

УДК 624.04 (075)

РАЗРАБОТКА ВИБРАЦИОННОГО РАБОЧЕГО ОРГАНА МАШИНЫ ДЛЯ УПЛОТНЕНИЯ БЕТОННЫХ СМЕСЕЙ

А. Г. Маслов, И. И. Жовтяк

Кременчугский национальный университет имени Михаила Остроградского
ул. Первомайская, 20, 39600, г. Кременчуг, Украина. E-mail: inn4321@yandex.ru

Описаны конструкция и принцип действия вибрационного рабочего органа для уплотнения бетонных изделий, включающего виброплиту, подвешенную на упругих амортизаторах к ходовой тележке. При этом виброплита снабжена основным и дополнительным вибровозбудителем колебаний, смещенного, соответственно, к передней и задней кромке днища. Составлена расчетная схема вибрационного рабочего органа и определены законы движения виброплиты в вертикальном и горизонтальном направлении. Найдены угловые колебания виброплиты относительно центра тяжести. Установлено, что наиболее эффективным является использование амплитуды возмущающих сил основного и дополнительного вибровозбудителя колебаний, а так же, найдены рациональные углы сдвига фаз между амплитудами возмущающих сил основным и дополнительным вибровозбудителем колебаний.

Ключевые слова: рабочий орган, вибровозбудитель колебаний, законы движения, бетонная смесь.

РОЗРОБКА ВІБРАЦІЙНОГО РОБОЧОГО ОРГАНУ МАШИНИ ДЛЯ УЩІЛЬНЕННЯ БЕТОННИХ СУМІШЕЙ

О. Г. Маслов, І. І. Жовтяк

Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського
вул. Першотравнева, 20, 39600, м. Кременчук, Україна. E-mail: inn4321@yandex.ru

Описані конструкція і принцип дії вібраційного робочого органу для ущільнення бетонних виробів, що включає виброплиту, підвішену на пружних амортизаторах до ходового візка. При цьому виброплита забезпечена основним і додатковим віброзбуджувачем коливань, зміщеного, відповідно, до передній і задній кромці днища. Складено розрахункову схему вібраційного робочого органу та визначено закони руху виброплити у вертикальному і горизонтальному напрямку. Знайдені кутові коливання виброплити відносно центру тяжіння. Встановлено, що найбільш ефективним є використання амплітуди збурюючих сил основного і додаткового коливань віброзбудника, а також, знайдені раціональні кути зсуву фаз між амплітудами збурюючих сил основним і додатковим віброзбуджувачем коливань.

Ключові слова: робочий орган, віброзбуджувач коливань, закони руху, бетонна суміш.

АКТУАЛЬНОСТЬ РАБОТЫ. Современному строительному производству требуются малоэнергоемкие и высокоэффективные вибрационные машины для формирования бетонных изделий. Этим требованиям в определенной мере отвечают вибрационные машины, обеспечивающие качественное уплотнение, путем вибрационного воздействия на поверхность уложенной бетонной смеси. Они снабжены вибрационными рабочими органами с одночастотными [1–3] и поличастотными колебаниями [4, 5], с одночастотными и поличастотными крутильными колебаниями [6–8], а также с низкочастотными колебаниями [9].

Актуальной задачей является создание вибрационного рабочего органа, в котором будут совмещены высокая эффективность уплотнения, простота конструкции, совмещение операций уплотнения и выглаживания поверхности формируемого бетонного изделия.

Цель работы – разработка малоэнергоемкого и высокоэффективного вибрационного рабочего органа простой конструкции для поверхностного уплотнения бетонных изделий и покрытий.

МАТЕРИАЛ И РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ. Вибрационная установка (рис. 1) предназначена для уплотнения в форме бетонных плит, стеновых и фундаментных блоков. Она включает раму пространственной конструкции, состоящую из основания 1, выполненного из продольных и поперечных швеллеров, покрытых стальным листом, и четырех

стоек 2, на которых жестко закреплены два продольных лонжерона 3. На продольных лонжеронах 3 установлена тяговая тележка 4, к которой на регулируемых тягах 5 подвешена траверса 6, выполненная в виде поперечных швеллеров и опорной плиты, соединенных между собой резьбовым соединением. К опорной плите траверсы 6 на упругих амортизаторах 7 подвешена виброплита 8, снабженная вибровозбудителем круговых колебаний 9, ось дебалансов которого смещена к передней кромке виброплиты. На виброплите 8, также закреплен дополнительный вибровозбудитель колебаний 10, смещенный к задней кромке виброплиты оппозитно вибровозбудителю колебаний 9. На опорной плите траверсы 6 установлен электродвигатель 11, который связан с вибровозбудителем колебаний 9 и вибровозбудителем колебаний 10 цепной передачей, выполненной в виде ведущей звездочки 12 и ведомых звездочек 13 и 14, соединенных приводной цепью 15. На опорной оси 16 тяговой тележки 4 жестко закреплен поводок 17, связанный резьбовым соединением с передачей «винт – гайка», выполненной в виде гайки 18 и ходового винта 19, который установлен в подшипниковых опорах 20 и 21. Подшипниковые опоры 20 и 21 закреплены на раме экспериментальной установке при помощи арочных кронштейнов 22 и 23. Передача «винт – гайка» приводится во вращение от электродвигателя 24 при помощи клиноременной передачи, выполненной в виде приводного шкива 25, установленного на валу электродвигателя

24, ведомого шкива 26, закрепленного на ходовом винте 19, и клинового ремня 27, соединяющего эти шкивы. Электродвигатель 24 закреплен на подмоторной плите 28, жестко закрепленной на стойках 2 рамы экспериментальной установки. Между стойками установлена форма со съемными продольными 29 и поперечными 30 бортами. Уравновешивающий блок 14 служит для улучшения условий работы цепной передачи при вибрационных колебаниях.

При необходимости уравновешивающий блок 14 может быть снабжен дебалансами и превратиться в дополнительный вибровозбудитель колебаний. Статический момент масс дебалансов вибровозбудителя колебаний 13 может регулироваться. Использование ступенчатых шкивов 25 и 26 позволяет регулировать скорость перемещения уплотняющего вибрационного рабочего органа.

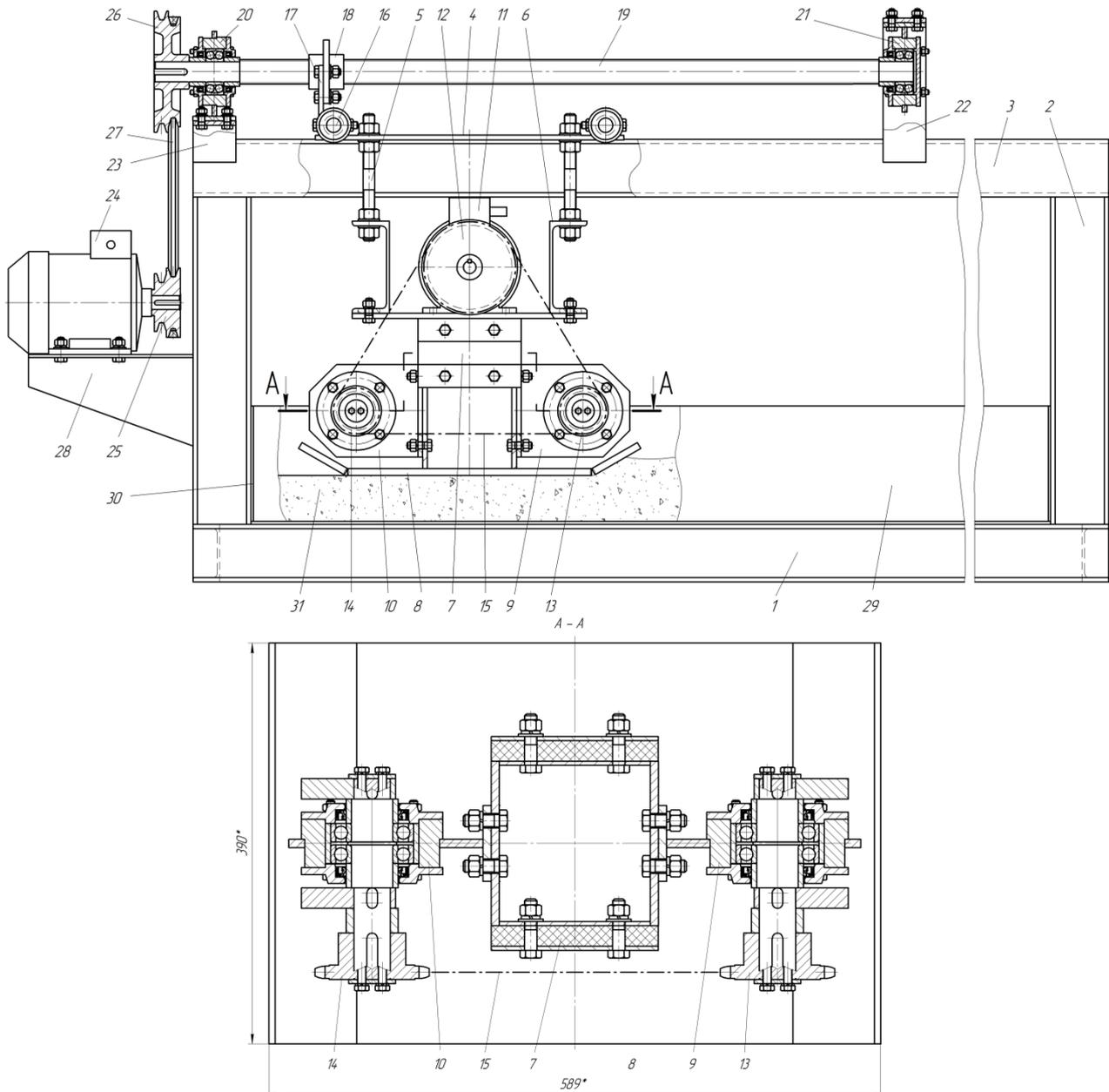


Рисунок 1 – Общий вид вибрационного рабочего органа для уплотнения бетонных смесей

Работа вибрационной установки осуществляется следующим образом. При помощи регулируемых тяг 5 устанавливается необходимая толщина уплотняемого слоя и требуемый угол атаки виброплиты. На плоской поверхности основания 1 устанавливается форма со съемными бортами 29 и 30, которая заполняется цементобетонной смесью ровным слоем. Включаются электродвигатель 11 привода вибровозбудителей круговых колебаний 9 и 10, а также и электродвигатель 24 ходового механизма тяговой

тележки. При этом тяговая тележка перемещает виброплиту 8, которая под действием вибровозбудителей круговых колебаний 9 и 10 совершая сложные пространственные колебания, оказывает на уплотняемую среду переменное амплитудно-частотное вибрационное воздействие. В результате уплотняемая смесь с высокой частотой и переменной амплитудой деформируется в вертикальном направлении и одновременно подвергается сдвиговым деформациям в горизонтальном направлении.

Это позволяет обеспечить эффективное уплотнение и выглаживание поверхности уплотняемого слоя.

К основным параметрам и показателям эффективности работы вибрационного рабочего органа, подлежащим определению или уточнению в процессе теоретических исследований, относятся:

- жесткость передних и задних упругих амортизаторов;
- масса и момент инерции вибрационной плиты совместно с вибровозбудителем круговых колебаний;
- амплитуда возмущающей силы вибровозбудителя круговых колебаний;
- частота и амплитуда вынужденных колебаний виброплиты;
- смещение центра тяжести колеблющейся массы вибрационного рабочего органа относительно уплотняющей поверхности виброплиты;

- смещение в горизонтальном и вертикальном направлении оси вибровозбудителя колебаний относительно центра тяжести колеблющейся массы вибрационного рабочего органа;
- законы уплотняющей поверхности вибрационной плиты;

- мощность привода;
- производительность.

Для определения характера движения вибрационной плиты рассмотрим расчетную схему, представленную на рис. 2. Под действием сил Q_1 и Q_2 виброплите сообщаются пространственные колебания, состоящие из вертикальных и горизонтальных колебаний, а так же крутильные колебания относительно центра тяжести виброплиты. Возмущающие силы Q_1 и Q_2 смещены по фазе одна относительно другой на угол φ .

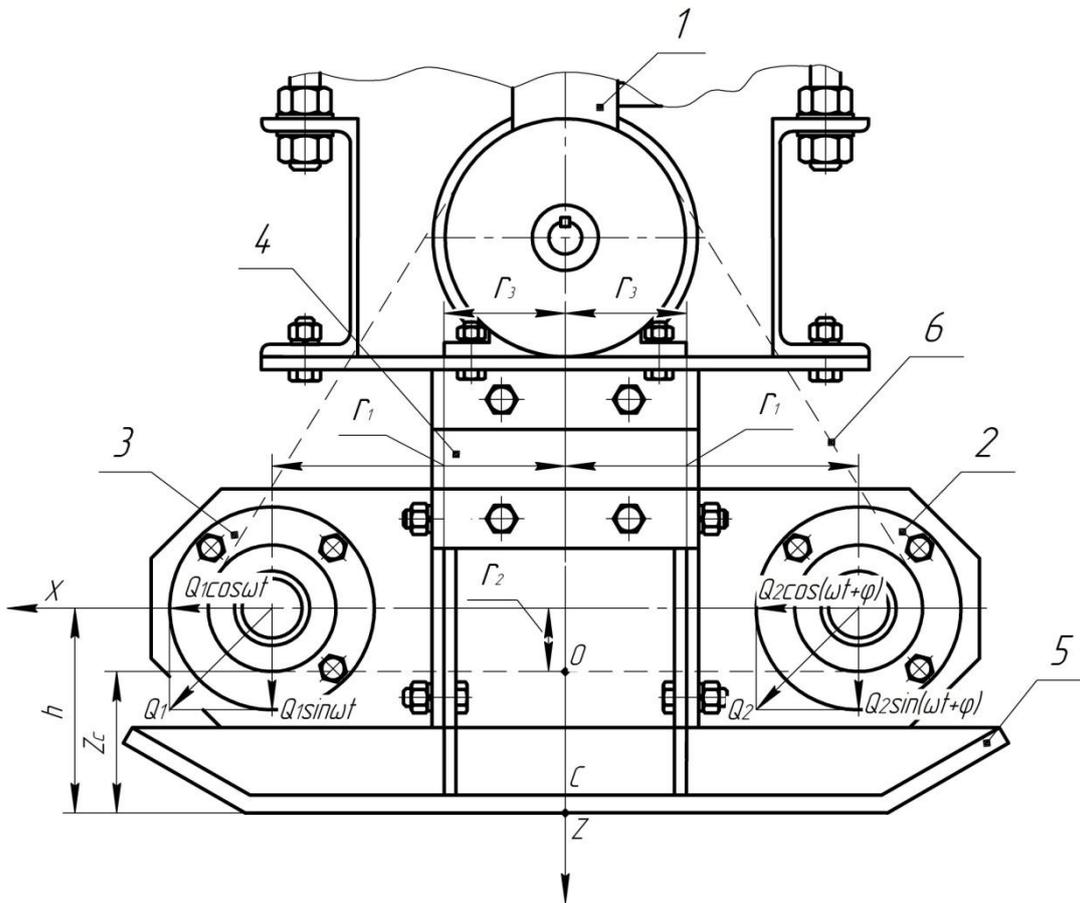


Рисунок 2 – Расчетная схема виброударной динамической системы:

- 1 – электродвигатель привода; 2 – вибровозбудитель колебаний; 3 – дополнительный вибровозбудитель колебаний; 4 – упругие амортизаторы; 5 – виброплита; 6 – цепь

В результате действия вертикальной и горизонтальной составляющей возмущающих сил движение виброплиты можно представить в виде прямолинейных колебаний её центра тяжести O в направлении координатных осей Z и X , а также угловых колебаний относительно координатной оси Y , тоже проходящей через центр тяжести виброплиты (рис. 2). При этом на основании принципа Даламбера [10] движение виброплиты можно описать следующей системой уравнений:

- перемещение по вертикали в направлении координатной оси Z :

$$m\ddot{z} + b_1\dot{z} + c_1z = Q_1 \sin \omega t + Q_2 \sin(\omega t + \varphi); \quad (1)$$

- перемещение по горизонтали в направлении координат оси X :

$$m\ddot{x} + b_2\dot{x} + c_2x = Q_1 \cos \omega t + Q_2 \cos(\omega t + \varphi); \quad (2)$$

- угловые (крутильные) движения виброплиты вокруг координатной оси Y :

$$J\ddot{\psi} + n\dot{\psi} + k\psi = Q_1 \cdot r_2 \cos \omega t + Q_2 \cdot r_2 \cos(\omega t + \varphi) + Q_1 \cdot r_1 \sin \omega t + Q_2 \cdot r_1 \sin(\omega t + \varphi), \quad (3)$$

где m – масса виброплиты; Z и X – перемещения, относительно координатных осей Z , X ; Z_c – координата центра тяжести вибрационной плиты относительно точки C , расположенной в центре днища по вертикали; X_c – координата центра тяжести вибрационной плиты относительно точки C , расположенной в центре днища по горизонтали; J – массовый момент инерции вибрационной плиты, относительно ее центра тяжести; r_1 и r_2 – расстояние от центра тяжести виброплиты до центра приложения возмущающих сил вибровозбудителя круговых колебаний соответственно в направлении координат X и Z ; r_3 – расстояние от центра тяжести виброплиты до передней и задней упругих опор в направлении координаты Z ; c_1 – жесткость амортизаторов в вертикальном направлении; c_2 – жесткость амортизаторов в горизонтальном направлении; b_1 – коэффициент неупругого сопротивления амортизаторов в вертикальном направлении; b_2 – коэффициент неупругого сопротивления амортизаторов в горизонтальном направлении; ψ – угловые перемещения вибрационной плиты относительно координатной оси Y , проходящей через центр тяжести виброплиты в продольном направлении; k и n – коэффициенты крутильной жесткости и диссипации амортизаторов при угловых перемещениях колеблющейся системы относительно координатной оси Y ; φ – угол поворота возмущающей силы относительно горизонтального положения; ω – угловая частота вынужденных колебаний вибровозбудителя колебаний; t – время.

Решение уравнения (1) движение виброплиты в вертикальном направлении представим в следующем виде:

$$Z(t) = M_1 \sin \omega t + N_1 \cos \omega t + B_1 \sin(\omega t + \varphi) + D_1 \cos(\omega t + \varphi), \quad (4)$$

где M_1, N_1, B_1, D_1 – постоянные интегрирования.

Подставляя выражение (4) в уравнение (1) определим постоянные интегрирования в следующем виде:

$$N_1 = -\frac{b_1 \omega Q_1}{b_1^2 \omega^2 + (m \omega^2 - c_1)^2}; \quad (5)$$

$$M_1 = -\frac{(c_1 - m \omega^2) Q_1}{b_1^2 \omega^2 + (m \omega^2 - c_1)^2}; \quad (6)$$

$$B_1 = -\frac{Q_1 b_1 \omega}{b_1^2 \omega^2 + (m \omega^2 - c_1)^2}; \quad (7)$$

$$D_1 = -\frac{Q_2 (m \omega^2 - c_1)}{b_1^2 \omega^2 + (m \omega^2 - c_1)^2}. \quad (8)$$

На основании найденных значений постоянных интегрирования M_1, N_1, B_1, D_1 решение уравнения (4) представим в следующем виде:

$$Z(t) = A_{11} \sin(\omega t - \xi_1) + A_{12} \sin(\omega t + \varphi - \xi_1); \quad (9)$$

$$\xi_1 = \arctg \frac{b_1 \omega}{m \omega^2 - c_1}, \quad (10)$$

где ξ_1 – угол сдвига фаз между амплитудами возмущающих сил и амплитудой перемещений вынужденных колебаний;

$$A_{11} = \frac{Q_1}{\sqrt{(c_1 - m \omega^2)^2 + b_1^2 \omega^2}}; \quad (11)$$

$$A_{12} = \frac{Q_2}{\sqrt{(c_1 - m \omega^2)^2 + b_1^2 \omega^2}}, \quad (12)$$

где A_{11} и A_{12} – амплитуда колебаний центра тяжести виброплиты в вертикальном направлении.

Используя уравнение (2) найдем движение виброплиты по горизонтали в направлении координатной оси X :

$$x(t) = M_2 \sin \omega t + N_2 \cos \omega t + B_2 \sin(\omega t + \varphi) + D_2 \cos(\omega t + \varphi), \quad (13)$$

где M_2, N_2, B_2, D_2 – постоянные интегрирования.

$$N_2 = \frac{Q_1 (c_2 - m \omega^2)}{(c_2 - m \omega^2)^2 + b_2^2 \omega^2}; \quad (14)$$

$$M_2 = \frac{Q_1 b_2}{(c_2 - m \omega^2)^2 + b_2^2 \omega^2}; \quad (15)$$

$$D_2 = \frac{Q_2 b_2 \omega}{(c_2 - m \omega^2)^2 + b_2^2 \omega^2}; \quad (16)$$

$$B_2 = \frac{Q_2 (c_2 - m \omega^2)}{(c_2 - m \omega^2)^2 + b_2^2 \omega^2}. \quad (17)$$

На основании найденных значений постоянных интегрирования M_2, N_2, B_2, D_2 решение уравнения (13) представим в следующем виде:

$$x(t) = A_{21} \cos(\omega t - \xi_2) + A_{22} \cos(\omega t + \varphi - \xi_2); \quad (18)$$

$$\xi_2 = \arctg \frac{b_2 \omega}{c_2 - m \omega^2}; \quad (19)$$

$$A_{21} = \frac{Q_1}{\sqrt{(c_2 - m \omega^2)^2 + b_2^2 \omega^2}}; \quad (20)$$

$$A_{22} = \frac{Q_2}{\sqrt{(c_2 - m \omega^2)^2 + b_2^2 \omega^2}}, \quad (21)$$

где A_{21} и A_{22} – амплитуда колебаний центра тяжести виброплиты в горизонтальном направлении;

ξ_2 – угол сдвига фаз между амплитудами возмущающих сил и амплитудой перемещений в горизонтальном направлении.

Решение уравнения (3), описывающее угловые перемещения виброплиты относительно координатной оси Y , проходящей через центр тяжести виброплиты можно представить в виде:

$$\psi(t) = M_3 \cos \omega t + N_3 \sin \omega t + B_3 \cos(\omega t + \varphi) + D_3 \sin(\omega t + \varphi) + C_1 \sin \omega t + P_1 \cos \omega t + K_1 \sin(\omega t + \varphi) + F_1 \cos(\omega t + \varphi), \quad (22)$$

где $M_3, N_3, B_3, D_3, C_1, P_1, K_1, F_1$ – постоянные интегрирования.

Подставляя выражение (22) в уравнение (3) определим постоянные интегрирования в следующем виде:

$$N_3 = \frac{n\omega}{k - j\omega^2}; \quad (23)$$

$$M_3 = \frac{Q_1 r_2 \cdot (k - j\omega^2)}{(k - j\omega^2) + n^2 \omega^2}; \quad (24)$$

$$B_3 = \frac{n\omega}{k - j\omega^2}; \quad (25)$$

$$D_3 = \frac{Q_2 r_2 \cdot (k - j\omega^2)}{(k - j\omega^2) + n^2 \omega^2}; \quad (26)$$

$$P_1 = -\frac{Q_1 r_1 n \omega}{(k - j\omega^2) + n^2 \omega^2}; \quad (27)$$

$$C_1 = \frac{Q_1 r_1 \cdot (k - j\omega^2)}{(k - j\omega^2) + n^2 \omega^2}; \quad (28)$$

$$F_1 = -\frac{Q_2 r_2 n \omega}{(k - j\omega^2) + n^2 \omega^2}; \quad (29)$$

$$K_1 = \frac{Q_2 r_1 (k - j\omega^2)}{(k - j\omega^2) + n^2 \omega^2}. \quad (30)$$

На основании найденных значений получим:

$$\psi(t) = [Q_1 r_2 \cdot \cos(\omega t - \xi_3) + Q_2 r_2 \cdot \cos(\omega t + \varphi - \xi_3) + Q_1 r_1 \cdot \sin(\omega t - \xi_3) - Q_2 r_1 \cdot \sin(\omega t + \varphi - \xi_3)] / \sqrt{(k - j\omega^2)^2 + n^2 \omega^2}; \quad (31)$$

$$\xi_3 = \arctg \frac{n\omega}{k - j\omega^2}, \quad (32)$$

где ξ_3 – угол сдвига фаз между амплитудами возмущающих сил и амплитудой перемещений при угловых движениях виброплиты.

Полученное уравнение (31) можно представить в виде:

$$\psi(t) = \Omega_1 \cos(\omega t - \xi_3) + \Omega_2 \cos(\omega t + \varphi - \xi_3) + \Omega_3 \sin(\omega t - \xi_3) - \Omega_4 \sin(\omega t + \varphi - \xi_3), \quad (33)$$

где $\Omega_1, \Omega_2, \Omega_3, \Omega_4$ – амплитуды угловых (крутильных) гармонических колебаний виброплиты относительно координатной оси Y.

$$\Omega_1 = \frac{Q_1 r_2}{\sqrt{(k - j\omega^2) + n^2 \omega^2}}; \quad (34)$$

$$\Omega_2 = \frac{Q_2 r_2}{\sqrt{(k - j\omega^2) + n^2 \omega^2}}; \quad (35)$$

$$\Omega_3 = \frac{Q_1 r_1}{\sqrt{(k - j\omega^2) + n^2 \omega^2}}; \quad (36)$$

$$\Omega_4 = \frac{Q_2 r_1}{\sqrt{(k - j\omega^2) + n^2 \omega^2}}. \quad (37)$$

Получены законы движения днища виброплиты:

– колебания днища в вертикальном направлении:
 $Z_{\partial}(t) = Z(t) + x \cdot \psi(t)$, при $-0,5L \leq x \leq 0,5L$ (38)

– колебания днища в горизонтальном направлении:

$$X_{\partial}(t) = X(t) + h \cdot \psi(t). \quad (39)$$

На основании проведенных теоретических исследований был разработан вибрационный рабочий орган со следующими основными параметрами:

– масса вибрационной плиты – 53,77 кг;
 – длина днища вибрационной плиты – $L=42$ см;
 – ширина вибрационной плиты – $B=40$ см;
 – координаты центра тяжести вибрационной плиты относительно точки C, расположенной в центре днища:

– по вертикали – $Z_c=7,0$ см;

– по горизонтали – $X_c=0$;

– массовый момент инерции вибрационной плиты относительно её центра тяжести – $J=2,01 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$;

– расстояние от центра тяжести виброплиты до центра приложения возмущающих сил вибровозбудителя круговых колебаний соответственно в направлении координат X и Z: $r_1=19,5$ см; и $r_2=4,14$ см;

– расстояние от центра тяжести виброплиты до передней и задней упругих опор в направлении координаты Z: $r_3=7,06$ см;

– возмущающая сила механического вибровозбудителя колебаний – $Q=3,75$ кН (382 кг);

– угловая частота колебаний $\omega=283,6$ рад/с.;

– жесткость амортизаторов в вертикальном направлении – $c_1=470$ кН/м (480 кг/см);

– жесткость амортизаторов в горизонтальном направлении – $c_2=0,4 \cdot c_1$.

Установлено, что амплитуда колебаний днища виброплиты носит переменный характер и зависит от длины виброплиты и амплитуде возмущающей силы. В результате полученных теоретических выражений и основных параметров вибрационной установки получаем основные зависимости колебания днища виброплиты, представленные на рис. 3, 4, 5 и 6.

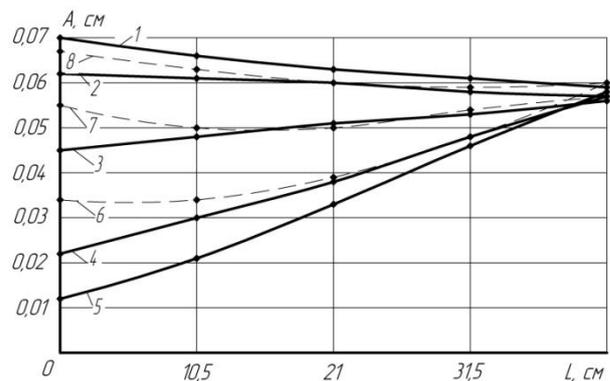


Рисунок 3 – Изменение амплитуды колебаний днища виброплиты по ее длине при амплитудах возмущающей силы $Q_1=60$; $Q_2=190$:

1 – при угле сдвига между амплитудами возмущающих сил Q_1 и Q_2 равным $\varphi=0$;

2 – то же при $\varphi=45$; 3 – то же $\varphi=90$;

4 – то же $\varphi=135$;

5 – то же $\varphi=180$; 6 – то же $\varphi=225$;

7 – то же $\varphi=270$; 8 – то же $\varphi=315$

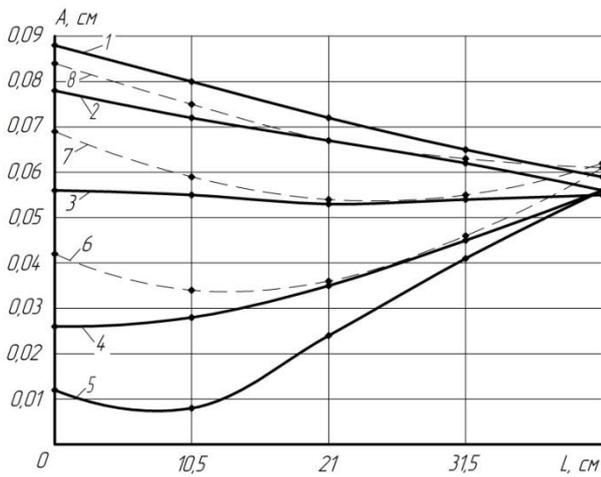


Рисунок 4 – Изменение амплитуды колебаний днища виброплиты по ее длине при амплитудах возмущающей силы $Q_1=95$; $Q_2=190$:

- 1 – при угле сдвига между амплитудами возмущающих сил Q_1 и Q_2 равным $\varphi=0$;
- 2 – то же $\varphi=45$; 3 – то же $\varphi=90$;
- 4 – то же $\varphi=135$; 5 – то же $\varphi=180$;
- 6 – то же $\varphi=225$;
- 7 – то же $\varphi=270$; 8 – то же $\varphi=315$

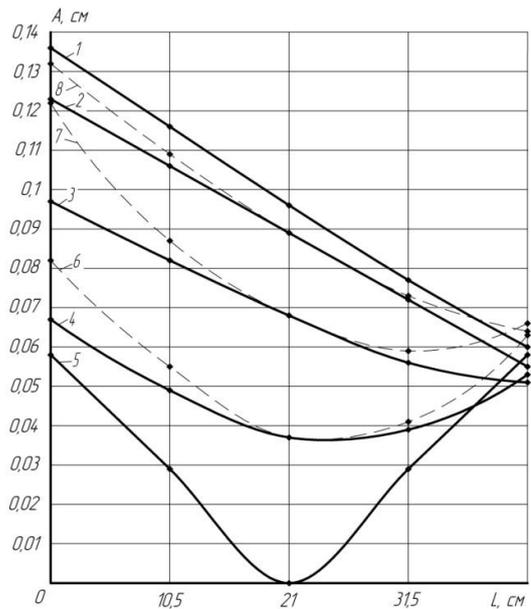


Рисунок 6 – Изменение амплитуды колебаний днища виброплиты по ее длине при амплитудах возмущающей силы $Q_1=190$; $Q_2=190$:

- 1 – при угле сдвига между амплитудами возмущающих сил Q_1 и Q_2 равным $\varphi=0$;
- 2 – то же $\varphi=45$; 3 – то же $\varphi=90$;
- 4 – то же $\varphi=135$; 5 – то же $\varphi=180$;
- 6 – то же $\varphi=225$; 7 – то же $\varphi=270$; 8 – то же $\varphi=315$

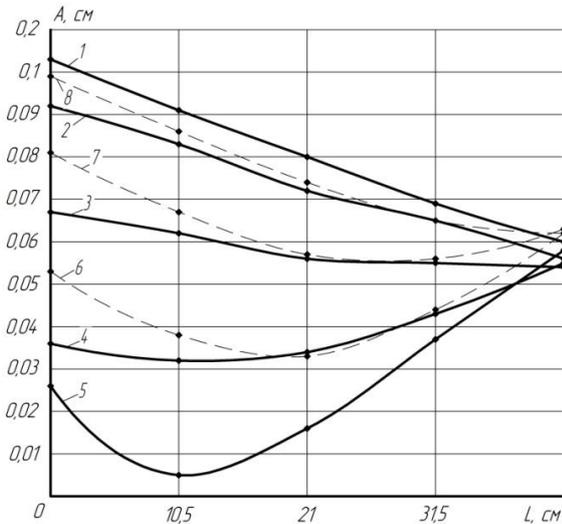


Рисунок 5 – Изменение амплитуды колебаний днища виброплиты по ее длине при амплитудах возмущающей силы $Q_1=125$; $Q_2=190$:

- 1 – при угле сдвига между амплитудами возмущающих сил Q_1 и Q_2 равным $\varphi=0$;
- 2 – то же $\varphi=45$; 3 – то же $\varphi=90$;
- 4 – то же $\varphi=135$; 5 – то же $\varphi=180$;
- 6 – то же $\varphi=225$;
- 7 – то же $\varphi=270$; 8 – то же $\varphi=315$

Анализ приведенных зависимостей показывает, что по длине днища происходит уменьшение амплитуды колебаний A . Поэтому наиболее рациональным является для данной конструкции вибрационной установки с параметрами, приведенными выше, использование возмущающей силы $Q_1=95$; $Q_2=190$ и при угле сдвига между амплитудами возмущающих сил Q_1 и Q_2 равным $\varphi=0$ или $\varphi=315$.

ВЫВОДЫ. Разработан вибрационный рабочий орган простой конструкции для поверхностного уплотнения бетонных изделий и покрытий. Составлена расчетная схема динамической системы вибрационной установки при работе на холостом ходу. Получены уравнения движения виброплиты и определено изменение амплитуды колебаний в горизонтальном и вертикальном направлениях в зависимости от жесткости упругих прокладок. Получены законы движения днища виброплиты.

Определены рациональные режимы вибрационного воздействия на уплотняемую среду, что позволяет обеспечить более плотную усадку жестких бетонных смесей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Маслова Н.А. Исследование взаимодействия вибрационного рабочего органа с уплотняемой средой // Проблемы создания новых машин и технологий. Научные труды Кременчугского государственного политехнического института. – Кременчуг, 1997. – Вып. 2, Ч. 3. – С. 32–44.
2. Жанар Батсайхан. Исследование взаимодействия вибрационной плиты рабочего органа с уплотняемой средой // Вісник Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського. – Кременчуг: КрНУ. – 2015. – Вип. 1 (90). Част. 1. – С. 92–97.

3. Пермяков В.Б., Беляев К.В. Математическая модель процесса уплотнения асфальтобетонных смесей // Известия вузов. Строительство. – Новосибирск: НГАСУ, 2005. Вып. 1. – С. 110–116.

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

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

6. Babitsky V.I., Krupenin V.L. *Vibration of Strongly Nonlinear Discontinuous Systems*.-Berlin. Heidelberg, New York: Springer-Verlag, 2001. – 404 pp.

7. Блехман И.И. Теория вибрационных процессов и устройств. – СПб.: ИД «Руда и Металлы», 2013. – 640 с.

8. Маслов А.Г., Саленко Ю.С. Вибрационные машины и процес-сы в дорожно-строительном производстве. – Кременчуг: ПП Щербатих О.В., 2014. – 262 с.

9. Иванов Р.А., Федулов А.И. Ударные устройства для уплотнения грунта // Строительные и дорожные машины. – 2000. – № 2. – С. 27–29.

10. L. Banakh, M.Kempner / *Vibrations of Mechanical Systems with Regular Structure*. Berlin; Heidelberg: Springer, 2010. – 262 pp.

DEVELOPMENT OF VIBRATION MACHINE FOR FORMING CONCRETE PRODUCTS

A. Maslov, O. Zhovtyak

Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskyi National University

vul. Pershotravneva, 20, 39600, Kremenchuk, Ukraine. E-mail: inn4321@yandex.ru

Purpose. In modern construction it is necessary to establish effective working bodies to ensure a good seal by vibration exposure on the surface of poured concrete or cement-concrete mixtures. Such vibration working bodies shall be of simple construction and low energy consumption, the quality of the material and molding concrete products of varying thickness. For safe and efficient operation of the vibration settings for accurate selection of its rational parameters and modes of vibration effects on the sealed environment, to ensure effective sealing of rigid plastic and concrete mixtures with low power consumption. The aim of this study is to provide a working body of the vibration of simple design for surface sealing of various types of concrete products and coatings. **Methodology.** We describe the design and operation of the vibration of the working body for the sealing of concrete products including vibration plate suspended on elastic shock-absorbers to the undercarriage. In this vibrating plate it is provided with primary and secondary oscillations exciter, displaced respectively to the front and rear edge of the bottom. Moving the working body vibration at idle is described by systems of differential equations, the solution of which is configured using the sophisticated features. It was determined the law of motion of the bottom plate compactors depending on the basic settings and parameters of the vibration excitation of oscillations. On the basis of theoretical research it has been drawn up the design scheme of the vibration of the working body and determined the laws compactors movement in the vertical and horizontal direction. It was found the angular oscillation compaction center of gravity. It was found that the most effective is the use of the amplitude of the perturbing forces of the primary and secondary oscillation exciter, and just found a rational angles of phase shift between the amplitudes of disturbing forces the primary and secondary oscillation exciter. **Results.** It was compiled the design scheme of the dynamical system vibration settings at idling. The equations of motion of plate compactors were determined and it was calculated the change of the oscillation amplitude in the horizontal and vertical directions depending on the hardness of the elastic seals. We obtained the laws of motion of the bottom plate compactors. Theoretical expressions allow us to determine the rational parameters of the vibration of the working body and justify the rational modes of vibration impact on the sealing of concrete in vertical and horizontal directions of vibration. **Originality.** Theoretical study of two-mass dynamic system, working in a resonant mode, was done and revealed the laws of motion of active and reactive mass vibration working organ for the compaction of concrete mixtures. **The practical value.** Vibration has low power consumption and high efficiency products sealing of rigid and malleable mixes and is widely used in the construction industry. References 10, figures 2.

Key words: working body, exciter vibrations, the laws of motion, concrete mix, rational parameters.

REFERENCES

1. Maslova, N.A. (1997), "Investigation of the interaction of the vibration of the working body with sealing Wed-doy", *Problems of creation of new machines and technologies*, Vol. 2, Part 3, pp. 32–44.

2. Batsaikhan, Z. (2015), "Study of the interaction of the vibration plate working body with sealed medium", *Transactions of Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskyi National University*, Iss. (90), pp. 92–97.

3. Permyakov, V.B., Belyaev, K.V. (2005), "The mathematical model of the process seal of asphalt mixes", *Izvestiya VUZov. Building*, no. 1, pp. 110–116.

4. Maslov, A.G., Itkin, A.F., Salenko, Y.S. (2014), *Vibratsionnyie mashinyi dlya prigotovleniya i uplotneniya betonnyih smesey* [Vibrating machines for the preparation and compaction of concrete mixes], PP Cherbatyh, Kremenchug, Ukraine.

5. Itkin, A.F. (2009), *Vibratsionnyie mashinyi dlya formovaniya betonnyih izdeliy* [Vibrating machines for

molding concrete products], "Les MP", Kyiv, Ukraine.

6. Babitsky, V.I., Krupenin, V.L. (2001), *Vibration of Strongly Nonlinear Discontinuous Systems*, Heidelberg: Springer-Verlag, New York, USA.

7. Blehman, I.I. (2013), *Teoriya vibratsionnykh processov i ystroystv* [The theory of vibration processes and devices], Publishing house DNK, Russia.

8. Maslov, A.G., Salenko, Y.S., (2014), *Vibra-tсионnyie mashinyi i protsessyi v dorozhno-stroitelnom proizvodstve* [Vibrating machines and processes in road construction industry], PP Cherbatyh, Kremenchug, Ukraine.

9. Ivanov, R.A., Fedulov, A.I. (2000), "Impact device for compacting soil", *Construction and road machines*, no. 2, pp. 27–29.

10. Banakh, L., Kempner, M. (2010), *Vibrations of Mechanical Systems with Regular Structure*, Heidelberg: Springer, Berlin, Germany.

С татя надійшла 31.05.2016.