

### ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРАЦИОННОЙ МАШИНЫ ДЛЯ ФОРМОВАНИЯ БЕТОННЫХ БЛОКОВ В РАБОЧЕМ РЕЖИМЕ

**А. Г. Маслов, В. П. Лукьяненко**

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

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 предельное разрушение структурных связей в бетонной смеси и эффективное уплотнение. Определены рациональные параметры вибрационной машины и режимы вибрационного воздействия на формируемые бетонные изделия.

**Ключевые слова:** вибрационная машина, вибровозбудитель колебаний, параметры, закон движения.

### ДОСЛІДЖЕННЯ ВІБРАЦІЙНОЇ МАШИНИ ДЛЯ ФОРМУВАННЯ БЕТОННИХ БЛОКІВ В РОБОЧОМУ РЕЖИМІ

**О. Г. Маслов, В. П. Лук'яненко**

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

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 вибровозбудитель горизонтальних кругових коливань. Складено розрахункову схему динамічної системи «Вібраційна машина – ущільнюване середовище», в якій останнє представлено у вигляді дискретної моделі з повільно змінними параметрами. Визначено закономірність руху вібраційної форми, взаємодіючої з бетонним виробом, у вигляді складних просторових коливань, що складаються з різноспрямованих горизонтальних і крутильних коливань, що викликають обмеження руйнування структурних зв'язків в бетонній суміші і ефективне ущільнення. Визначено раціональні параметри вібраційної машини та режими вібраційного впливу на формовані бетонні вироби.

**Ключові слова:** вібраційна машина, вібробуджувач коливань, параметри, закон руху.

**АКТУАЛЬНОСТЬ РОБОТЫ.** 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 формирование 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 работы – исследование законов движения и определение рациональных параметров высокоэффективной вибрационной машины, предназначенной для формования бетонных блоков из жестких и сверхжестких бетонных смесей.

**МАТЕРИАЛ И РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ.** 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 попереч-

ные 4 уголки. К продольным 1 стенкам формы жестко прикреплены проушины 5, в которых смонтирована ось 6, служащая соединительным элементом со съемным вибрационным устройством, выполненным в виде из кронштейна 7 с трапециевидными захватами оси 6, который соединен с подвижной 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. Съемное вибрационное устройство при помощи трапециевидных 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.

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

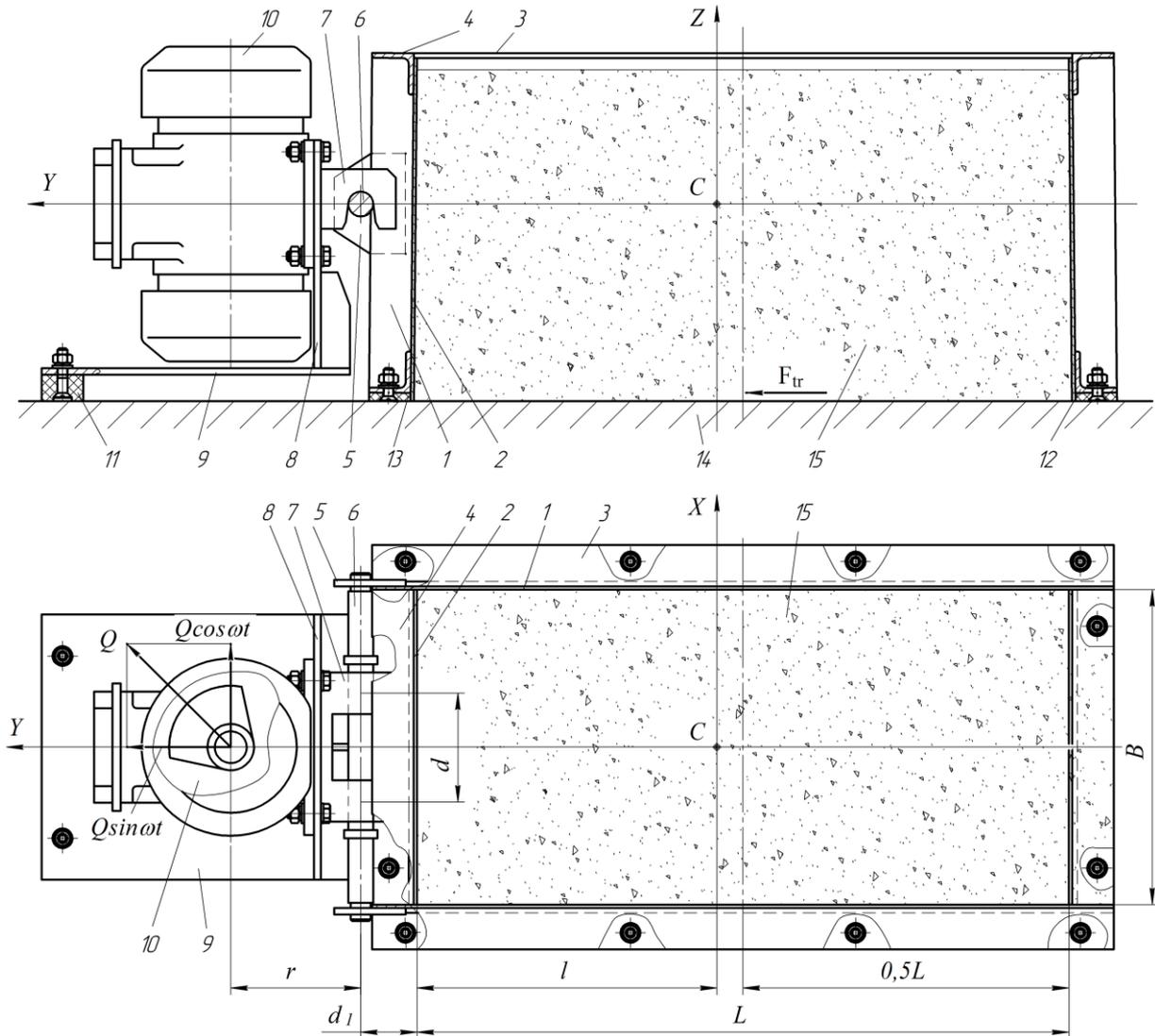


Рисунок 1 – Расчетная схема вибрационной машины для формирования бетонных блоков

Возмущающую силу  $Q$ , генерируемую вибро-возбудителем 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  $X$ ;  $\varphi$  – 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:

$$m_{b1} = \eta F_1 \operatorname{tg} k L / a; \quad (4)$$

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

где  $\eta$  – 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 формуемого 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 поверх-

ность 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;

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

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

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

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

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

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

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

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

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

$$(m + m_{b2}) \frac{d^2 x}{dt^2} + (b_2 + b_{b2}) \frac{dx}{dt} + (c_2 + c_{b2}) x = Q \frac{r}{d} f_1 \cos \omega t - \frac{4(G_1 f_1 + G_2 f_2)}{\pi} \times \left\{ \sin \omega t + \frac{\sin 3\omega t}{3} + \frac{\sin 5\omega t}{5} + \dots + \frac{\sin[(2n-1)\omega t]}{2n-1} \right\}. \quad (23)$$

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  $\omega$ ;  $B_3, B_5, \dots, B_{2n-1}$  – амплитуды гармоник колебаний на соответствующих частотах  $\omega_3, \omega_5, \dots, \omega_{2n-1}$ ;  $\xi, \xi_3, \xi_5, \dots, \xi_{2n-1}$  – углы сдвига фаз между амплитудами возмущающих сил и перемещением;

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Подставляя выражение (13) в зависимость (3) получим уравнение, описывающее кругильные 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  $\Phi_{11}$ ,  $\Phi_{12}$  – амплитуды гармоник угловых колебаний на частоте  $\omega$ ;  $\Phi_3$ ,  $\Phi_5$ , ...,  $\Phi_{2n-1}$  – амплитуды угловых гармоник колебаний на соответствующих частотах  $\omega_3$ ,  $\omega_5$ , ...,  $\omega_{2n-1}$ ;  $\zeta$ ,  $\zeta_3$ ,  $\zeta_5$ , ...,  $\zeta_{2n-1}$  – углы сдвига фаз между амплитудами моментов возмущающих сил и угловыми перемещениями;

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

где

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

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:

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

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 формирования бетонных блоков из жестких и сверхжестких бетонных смесей, обеспечивает повышение прочности формируемого изделия и снижение расхода цемента на 20 – 25 %.

## THE RESEARCH OF VIBRATION MACHINES FOR MOULDING CONCRETE BLOCKS IN OPERATION

**A. Maslov, V. Lukyanenko**

Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskyi National University

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

**Purpose.** Vibrating machine is used for molding concrete blocks of hard and ultrahard concrete mixtures. Existing vibratory machine, view vibratory presses, self-propelled vibroplates devices or table vibrators have a complex design and increased power consumption. So they can't be used for relatively small enterprises for the production of concrete products. Modern production requires the creation of highly effective vibrating machines for molding concrete blocks of hard and ultrahard concrete mixtures and having a simple design and low metal content. For efficient and reliable operation of the developed vibratory machines it is necessary to accurately choose their rational parameters, creating new effects in the form of polycastate multidirectional effects on the moldable concrete mixture, and to justify the rational modes of vibration impact on the sealed environment. The purpose of this research is to develop new design vibro working body for compaction of concrete mixes. **Methodology.** In the study described the construction and principle of operation of vibratory machine, which is provided with a form without a bottom, articulating with base plate on which is mounted a vibration exciter horizontal circular oscillations. In this case, the oscillation exciter

## ЛИТЕРАТУРА

1. Маслов А.Г., Стуканова В.А. / Разработка вибрационного пресса для формирования многопустотных бетонных блоков // Вісник Кременчуцького державного університету імені Михайла Остроградського. – Кременчук: КДУ, 2010. – Вип. 5 (64). Частина 1. – С. 117–120.
2. Маслов А.Г., Саленко Ю.С., Маслова Н.А. Исследование взаимодействия вибрирующей плиты с цементобетонной смесью // 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 // 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 формирования бетонных изделий. – К.: «МП Леся». – 2009. – 152 с.
5. Иткин А.Ф., Маслов А.Г. Сравнение теоретических и экспериментальных данных исследований виброплощадок с горизонтально направленными колебаниями // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету імені Михайла Остроградського. – Кременчук: КДПУ. – 2007. – Вип. 1/2007 (42), част. 2. – С. 14–18.
6. Маслов А.Г., Саленко Ю.С. Вибрационные машины и процессы в дорожно-строительном производстве. – Кременчук: ИП Щербатих О.В. – 2014. – 262 с.
7. Маслов А.Г., Иткин А.Ф., Саленко Ю.С. Вибрационные машины для приготовления и уплотнения бетонных смесей. – Кременчук: ЧП Щербатих 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. – М.: Дрофа, 2001. – 591 с.

according to the form of horizontally directional and angular (torsional) vibrations in the horizontal plane. As a result of the end and longitudinal walls of the mold for each cycle of oscillation have on sealing the concrete mixture alternating amplitude-frequency vibration impact. To determine the laws of motion of vibration of the form acting on sealing the concrete mixture is mixed prichastnymi oscillations, the mathematical model taking into account elastic, dissipative and inertial resistance force arising from the deformation of the sealing medium. The equations of motion and defined the laws of linear and torsional vibrations of the vibration form allows to prove the basic parameters of vibrating machines and technological modes of vibration compaction of the hard and ultrahard concrete mixtures. **Results.** The obtained theoretical expressions, allowing to establish the laws of motion vibratory machine in the horizontal plane during the vibratory compaction of concrete mixes mixed prichastnymi fluctuations. These dependencies sufficiently accurately describe the behavior of real dynamic systems "Vibration machine – compacted environment" in the molding of concrete blocks of hard and ultrahard concrete mixtures. They allow computer simulation of the laws of motion and the mode shapes of the sealing layer, to analyze them from the point of view of effective influence on the processed medium, to justify the type and form of vibration exposure, and to clarify the rational parameters of vibrating equipment. **Originality.** An original design of a vibrating machine in the form of form articulated with the vibration exciter circular oscillation. Made in the equations of motion of a vibrating machine was used dependencies to determine the elastic, dissipative and inertial resistance forces the concrete environment in the form of discrete functions with slowly varying parameters, and the friction force between the base and concrete mix and a base and vibrating form presents harmonic Fourier series. **Practical value.** Offer vibrating machine will be used on construction sites, used for the production of concrete blocks of hard and ultrahard concrete mixtures. The use of the proposed vibration machines can reduce the energy intensity of the process of compaction of concrete mixes, to simplify machine design and improve performance. References 10, tables 0, figures 1.

**Key words:** vibration machine, vibration exciter of vibrations, the parameters, the law of motion.

#### REFERENCES

- Maslov, A. G., Stukanova, V. A. (2010), "Vibration press for forming hollow-core concrete blocks", *Transactions of Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskyi State Polytechnic University*, iss. 64, pp. 117–1208.
- Maslov, A.G., Salenko, Y.S., Maslova, N.A. (2011), "Study of the interaction between a vibrating plate with cement concrete mixture", *Transactions of Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskyi National University*, iss. (67), pp. 93–98.
- Maslov, A.G. Batsaikhan, Z. (2015), "The Research of oscillations of the machine working body of the for compaction of concrete mixes in vibration working mode", *Transactions of Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskyi National University*, iss. (91), pp. 92–97.
- Itkin, A.F. (2009), *Vybratsyonnye mashyny dlya formovanyya betonnykh izdelyy* [Vibrating machines forming of the concrete products], "Les MP", Kyiv, Ukraine.
- Itkin, A.F., Maslov, A.G. (2007), "Comparison of theoretical and experimental studies of vibration platforms with horizontal vibrations", *Transactions of Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskyi National University*, iss. (65), pp. 105–110.
- Maslov, A.G., Salenko, Y.S. (2014), *Vibratsionnye mashyny i protsessy v dorozhno-stroitel'nom proizvodstve: monografiya* [Vibrating machines and processes in road construction industry: monograph], PP Cherbatykh, Kremenchuk, Ukraine.
- Maslov, A.G., Itkin, A.F., Salenko, Y.S. (2014), *Vibratsionnye mashyny dlya prigotovleniya i uplotneniya betonnykh smesey* [Vibrating machines for the preparation and compaction of concrete mixes], PP Cherbatykh, Kremenchuk, Ukraine.
- Karnovsky, I.A. (2012), *Theory of Arched Structures: Strength, Stability, Vibration*, Springer, New York, USA.
- Babitsky, V.I., Krupenin, V.L. (2001), *Vibration of Strongly Nonlinear Discontinuous Systems*, Heidelberg, New York: Springer-Verlag, USA.
- Babakov, I.M., (2001), *Teoriya kolebaniy* [Theory of vibrations], Bustard, Moscow, Russia.

Стаття надійшла 25.01.2016.