопротивления амортизаторов в вертикальном направлении; c_2 – жесткость и b_2 – коэффициент неупругого сопротивления прокладок в вертикальном направлении; c_{12} – жесткость и b_{12} – коэффициент неупругого сопротивления амортизаторов в направлении координатной оси Y ; c_{22} – жесткость и b_{22} – коэффициент неупругого сопротивления прокладок в направлении координатной оси Y ,

$$\mu_2 = \frac{\mu_1}{2(\nu + 1)} ;$$

$$\beta_2 = \frac{\beta_1}{2(\nu + 1)} ,$$

где ν – коэффициент Пуассона.

Решение полученной системы уравнений (1, 2) для стационарных колебаний, описывающих установившееся движение рассматриваемой динамической системы в режиме холостого хода, представим в виде мнимой части комплексных функций:

$$x_1 = M e^{i \omega t} ; \quad (5)$$

$$x_2 = N e^{i \omega t} , \quad (6)$$

где M и N – постоянные интегрирования, комплексные амплитуды.

Преобразовывая систему уравнений (1), (2) и подставляя в нее значения выражений (5) и (6) получим:

$$M[(c_1 + c_2 - m_1 \omega^2) + i \omega (b_1 + b_2)] - N(c_2 + i \omega b_2) = Q \sin \omega t ; \quad (7)$$

$$N[(c_2 - \omega^2 (m_2 + \mu_1)) + i \omega (b_2 + \beta_1)] - M(c_2 + i \omega (b_2 + \beta_1)) = 0 , \quad (8)$$

откуда:

$$M = N \frac{(c_2 - \omega^2 (m_2 + \mu_1)) + i \omega (b_2 + \beta_1)}{c_2 + i \omega (b_2 + \beta_1)} . \quad (9)$$

Подставляя выражение (9) в выражение (7) получим:

$$M(D + iL) = Q[(c_2 - \omega^2 (m_2 + \mu_1)) + i \omega (b_2 + \beta_1)] , \quad (10)$$

откуда:

$$M = Q \frac{(c_2 - \omega^2 (m_2 + \mu_1)) + i \omega (b_2 + \beta_1)}{D + iL} , \quad (11)$$

где

$$D = (c_1 + c_2 - m_1 \omega^2)(c_2 - \omega^2 (m_2 + \mu_1)) - c_2^2 - b_1 \omega^2 (b_2 + \beta_1) ;$$

$$L = i\omega\{b_2[c_1 - \omega^2(m_1 + (m_2 + \mu_1))] + b_1(c_2 - \omega^2 \times (m_2 + \mu_1)) + \beta_1(c_1 - m_1\omega^2)\}.$$

Умножим числитель и знаменатель полученного выражения (11) на число сопряженное знаменателю и получим:

$$M = Q \cdot \{ [D(c_2 - \omega^2(m_2 + \mu_1)) + L\omega(b_2 + \beta_1)] + i[D\omega(b_2 + \beta_1) - L(c_2 - \omega^2(m_2 + \mu_1))] \} / (D^2 + L^2). \quad (12)$$

Подставляя выражение (12) в выражение (5) получим:

$$x_1 = Q \cdot \{ [D(c_2 - \omega^2(m_2 + \mu_1)) + L\omega(b_2 + \beta_1)] \cos \omega t + i[D(c_2 - \omega^2(m_2 + \mu_1)) + L\omega(b_2 + \beta_1)] \sin \omega t + i[D\omega(b_2 + \beta_1) - L(c_2 - \omega^2(m_2 + \mu_1))] \cos \omega t - [D\omega(b_2 + \beta_1) - L(c_2 - \omega^2(m_2 + \mu_1))] \sin \omega t \} / (D^2 + L^2). \quad (13)$$

Выделяя из полученного выражения (13) мнимую часть, найдем решение выражения (5):

$$x_1 = Q \times \left[\frac{\sqrt{(c_2 - \omega^2(m_2 + \mu_1))^2 + \omega^2(b_2 + \beta_1)^2}}{\sqrt{D^2 + L^2}} \right] \times \sin(\omega t - \varphi_1), \quad (14)$$

где φ_1 – угол сдвига фаз между амплитудами возмущающих сил и амплитудами вынужденных колебаний в направлении координатной оси X;

$$\varphi_1 = \varphi_{12} - \varphi_{11}; \quad (15)$$

$$\varphi_{11} = \arctg \frac{\omega(b_2 + \beta_1)}{c_2 - \omega^2(m_2 + \mu_1)}; \quad (16)$$

$$\varphi_{12} = \arctg \frac{L}{D}. \quad (17)$$

Аналогично найдем решение выражения (6):

$$x_2 = Q \frac{\sqrt{c_2^2 + \omega^2(b_2 + \beta_1)^2}}{\sqrt{D^2 + L^2}} \times \sin(\omega t - \varphi_2), \quad (18)$$

где φ_2 – угол сдвига фаз между амплитудами возмущающих сил и амплитудами вынужденных колебаний в направлении координатной оси Y;

$$\varphi_2 = \varphi_{12} - \varphi_{21}; \quad (19)$$

$$\varphi_{21} = \arctg \frac{\omega(b_2 + \beta_1)}{c_2}. \quad (20)$$

Решение полученной системы уравнений (3,4) для стационарных колебаний, описывающих установившееся движение рассматриваемой динамиче-

ской системы в режиме холостого хода, представим в виде действительной части комплексных функций:

$$y_1 = Ke^{i\omega t}; \quad (21)$$

$$y_2 = Pe^{i\omega t}, \quad (22)$$

где K и P – постоянные интегрирования, комплексные амплитуды.

Преобразовывая систему уравнений (3), (4) и подставляя в нее значения выражений (21) и (22) получим:

$$K[(c_{12} + c_{22} - m_1\omega^2) + i\omega(b_{12} + b_{22})] - P(c_{22} + i\omega b_{22}) = Q \cos \omega t; \quad (23)$$

$$P[(c_{22} - \omega^2(m_2 + \mu_2)) + i\omega(b_{22} + \beta_2)] - K(c_{22} + i\omega(b_{22} + \beta_2)) = 0, \quad (24)$$

откуда:

$$K = P \frac{(c_{22} - \omega^2(m_2 + \mu_2)) + i\omega(b_{22} + \beta_2)}{c_{22} + i\omega(b_{22} + \beta_2)}. \quad (25)$$

Подставляя выражение (25) в выражение (23) получим:

$$K(E + iF) = Q \cdot [(c_{22} - \omega^2(m_2 + \mu_2)) + i\omega(b_{22} + \beta_2)], \quad (26)$$

откуда:

$$K = Q \frac{(c_{22} - \omega^2(m_2 + \mu_2)) + i\omega(b_{22} + \beta_2)}{E + iF}, \quad (27)$$

где

$$E = (c_{12} + c_{22} - m_1\omega^2)(c_{22} - \omega^2(m_2 + \mu_2)) - c_{22}^2 - b_{12}\omega^2(b_{22} + \beta_2);$$

$$F = i\omega\{b_{22}[c_{12} - \omega^2(m_1 + (m_2 + \mu_2))] + b_{12}(c_{22} - \omega^2 \times (m_2 + \mu_2)) + \beta_2(c_{12} - m_1\omega^2)\}.$$

Умножим числитель и знаменатель полученного выражения (27) на число сопряженное знаменателю и получим:

$$K = Q \cdot \{ [E(c_{22} - \omega^2(m_2 + \mu_2)) + F\omega(b_{22} + \beta_2)] + i[E\omega(b_{22} + \beta_2) - F(c_{22} - \omega^2(m_2 + \mu_2))] \} / (E^2 + F^2). \quad (28)$$

Подставляя выражение (28) в выражение (21) получим:

$$y_1 = Q \cdot \{ [E(c_{22} - \omega^2(m_2 + \mu_2)) + F\omega(b_{22} + \beta_2)] \times \cos \omega t + i[E(c_{22} - \omega^2(m_2 + \mu_2)) + F\omega(b_{22} + \beta_2)] \times \sin \omega t + i[E\omega(b_{22} + \beta_2) - F(c_{22} - \omega^2(m_2 + \mu_2))] \times \cos \omega t - [E\omega(b_{22} + \beta_2) - F(c_{22} - \omega^2(m_2 + \mu_2))] \times \sin \omega t \} / (D^2 + L^2). \quad (29)$$

Выделяя из полученного выражения (29) действительную часть, найдем решение выражения (21):

$$y_1 = Q \times \left[\frac{\sqrt{(c_{22} - \omega^2(m_2 + \mu_2))^2 + \omega^2(b_{22} + \beta_2)^2}}{\sqrt{E^2 + F^2}} \right] \times \cos(\omega t - \varphi_3), \quad (30)$$

где φ_3 – угол сдвига фаз между амплитудами возмущающих сил и амплитудами вынужденных колебаний в направлении координатной оси X;

$$\varphi_3 = \varphi_{13} - \varphi_{14}; \quad (31)$$

$$\varphi_{13} = \arctg \frac{\omega(b_{22} + \beta_2)}{c_{22} - \omega^2(m_2 + \mu_2)}; \quad (32)$$

$$\varphi_{14} = \arctg \frac{F}{E}. \quad (33)$$

Аналогично найдем решение выражения (22):

$$y_2 = Q \frac{\sqrt{c_{22}^2 + \omega^2(b_{22} + \beta_2)^2}}{\sqrt{E^2 + F^2}} \times \cos(\omega t - \varphi_4), \quad (34)$$

где φ_4 – угол сдвига фаз между амплитудами возмущающих сил и амплитудами вынужденных колебаний в направлении координатной оси Y;

$$\varphi_4 = \varphi_{41} - \varphi_{14}; \quad (35)$$

$$\varphi_{41} = \arctg \frac{\omega(b_{22} + \beta_2)}{c_{22}}. \quad (36)$$

В результате полученных теоретических выражений получаем основные зависимости, представленные на рис. 2, 3.

На рис. 2, 3 показаны изменения амплитуд колебаний подвижной рамы виброплощадки и формы в вертикальном (A_1, A_2) и горизонтальном (A_{y1}, A_{y2}) направлениях при жесткости упругих амортизаторов $c_2=3042$ кг/см, толщине уплотняемого слоя H от 10 до 20 см, осадке конуса $OK=3,5-4$ см и жесткостях $Ж=30-120$ с в зависимости от относительной жесткости бетонной смеси ζ . Значения получены при амплитуде возмущающей силы $Q=250$ Н, жесткости амортизаторов $c_1=480$ кг/см – в вертикальном и $c_{y1}=96$ кг/см – горизонтальном направлениях, а также при жесткости прокладок в горизонтальном направлении $c_{y2}=608$ кг/см и частоте вынужденных колебаний $\omega=292$ рад/с.

Анализ данных, полученных на рис. 2, 3 показывает, что амплитуда колебаний подвижной рамы и формы существенно зависит от коэффициента относительной пластической деформации бетонной смеси и незначительно от толщины уплотняемого слоя. Амплитуда колебаний подвижной рамы в вертикальном направлении значительно ниже, чем в горизонтальном направлении. Амплитуда колебаний формы выше в вертикальном направлении, а в горизонтальном – понижается.

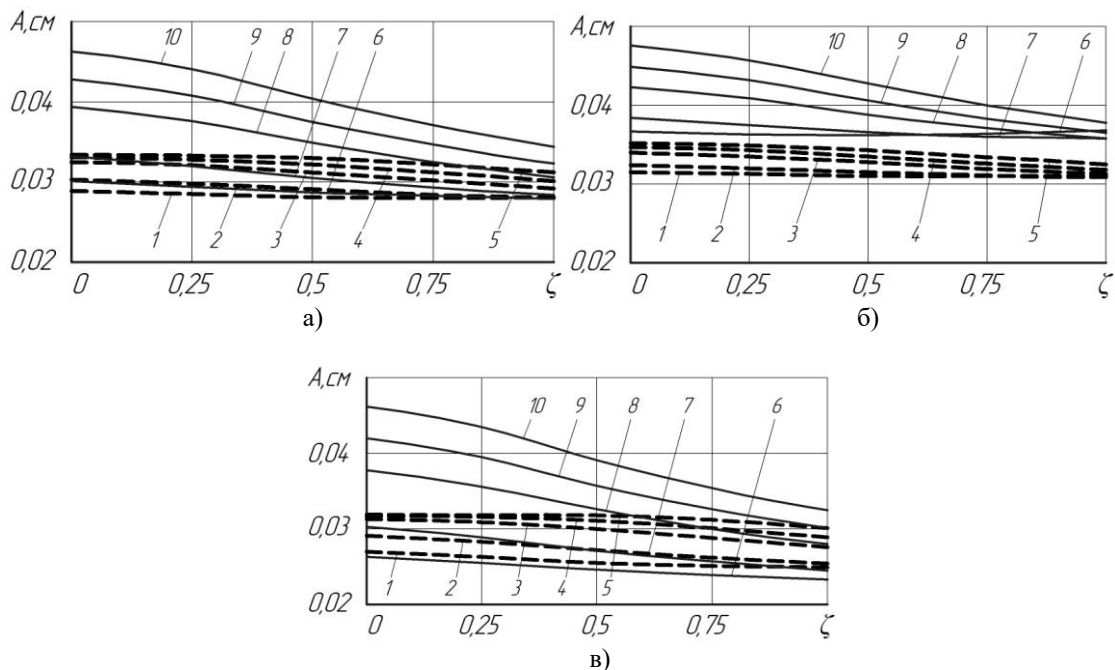


Рисунок 2 – Изменение амплитуд колебаний подвижной рамы A_1 (---) виброплощадки и формы A_2 (—) в вертикальном направлении в зависимости от относительной плотности бетонной смеси ζ при жесткости упругих амортизаторов $c_2=3042$ и толщине уплотняемого слоя $H=10$ (а), $H=15$ (б), $H=20$ (в):

1, 6 – при осадке конуса $OK=3,5 - 4$ см; 2, 7 – при жесткости $Ж=30$ с; 3, 8 – при $Ж=60$ с;
4, 9 – при $Ж=90$ с; 5, 10 – при $Ж=120$ с

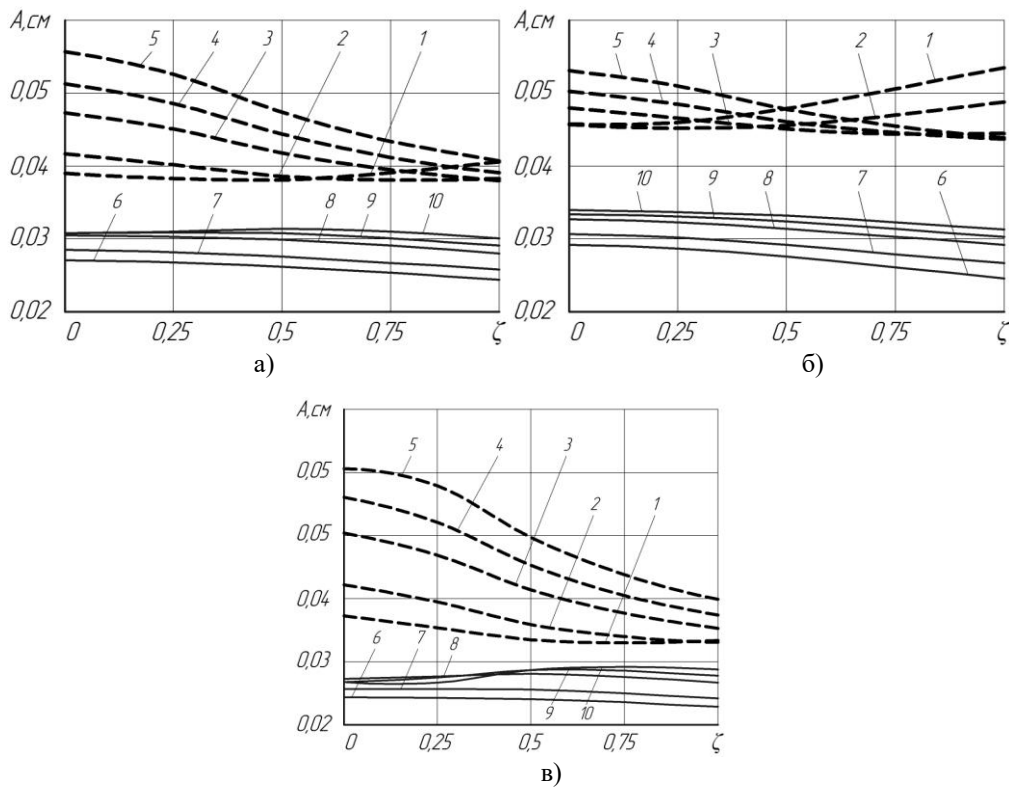


Рисунок 3 – Изменение амплитуд колебаний подвижной рамы виброплощадки A_{y1} (---) и формы A_{y2} (—) в горизонтальном направлении в зависимости от относительной плотности бетонной смеси ζ при жесткости упругих амортизаторов $c_2=3042$ и толщине уплотняемого слоя $H=10$ (а), $H=15$ (б), $H=20$ (в): 1, 6 – при осадке конуса ОК=3,5 – 4 см; 2, 7 – при жесткости Ж=30 с; 3, 8 – при Ж=60 с; 4, 9 – при Ж=90 с; 5, 10 – при Ж=120 с

ВЫВОДЫ. Составлена расчетная схема вибрационной установки в рабочем режиме. Движение подвижной рамы и формы описаны при помощи систем уравнений.

Получены закономерности изменения амплитуд колебаний подвижной рамы и формы в вертикальном и горизонтальном направлениях в зависимости от относительной плотности бетонной смеси и ее консистенции, толщины уплотняемого слоя и жесткости упругих амортизаторов. Найдены рациональные параметры двухмассной виброплощадки, при которых амплитуда колебаний виброформы значительно больше амплитуды колебаний подвижной рамы за счет резонансных явлений.

ЛИТЕРАТУРА

1. Волков С.А., Евтюков С.А. Строительные машины. – СПб.: Издательство ДНК, 2012. – 597 с.
2. Борщевский А.А., Ильин А.С. Механическое оборудование для производства строительных материалов и изделий. – Москва. – «Высшая школа», 1987. – 368 с.
3. Механическое оборудование предприятий строительных материалов, изделий и конструкций / С.Г. Силенок, Ю.С. Гризак [и др.]. – М: Машиностроение, 1990. – 416 с.
4. Маслов А.Г., Саленко Ю.С. Вибрационные машины и процессы в дорожно-строительном производстве. – Кременчук: ПП Щербатих О.В., 2014. – 262 с.

5. Иткин А.Ф. Вибрационные машины для формирования бетонных изделий. – К.: «МП Леся», 2009. – 152 с.

6. Нестеренко М.П. Дослідження робочого режиму віброплощадки з вимушеними крутильними коливаннями при формуванні ребристих плит покриттів і плит перекриттів // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). – №1(31).– 2012. – Полтава: ПолтНТУ. – С. 156–162.

7. Нестеренко М.П. Вібраційні площадки з просторовими коливаннями для підприємств будівельної індустрії // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). – Полтава: ПолтНТУ. – 2002. – Вип. 9. – С. 90–93.

8. Добронравов С.С., Дронов В.Г. Строительные машины и основы автоматизации. – М.: Высшая школа, 2001. – 575 с.

9. Назаренко, І. І. Машины для виробництва будівельних матеріалів. – К.: КНУБА, – 1999. – 544 с.

10. Маслов А.Г., Колесник О.О. Разработка вибрационной установки для формирования бетонных изделий // Вісник Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського. – Кременчук: КрНУ. – 2015. – Випуск 6/2015 (95), час. 1. – С. 74–81.

11. Вибрационные машины для приготовления и уплотнения бетонных смесей / А.Г. Маслов, А.Ф. Иткин, Ю.С. Саленко. – Кременчук: ЧП Щербатих А.В., 2014. – 324 с.

INVESTIGATION OF VIBRATIONS DUAL MASS SHAKING TABLE IN THE OPERATING MODE

A. Maslov, O. Kolesnik

Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskyi National University

vul. Pershotravneva, 20, 39600, Kremenchuk, Ukraine. E-mail: olgakolesnik21@list.ru

Purpose. Vibrating compaction method is a major in the manufacture of concrete products and is one of the most critical operations. For the efficient and reliable operation of vibrating machines to accurately choose their options and establish modes of vibration exposure, depending on the permissible duration of the vibration, size and configuration of the product, the quality of its surfaces and the physical and mechanical characteristics of the material being compacted. Physical and mechanical characteristics of the sealed medium largely determine the behavior of the dynamic system of the vibration of the machine, as well as significantly affect on the determination of its parameters. The aim of this work is to study vibrations two-mass vibroplatform process for compacting concrete mixtures in a vibrating operation. **Methodology.** The inertial properties of the concrete mix were characterized by the reduced mass of the concrete mix, as well as the coefficients of inelastic resistance of concrete in vertical and horizontal directions. Moving the movable frame and this vibration forms a setup operation described by the differential equations, the solution of which is arranged by means of complex functions. As a result, the theoretical expressions and values of their basic parameters oscillation amplitude change patterns of the movable frame form and were determined in both vertical and horizontal directions, depending on the relative density of the concrete mix and its consistency compacted layer thickness and stiffness of the elastic shock absorbers. The obtained dependences allowed to determine rational modes of vibration impact on the environment in the sealing operation. **Results.** It was compiled the design scheme vibration machine for forming concrete products, by means of which the nature of the movement two-mass vibroplatform interacting with a sealing medium in the operation has been identified. The equations of motion of the movable frame and in the form of vertical and horizontal directions are presented. It was determined the regularities of change of the oscillation amplitude and shape of the movable frame in vertical and horizontal directions, depending on the relative density of the concrete mix and its consistency compacted layer thickness and stiffness of the elastic shock absorbers. Found rational parameters two-mass vibroplatform. **Originality.** For the first time carried out a theoretical study two-mass vibroplatform taking into account the physical and mechanical properties of the sealed environment, taking into account the wave propagation of deformations in the concrete mix. Regularities of the movable frame movement and vibration form and found rational parameters two-mass vibroplatform in which the amplitude of the oscillation amplitude vibration form much more mobile frame vibrations due to resonance phenomena. **Practical value.** The results will be used in the design and creation two-mass shaker tables with low power consumption. References 11, tables 0, figures 3.

Key words: two-mass vibroplatform, motion law, shaker table, the settlement scheme, rational parameters.

REFERENCES

1. Volkov, S.A., Evtyukov, S.A. (2012), *Stroitelnye mashiny* [Construction machinery], Publishing house DNK, Saint Petersburg, Russia.
2. Barshchevski, A.A., Ilyin, A.S. (1987), *Mexanicheskoe oborudovanie dlya proizvodstva stroitelnykh materialov i izdelij* [Mechanical equipment for the production of building materials and products], «High school», Moscow, Russia.
3. Silenok, S.G., Grizak, Y.S., et al. (1990), *Mexanicheskoe oborudovanie predpriyatij stroitelnykh materialov, izdelij i konstrukcij* [Mechanical equipment enterprises of building materials, products and structures], Engineering, Moscow, Russia.
4. Maslov, A.G., Salenko, Y.S. (2014), *Vibratsionnyie mashiny i protsessyi v dorozhno-stroitelnom proizvodstve* [Vibrating machines and processes in road construction industry], PP Cherbatykh, Kremenchug, Ukraine.
5. Itkin, A.F. (2009), *Vibratsionnyie mashiny dlya formovaniya betonnyih izdelij* [Vibrating machines for molding concrete products], "Les MP", Kyiv, Ukraine.
6. Nesterenko, M.P. (2012), "Research vibratory the mode of forced torsional vibrations in the formation ribbed Flooring slabs and floor slabs", *Collected Works (branch of engineering, construction)*, iss. 31, pp. 156–162.
7. Nesterenko, M.P. (2002), "Vibration platform with spatial fluctuations for companies building industry", *Collected Works (branch of engineering, construction)*, iss. 9, pp. 90–93.
8. Dobronravov, S.S., Dronov, V.G. (2001), *Stroitelnye mashiny i osnovy avtomatizacii* [Construction machinery and automation basics], «High school», Moscow, Russia.
9. Nazarenko, I.I. (1999), *Mashini dlya virobniictva budivelnih materialiv* [Machines for the production of building materials], KNUCA, Kiev, Ukraine.
10. Maslov, A.G., Kolesnik, O.O. (2015), "Development of vibration machine for forming concrete products", *Transactions of Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskyi National University*, iss. (95), pp. 74–81.
11. Maslov, A.G., Itkin, A.F., Salenko, Y.S. (2014), *Vibratsionnyie mashiny dlya prigotovleniya i uplotneniya betonnyih smesey* [Vibrating machines for the preparation and compaction of concrete mixes], PP Cherbatykh, Kremenchug, Ukraine.

Стаття надійшла 19.08.2016.