



Машины і обладнання технологічних процесів будівельної індустрії

УДК 666.97

РАЗРАБОТКА МАЛОГАБАРИТНОЙ ВИБРАЦИОННОЙ МАШИНЫ ДЛЯ ФОРМОВАНИЯ БЕТОННЫХ БЛОКОВ

А.Г. Маслов, В.П. Лукьяненко

Кременчугский национальный университет имени Михаила Остроградского,
39600, ул. Первомайская, 20, г. Кременчуг, тел: (05366) 3-11-08, e-mail: maslov@kdu.edu.ua

АННОТАЦИЯ. Описаны конструкция и принцип действия вибрационной машины для формования бетонных блоков из жестких и сверхжестких бетонных смесей. Вибрационная машина снабжена формой без дна, шарнирно-сочлененной с опорной плитой, на которой смонтирован вибровозбудитель горизонтальных круговых колебаний. Составлена расчетная схема динамической системы «Вибрационная машина – уплотняемая среда», в которой последняя представлена в идее дискретной модели с медленно меняющимися параметрами. Определена закономерность движения вибрационной формы, взаимодействующей с бетонным изделием, в виде сложных пространственных колебаний, состоящих из разнонаправленных горизонтальных и крутильных колебаний, вызывающих эффективное уплотнение. Определены рациональные параметры вибрационной машины и режимы вибрационного воздействия на формируемые бетонные изделия.

Ключевые слова: вибрационная машина, возбудитель колебаний, форма, закон движения.

РОЗРОБКА МАЛОГАБАРИТНОЇ ВІБРАЦІЙНОЇ МАШИНИ ДЛЯ ФОРМУВАННЯ БЕТОННИХ БЛОКІВ

О.Г. Маслов, В.П. Лук'яненко

Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського,
39600, вул. Першотравнева, м. Кременчук, тел: (05366) 3-11-08, e-mail: maslov@kdu.edu.ua

АННОТАЦІЯ. Описано конструкція і принцип дії вібраційної машини для формування бетонних блоків з жорстких і наджорстких бетонних сумішей. Вібраційна машина забезпечена формою без дна, шарнірно-зчленованою з опорною плитою, на якій змонтований вібровозбудувач горизонтальних кругових коливань. Складена розрахункова схема динамічної системи «Вібраційна машина – ущільнюване середовище», в якій останнє представлено у вигляді дискретної моделі з повільно змінними параметрами. Визначена закономірність руху вібраційної форми, взаємодіючої з бетонним виробом, у вигляді складних просторових коливань, що складаються з різноспрямованих горизонтальних і крутильних коливань, що викликають ефективне ущільнення. Визначено раціональні параметри вібраційної машини та режими вібраційного впливу на формовані бетонні вироби.

Ключові слова: вібраційна машина, збудувач коливань, форма, закон руху.

DEVELOPMENT OF SMALL-SIZE VIBRATION MACHINE FOR FORMATION OF CONCRETE BLOCKS

A.G. Maslov, V.P. Lukyanenko

Kremenchuk Mykhaylo Ostrohradskyi National University,
39600, 20, Pershotravneva Street, Kremenchuk, tel.: (05366) 3-11-08, e-mail: maslov@kdu.edu.ua

ABSTRACT. The design and principle of operation of a vibratory machine for molding concrete blocks from a tough and highly rigid concrete mixes. Vibrating machine provided with a form without a bottom, articulated with base plate, which is mounted on the vibration exciter horizontal circular oscillations. The settlement scheme of the dynamic system "the Vibration machine – the sealing environment" in which the latter is represented as a discrete model with slowly varying parameters. Determined movement pattern of

the vibration forms, interacting with a concrete product in the form of complex spatial oscillations, consisting of mixed horizontal and torsional vibrations, causing an effective seal. Defined rational parameters of vibrating machines and modes of vibration exposure on the formed concrete products.

Keywords: *vibration machine, the causative agent of oscillations, shape, traffic law.*

Постановка проблемы. Анализ предыдущих исследований. В настоящее время требуется создание простых, малоэнергоёмких и высокоэффективных вибрационных машин, предназначенных для формования бетонных блоков с немедленной их распалубкой. Существующие вибрационные машины, в виде вибрационных прессов [1], самоходных виброуплотняющих устройств [2, 3] или виброплощадок [4, 5] имеют сложное конструктивное устройство и повышенную энергоёмкость. Все эти вибрационные машины дорогостоящи и не могут быть использованы для сравнительно небольших предприятий по выпуску бетонных изделий. Поэтому создание эффективной вибрационной машины, обеспечивающей формование бетонных блоков из жестких и сверхжестких бетонных смесей и имеющей простую конструкцию и низкую металлоёмкость, является актуальной задачей. Установлено, что физико-механические характеристики уплотняемой среды во многом определяют поведение динамической системы вибрационной машины существенно влияют на определение ее основных параметров и режимов вибрационного процесса уплотнения. Наиболее точные результаты можно получить, в том случае, если в исследуемой динамической системе учитывать действие уплотняемой среды на вибрационную машину в виде сил, характеризующих упругие, инерционные и диссипативные свойства [6, 7]. Правильно подобранные соотношения между основными параметрами вибрационной машины и уплотняемой среды позволяют увеличить эффективность уплотнения, уменьшить массу и упростить конструкцию вибрационной машины, предназначенной для формования бетонных блоков из жестких и сверхжестких бетонных смесей.

Цель и задачи исследования. Целью настоящих исследований является разработка, исследование законов движения и определение рациональных параметров высокоэффективной вибрационной машины, предназначенной для формования бетонных блоков из жестких и сверхжестких бетонных смесей.

Изложение основного материала. На характер колебаний вибрационной машины, используемой для формования бетонных блоков с немедленной распалубкой, а также на эффективность уплотнения формируемых изделий большое влияние оказывают физико-механические характеристики уплотняемой среды. Именно правильный учет всех движущих сил и сил сопротивления позволяет с достаточной степенью точности установить закономерность вибрационного процесса уплотнения бетонной смеси, определить рациональные параметры вибрационной установки, конструкция которой представлена рис. 1.

Вибрационная машина состоит из формы без дна, выполненной в виде продольных 1 и поперечных 2 бортов. На внешней части формы в ее верхней части жестко закреплены продольные 3 и поперечные 4 уголки. К продольным 1 стенкам формы жестко прикреплены проушины 5, в которых смонтирована ось 6, служащая соединительным элементом со съёмным вибрационным устройством, выполненным в виде из кронштейна 7 с трапецидальными захватами оси 6, который соединен с подвibratorной опорой, состоящей из стойки 8 и опорной плиты 9, на которой закреплен вибровозбудитель колебаний 10. Опорная плита 9 установлена на амортизаторах 11. В нижней части формы выполнена обвязка из уголков 12, к которым прикреплены герметизирующие резиновые элементы 13.

Работа вибрационной машины осуществляется следующим образом. На ровную поверхность 14 устанавливается форма без дна, которая затем заполняется бетонной смесью 15. Съёмное вибрационное устройство при помощи трапецидальных захватов кронштейна 7 соединяется с формой. Включается вибровозбудитель колебаний 13, под действием которого форма совершает сложное движение, перемещаясь в горизонтальной плоскости в



продольном и поперечном направлениях, а также совершая крутильные колебания вокруг вертикальной оси, проходящей через центр тяжести вибрационной установки.

В результате такого вибрационного воздействия смесь испытывает в горизонтальном направлении сложное напряженно-деформированное воздействие, приводящее к разрушению внутренних связей и переводу смеси в тиксотропное состояние.

На заключительной стадии процесса формирования на поверхность бетонной смеси может быть установлен пригруз, обеспечивающий выравнивание поверхности и ее фактурный вид.

После окончания процесса формирования вибрационный блок выводится из соприкосновения с осью формы и отводится в сторону. Затем форма перемещается вертикально вверх, отделяется от сформированного бетонного блока и переставляется в новое рабочее положение.

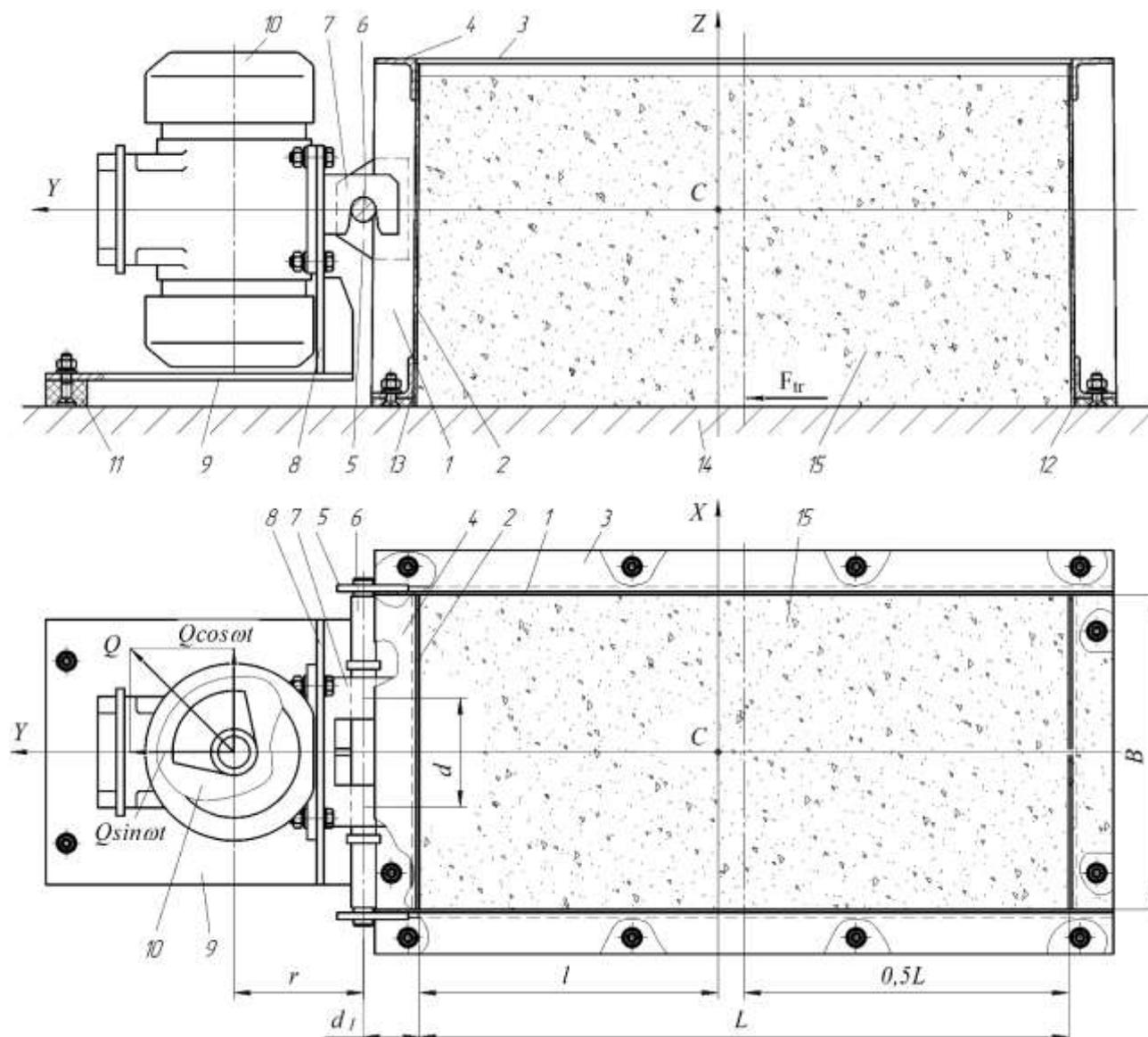


Рис. 1. Расчетная схема вибрационной машины для формирования бетонных блоков

Для изучения закона движения всех элементов вибрационной машины взаимодействующих с бетонной смесью рассмотрим действие сил представленных на рис. 1.

Возмущающую силу Q , генерируемую вибровозбудителем круговых колебаний 10, разложим на две составляющие: продольную – $Q \sin \omega t$, направленную по координатной оси

Y , и поперечную $Q \cos \omega t$, направленную в направлении координатной оси X . Под действием этих двух внешних сил будут происходить колебания формы с бетонной смесью в горизонтальном направлении в виде прямолинейных колебаний центра тяжести в направлении координат Y и X , а также крутильные (угловые) колебания вокруг вертикальной оси Z , проходящей через центр тяжести C вибрационной машины. Уравновешивая по принципу Даламбера [8] все действующие на рассматриваемую динамическую систему внешние и внутренние силы, составим систему уравнений, описывающих движение вибрационной машины в следующем виде:

– движение центра тяжести вибрационной машины в продольном направлении, т.е. в направлении координатной оси Y :

$$(m + m_{b1}) \frac{d^2 y}{dt^2} + (b_1 + b_{b1}) \frac{dy}{dt} + (c_1 + c_{b1}) y \pm F_{tr} = Q \sin \omega t; \quad (1)$$

– движение центра тяжести вибрационной машины в поперечном направлении, т.е. в направлении координатной оси X :

$$(m + m_{b2}) \frac{d^2 x}{dt^2} + (b_2 + b_{b2}) \frac{dx}{dt} + (c_2 + c_{b2}) x \pm F_{tr} = Q \frac{r}{d} f_1 \cos \omega t; \quad (2)$$

– движение вокруг вертикальной оси Z , проходящей через центр тяжести C вибрационной машины:

$$(J + J_b) \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + (n_1 + n_b) \frac{d\varphi}{dt} + (k_1 + k_b) \varphi \pm M_{tr} = [Qr + Q \frac{r}{d} (d_1 + l) f_1] \cos \omega t, \quad (3)$$

где m – масса вибрационной машины; y – перемещение центра тяжести вибрационной машины в продольном направлении, т.е. в направлении координатной оси Y ; x – перемещение центра тяжести вибрационной машины в поперечном направлении, т.е. в направлении координатной оси X ; c_1 и b_1 – жесткость и коэффициент неупругого сопротивления амортизаторов в направлении координатной оси Y ; c_2 и b_2 – жесткость и коэффициент неупругого сопротивления амортизаторов в направлении координатной оси X ; φ – угловое смещение вибрационной машины относительно вертикальной оси Z ; Q – амплитуда возмущающей силы вибровозбудителя круговых колебаний; J – момент инерции вибрационной машины относительно вертикальной оси Z ; k_1 и n_1 – коэффициенты крутильной жесткости и неупругого сопротивления амортизаторов относительно вертикальной оси Z ; m_{b1} – приведенная (присоединенная) масса бетонной смеси, при ее взаимодействии с торцевыми стенками формы; m_{b2} – приведенная (присоединенная) масса бетонной смеси, при ее взаимодействии с боковыми стенками формы; c_{b1} и b_{b1} – жесткость и коэффициент неупругого сопротивления уплотняемой бетонной смеси в направлении координатной оси Y ; c_{b2} и b_{b2} – жесткость и коэффициент неупругого сопротивления уплотняемой бетонной смеси в направлении координатной оси X ; J_b – приведенный момент инерции уплотняемого слоя бетонной смеси относительно вертикальной оси Z ; k_b и n_b – коэффициенты крутильной жесткости и неупругого сопротивления уплотняемого бетонного слоя относительно вертикальной оси Z ; L – длина формуемого изделия; r – расстояние от оси вала вибровозбудителя колебаний до оси шарнирно-сочлененного соединения; d_1 – расстояние от оси шарнирно-сочлененного соединения до передней торцевой стенки формы; l – расстояние от передней торцевой стенки формы до центра



тяжести вибрационной машины; F_{tr} – суммарная сила кулонова трения между основанием и формой, а также между основанием и бетонной смесью; M_{tr} – суммарный момент сил кулонова (сухого) трения между формой и основанием, а также между бетонной смесью и основанием.

Значения приведенных масс бетонной смеси m_{b1} и m_{b2} определим из следующих выражений:

$$m_{b1} = \eta F_1 t g k L / a, \quad (4)$$

$$m_{b2} = \eta F_2 t g k L / a, \quad (5)$$

где η – коэффициент динамической вязкости бетонной смеси; k и a – волновое число и фазовая скорость распространения возмущения в уплотняемом слое [6]; F_1 и F_2 – площади торцевой и боковой стенок формы.

Приведенный момент инерции уплотняемого слоя бетонной смеси относительно вертикальной оси Z определим из следующей зависимости:

$$J_b = \frac{m_{b1} L^2}{12} + m_{b1} (0,5L - l)^2 + \frac{m_{b2} B^2}{12}, \quad (6)$$

где B – ширина формируемого изделия.

Коэффициенты крутильной жесткости k_b и неупругого сопротивления n_b уплотняемого бетонного слоя относительно вертикальной оси Z найдем из следующих выражений:

$$k_b = c_{b1} \frac{B^2}{12} + c_{b2} \frac{l^2 + (L-l)^2}{12}, \quad (7)$$

$$n_b = b_{b1} \frac{B^2}{12} + b_{b2} \frac{l^2 + (L-l)^2}{12}. \quad (8)$$

Силу кулонового трения представим в следующем виде:

$$F_{tr} = \pm (G_1 f_1 + G_2 f_2), \quad (9)$$

где G_1 – составляющая силы тяжести вибрационной машины, приходящаяся на опорную поверхность формы; G_2 – сила тяжести уплотняемого слоя бетонной смеси; f_1 – коэффициент трения между опорной поверхностью формы и основанием; f_2 – коэффициент трения между уплотняемым бетонным слоем и основанием.

Силу кулонового трения (4) за каждый цикл колебаний разложим в ряд Фурье [8], представив её в виде следующего гармонического ряда:

$$F_{tr} = \frac{4(G_1 f_1 + G_2 f_2)}{\pi} \left\{ \sin \omega t + \frac{\sin 3\omega t}{3} + \frac{\sin 5\omega t}{5} + \dots + \frac{\sin[(2n-1)\omega t]}{2n-1} \right\}. \quad (10)$$

Момент сил трения между вибрационной машиной и основанием определим из следующего выражения:

$$M_{mp} = \frac{2G_1 f_1 + G_2 f_2}{4} \sqrt{L^2 + B^2}. \quad (11)$$

Используя разложение в ряд Фурье, представим момент сил трения M_{tr} в виде следующего гармонического ряда:

$$M_{tr} = \frac{2G_1 f_1 + G_2 f_2}{4\pi} \sqrt{L^2 + B^2} \left\{ \sin \omega t + \frac{\sin 3\omega t}{3} + \frac{\sin 5\omega t}{5} + \dots + \frac{\sin[(2n-1)\omega t]}{2n-1} \right\}. \quad (12)$$

Подставляя выражение (10) в зависимость (1), получим уравнение движения центра тяжести вибрационной машины в продольном направлении, т.е. в направлении координатной оси Y :

$$(m + m_{b1}) \frac{d^2 y}{dt^2} + (b_1 + b_{b1}) \frac{dy}{dt} + (c_1 + c_{b1}) y = Q \sin \omega t - \frac{4(G_1 f_1 + G_2 f_2)}{\pi} \left\{ \sin \omega t + \frac{\sin 3\omega t}{3} + \frac{\sin 5\omega t}{5} + \dots + \frac{\sin[(2n-1)\omega t]}{2n-1} \right\}. \quad (13)$$

На основании известных методов классической теории колебаний [9, 10], найдем решение уравнения (13) в следующем виде:

$$y(t) = A_1 \sin(\omega t - \psi_1) - A_3 \sin(3\omega t - \psi_3) - A_5 \sin(5\omega t - \psi_5) - \dots - A_{2n-1} \sin[(2n-1)\omega t - \psi_{2n-1}], \quad (14)$$

где $A_1, A_3, A_5, \dots, A_{2n-1}$ – амплитуды гармоник колебаний на соответствующих частотах $\omega_1, \omega_3, \omega_5, \dots, \omega_{2n-1}$; $\psi_1, \psi_3, \psi_5, \dots, \psi_{2n-1}$ – углы сдвига фаз между амплитудами возмущающих сил и перемещением;

$$A_1 = \frac{Q\pi - 4(G_1 f_1 + G_2 f_2)}{\pi \sqrt{[c_1 + c_{b1} - (m + m_{b1})\omega^2]^2 + (b_1 + b_{b1})^2 \omega^2}}; \quad (15)$$

$$A_3 = \frac{4(G_1 f_1 + G_2 f_2)}{3\pi} \{ [c_1 + c_{b1} - 9(m + m_{b1})\omega^2]^2 + 9(b_1 + b_{b1})^2 \omega^2 \}^{-0,5}; \quad (16)$$

$$A_5 = \frac{4(G_1 f_1 + G_2 f_2)}{5\pi} \{ [c_1 + c_{b1} - 25(m + m_{b1})\omega^2]^2 + 25(b_1 + b_{b1})^2 \omega^2 \}^{-0,5}; \quad (17)$$

$$A_{2n-1} = \frac{4(G_1 f_1 + G_2 f_2)}{(2n-1)\pi} \{ [c_1 + c_{b1} - (m + m_{b1})(2n-1)^2 \omega^2]^2 + [(2n-1)(b_1 + b_{b1})\omega]^2 \}^{-0,5}; \quad (18)$$

$$\psi_1 = \text{arctg} \frac{(b_1 + b_{b1})\omega}{c_1 + c_{b1} - (m + m_{b1})\omega^2}; \quad (19)$$

$$\psi_3 = \text{arctg} \frac{3(b_1 + b_{b1})\omega}{c_1 + c_{b1} - 9(m + m_{b1})\omega^2}; \quad (20)$$

$$\psi_5 = \text{arctg} \frac{5(b_1 + b_{b1})\omega}{c_1 + c_{b1} - 25(m + m_{b1})\omega^2}; \quad (21)$$

$$\psi_{2n-1} = \text{arctg} \frac{(2n-1)(b_1 + b_{b1})\omega}{c_1 + c_{b1} - (m + m_{b1})[(2n-1)\omega]^2}. \quad (22)$$



На основании выражений (2) и (10) составим уравнение движения центра тяжести вибрационной машины в поперечном направлении, т.е. в направлении координатной оси X :

$$(m + m_{b2}) \frac{d^2 x}{dt^2} + (b_2 + b_{b2}) \frac{dx}{dt} + (c_2 + c_{b2})x = Q \frac{r}{d} f_1 \cos \omega t - \frac{4(G_1 f_1 + G_2 f_2)}{\pi} \times$$

$$\times \left\{ \sin \omega t + \frac{\sin 3\omega t}{3} + \frac{\sin 5\omega t}{5} + \dots + \frac{\sin[(2n-1)\omega t]}{2n-1} \right\}. \quad (23)$$

Решение уравнения (23) представим в следующем виде:

$$x(t) = B_{11} \cos(\omega t - \xi) - B_{12} \sin(\omega t - \xi) - B_3 \sin(3\omega t - \xi_3) - B_5 \sin(5\omega t - \xi_5) -$$

$$- \dots - B_{n+1} \sin[(2n-1)\omega t - \xi_{2n-1}], \quad (24)$$

где B_{11} , B_{12} – амплитуды гармоник колебаний на частоте ω ; B_3 , B_5 , ..., B_{2n-1} – амплитуды гармоник колебаний на соответствующих частотах ω_3 , ω_5 , ..., ω_{2n-1} ; ξ , ξ_3 , ξ_5 , ..., ξ_{2n-1} – углы сдвига фаз между амплитудами возмущающих сил и перемещением;

$$B_{11} = \frac{Q r f_1}{d} \{ [c_2 + c_{b2} - (m + m_{b2})\omega^2]^2 + [(b_2 + b_{b2})\omega]^2 \}^{-0,5}; \quad (25)$$

$$B_{12} = \frac{4(G_1 f_1 + G_2 f_2)}{\pi} \{ [c_2 + c_{b2} - (m + m_{b2})\omega^2]^2 + [(b_2 + b_{b2})\omega]^2 \}^{-0,5}; \quad (26)$$

$$B_3 = \frac{4(G_1 f_1 + G_2 f_2)}{3\pi} \{ [c_2 + c_{b2} - 9(m + m_{b2})\omega^2]^2 + [3(b_2 + b_{b2})\omega]^2 \}^{-0,5}; \quad (27)$$

$$B_5 = \frac{4(G_1 f_1 + G_2 f_2)}{5\pi} \{ [c_2 + c_{b2} - 25(m + m_{b2})\omega^2]^2 + [5(b_2 + b_{b2})\omega]^2 \}^{-0,5}; \quad (28)$$

$$B_{2n-1} = \frac{4(G_1 f_1 + G_2 f_2)}{(2n-1)\pi} \{ [c_2 + c_{b2} - (m + m_{b2})\omega^2]^2 + [(2n-1)(b_2 + b_{b2})\omega]^2 \}^{-0,5}; \quad (29)$$

$$\xi = \arctg \frac{(b_2 + b_{b2})\omega}{c_2 + c_{b2} - (m + m_{b2})\omega^2}; \quad (30)$$

$$\xi_3 = \arctg \frac{3(b_2 + b_{b2})\omega}{c_2 + c_{b2} - 9(m + m_{b2})\omega^2}; \quad (31)$$

$$\xi_5 = \arctg \frac{5(b_2 + b_{b2})\omega}{c_2 + c_{b2} - 25(m + m_{b2})\omega^2}; \quad (32)$$

$$\xi_{2n-1} = \arctg \frac{(2n-1)(b_2 + b_{b2})\omega}{c_2 + c_{b2} - (m + m_{b2})[(2n-1)\omega]^2}. \quad (33)$$

Упростим полученное решение (24) уравнения (23), приведя его к следующему виду:

$$x(t) = B_1 \cos(\omega t + \xi_1) - B_3 \sin(3\omega t - \xi_3) - B_5 \sin(5\omega t - \xi_5) - \dots - B_{n+1} \sin[(2n-1)\omega t - \xi_{2n-1}], \quad (34)$$

где

$$B_1 = \sqrt{B_{11}^2 + B_{12}^2}; \quad \xi_1 = -\xi + \operatorname{arctg} \frac{B_{12}}{B_{11}}. \quad (35)$$

Подставляя выражение (13) в зависимость (3) получим уравнение, описывающее крутильные колебания вибрационной машины вокруг координатной оси Z , проходящей через центр тяжести C вибрационной машины:

$$(J + J_b) \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + (n_1 + n_b) \frac{d\varphi}{dt} + (k_1 + k_b) \varphi = [Qr + Q \frac{r}{d} (d_1 + l) f_1] \cos \omega t - \frac{2G_1 f_1 + G_2 f_2}{4\pi} \sqrt{L^2 + B^2} \left\{ \sin \omega t + \frac{\sin 3\omega t}{3} + \frac{\sin 5\omega t}{5} + \dots + \frac{\sin[(2n-1)\omega t]}{2n-1} \right\}. \quad (36)$$

Решение уравнения (36) можно представить в следующем виде:

$$\varphi(t) = \Phi_{11} \cos(\omega t - \zeta) - \Phi_{12} \sin(\omega t - \zeta) - \Phi_3 \sin(3\omega t - \zeta_3) - \Phi_5 \sin(5\omega t - \zeta_5) - \dots - \Phi_{2n-1} \sin[(2n-1)\omega t - \zeta_{2n-1}], \quad (37)$$

где Φ_{11} , Φ_{12} – амплитуды гармоник угловых колебаний на частоте ω ; Φ_3 , Φ_5 , ..., Φ_{2n-1} – амплитуды угловых гармоник колебаний на соответствующих частотах ω_3 , ω_5 , ..., ω_{2n-1} ; ζ , ζ_3 , ζ_5 , ..., ζ_{2n-1} – углы сдвига фаз между амплитудами моментов возмущающих сил и угловыми перемещениями;

$$\Phi_{11} = \frac{Qr[d + (d_1 + l)f_1]}{d \sqrt{[k + k_b - (J + J_b)\omega^2]^2 + (n + n_b)^2 \omega^2}}; \quad (38)$$

$$\Phi_{12} = \frac{(2G_1 f_1 + G_2 f_2) \sqrt{L^2 + B^2}}{4\pi \sqrt{[k + k_b - (J + J_b)\omega^2]^2 + (n + n_b)^2 \omega^2}}; \quad (39)$$

$$\Phi_3 = \frac{(2G_1 f_1 + G_2 f_2) \sqrt{L^2 + B^2}}{12\pi} \{ [k + k_b - 9(J + J_b)\omega^2]^2 + 9(n + n_b)^2 \omega^2 \}^{-0,5}; \quad (40)$$

$$\Phi_5 = \frac{(2G_1 f_1 + G_2 f_2) \sqrt{L^2 + B^2}}{20\pi} \{ [k + k_b - 25(J + J_b)\omega^2]^2 + 25(n + n_b)^2 \omega^2 \}^{-0,5}; \quad (41)$$

$$\Phi_{2n-1} = \frac{(2G_1 f_1 + G_2 f_2) \sqrt{L^2 + B^2}}{4(2n-1)\pi} \{ [k + k_b - (J + J_b)(2n-1)^2 \omega^2]^2 + (n + n_b)^2 (2n-1)^2 \omega^2 \}^{-0,5}; \quad (42)$$

$$\zeta = \operatorname{arctg} \frac{(n + n_b)\omega}{k + k_b - (J + J_b)\omega^2}; \quad (43)$$



$$\zeta_3 = \operatorname{arctg} \frac{3(n+n_b)\omega}{k+k_b-9(J+J_b)\omega^2}; \quad (44)$$

$$\zeta_5 = \operatorname{arctg} \frac{5(n+n_b)\omega}{k+k_b-25(J+J_b)\omega^2}; \quad (45)$$

$$\zeta_{2n-1} = \operatorname{arctg} \frac{(2n-1)(n+n_b)\omega}{k+k_b-(J+J_b)[(2n-1)\omega]^2}. \quad (46)$$

После преобразования выражения (37) получим решение уравнения (36) в следующем виде:

$$\begin{aligned} \varphi(t) = & \Phi_1 \cos(\omega t + \zeta_1) - \Phi_3 \sin(3\omega t - \zeta_3) - \Phi_5 \sin(5\omega t - \zeta_5) - \\ & - \dots - \Phi_{2n-1} \sin[(2n-1)\omega t - \zeta_{2n-1}], \end{aligned} \quad (47)$$

где

$$\Phi_1 = \sqrt{\Phi_{11}^2 + \Phi_{12}^2}; \quad \zeta_1 = -\zeta + \operatorname{arctg} \frac{\Phi_{12}}{\Phi_{11}}. \quad (48)$$

Закон движения торцевых стенок формы, взаимодействующих с бетонной смесью в продольном направлении, т.е. в направлении координаты Y , и вызывающих в ней нормальные напряжения, может быть на основании выражений (14) и (47) представлен в следующем виде:

$$Y_{ts}(y, t) = y(t) - x\varphi(t) \text{ при } -0,5B \leq x \leq 0,5B. \quad (49)$$

Закон движения продольных стенок формы, взаимодействующих с бетонной смесью и оказывающих на неё нормальное давление в направлении координаты X , может быть на основании выражений (34) и (47) описан следующей зависимостью:

$$X_{ps}(x, t) = x(t) + y\varphi(t) \text{ при } -(L-l) \leq y \leq l. \quad (50)$$

Анализ полученных зависимостей показывает, что при инженерных расчетах основных параметров исследуемой вибрационной машины и режимов вибрационного воздействия на бетонную смесь в приведенных уравнениях (13), (23), (36), их решениях (13), (23), (36) и соответственно при подстановке этих зависимостей в выражения (48) и (49), достаточно ограничиться использованием только первых трех членов разложения в ряд Фурье, стоящих в фигурных скобках выражений (13), (23), (36).

Таким образом, получены необходимые теоретические зависимости, позволяющие определить рациональные параметры вибрационной машины для формирования бетонных блоков и режимы вибрационного воздействия на уплотняемую смесь. Применение предлагаемой вибрационной машины позволяет осуществить формирование бетонных блоков из жестких и сверхжестких цементобетонных смесей, упростить ее конструкцию, снизить на 25 – 30% энергоемкость, повысить производительность и обеспечить необходимое качество формируемых изделий из жестких и сверхжестких цементобетонных смесей, обеспечить немедленную распалубку изделия после окончания вибрационного процесса формирования.

Выводы.

Предложена новая конструкция малоэнергоемкой и высокоэффективной вибрационной машины, обеспечивающая формирование бетонных блоков из жестких и сверхжестких цементобетонных смесей. Проведенные исследования позволяют, на

основании полученных решений системы уравнений движения вибрационной машины, определить законы движения продольных и торцевых стенок формы, взаимодействующих с уплотняемой бетонной средой в нормальном направлении, установить рациональные параметры вибрационной машины и режимы вибрационного воздействия на уплотняемую среду. Использование вибрационной машины, предназначенной для формования бетонных блоков из жестких и сверхжестких бетонных смесей, обеспечивает повышение прочности формируемого изделия и снижение расхода цемента на 20 – 25%.

Литература

1. Маслов А.Г. Разработка вибрационного прессы для формования многопустотных бетонных блоков / А.Г. Маслов, В.А. Стуканова // Вісник Кременчуцького державного університету імені Михайла Остроградського. – Кременчук: КДУ, 2010. – Вип. 5 (64). Частина 1. – С. 117–120.
2. Маслов А.Г. Исследование взаимодействия вибрирующей плиты с цементобетонной смесью / А.Г. Маслов, Ю.С. Саленко, Н.А. Маслова // Вісник Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського. – Кременчук: КрНУ. – 2011. – Вип. 2 (67). Част. 1. – С 93–98.
3. Маслов А.Г., Жанар Батсайхан Исследование колебаний рабочего органа машины для уплотнения бетонных смесей в вибрационном рабочем режиме / А.Г. Маслов, Жанар Батсайхан // Вісник Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського. – Кременчук: КрНУ. – 2015. – Вип. 2 (91). Част. 1. – С. 92–97.
4. Иткин А.Ф. Вибрационные машины для формования бетонных изделий / А.Ф. Иткин // К.: «МП Леся». – 2009. – 152 с.
5. Иткин А.Ф. Сравнение теоретических и экспериментальных данных исследований виброплощадок с горизонтально направленными колебаниями / А.Ф. Иткин, А.Г. Маслов // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету імені Михайла Остроградського. – Кременчук: КДПУ. – 2007. – Вип. 1/2007 (42), част. 2. – С. 14–18.
6. Маслов А.Г. Вибрационные машины и процессы в дорожно-строительном производстве / А.Г. Маслов, Ю.С. Саленко // Кременчук: ПП Щербатих О.В. – 2014. – 262 с.
7. Маслов А.Г., Иткин А.Ф., Саленко Ю.С. Вибрационные машины для приготовления и уплотнения бетонных смесей / А.Г. Маслов, А.Ф. Иткин, Ю.С. Саленко // Кременчук: ЧП Щербатых А.В. – 2014. – 324 с.
8. Karnovsky I.A. Theory of Arched Structures: Strength, Stability, Vibration // New York: Springer, 2012. – 456 p.
9. Babitsky V.I., Krupenin V.L. Vibration of Strongly Nonlinear Discontinuous Systems.-Berlin. Heidelberg, New York: Springer-Verlag, 2001. – 404 p.
10. Бабаков И.М. Теория колебаний / И.М. Бабаков // М.: Дрофа, 2001. – 591 с.

REFERENCES

1. Maslov, A.G. (2010). Razrabotka vibracionnogo pressa dlja formovanija mnogopustotnyh betonnyh blokov [Development of a vibratory press for molding multi-hollow concrete blocks]. *Visnik Kremenčuc'kogo derzhavnogo universitetu imeni Mihajla Ostrograds'kogo [Proc. of the Mihailo Ostrogradsky Kremenčuk State University]*, 5 (64), Part 1, 117-120. – (in Russian).
2. Maslov, A.G. (2011). Issledovanie vzaimodejstvija vibrirujushhej plity s cementobetonnoj smes'ju [Investigation of the interaction of a vibrating plate with a cement-concrete mixture]. *Visnik Kremenčuc'kogo nacional'nogo universitetu imeni Mihajla Ostrograds'kogo [Proc. of the Mihailo Ostrogradsky Kremenčuk State University]*, 2 (67), Part 1, 93–98. – (in Russian).
3. Maslov, A.G., Zhanar Batsajhan (2015). Issledovanie kolebanij rabocheho organa mashiny dlja uplotnenija betonnyh smesej v vibracionnom rabochem rezhime [Investigation of the vibrations of the working part of the machine for compacting concrete mixes in the vibrational working mode]. *Visnik Kremenčuc'kogo nacional'nogo universitetu imeni Mihajla Ostrograds'kogo [Proc. of the Mihailo Ostrogradsky Kremenčuk State University]*, 2 (91), Part 1, 92–97. – (in Russian).
4. Itkin, A.F. (2009). *Vibracionnye mashiny dlja formovanija betonnyh izdelij [Vibration machines for molding concrete products]*. Kyiv, MP Lesja. – (in Russian).



5. Itkin, A.F. (2007). Sravnenie teoreticheskikh i jeksperimental'nyh dannyh issledovanij vibroploshhadok s gorizontal'no napravlennymi kolebanijami [Comparison of theoretical and experimental data of studies of vibratory areas with horizontally directed oscillations]. *Visnik Kremenchuc'kogo derzhavnogo politehnichnogo universitetu imeni Mihajla Ostrograds'kogo* [Proc. of the Mihailo Ostrogradsky Kremenchuk State University], 1 (42), Part 2, 14-18. – (in Russian).
6. Maslov, A.G. (2014). *Vibracionnye mashiny i processy v dorozhno-stroitel'nom proizvodstve* [Vibrating machines and processes in road construction]. Kremenchuk: PP Shherbatih O.V. – (in Russian).
7. Maslov, A.G., Itkin, A.F., Salenko, Ju.S. (2014). *Vibracionnye mashiny dlja prigotovlenija i uplotnenija betonnyh smesej* [Vibrating machines for the preparation and compaction of concrete mixtures]. Kremenchug: PP Shherbatyh O.V. – (in Russian).
8. Karnovsky, I.A. (2012). *Theory of Arched Structures: Strength, Stability, Vibration*. New York: Springer.
9. Babitsky, V.I., Krupenin, V.L. (2001). *Vibration of Strongly Nonlinear Discontinuous Systems*. Berlin: Heidelberg, New York: Springer-Verlag.
10. Babakov, I.M. (2001). *Teorija kolebanij* [Theory of oscillations]. Moscow: Drofa. – (in Russian).

Надійшло до редакції 18.04.2016 р.

Рецензент: д.т.н., проф. Сівко В.Й.