

УДК 624. 138. 22

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА УПЛОТНЕНИЯ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ПАРАМЕТРОВ ВИБРАЦИОННОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ

Манакин Е.А., канд. техн. наук, Ариненков В.В., ст. преп.,
Донецкий национальный технический университет

Проведен анализ ефективності применения уплотняючих машин в зависимости от свойств уплотняемого материала.

The authors have analyzed the performance of soil-compacting machines on the soils with different properties.

Для возведения земляных сооружений в настоящее время используются разнообразные материалы – от глин, состоящих из частиц мельче 0,002 мм, до материалов, представляющих отходы промышленных производств, состоящих из включений размером 0,5 м и крупнее.

Различие физико-механических свойств, применяемых для строительства материалов, разнообразие условий на строительных объектах, требует конкретного подхода к выбору технических средств и рациональных технологических решений для осуществления процесса уплотнения.

В статье представлены некоторые решения задачи процесса уплотнения в зависимости от параметров вибрационного воздействия. На основании уравнения Лагранжа получена система дифференциальных уравнений, описывающих колебания рассматриваемой системы рассмотрим его динамическое состояние в соответствии с расчетной схемой одновальцового катка:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d^2 u_1}{d\tau^2} + (2\mu\delta_1 + k_2\delta_3) \frac{du_1}{d\tau} + k_1\mu^2 U(u_1, u_2) &= k_2\beta(\cos \tau + \delta_3 \sin \tau), \\ \frac{d^2 u_2}{d\tau^2} + 2\mu\delta_2 \frac{du_2}{d\tau} + (1 - k_1)\mu^2 U(u_1, u_2) &= \gamma\mu^2 S(u_2). \end{aligned} \right\} (1)$$

Введем также безразмерную нелинейную функцию виброударного взаимодействия:

$$U(u_1, u_2) = \begin{cases} u_1 - u_2 & \text{при } u_1 - u_2 < 1, \\ 1 + \lambda(u_1 - u_2 - 1) & \text{при } u_1 - u_2 \geq 1. \end{cases} \quad (2)$$

Определим безразмерным соотношением функцию реакции грунта, зависящую от u_2 , в форме:

$$S(u_2) = \begin{cases} 1 - \frac{1}{\varepsilon} \sqrt{\varepsilon^2 + 2\beta u_2 \sqrt{1 - \varepsilon^2} - (\beta u_2)^2} & \text{при } u_2 > -x_0^* / \Delta, \\ 1 & \text{при } u_2 \leq -x_0^* / \Delta. \end{cases} \quad (3)$$

Квазидинамическое смятие грунта, определяемое формулой

$$x_0^* = R \left(1 - \sqrt{1 - \left(\frac{m \pi g}{\sigma_T R b} \right)^2} \right). \quad (4)$$

Итак, для системы уравнений (1) с нелинейными функциями (2) и (3) имеется все необходимое для их интегрирования численным методом.

На рис. 1 полученные с использованием ЭВМ решения представлены в виде двух графиков относительных перемещений вибровозбудителя u_1 и корпуса катка $u_2 + x_0^* / \Delta$, причем для сокращения записи на рисунке эта функция обозначена по-прежнему как u_2 . Применительно к существующим вибрационным каткам с использованием результатов исследований авторов [1, 2], построение произведено при следующих величинах безразмерных параметров:

$$\begin{aligned} \gamma &= 0,00875, \quad k_1 = 0,926, \quad k_2 = 0,5, \quad \varepsilon = 0,1, \\ \beta &= 3,75, \quad \lambda = 45, \quad \delta_1 = \delta_2 = \delta_3 = 0,1, \quad x_0^* / \Delta = 0,02, \end{aligned} \quad (5)$$

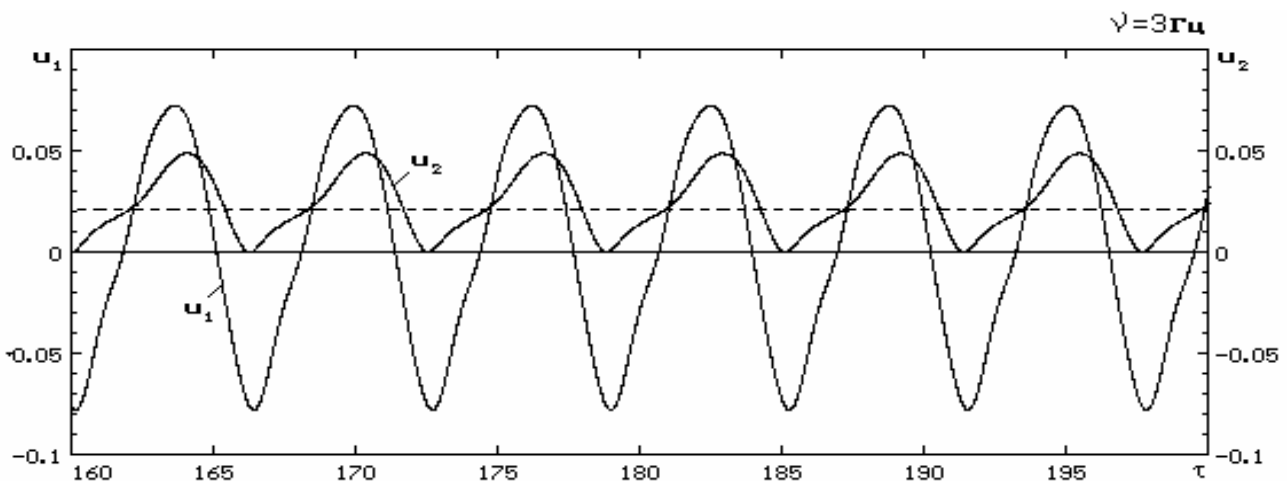


Рис. 1. Установившиеся колебаний вибровозбудителя (u_1) и корпуса катка (u_2) на частоте возбуждения 3 Гц

Причем параметр, характеризующий частотные свойства в целом катка $\omega = 12,38 \text{ Гц}$, а частота внешнего возбуждения $\nu = 3 \text{ Гц}$. Из графиков видно, что колебания корпуса катка, а значит, и собственно вальца, происходят без его отрыва от почвы. Динамическое смятие грунта примерно составляет удвоенную величину квазидинамического смятия x_0^* (на рисунке величина x_0^*/Δ , обозначена пунктирной линией). Колебания вибровозбудителя и корпуса катка в установившемся (стационарном) режиме являются строго периодическими с частотой внешнего возбуждения $\nu = 3 \text{ Гц}$. В данном случае виброударное устройство не принимает участие в колебательном процессе из-за сравнительно небольших относительных перемещений $u_1 - u_2$.

На рис.2 для тех же параметров катка, но при $x_0^*/\Delta = 0,1$, приведены графики относительных перемещений вибровозбудителя и корпуса катка при частоте внешнего возбуждения $\nu = 10 \text{ Гц}$. Из представленных графиков видно, что колебания корпуса катка происходит с его отрывом от грунта. Динамическое смятие грунта составляет примерно пятикратную величину квазидинамического смятия x_0^* . В данном случае молот и наковальня активно взаимодействуют друг с другом.

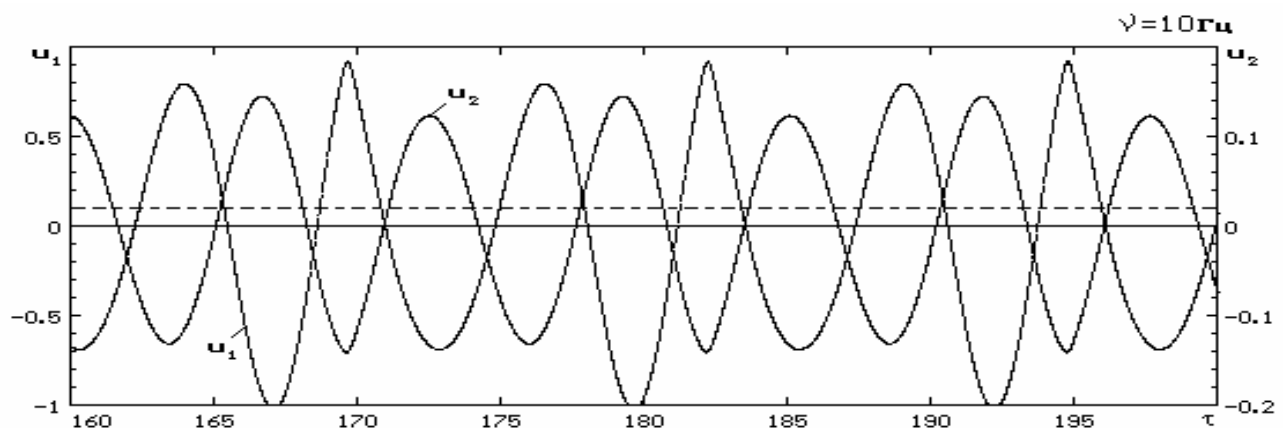


Рис. 2. Установившиеся колебаний вибровозбудителя (u_1) и корпуса катка (u_2)

Колебания вибровозбудителя и корпуса катка в установившемся режиме являются строго периодическими с частотой, равной половине частоты внешнего возбуждения $\nu/2 = 5 \text{ Гц}$, так как в этом случае имеет место явление удвоения периода колебаний, что связано с проявлением особых так называемых *бифуркационных* свойств данной нелинейной механической системы.

Для полноты картины на рис. 3 изображена амплитудно - частотная характеристика

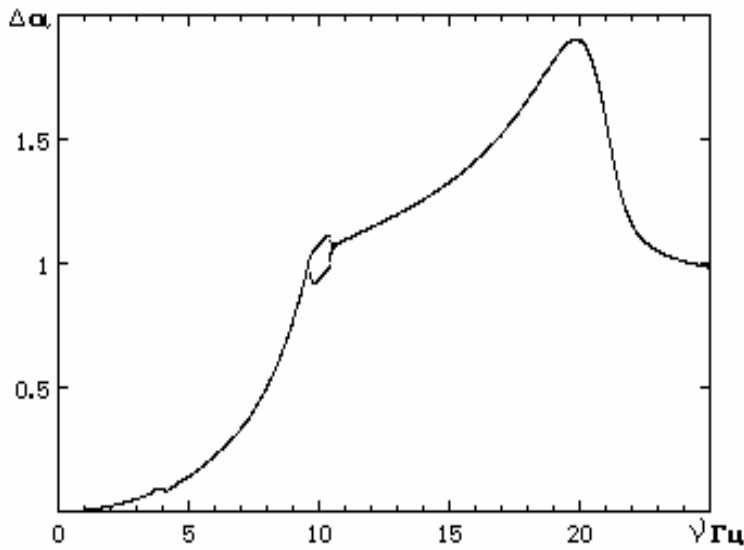


Рис. 3. АЧХ перемещения вальца относительно корпуса катка

характеристика (АЧХ) относительных перемещений вибровозбудителя и корпуса катка, обозначенных символом $\Delta\alpha$. Из представленных на этих рисунках зависимостей видно, что явления бифуркации имеет место на частотах ν примерно от 9,4 до 10,5 Гц. Первый "пик" амплитуд соответствует $\nu \approx 4$ Гц, что является резонансной частотой, обусловленной ранее принятой ха-

рактеристикой уплотняемого грунта, оцениваемой параметром ε .

Второй "пик" амплитуд соответствует $\nu \approx 20$ Гц, что является резонансной частотой, обусловленной принятыми параметрами виброударного устройства. Эта частота приблизительно соответствует, судя по уравнениям системы (10), величине $2\omega\sqrt{k_1}/(2\pi)$, то есть в данном случае резонанс имеет место в окрестности удвоенной собственной парциальной частоты. Эта особенность рассматриваемой системы весьма напоминает явление параметрического резонанса, который, как известно, наступает на частоте внешнего возбуждения, равной

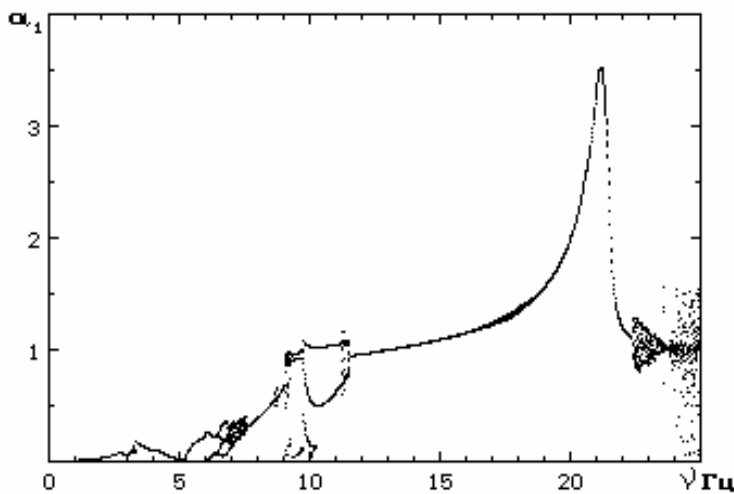


Рис. 4. АЧХ вибровозбудителя при $\delta_1 = \delta_2 = \delta_3 = 0,02$

удвоенной собственной частоте. Возможно, в данном случае система на самом деле является параметрической, что может стать предметом дальнейших исследований.

Приведенные на рис. 4 АЧХ построены при довольно «загрубленных» коэффициентах затуханий, и по этой причине фактическая резонансная частота по

сравнению с расчетной по приведенной формуле “сдвинута” в сторону меньших величин, что является характерным вообще для нелинейных систем.

Величина коэффициентов затухания влияет на АЧХ не столько в количественном, сколько в качественном отношении. И это хорошо иллюстрирует приведенная на рис. 4 амплитудно-частотная характеристика вибровозбудителя, построенная при $\delta_1 = \delta_2 = \delta_3 = 0,02$. Если эту характеристику сравнить с соответствующей АЧХ, изображенной на рис. 3, то, прежде всего, заметно существенное увеличение амплитуд колебаний при уменьшении коэффициентов затухания, в особенности на резонансной частоте, которая в данном случае оказывается примерно равной 21 Гц . Здесь также, как и на рис. 3, в окрестности частоты 10 Гц имеет место бифуркация, то есть удвоение периода вынужденных колебаний.

Такого же рода явление наблюдается в окрестности частоты 6 Гц . Но самым важным отличием является приобретение системой совершенно новых физических свойств, состоящих в возникновении при некоторых значениях частоты возбуждения ν так называемых *хаотических колебаний*. При появлении хаоса не может быть стационарного движения, амплитуды колебаний неупорядочены, и в целом система ведет себя подобно системе со случайными возмущениями, хотя по своей сути рассматриваемый механический объект является вполне детерминированным в рамках сформулированной задачи. По этой причине при практической реализации вибрационного катка нежелательны колебания с частотой около 6 и 10 Гц . Целесообразными частотами возбуждения рассмотренной нелинейной системы вибрационного катка следует считать $14 \dots 18 \text{ Гц}$. В общем же случае оптимальные численные значения частот устанавливаются изложенным способом моделирования процессов на основе экспериментально полученных физико-механических параметров уплотняемого массива.

Полученные амплитудно-частотные характеристики рассматриваемого вибрационного катка позволили обнаружить области резонансных состояний по шкале частоты вибрационного возбуждения, области бифуркационных состояний (удвоение периода колебаний вальца), области хаотических (неупорядоченных) колебаний.

Проведенный анализ решений уравнений движения вибрационного катка свидетельствует о том, что назначение рациональных параметров катка может быть выполнено лишь в результате всесторон-

него изучения его амплитудно-частотных характеристик, фазовых портретов и разверток движения во времени в широком диапазоне частот внешнего возбуждения. Предпосылкой достоверных выводов на этом основании является тщательно выверенные исходные данные, как по механической части катка, так и по физическим параметрам обрабатываемого грунта.

Список источников.

1. Хархута Н.Я. Машины для уплотнения грунтов – М.: Машиностроение, 1973. – 176 с.
2. Форсблад Л. Вибрационное уплотнение грунтов и оснований – М.: Транспорт, 1987. – 186 с.
3. Попов Г.Н. Исследование и обоснование параметров вибрационных катков для уплотнения грунтов, Автореферат диссертации на соискание ученой степени к.т.н.. Ленинградский политехнический институт. –Л.: 1970. – 108 с.
4. Дворников В. И., Пенчук В. А. Моделирование процессов деформирования грунтов. Вісник Донбаської державної академії будівництва і архітектури. Вип.2000-5(25). Будівельні, дорожні машини та обладнання, 2002, с. 32-34.
5. Клигина Г.Н. Строительные материалы из горелых пород.-М.: Изд-во лит. По строительству, 1966.-207с.

Дата поступления статьи в редакцию: 3.11.08