

УДК 666.97.033.16

*А.Ф. Иткин, канд.техн.наук, доцент**кремненчугский государственный университет имени Михаила Остроградского*

РАЗРАБОТКА ВИБРАЦИОННОЙ ПЛОЩАДКИ С ЖЕСТКО-УПРУГИМИ ОГРАНИЧИТЕЛЯМИ

Введение. Виброплощадки с вертикально направленными колебаниями [1] обеспечивает эффективное формование изделий из цементобетонных смесей. Однако она имеет достаточно сложную конструкцию, повышенную металлоемкость и низкую надежность из-за использования цилиндрического зубчатого синхронизатора, который обычно быстро выходит из строя при высокочастотных колебаниях, характерных для вибрационных площадок с вертикально направленными колебаниями. Кроме того, использование симметричных гармонических колебаний в вертикальной плоскости не способствует снижению продолжительности формования изделий из жестких бетонных смесей.

Поэтому создание вибрационных площадок, обеспечивающих эффективное уплотнение жестких цементобетонных смесей и сочетающих высокие показатели производительности и качества формируемых изделий с простотой конструкции и сравнительно малыми значениями энергоемкости является важной народнохозяйственной задачей.

Анализ предшествующих исследований. В настоящее время отсутствуют научно обоснованные методы расчета вибрационных площадок с жестко-упругими ограничителями.

Цель работы. Основной целью настоящих исследований является создание достаточно простой и надежной конструкции вибрационной площадки с вертикально направленными колебаниями, обеспечивающей эффективное уплотнение жестких цементобетонных смесей.

Материал и результаты исследований. Предлагаемая вибрационная площадка (рис.1) состоит из подвижной рамы 1 коробчатого сечения, которая при помощи упругих амортизаторов 2 установлена на фундаментной плите 3. В центральной части подвижной рамы 1 закреплены два одинаковых вибровозбудителя круговых колебаний 4 и 5, имеющих противоположное направление вращения. Вибрационная площадка дополнительно снабжена жестко-упругими ограничителями, каждый из которых состоит из закрепленного на подвижной раме жесткого ударного элемента 6, контактирующего с закрепленной на нижней раме упруго-металлической опорой, выполненной в виде жесткого стакана 7, заполненного упруго-пластическим телом 8. В неподвижном состоянии виброплощадки, т.е. в состоянии равновесия, зазор между контактирующими поверхностями ударного элемента 6 и упруго-пластического тела 8 равен $0,1 \dots 0,8$ амплитуды колебаний подвижной рамы или элементы 6 и 8 установлены без зазора (нулевой зазор). Жестко-упругие ограничители расположены симметрично относительно центра подвижной рамы, как в продольном, так и в поперечном направлениях.

Вибрационная площадка работает следующим образом.

На подвижную раму 1 устанавливается форма 9 с формируемым бетонным изделием. После включения вибровозбудителей круговых колебаний 4 и 5, имеющих разное направление вращения, подвижной раме 1 вместе с формой сообщаются вертикально направленные колебания. При этом закрепленные на подвижной раме 1 жесткие ударные элементы 6 периодически ударяются об упругие тела 8 упруго-металлических опор, закрепленных на фундаментной плите 3. В результате этих ударов, во-первых, происходит самосинхронизация вращения вибровозбудителей колебаний, а во-вторых, подвижная рама

осуществляет ассиметричные колебания в вертикальном направлении, что благоприятно сказывается на эффективности уплотнения жестких цементобетонных смесей.

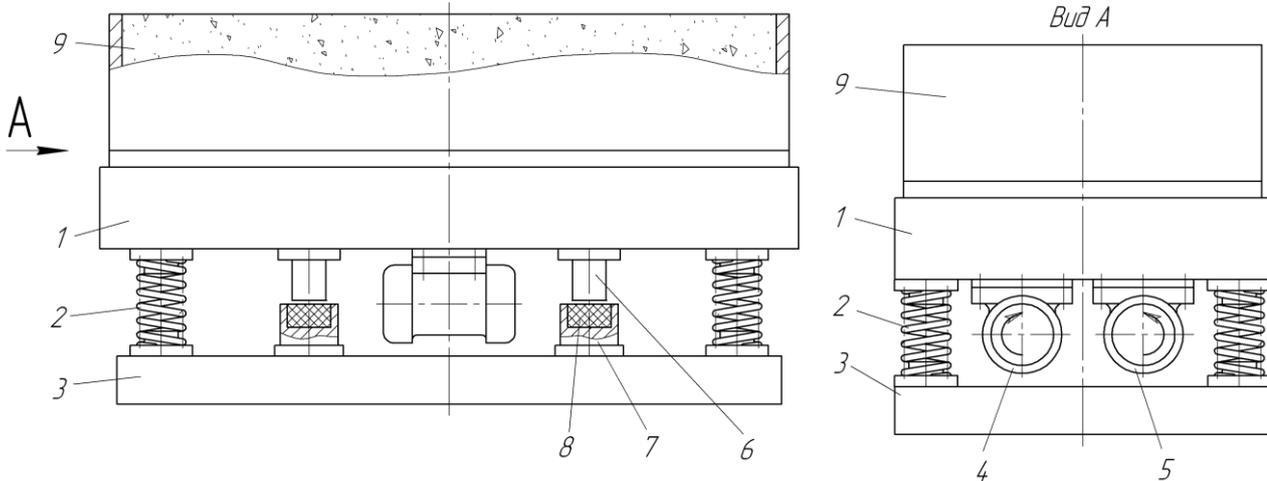


Рисунок 1. Общий вид виброплощадки.

Это объясняется тем, что при ударах создается эффект встряхивания и возрастают инерционные силы, обеспечивающие большую подвижность частиц бетонной смеси с образованием более плотной упаковки жестких цементобетонных смесей.

Предложенное техническое решение позволяет довольно простым способом осуществить синхронизацию вращения вибровозбудителей круговых колебаний, значительно упростить конструкцию вибрационной площадки, уменьшить ее металлоемкость и повысить надежность, а также обеспечить эффективное формование изделий из жестких цементобетонных смесей.

Для определения закона движения и основных параметров виброплощадки исследуем динамическую систему, в которой подвижная рама виброплощадки взаимодействует с жестко-упругими ограничителями. При периодическом воздействии ударных элементов 6 на упругие элементы 8, со стороны последних будет действовать упругий отпор, который можно представить в виде кусочно-монотонной функции, представленной на рис.2 при нулевом зазоре или на рис.3 при зазоре больше нуля. Угол α на рис.3 определяется величиной зазора.

Представленную на рис.2 периодическую с периодом 2π функцию $f(\zeta)$ можно описать следующей системой уравнений:

$$\begin{aligned} f(\zeta) &= A c_2 \zeta \text{ при } 0 < \zeta \leq 0,5\pi; & f(\zeta) &= A c_2 (\pi - \zeta) \text{ при } 0,5\pi < \zeta \leq \pi; \\ f(\zeta) &= 0 \text{ при } \pi < \zeta \leq 2\pi, \end{aligned} \quad (1)$$

где A - амплитуда деформирования упругих элементов; c_2 - жесткость упругих элементов ограничителей.

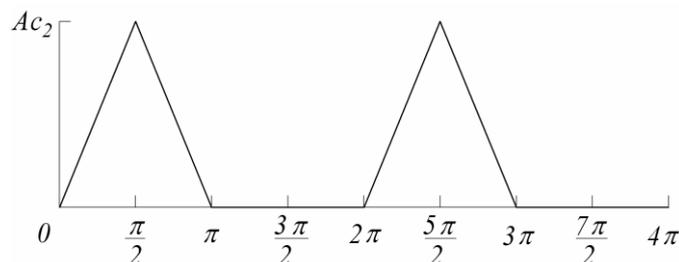


Рисунок 2. Изменение величины упругого отпора при нулевом зазоре между ударными и упругими элементами ограничителей.

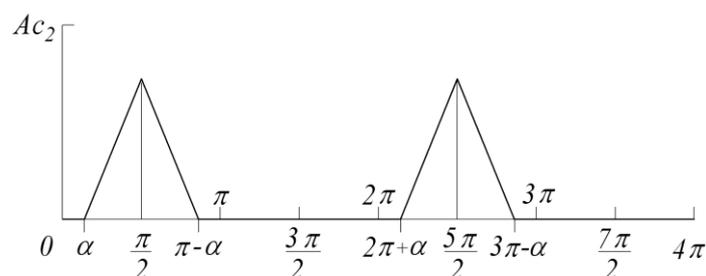


Рисунок 3. Изменение величины упругого отпора при определенном зазоре между ударными и упругими элементами ограничителей.

Разложим функцию $f(\zeta)$ в ряд Фурье [2]. Коэффициенты разложения для функции $f(\zeta)$ будут равны:

$$a_0 = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} f(\zeta) \cdot d\zeta = \frac{Ac_2}{\pi} \left[\int_0^{0,5\pi} \zeta \cdot d\zeta + \frac{1}{\pi} \int_{0,5\pi}^{\pi} (\pi - \zeta) \cdot d\zeta \right] = \frac{Ac_2 \pi}{4}; \quad (2)$$

$$a_k = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} f(\zeta) \cos k\zeta \cdot d\zeta = -\frac{Ac_2}{\pi k^2} (1 + \cos k\pi) = \begin{cases} 0 & \text{при } k \text{ нечетном,} \\ -\frac{2Ac_2}{\pi k^2} & \text{при } k \text{ четном;} \end{cases} \quad (3)$$

$$b_k = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} f(\zeta) \sin k\zeta \cdot d\zeta = \frac{Ac_2}{\pi k^2} \sin k \frac{\pi}{2} = \begin{cases} 0 & \text{їдє } k \div \text{їдїї} \text{ ,} \\ 2Ac_2/(\pi k^2) & \text{їдє } k = 1, 5, 9, \dots \\ -2Ac_2/(\pi k^2) & \text{їдє } k = 3, 7, 11, \dots \end{cases} \quad (4)$$

Представленную на рис. 3 периодическую функцию $f(\zeta)$ с периодом 2π можно описать следующим образом:

$$f(\zeta) = 0 \text{ при } 0 < \zeta \leq \alpha; \quad f(\zeta) = Ac_2(\zeta - \alpha) \text{ при } \alpha < \zeta \leq 0,5\pi; \\ f(\zeta) = Ac_2(\pi - \zeta) \text{ при } 0,5\pi < \zeta \leq \pi - \alpha; \quad f(\zeta) = 0 \text{ при } \pi - \alpha < \zeta \leq 2\pi. \quad (5)$$

Коэффициенты разложения для функции $f(\zeta)$ в ряд Фурье будут равны:

$$a_0 = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} f(\zeta) \cdot d\zeta = Ac_2 \left(\frac{\pi}{4} - \alpha \right); \quad (6)$$

$$a_k = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} f(\zeta) \cos k\zeta \cdot d\zeta = \\ = -\frac{Ac_2 \cos k\alpha}{\pi k^2} (1 + \cos k\pi) = \begin{cases} 0 & \text{при } k \text{ нечетном,} \\ -2Ac_2 \cos k\alpha / (\pi k^2) & \text{при } k \text{ четном;} \end{cases} \quad (7)$$

$$b_k = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} f(\zeta) \sin k\zeta \cdot d\zeta = \frac{Ac_2}{\pi k^2} [\sin k \frac{\pi}{2} - \sin k\alpha (1 - \cos k\pi)] = \\ = \begin{cases} 0 & \text{при } k \text{ четном,} \\ [2Ac_2/(\pi k^2)](1 - \sin k\alpha) & \text{при } k = 1, 5, 9, \dots \\ -2Ac_2(1 + \sin k\alpha) / (\pi k^2) & \text{при } k = 3, 7, 11, \dots \end{cases} \quad (8)$$



Из анализа полученных выражений (2 – 4) и (6 – 8) видно, что коэффициенты разложения в ряд Фурье (6 – 8) при значении $\alpha = 0$ вырождаются в коэффициенты разложения (2 – 4). Вследствие этого коэффициенты (6 – 8) являются универсальными и их можно использовать, как при определенном зазоре между ударными и упругими элементами, так и при нулевом зазоре. С достаточной для инженерных расчетов степенью точности для описания функций $f(\zeta)$, представленных на рис. 2 и 3, можно ограничиться 4 членами разложения в ряд Фурье. При этом для вынужденных периодических колебаний подвижной рамы виброплощадки силовое взаимодействие ударных элементов с упругими элементами может быть на основании выражений (6 – 8) с достаточной степенью точности представлено следующим разложением в ряд Фурье, т.е.

$$f(t) = \frac{Ac_2}{2} \left(\frac{\pi}{4} - \alpha \right) + \frac{2Ac_2}{\pi} \left[\frac{(1 - \sin \alpha) \sin \omega t}{1^2} - \frac{\cos 2\alpha \cos 2\omega t}{2^2} - \frac{(1 + \sin 3\alpha) \sin 3\omega t}{3^2} - \frac{\cos 4\alpha \cos 4\omega t}{4^2} \right]. \quad (9)$$

В случае несимметричной упругой характеристики следует учитывать, что отклонения подвижной рамы в обе стороны от положения равновесия будут различными. Модули указанных отклонений A_{11} и A_{12} (рис. 5) связаны между собой соотношением:

$$\int_{-A_{11}}^{A_{12}} F(z) dz = 0, \quad (10)$$

из которого можно выразить одно из отклонений через другое.

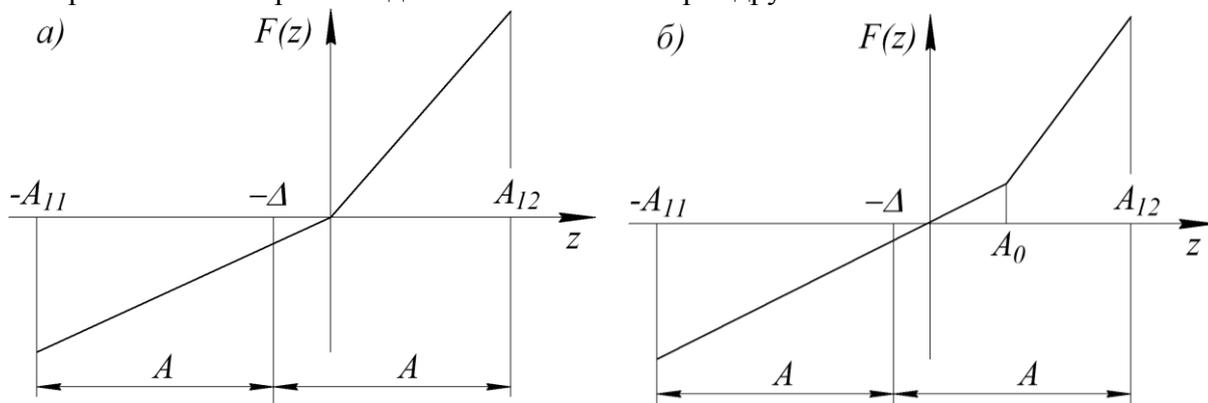


Рисунок 4. Упругая характеристика динамической системы:
а) при нулевом зазоре между ударными и упругими элементами ограничителей; б) при зазоре >0 .

Для упругой характеристики, представленной на рис.4а, функцию $F(z)$ можно описать следующей системой уравнений:

$$F(z) = c_3 z \quad \text{при} \quad -A_{11} < z \leq 0; \quad F(z) = (c_3 + c_2)z \quad \text{при} \quad 0 < z \leq A_{12}, \quad (11)$$

где c_3 - жесткость упругих опор.

Подставляя значения (11) функции $F(z)$ в выражение (10), найдем

$$\int_{-A_{11}}^{A_{12}} F(z) dz = \int_{-A_{11}}^0 c_3 z \cdot dz + \int_0^{A_{12}} (c_3 + c_2)z \cdot dz = -c_3 A_{11}^2 + (c_3 + c_2) A_{12}^2 = 0, \quad (12)$$

откуда

$$A_{12} = A_{11} \sqrt{c_3 / (c_2 + c_3)}. \quad (13)$$

Среднее положение системы (центр колебаний) смещено влево от начала координат на величину

$$\Delta = \frac{1}{2}(A_{11} - A_{12}) = \frac{1}{2}A_{11}\left(1 - \sqrt{c_3/(c_2 + c_3)}\right). \quad (14)$$

Для упругой характеристики, представленной на рис.4б, функцию $F(z)$ можно описать следующей системой уравнений:

$$F(z) = c_3 z \text{ при } -A_{11} < z \leq A_0; F(z) = c_3 z + (z - A_0)c_2 \text{ при } A_0 < z \leq A_{12}, \quad (15)$$

где A_0 - величина зазора, $A_0 = \sin \alpha$.

Подставляя значения (15) функции $F(z)$ в выражение (10), найдем

$$\begin{aligned} \int_{-A_{11}}^{A_{12}} F(z) dz &= \int_{-A_{11}}^{A_0} c_3 z \cdot dz + \int_{A_0}^{A_{12}} [c_3 z + (z - A_0)c_2] \cdot dz = \\ &= -c_3 A_{11}^2 + c_3 A_{12}^2 + c_2 (A_{12} - A_0)^2 = 0. \end{aligned} \quad (16)$$

Введем обозначение $A_0 = k_a A_{12}$ и, подставляя его в выражение (16), найдем

$$A_{12} = A_{11} \sqrt{c_3/[c_2(1 - k_a)]}, \quad (17)$$

где k_a - коэффициент пропорциональности.

При этом определим среднее положение системы (центр колебаний), которое смещено влево от начала координат на величину

$$\Delta = \frac{1}{2}(A_{11} - A_{12}) = \frac{1}{2}A_{11}\left\{1 - \sqrt{c_3/[c_2(1 - k_a) + c_3]}\right\}. \quad (18)$$

Используя выражение (9), полагая $\alpha = 0$, и выражение (14), составим уравнение движения подвижной рамы в вертикальном направлении при нулевом зазоре между ударными и упругими элементами, т.е.

$$\begin{aligned} (m + m_6) \frac{d^2 z}{dt^2} + b_6 \frac{dz}{dt} + (c_3 + \frac{\pi c_2}{8})z &= \\ = -(c_3 + \frac{\pi c_2}{8})\Delta + Q \sin \omega t - \frac{2Ac_2}{\pi} \left[\sin \omega t - \frac{\cos 2\omega t}{4} - \frac{\sin 3\omega t}{9} - \frac{\cos 4\omega t}{16} \right], \end{aligned} \quad (19)$$

где m - масса подвижной рамы вместе с массой формы; m_6 и b_6 - приведенная масса и коэффициент неупругого сопротивления цементобетонной смеси.

Используя выражения (9) и (18), составим уравнение движения подвижной рамы в вертикальном направлении при определенном зазоре между ударными и упругими элементами, т.е.

$$\begin{aligned} (m + m_6) \frac{d^2 z}{dt^2} + b_6 \frac{dz}{dt} + [c_3 + \frac{c_2}{2}(\frac{\pi}{4} - \alpha)]z &= -[c_3 + \frac{c_2}{2}(\frac{\pi}{4} - \alpha)]\Delta + Q \sin \omega t - \\ - \frac{2Ac_2}{\pi} \left[(1 - \sin \alpha) \sin \omega t - \frac{\cos 2\alpha \cos 2\omega t}{4} - \frac{(1 + \sin 3\alpha) \sin 3\omega t}{9} - \frac{\cos 4\alpha \cos 4\omega t}{16} \right] \end{aligned} \quad (20)$$

Поскольку уравнение (20) является общим и при $\alpha = 0$ превращается в уравнение (19), то и решение мы будем отыскивать только для уравнения (20). Это решение будет иметь следующий вид:

$$z = -\Delta + A_1 \sin(\omega t - \varphi_1) + A_2 \cos(2\omega t + \varphi_2) +$$



$$+ A_3 \sin(3\omega t - \varphi_3) + A_4 \cos(4\omega t + \varphi_4), \quad (21)$$

где A_1, A_2, A_3 и A_4 - амплитуды колебаний подвижной рамы соответственно при угловой частоте колебаний $\omega, 2\omega, 3\omega$ и 4ω ; $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ и φ_4 - углы сдвига фаз между амплитудой возмущающих сил и перемещением на соответствующей гармонике;

$$A_1 = \left[Q - \frac{2Ac_2}{\pi} (1 - \sin \alpha) \right] / \left\{ \left[c_3 + \frac{c_2}{2} \left(\frac{\pi}{4} - \alpha \right) - (m + m_0) \omega^2 \right]^2 + b_0^2 \omega^2 \right\}^{0,5}; \quad (22)$$

$$A_2 = \frac{2Ac_2}{\pi} \cos 2\alpha / \left\{ \left[c_3 + \frac{c_2}{2} \left(\frac{\pi}{4} - \alpha \right) - 4(m + m_0) \omega^2 \right]^2 + 4b_0^2 \omega^2 \right\}^{0,5}; \quad (23)$$

$$A_3 = \frac{2Ac_2}{\pi} (1 + \sin 3\alpha) / \left\{ \left[c_3 + \frac{c_2}{2} \left(\frac{\pi}{4} - \alpha \right) - 9(m + m_0) \omega^2 \right]^2 + 9b_0^2 \omega^2 \right\}^{0,5}; \quad (24)$$

$$A_4 = \frac{2Ac_2}{\pi} \cos 4\alpha / \left\{ \left[c_3 + \frac{c_2}{2} \left(\frac{\pi}{4} - \alpha \right) - 16(m + m_0) \omega^2 \right]^2 + 16b_0^2 \omega^2 \right\}^{0,5}; \quad (25)$$

$$\varphi_1 = \arctg \frac{b\omega}{c_3 + \frac{c_2}{2} \left(\frac{\pi}{4} - \alpha \right) - (m + m_0) \omega^2}; \quad (26)$$

$$\varphi_2 = \arctg \frac{2b\omega}{c_3 + \frac{c_2}{2} \left(\frac{\pi}{4} - \alpha \right) - 4(m + m_0) \omega^2}; \quad (27)$$

$$\varphi_3 = \arctg \frac{3b\omega}{c_3 + \frac{c_2}{2} \left(\frac{\pi}{4} - \alpha \right) - 9(m + m_0) \omega^2}; \quad (28)$$

$$\varphi_4 = \arctg \frac{4b\omega}{c_3 + \frac{c_2}{2} \left(\frac{\pi}{4} - \alpha \right) - 16(m + m_0) \omega^2}. \quad (29)$$

Принимая в первом приближении $A = A_1$ и подставляя это значение в выражение (22), найдем

$$A_1 = Q / \left\{ \left[c_3 + \frac{c_2}{2} \left(\frac{\pi}{4} - \alpha \right) - (m + m_0) \omega^2 \right]^2 + b_0^2 \omega^2 \right\}^{0,5} + \frac{2c_2}{\pi} (1 - \sin \alpha). \quad (30)$$

Из рис. 4 следует, что

$$A_{11} = A + \Delta \approx A_1 + \Delta. \quad (31)$$

Подставляя выражение (31) в равенство (18), найдем

$$\Delta = \{ A_{11} [1 - \sqrt{c_3 / [c_2(1 - k_a) + c_3]}] / [1 + \sqrt{c_3 / [c_2(1 - k_a) + c_3]}] \}. \quad (32)$$

Остальные элементы разложения в ряд Фурье определяются из выражений (23 – 29).

Как правило, первое приближение дает достаточно точные результаты, приемлемые для инженерных расчетов. Используя метод последовательных приближений, можно уточнить полученные результаты на 1,5 – 2%.

В результате проведенных теоретических и экспериментальных исследований было установлено, что при жесткости упругих ограничителей $c_2 \geq 2c_3$ обеспечивается

устойчивая работа вибровозбудителей колебаний с необходимой синхронизацией их вращения. При этом одновременно повышается эффективность уплотнения цементобетонных смесей.

Теоретические и проведенные экспериментальные исследования показали высокую сходимость результатов, максимальные их расхождения не превышают 5%

На основании проведенных теоретических и экспериментальных исследований были разработаны и внедрены в производство виброплощадки (рис. 5) с жестко-упругими ограничителями грузоподъемностью 0,75, 1,5, 2,5 и 5,0 т с различными рабочими размерами стола. Виброплощадки грузоподъемностью 5,0 т снабжены двумя парами вибровозбудителей круговых колебаний. При этом расстояние между одной и другой парой вибровозбудителей колебаний вдоль продольной оси виброплощадки равно 0,4 – 0,42 общей длины подвижной рамы виброплощадки, а жестко-упругие ограничители равномерно расположены по длине подвижной рамы виброплощадки.

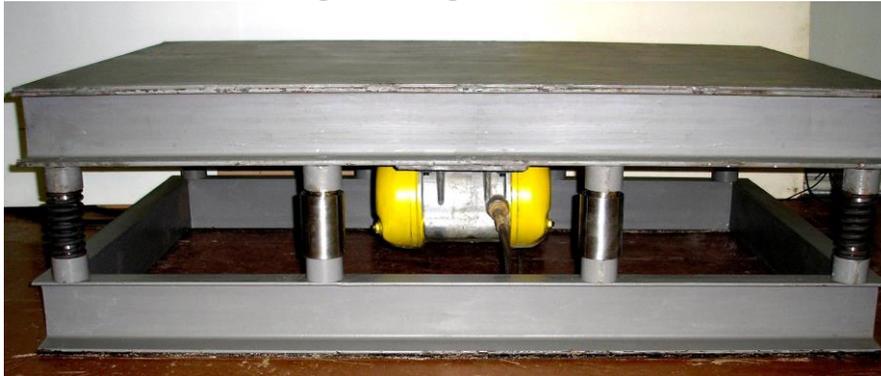


Рисунок 5. Опытно-промышленный образец виброплощадки с жестко-упругими ограничителями грузоподъемностью 1500 кг.

Создание виброплощадок с жестко-упругими ограничителями со сравнительно небольшой грузоподъемностью от 0,75 до 5,0 т позволяет значительно снизить энергоемкость процесса формирования малогабаритных бетонных и железобетонных изделий, используемых в промышленном, гражданском, индивидуальном и дорожном строительстве.

Выводы. На основании проведенных исследований разработаны высокоэффективные и надежные в работе виброплощадки с жестко-упругими ограничителями, предназначенные для формирования изделий из жестких цементобетонных смесей. Они имеют достаточно простую конструкцию, надежны в работе и позволяют существенно снизить энергоемкость процесса уплотнения.

Литература

1. Вибрационные машины в строительстве и производстве строительных материалов. Справочник. Под ред. Баумана В.А. и др. М.: Машиностроение, 1970. – 548 с.
2. Пискунов Н.С. Дифференциальное и интегральное исчисления. Т.2. М.: Наука, 1970. – 576 с.