

экспериментальных моделей / А.Д. Чепурной, Г.П. Глинин, А.В. Литвиненко [и др.] // Механика та машинобудування. – 2009. – №1. – С.103-109. **7.** Экспериментальные методы исследования деформаций и напряжений. Справочное пособие // Б.С.Касаткин, А.В.Кудрин, Л.М.Лобанов [и др.]. – К.: Наукова думка, 1981. – 583 с. **8.** Бауманн Э. Измерение сил электрическими методами. – М.: Мир, 1978. **9.** Финк К., Рорбах Х. Измерение напряжений и деформаций. – М.: Машгиз, 1961. **10.** Логиков В.П. Электрические измерения механических величин. – М.: Энергия, 1970. **11.** Проектирование датчиков для измерения механических величин / Под ред. Е.П. Осадчего. – М.: Машиностроение, 1979. – 480 с.

Поступила в редакцию 20.05.06

УДК 531.8:621.747

**А.В. ГРАБОВСКИЙ**, мл. научн. сотр. каф. ТММиСАПР,  
**Н.А. ТКАЧУК**, докт. техн. наук, проф., зав. каф. ТММиСАПР,  
**Ю.В. КОСТЕНКО**, студент каф. ТММиСАПР,  
**Е.А. СУЗДАЛЬЦЕВА**, асп. каф. ТММиСАПР, НТУ „ХПИ”

## РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛ УДАРНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ В ВИБРОУДАРНЫХ СИСТЕМАХ

Наведено короткий аналіз існуючих проблем у важконавантажених віброударних системах. Запропоновано новий підхід до визначення внутрішньої сили ударної взаємодії між піщано-глинистою грудкою та ґратами вибивної машини. Наведені результати моделювання показані для конкретної машини.

The short analysis of existent problems in heavy-loaded vibroshock systems is presented. The new going is offered for determination of internal force of shock interaction between sand-clay clod and grates of knock-out machine. The results of modeling are presented for concrete machine.

**Введение.** Аналитическое и численное моделирование динамических процессов в виброударных системах являлось предметом исследований многих авторов [1-14]. До настоящего времени получены многие решения, позволяющие определять как интегральные свойства временных распределений движения элементов виброударной системы (частоту, амплитуду), так и характер решения (устойчивый почти периодический режим или процесс с чередующимися величинами сил ударного взаимодействия). При решении известных и новых задач обнаруживаются различные особенности динамического процесса, что побуждает продолжать исследование систем этого типа. Учитывая большое разнообразие виброударных систем, нельзя ожидать универсального подхода к их исследованию, поскольку и теория, и практика предоставляют самые широкие спектры задач, выходящие за рамки традиционных подходов. Например, в работах [10, 11] авторы исследуют динамические характеристики виброударных систем, причем сила ударного взаимодействия описывается по закону Герца от относительного сближения соударяющихся тел. В приведенном случае это является обоснованным, поскольку

соударяемые тела не изменяют массу и не разрушаются. Для других случаев возможно применение других моделей. В то же время, при исследовании динамических процессов в виброударных машинах с дебалансным приводом для выбивки крупного вагонного литья обнаружены в процессе эксплуатации этих машин следующие проблемы:

1) высокий уровень ударных нагрузок, обусловленный большой (до  $10^4$  кг и выше) массой технологического груза, что приводило к разрушению отдельных элементов машин [9]; при этом характер распределения усилий ударного контактного взаимодействия во многих случаях априорно неизвестен;

2) расширение спектра собственных колебаний металлоконструкции в силу их больших габаритных размеров в зону рабочих частот возбуждения от привода (в область 10 - 20 Гц и ниже) [9];

3) Возрастание массы вибрирующих частей вибрационной машины за счет частичного непросеивания частиц земляного кома песчано-глинистой формы через выбивные решетки, что изменяет частотные свойства поддрессоренной части машины [9].

Соответственно необходимо разработать новые подходы с учетом отмеченных выше обстоятельств. Так, задача 2) нашла свое частичное решение в работе Е.Н. Барчана [9]. В то же время задачи 1) и 3) требуют решения.

**Постановка задачи.** Целью данной статьи является разработка нового подхода к исследованию динамических процессов в виброударной системе с априорно неизвестной зависимостью сил ударного взаимодействия от параметров состояния виброударной системы, а также определение задач дальнейших исследований подобных динамических систем.

**Физическая модель.** Современные вибрационные машины используются в качестве транспортных и технологических машин в различных отраслях промышленности:

в металлообработке, в металлургии, в обработке строительных материалов и в сельском хозяйстве. Например, на предприятии ОАО „Азовмаш” используются выбивные вибрационные машины для выбивки тяжелых отливок на автоматизированной линии.

Суть работы выбивной машины (рис. 1) состоит в

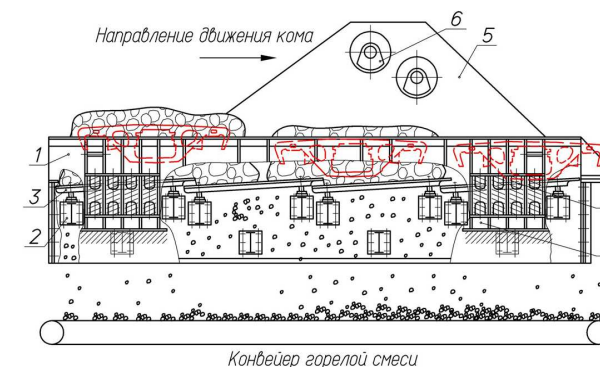


Рис. 1. Общая схема исследуемой вибивной машины: 1 – корпус; 2 – подрешетные балки; 3 – решетки колосниковые; 4 – амортизаторы; 5 – стенки дебалансов; 6 – дебалансы; 7 – опора грохота

следующем: металлоконструкция корпуса 1, 2, 3, 5 устанавливается на упру-

гие опоры. Колебательный процесс в выбивной машине (см. рис. 1) возбуждается за счет вращения дебалансных валов б, которые вращаются со скоростью 16 Гц. После выхода машины на рабочий режим (зарезонансную частоту колебаний по трансляционным формам) на машину выдавливается земляной ком с отливкой, предварительно извлеченный из опоки. Масса машины до 20т, масса кома 10т. В результате работы машины устанавливается сложный виброударный процесс, сопровождаемый разрушением и извлечением отливки из запеченной песчано-глинистой смеси.

Эту виброударную систему можно классифицировать как неавтономную, неконсервативную систему, ударный процесс в которой сопровождается вынужденными и сопровождающими колебаниями.

Энергия в такую систему поступает от двух вращающихся навстречу друг другу дебалансных валов, а расходуется на подбрасывание отливки и разрушение смеси. При этом процесс соударения можно разбить на следующие стадии (рис. 2):

- 1) до удара ком находится в свободном падении, машина за счет вынуждающей силы движется вверх;
- 2) период удара;
- 3) после окончания удара, который сопровождается уменьшением массы, ком подбрасывается вверх.

Весь этот сложный процесс ударного взаимодействия и разрушения песчано-глинистого кома предлагается описать и применить для исследования динамических характеристик виброударной машины, силы внутреннего ударного взаимодействия и напряженно-деформированного состояния металлоконструкции корпуса машины.

**Предлагаемый метод решения.** В работе предложены новые методы и подходы для исследования динамических процессов в выбивных машинах. При этом совмещаются и обобщаются подходы, описанные в работах других авторов [1-3, 6-8]. Однако в большей мере развиваются методики, предложенные в работах [4, 5, 9], в которых авторы наиболее близко подошли к исследуемой проблеме.

Рассмотрим модельную виброударную систему, поведение которой качественно описывается двумя степенями свободы (вертикальные перемещения  $w_1$  машины  $m_1 \equiv M$  и технологического груза  $w_2$  массой  $m_2 \equiv m$ , рис. 3). Традиционный подход к описанию движения этой системы состоит в том, что исследуемый процесс разбивается на две части:

- 1) раздельное движение тел 1 и 2;
- 2) акт взаимодействия тел 1 и 2.

Первый из этапов обычно не вызывает затруднений в описании, которое

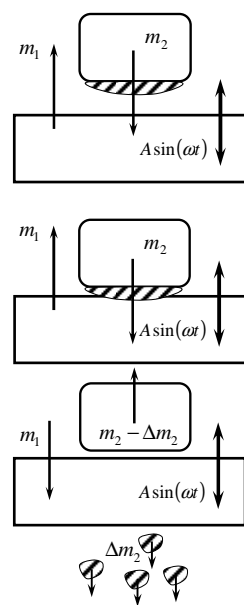


Рис. 2. Общая схема ударного взаимодействия

зачастую может быть представлено в аналитическом виде. При описании второго этапа обычно применяются 2 подхода.

I) Акт взаимодействия рассматривается как кратковременный удар [1-3]. При этом сам процесс взаимодействия никак не исследуется, а описываются только его последствия, т.е. результаты практически мгновенного изменения скорости взаимодействующих тел, которое описывается так называемым коэффициентом восстановления  $R$  (задаваемым или определяемым из практики):

$$R = (w_2^+ - w_1^+) / (w_1^- - w_2^-); \quad (1) \quad w_1^+ = w_1^-, \quad w_2^+ = w_2^-, \quad (2)$$

$$m_1 w_1^- + m_2 w_2^- = m_1 w_1^+ + m_2 w_2^+; \quad (3)$$

здесь условия (1)–(3) являются условиями сопряжения решений до  $(*)^-$  и после  $(*)^+$  взаимодействия.

II) При выполнении условия  $w_1 = w_2$  включаются в рассмотрение односторонние усилия ударного взаимодействия (создаются „буферным” элементом 3, см. рис. 3), для описания которых разными авторами предложены различные аналитические зависимости [1-3, 5, 6, 10-14] (линейные упругие восстанавливающие силы, упруго-пластические модели среды 3, вязко-упругие модели, модели типа сухого трения, нелинейные упругие восстанавливающие силы и т.д.).

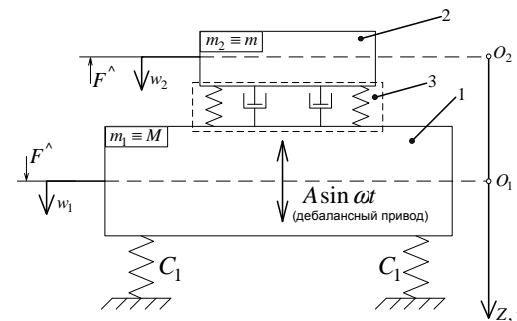


Рис. 3. Виброударная система с двумя степенями свободы

элемента 3, см. рис. 3, изменяются с течением времени,  $R \neq const$ ). Естественно, что при этом нельзя определить силы взаимодействия во время контакта тел 1 и 2, а только результирующий импульс этих сил. В то же время именно эти силы (внутренние, возникающие в течении короткого интервала времени, но с большой амплитудой), как показывают экспериментальные исследования [9, 12, 13], намного превышают другие (внешние) силы, действующие на систему (в данном случае – гравитационная сила и гармоническое возбуждение от дебалансного привода).

Подход II избавлен от принципиальных недостатков подхода I, однако существенным его недостатком является постулирование вида зависимости силы взаимодействия тел 1 и 2 (см. рис. 3) от переменных состояния динамической системы. В то же время в большом количестве случаев ни заранее задать

вид такой зависимости, ни определить ее по каким-либо свойствам взаимодействующих элементов виброударной системы не представляется возможным. Действительно, процесс взаимодействия технологического груза 2 (например, песчано-глинистого кома с отливкой) с вибрационной машиной 1 (см. рис. 3) сопровождается деформированием, деструкцией, разрушением, отделением частей земляной смеси от кома. В случае неоднородности свойств этой смеси по объему, колебаний ее состава от одной литейной формы к другой (обуславливается особенностями технологического процесса в смесеприготовительном отделении), изменений условий заливки и охлаждения металла (варьирование температуры заливаемого расплава, влажности земляной смеси, условий охлаждения комьев с отливками), при учете случайного характера начального взаимного положения груза и машины и других факторов сам исследуемый процесс будет, кроме того, всегда носить стохастический характер.

Таким образом, прямой подход к обобщенной модели динамического процесса приводит к необоснованно громоздким моделям. Эта громоздкость моделей обесценивает ее практическую применимость. В то же время использовать старые подходы невозможно в силу их недостатков.

В связи с этими особенностями предлагается устанавливать зависимости сил взаимодействия в виброударной системе не априорно, а на основе анализа и обобщения серии экспериментальных исследований, выполненных для большой выборки испытаний виброударной системы.

В этом случае предлагается не постулировать вид зависимости для определения силы взаимодействия звеньев 1 и 2 (см. рис. 3), а считать ее искомой:

$$F^{\wedge} = \begin{cases} 0, & (w_1 - w_2) \equiv \zeta > 0, \\ F \geq 0, & \zeta \leq 0, \end{cases} \quad (4)$$

зависящей от относительного перемещения  $\zeta(t) \equiv (w_1 - w_2)$ , скорости  $\dot{\zeta}$  и в общем случае (при изменении массово-жесткостных характеристик во времени) от  $t$ .

Поскольку  $F = F(\zeta, \dot{\zeta}, t)$  – искомая функция общего вида, то предлагается новый общий вид ее представления:

$$F = \sum_{i,j,k=0}^{\infty} \alpha_{ijk} \varphi_i(\zeta) \psi_j(\dot{\zeta}) \chi_k(t), \quad (5)$$

где,  $\alpha_{ijk}$  – некоторые коэффициенты,  $\varphi$ ,  $\psi$ ,  $\chi$  – базовые функции в разложении функции  $F$  (от этих функций требуется полнота и линейная независимость по каждому из наборов  $\varphi$ ,  $\psi$ ,  $\chi$ ).

Учитывая, что выбор функций  $\varphi$ ,  $\psi$ ,  $\chi$  диктуется характером взаимодействия в той или иной исследуемой виброударной системе, то именно за счет удачного их выбора обеспечивается быстрая сходимость ряда (5) в каждом конкретном случае.

Искомыми в данном контексте являются коэффициенты  $\alpha_{ijk}$ .

Рассмотрим случай, когда функция  $F$  известна. Тогда эти коэффициенты  $\alpha$  будут определяться следующим образом. Разложим в ряд Тейлора-Маклорена выбранные базисные функции:

$$\begin{aligned} \varphi_i(\zeta) &= \varphi_{i0} + \varphi'_{i0}\zeta + \frac{1}{2}\varphi''_{i0}\zeta^2 + \dots; \quad \psi_j(\dot{\zeta}) = \psi_{j0} + \psi'_{j0}\dot{\zeta} + \frac{1}{2}\psi''_{j0}\dot{\zeta}^2 + \dots; \\ \chi_k(t) &= \chi_{k0} + \chi'_{k0}t + \frac{1}{2}\chi''_{k0}t^2 + \dots \end{aligned} \quad (6)$$

Подставив (6) в формулу (5), получим следующее выражение для определения искомой силы:

$$\begin{aligned} F(\zeta, \dot{\zeta}, t) &= \sum_{i,j,k=0}^{\infty} \alpha_{ijk} [\varphi_{i0} + \varphi'_{i0}\zeta + \frac{1}{2}\varphi''_{i0}\zeta^2 + \dots] \times \\ &\times [\psi_{j0} + \psi'_{j0}\dot{\zeta} + \frac{1}{2}\psi''_{j0}\dot{\zeta}^2 + \dots] [\chi_{k0} + \chi'_{k0}t + \frac{1}{2}\chi''_{k0}t^2 + \dots]. \end{aligned} \quad (7)$$

Раскладывая напрямую функцию  $F$  от нескольких переменных в ряд Тейлора, получаем, с другой стороны:

$$F(\zeta, \dot{\zeta}, t) = \sum_{l=1}^n \frac{1}{l!} \left( \zeta \frac{\partial}{\partial \zeta} + \dot{\zeta} \frac{\partial}{\partial \dot{\zeta}} + t \frac{\partial}{\partial t} \right)^{[l]} f(\zeta_0, \dot{\zeta}_0, t_0). \quad (8)$$

Преобразовав выражения (7) и (8) и приравняв коэффициенты при соответствующих степенях, получим систему линейных алгебраических уравнений (9), решив которую, можно получить значения коэффициентов  $\alpha_{ijk}$ :

$$\left\{ \begin{aligned} \sum \alpha_{ijk} \varphi_{i0} \psi_{j0} \chi_{k0} &= f(\zeta_0, \dot{\zeta}_0, t_0); \\ \sum \alpha_{ijk} \varphi'_{i0} \psi_{j0} \chi_{k0} &= \frac{\partial}{\partial \zeta} f(\zeta_0, \dot{\zeta}_0, t_0); \\ \sum \alpha_{ijk} \varphi_{i0} \psi'_{j0} \chi_{k0} &= \frac{\partial}{\partial \dot{\zeta}} f(\zeta_0, \dot{\zeta}_0, t_0); \\ \sum \alpha_{ijk} \varphi_{i0} \psi_{j0} \chi'_{k0} &= \frac{\partial}{\partial t} f(\zeta_0, \dot{\zeta}_0, t_0); \\ \dots \end{aligned} \right. \quad (9)$$

Однако сила ударного взаимодействия  $F_{y\partial}$  – не известная, а искомая. Для ее определения предлагается использовать расчетно-экспериментальный критерий, который является одним из частных случаев критериев при идентификации параметров механической системы [14].

Предлагается для определения  $F$  поставить задачу идентификации в

следующем виде:

$$\alpha^* = \arg \min I(\zeta_N - \zeta_E), \quad (10)$$

где  $I$  – некоторый критерий несоответствия распределений переменной состояния  $\zeta$  во времени, полученных, с одной стороны, численно (индекс  $N$ ), а, с другой, – экспериментальным путем (индекс  $E$ ).

Связка соотношений (4), (5), (10) реализует принципиально новый подход к описанию сил контактного взаимодействия в виброударной системе: вместо *априорного постулирования* того или иного закона вводится *процедура определения*  $F(\zeta, \dot{\zeta}, t)$  по результатам расчетно-экспериментальных исследований. При этом существенным является то обстоятельство, что в зависимости от типа виброударной системы и ее свойств может быть реализована *любая* зависимость  $F$  от аргументов, удовлетворяющая критерию (10).

Учитывая предложенный подход к описанию  $F$ , дифференциальные уравнения для описания виброударной системы с двумя степенями свободы (см. рис.3) с учетом сил тяжести можно представить в виде:

$$\begin{cases} -m_1 \ddot{w}_1 + m_1 g + F^\wedge(\zeta, \dot{\zeta}, t) - C_1 w_1 - A \sin \omega t = 0, \\ m_2 \ddot{w}_2 - m_2 g + F^\wedge(\zeta, \dot{\zeta}, t) = 0, \end{cases} \quad (11)$$

где  $A$ ,  $\omega$  – амплитуда и частота внешнего возмущения (например, от дебалансного привода).

В уравнениях (11) есть существенно нелинейные слагаемые  $F^\wedge$ , что делает эти уравнения нелинейными. При этом нелинейность имеет „двойной” характер: первая составляющая нелинейности обусловлена характером контактного взаимодействия в виброударной системе, т.е. наличием ударных усилий (см. соотношение (4)); вторая составляющая обусловлена наличием нелинейных слагаемых в разложении (5). Кроме того, можно отметить, что наличие неударных связей (4) не дает принципиальной возможности линеаризовать уравнения (11) даже при учете только линейных слагаемых в разложении (5).

Еще одной особенностью исследуемой виброударной системы является явная и неявная зависимость в общем случае массово-инерционных характеристик от времени. Так, например, при выбивке кома с отливками на вибрационной машине сама природа этого процесса накладывает условия:

$$m_2 = m_2(\zeta, \dot{\zeta}, t, F^\wedge, \omega, A) > 0, \quad \dot{m}_2 \leq 0. \quad (12)$$

С учетом (12) уравнения (11) представим в виде:

$$\begin{cases} \ddot{w}_1 - f_1^\wedge(\zeta, \dot{\zeta}, t) + \omega_0^2 w_1 + a \sin \omega t - g = 0, \\ \ddot{w}_2 + f_2^\wedge(\zeta, \dot{\zeta}, t) - g = 0, \end{cases} \quad (14)$$

где  $f_1^\wedge = F^\wedge/m_1$ ;  $f_2^\wedge = F^\wedge/m_2$ ;  $\omega_0^2 = C_1/m_1$ ,  $a = A/m_1$ .

Применяя предложенный подход не только к описанию  $F^\wedge$ , но и к функциям, фигурирующим в (14), можно записать:

$$f_1 = F/m_1 = \sum_{i,j,k=0}^{\infty} \alpha_{ijk}^1 \varphi_i(\zeta) \psi_j(\dot{\zeta}) \chi_k(t), \quad (15) \quad \omega_0^2 = \omega_0^2(t), \quad (17)$$

$$f_2 = F/m_2 = \sum_{i,j,k=0}^{\infty} \alpha_{ijk}^2 \varphi_i(\zeta) \psi_j(\dot{\zeta}) \chi_k(t), \quad (16) \quad a = a(t). \quad (18)$$

Здесь в правых частях (15), (16) присутствуют искомые функции и коэффициенты.

Следует заметить, что варьируя коэффициенты  $\alpha$  в (15), (16), можно получить решения  $w_1$ ,  $w_2$  как некоторые конкретные реализации из многопараметрического семейства временных распределений. При этом семейство решений  $w_1$ ,  $w_2$  определяет параметрическую зависимость переменных состояния от искомых коэффициентов  $\alpha$ . Задача (10) в качестве своего решения как раз из множества наборов  $\alpha$  позволяет определить именно тот набор  $\alpha^*$ , который либо минимизирует несоответствие временных распределений  $\zeta_N$ ,  $\zeta_E$ , либо (как частный случай), тот минимально необходимый набор  $\alpha^\wedge$  в разложении (5), который позволяет удовлетворить требованиям заданной точности моделирования  $\varepsilon$ :

$$\alpha^\wedge : I(\zeta_N - \zeta_E) \leq \varepsilon. \quad (19)$$

Таким образом, в результате решения задач (10), (19) либо определяется массив параметров  $\alpha$  (при их фиксированном наборе), либо определяется состав этого множества (т.е. множества членов в разложении (5)).

Важно отметить, что и в первом, и во втором случае решение отмеченных задач опирается на данные экспериментальных исследований. В случае, когда в распоряжении исследователя есть либо опытный образец вибрационной машины, либо ее макет, либо аналог, либо универсальный стенд, то можно получать и использовать надежные экспериментальные данные. Что важно, предложенный подход дает возможность верифицировать параметры численных моделей на основе использования результатов не одного, а серий экспериментов, проведенных в разное время различными исследователями. Более того, в качестве таких верифицирующих распределений можно также использовать данные численных исследований, полученные другими авторами на других, отличных от (5), (11), моделях.

Кроме прямого подхода к решению задач (10), (19), можно решать и задачу параметрического анализа, и чувствительности:

$$I = I(\alpha), \quad (20) \quad I_\alpha = \frac{\partial I}{\partial \alpha}. \quad (21)$$

Кроме того, предложенный подход позволяет определять влияние той или иной составляющей в разложении (5) на характер динамического процесса, его временные и другие характеристики. При этом данные экспериментальных исследований в данном случае не требуются – речь идет об исследовании свойств самой математической модели.

Еще одним существенным обстоятельством является сама *возможность* представления функции  $F$  в виде ряда (5). Естественно, что если функция  $F$  непрерывна и дифференцируема по аргументам  $\zeta$ ,  $\dot{\zeta}$ ,  $t$ , то она представима, причем единственным образом, в виде разложения (5), в котором  $\varphi$ ,  $\psi$ ,  $\chi$  являются элементами полного базиса в соответствующих функциональных пространствах. В то же время при наличии разрывов, недифференцируемости или многозначности такое представление функции  $F$  затруднительно. В связи с этим в дальнейшем  $F$  рассматривается в виде суммы функций:

$$F = \alpha_{\cup} F^{\cup} + F^{\wedge},$$

где  $F^{\cup}$  – некоторая заранее задаваемая функция, содержащая характерные особенности (разрывы, отсутствие производной или многозначность) функции  $F$ ,  $\alpha_{\cup}$  – искомый масштабный коэффициент, а  $F^{\wedge}$  – непрерывная дифференцируемая функция, представимая в виде разложения (5).

Таким образом, можно сделать вывод о том, что предложенный подход:

- принципиально отличается от предлагаемых ранее подходов, *постулирующих* вид зависимости силы  $F^{\wedge}$  от переменных состояния виброударной системы, вводя в рассмотрение ее *обобщенное параметрическое описание* с использованием варьируемых и искомого представлений этой функции в виде ряда по базисным функциям относительных перемещений, относительных скоростей и времени;

- расширяет и дополняет процесс верификации динамических моделей исследуемых виброударных систем, сводя их к определению искомого коэффициента на основе решения задачи минимизации *функционала несоответствия* распределения переменных состояния (или его ограничения);

- позволяет проводить *качественный и количественный* анализ влияния различных факторов, определяющих силу ударного взаимодействия, на поведение исследуемой виброударной системы;

- приводит к обеспечению *адекватности*, повышению *точности* моделирования динамических процессов в виброударных системах, приближая процессы в их моделях к процессам в реальных вибрационных машинах.

**Реализация предложенного подхода на конкретном примере.** В качестве исследуемой конструкции выступает высоконагруженная высокочастотная вибрационная машина с дебалансным приводом для выбивки крупного вагонного литья. Исследуемая выбивная машина имеет следующие характеристики: полная масса корпуса – 15960 кг; суммарная жесткость упругих опор – 5280000 Н/м; суммарное демпфирование опор – 127680 Н·с/м; час-

ота вращения дебалансных валов – 960 об/мин; угол между дебалансными валами – 30 град; масса одного вала – 405.8 кг; эксцентриситет дебалансного вала – 0.045 м; суммарная масса отливки и кома – 10 т.

Для иллюстрации метода предлагается математическая модель с большим количеством упрощений, однако модель описывает более существенные факторы, связанные со спецификой работы машины (на примере системы с двумя степенями свободы: вертикальные перемещения машины  $w \equiv w_1$  и технологической нагрузки  $w_k \equiv w_2$ ):

$$\left\{ \begin{array}{l} M\ddot{w}(t) + h_{эм}\dot{w}(t) + h_k(\dot{w}(t) - \dot{w}_k(t)) + h_k(\dot{w}(t) - \dot{w}_k(t))w(t) - w_k(t) \times \\ \times \max_{t \rightarrow t_{ycm}} (w(t) - w_k(t)) * 10^3 + c_{эм}w(t) + c_k(w(t) - w_k(t)) + c_k(w(t) - w_k(t))w(t) - w_k(t) \times \\ \times \max_{t \rightarrow t_{ycm}} (w(t) - w_k(t)) * 10^3 = A_d \sin(\alpha t) \cos(\alpha) + Mg; \\ m_k \ddot{w}_k(t) + h_k(\dot{w}_k(t) - \dot{w}(t)) + h_k(\dot{w}_k(t) - \dot{w}(t))w(t) - w_k(t) \max_{t \rightarrow t_{ycm}} (w(t) - w_k(t)) * 10^3 + \\ + c_k(w_k(t) - w(t)) + c_k(w_k(t) - w(t))w(t) - w_k(t) \max_{t \rightarrow t_{ycm}} (w(t) - w_k(t)) * 10^3 = m_k g. \end{array} \right. \quad (22)$$

В математической модели (22) в выражениях для сил сопротивления присутствуют как линейные, так и квадратичные слагаемые, которые связаны с абсолютным значением расстояния между выбивной машиной и земляным комом. Таким образом, жесткость упругой составляющей ударной силы зависит от модуля расстояния между выбивной машиной и комом (23), а демпфирование – от модуля разности скоростей (24):

$$C_k = \begin{cases} 0, & w(t) - w_k(t) > L, \\ c_k, & w(t) - w_k(t) \leq L, \end{cases} \quad (23) \quad H_k = \begin{cases} 0, & w(t) - w_k(t) > L, \\ 0, & \dot{w}(t) - \dot{w}_k(t) > V, \\ h_k, & \dot{w}(t) - \dot{w}_k(t) \leq V, C_k \neq 0. \end{cases} \quad (24)$$

где  $L \geq 0$ ,  $V \geq 0$  – некоторые пороговые значения расстояния и скорости, при которых “включаются” упругие и вязкие компоненты силы ударного взаимодействия (в частности,  $L$  и  $V$  могут быть равны нулю).

Проведя моделирование динамических процессов с использованием предложенной математической модели, можно получить следующие результаты моделирования поведения системы (рис. 4-6). На рис. 4 приведены перемещения кома и выбивной машины во времени на установившемся режиме. Как видно из графика, амплитуда колебаний выбивной машины при заданных параметрах не превышает 3.5 мм, а амплитуда подбрасывания кома с отливкой – около 4 мм. На рис. 5 показано изменение в течение одного цикла взаимодействия во времени. На рис. 6 показано изменение величины внутреннего усилия в зависимости от величины скорости и амплитуды подбрасывания песчано-глинистого кома:

$$F = \alpha_{11}\zeta + \alpha_{12}\dot{\zeta} + \alpha_{21}\zeta \cdot |\zeta| + \alpha_{22}\dot{\zeta} \cdot |\zeta|,$$

где  $\alpha_{11} = 2.06 \cdot 10^8$  Н/м,  $\alpha_{12} = 3.58 \cdot 10^5$  Н·с/м,  $\alpha_{21} = 3.01 \cdot 10^9$  Н/м<sup>2</sup>,  $\alpha_{22} = 1.28 \cdot 10^7$  Н·с/м<sup>2</sup>.

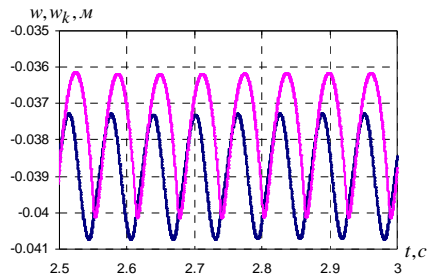


Рис. 4. График перемещений центра масс выбивной машины во времени: светлая линия – перемещения кома; темная – выбивной машины

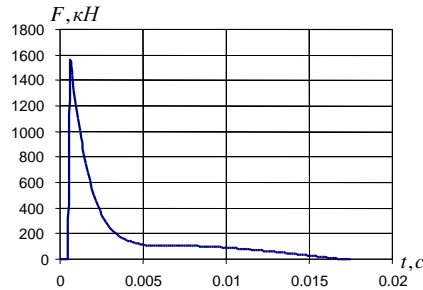


Рис. 5. График изменения импульса ударного взаимодействия во времени

Таким образом, предложенная математическая модель виброударной системы позволила получить *новые* зависимости силы ударного взаимодействия для определения поведения машины и кома с отливкой, которые нельзя получить, по традиционным методикам.

**Заклучение.** Предложен новый подход к решению задачи (1), который позволяет определить внутреннее усилие контактного ударного взаимодействия между элементами машины и комом.

В дальнейшем планируется развивать предложенный подход для решения задачи (1), а также предложить подходы к решению задач (2), (3).

**Список литературы:** 1. Горский А.И. Расчет машин и механизмов автоматической линии литейного производства. – М.: Машиностроение, 1978. – 551с. 2. Вибрации в технике. Вибрационные процессы и машины / Под ред. Блехмана И.И. – Т2. – М.: Машиностроение, 1979. – 351 с. 3. Вибрации в технике. Вибрационные процессы и машины / Под ред. Лавендала Э.Э. – Т4. – М.: Машиностроение, 1981. – 509 с. 4. Сердюк Л.И. Основы теории, расчет и конструирование управляемых вибрационных машин с дебалансными возбудителями: дис. ... доктора техн. наук: 05.02.02:01.02.06 / Сердюк Евгений Иванович – Харьков, 1991. – 418с. 5. Гергея И.И. Совершенствование конструкций и методов расчета вибрационных машин: дис. ... канд. техн. наук: 01.02.06 / Гергея И.И. – Львов, 1991. – 269 с. 6. Математическая модель многосекционных выбивных агрегатов с учетом рассеяния энергии / В.П. Нисонский, И.И. Гергея, Р.М.

Козулькевич [и др.] // Проблемы прочности. – 1994. – № 10. – С.30-36. 7. Лапшин Е.С. Развитие вибрационного грохочения на основе усовершенствования модельных явлений кинетики процесса: дис. ... д-ра техн. наук: 05.15.11 / Лапшин Е.С. – Днепропетровск, 2006. – 269. 8. Яковенко В.Б. Моделирование динамики вибрационных систем: дис. ... д-ра техн. наук: 01.02.06 / Яковенко В.Б. – Киев, 1993. 9. Барчан Е.Н. Удосконалення методів розрахунку та конструкції вибивної транспортувальної машини для формувальних ліній крупного литва: дис. ... канд. техн. наук: 05.02.02. / Барчан Євгеній Николаєвич. – Мариуполь, 2008. – 178 с. 10. Погорелова О.С. Аналіз динаміки ударно-вібраційного майданчика при зміні його параметрів / О.С. Погорелова, Т.Г. Постнікова, С.М. Гончаренко // Опір матеріалів і теорія споруд. – 2008. – №2. – С.71-82. 11. Погорелова О.С. Вплив кроку інтегрування рівнянь руху віброударної системи на отримання характеристик її динамічної поведінки / О.С. Погорелова, Т.Г. Постнікова // Опір матеріалів і теорія споруд. – 2009. – №83. – С.74-83. 12. Барчан Е.Н. Экспериментальное исследование динамических процессов в выбивной машине с дебалансным приводом / Е.Н. Барчан, Н.А. Ткачук, А.В. Грабовский // Вісник НТУ "ХПІ". Тем. вип.: "Машинознавство та САПР". – 2007. – №3 – С.17-23. 13. Экспериментальное исследование динамических процессов в оптимизированной выбивной машине / Е.Н. Барчан, В.А. Шкода, В.В. Просянок [и др.] // Вісник НТУ "ХПІ". Тем. вип.: „Машинознавство та САПР”. – 2007. – №23. – С.26-32. 14. Вибрации в технике. Измерения и испытания. / Под ред. Генкина М.Д. – Т5. – М.: Машиностроение, 1981. – 496 с.

Поступила в редколлегию 10.10.09

УДК 621.01:621.874:531.8:539.3

**Ю.Б. ГУСЄВ**, канд. техн. наук, гол. конструктор ВАТ „Головний спеціалізований конструкторсько-технологічний інститут”, м. Маріуполь, **А.Ю. ТАНЧЕНКО**, стажист-викладач, каф. ТММіСАПР НТУ „ХПІ”

### ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ВИСОКОНАВАНТАЖЕНИХ МАШИН НА ОСНОВІ МОДЕЛЮВАННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ З УРАХУВАННЯМ ДЕГРАДАЦІЇ ВЛАСТИВОСТЕЙ ОСНОВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ

У роботі отримали подальший розвиток методи розрахунку високонавантажених великогабаритних машин за критеріями забезпечення заданої довговічності та навантажувальної здатності шляхом моделювання напружено-деформованого стану з урахуванням деградації властивостей основних елементів машин з метою обґрунтування їх структури і параметрів

Innovation of load ability ensuring and durability of heavy-loaded machines by means of development of software-and-modeling complex of deflected mode modeling taking into account of machines load-bearing elements characteristics degradation for justification their structure and parameters is offered in the work.

**Вступ.** На даний час в машинобудуванні велику питому вагу займають високонавантажені великогабаритні машини (ВВМ), які призначені для виконання операцій протягом тривалого терміну експлуатації (десятьки років) із збереженням навантажувальної здатності. До них можна віднести підйомально-транспортні машини, машини металургійного і будівельного виробництва матеріалів, гірничо-шахтове устаткування тощо. При цьому металоконструкція машини здебільшого підлягає сумісній багатоциклової силувій дії, зношуванню несучих елементів конструкцій унаслідок корозійного, хімічного або механічного