

Вісник Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”. Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ “ХПІ”. – 2007. – № 3. – 160 с.

У збірнику представлені результати досліджень кінематики, динаміки, напружено-деформованого стану елементів сучасних машин, а також методи, моделі та системи їх автоматизованого проектування. Для викладачів, наукових співробітників, спеціалістів.

В сборнике представлены результаты исследований кинематики, динамики, напряженно-деформированного состояния элементов современных машин, а также методы, модели и системы их автоматизированного проектирования. Для преподавателей, научных сотрудников, специалистов.

**Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ “ХПІ”.  
Протокол № 3 від 23 березня 2007 р.**

© Національний технічний університет “ХПІ”

УДК 531.8:621.747:539.3

**Е.Н. БАРЧАН**, ОАО “Головной специализированный конструкторско-технологический институт”, г. Мариуполь

## **МЕТОДЫ, МОДЕЛИ И АЛГОРИТМЫ ДЛЯ СИНТЕЗА ПАРАМЕТРОВ ВЫБИВНОЙ ИНЕРЦИОННОЙ МАШИНЫ НА ОСНОВЕ МОДЕЛИРОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ**

У статті запропонована нова узагальнена технологія моделювання динамічних процесів та синтезу параметрів вибивної машини для оснащення автоматизованої лінії крупного вагонного литва в ВАТ „Азовмаш”. Усі стадії досліджень об’єднані на основі параметричного опису конструкції. Запропоновано параметри вибивної машини визначати на основі критеріїв якості машини, а також відповідності результатів числового та експериментального дослідження. Розробка реалізована у вигляді спеціалізованого програмно-модельного комплексу.

New generalized technology of modelling of dynamic processes and synthesis of parameters of shake-out machine for the equipment of the automated line of the large carriage casting in Public Corporation „Azovmash” is offered in the article. All stages of researches are incorporated on the basis of parametric description of construction. The parameters of shake-out machine are suggested to determine on the basis of criteria qualities of machine and accordance of numerical and experimental research results. Development is realized as the specialized programmatic-model complex.

**1. Состояние вопроса.** При проектировании уникальной линии крупного вагонного литья для ОАО „Азовмаш” возникла актуальная и важная задача выбора рациональной структуры и параметров конструкции выбивной машины (ВМ) (решетки), являющейся завершающим звеном в технологической системе производства крупногабаритных отливок. В данном случае конструкция решетки должна обеспечивать:

- высокую надежность и долговечность работы, поскольку простой такой уникальной линии приносит значительные убытки;
- эффективную выбивку кома с отливкой, причем инерционно-жесткостные параметры являются достаточно стабильными, в то время как свойства земляной смеси (жесткость, демпфирование, прочность) являются нестабильными;
- достаточную мощность привода, так масса комьев с отливками, поступающих на выбивную решетку, достигает  $10^4$  кг.

В сочетании с требованиями минимальной металлоемкости и достаточной прочности данный комплекс критериев и ограничений приводит к необходимости решения сложной задачи оптимального синтеза динамической системы. В настоящее время для машин такого типа и в разрезе таких требований методика решения подобных задач отсутствует.

**2. Обзор публикаций.** Для исследования динамических процессов в выбивных машинах с дебалансным вибровозбуждением (рис. 1) несколько десятилетий назад были разработаны соответствующие математические модели и методы, приведенные в [1]. Они основаны на рассмотрении решетки и техно-

логической нагрузки (кома с отливкой) как двухмассовой динамической ударной системы под действием гармонического возбуждения, создаваемого вращающимся дебалансным валом (рис. 2, табл. 1).

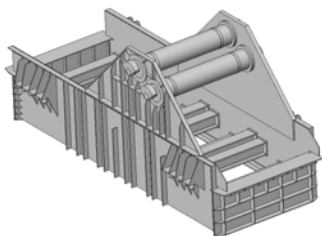


Рис. 1. Общий вид инерционной выбивной машины с дебалансными вибровозбудителями

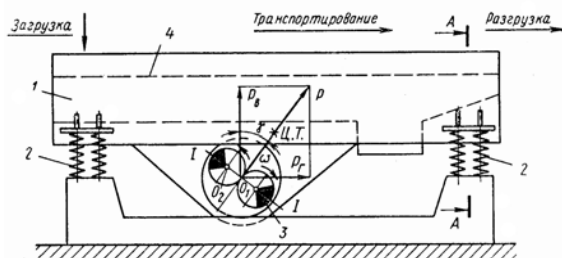


Рис. 2. Принципиальная схема выбивной инерционной решетки с вибровозбудителем направленного действия

Таблица

Схемы выбивных инерционных решеток без транспортирования и с транспортированием следующих фирм [1]\*

1.	2.	3.	4.
5.	6.	7.	8.
9.	10.	11.	12.

\* 1 – Sterling (Англия), Simplicity (США), Centrozap (Польша), ВНИИЛИТМАШ (СССР); 2 – Simplicity (США), Ajax (США), BMD (ФРГ); 3 и 4 – BMD (ФРГ); 5 – ВНИИЛИТМАШ (СССР); 6 – Sterling (Англия); 7 – Sterling (Англия), Simplicity (США), BMD (ФРГ), Hewitt Robins (Голландия), ВНИИЛИТМАШ (СССР); 8 – Schenck (ФРГ); 9 – Gisag (ГДР); 10 – Centrozap (Польша); 11 – Kuttner (ФРГ); 12 – BMD (ФРГ)

Рассматриваются безударные и ударные режимы работы. Так, для ударного режима вводится характеристика  $R$  – коэффициент восстановления скорости (соотношение относительной скорости соударяющихся тел до и после удара) [1]

$$R = (v_2 - u_2) / (v_1 - u_1), \quad (1)$$

где  $v_1, v_2$  – скорости решетки до и после удара;  $u_1, u_2$  – скорости груза до и после удара.

Для достижения технологически необходимого эффекта выбивки требуется, чтобы при соударениях решетки и подлежащей разрушению формы было обеспечено определенное значение так называемой удельной энергии удара  $e_0$  (приходящейся на 1 кг веса формы). Удельная энергия удара связана с изменением скорости формы за время удара соотношением [1]

$$e_0 = \frac{m(u_2 - u_1)^2}{2G_\phi} = \frac{(u_2 - u_1)^2}{2g}, \quad (2)$$

где  $m, G_\phi$  – масса и вес груза.

Величина  $e_0$  измеряется в единицах длины и пропорциональна высоте, с которой необходимо сбросить ком с отливкой на неподвижную плиту, чтобы в момент соударения получить относительную скорость  $u_{отн} = u_2 - u_1$ . Именно этим способом экспериментально определяли конкретные значения  $e_0$ , необходимые для обеспечения заданной производительности выбивки [2]. Последняя, как известно, зависит от степени уплотнения и степени предварительной подсушки форм (сырые, с поверхностной сушкой, сухие), состава формовочной смеси (обычные, жидкостекольные), а также от размеров формы. В соответствии с этим величина  $e_0$  должна быть различной при выбивке различных форм. Практика показывает, что для наиболее легковыбиваемых сырых форм средней плотности с размерами опок (или ячеек крестовин) более 400×500 мм достаточна удельная энергия удара 15–20 мм [1].

Для эффективной выбивки наиболее прочных форм, изготовленных прессованием под высоким давлением, а также форм из химически твердеющих жидкостекольных смесей необходима  $e_0 = 35 \div 40$  мм.

Для расчета рабочего процесса выбивки выбивная решетка вместе с полезной нагрузкой представляется двухмассовой виброударной колебательной системой (рис. 3), в которой масса

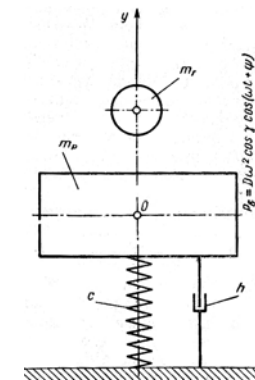


Рис. 3. Расчётная схема выбивной инерционной решетки

$m_p$  представляет собой массу подвижных частей решетки, точечная масса  $m_2$  – массу полезного груза. Жесткость упругой связи равна суммарной жесткости упругих опор корпуса решетки, и для учета затухания колебаний введено упруговязкое сопротивление, величина которого характеризуется коэффициентом демпфирования  $h$ . Воздействие вибровозбудителя на корпус решетки заменено периодической силой [1, 3]

$$P_e = P_{e.\max} \cos(\omega t + \psi), \quad (3)$$

где  $P_{e.\max}$  – максимальное значение вертикальной составляющей возмущающей силы вибровозбудителя:

$$P_{e.\max} = D\omega^2 \cos \gamma, \quad (4)$$

где  $D$  – дебаланс вибровозбудителя,  $\omega$  – угловая частота вынужденных колебаний решетки;  $\psi$  – начальная фаза дебаланса в момент соударения (см. рис. 1).

Возмущающая сила  $P$  направлена под углом  $\gamma$  к вертикали и перпендикулярна плоскости  $I-I$ , проходящей через оси  $O_1-O_2$  дебалансных валов. Для обеспечения идентичности колебаний всех точек полотна сила  $P$  должна проходить через центр тяжести (Ц. Т.) подвижных частей решетки (корпуса с полотном и вибровозбудителем). При этих условиях корпус решетки совершает прямолинейные колебания в направлении, совпадающем с линией действия силы  $P$ . Вертикальная составляющая

$$P_e = P \cos \gamma \quad (5)$$

совершает работу разрушения кома и отделения смеси от отливок, т. е. обеспечивает эффект выбивки. Горизонтальная составляющая

$$P_z = P \sin \gamma \quad (6)$$

совершает работу перемещения полезной нагрузки, т. е. обеспечивает эффект транспортирования отливок по полотну решетки.

Недостатки описанной расчетной модели, которая не учитывает односторонний контакт кома с решеткой, сочетание вертикальных и угловых движений кома, переменность массы технологической нагрузки, трение, перемещение груза по решетке и другие факторы, были частично устранены в работах [4-11]. В них были предприняты попытки построить более полные математические модели, учитывающие или отдельные факторы в дополнение к традиционной модели [1], или их наборы.

Так, в работах [4, 5] предлагается математическая модель машины направленных колебаний с управляемыми вибровозбудителями. В модели исследуются пути рассеяния энергии в установившемся режиме, показывается эффективность виброобработки на переходных режимах, а также производится их оптимизация. В работе разработана и исследована математическая мо-

дель машины с управлением возбудителей винтовых колебаний. В представленной работе автор предлагает следующую математическую модель для вибрационной машины вертикальных направленных колебаний с неуправляемыми динамическими вибровозбудителями:

$$\begin{aligned} \ddot{\xi} + 2\beta\gamma\dot{\xi} + \gamma^2\xi + \varepsilon^2\ddot{\eta} &= f_y (\ddot{\phi} \cos \phi - \dot{\phi}^2 \sin \phi), \\ \ddot{\psi} + 2\beta_1\gamma_1\dot{\psi} + \gamma_1^2\psi + \nu \operatorname{sgn} \dot{\psi} &= -\ddot{\xi}; \\ \ddot{\phi} + \rho^2 f_y \cos \phi - \delta^2 f_y \ddot{\xi} \cos \phi &= \mu_\delta - \mu_\omega - \mu_c \cdot f_y, \end{aligned} \quad (7)$$

где  $\xi$ ,  $\eta$  и  $\phi$  – обобщенные координаты рабочего органа, обрабатываемой среды и вращения дебалансного вала;  $\gamma$ ,  $\beta$  и  $\nu$  – коэффициенты расстройки, вязкого и сухого трения;  $\varepsilon$ ,  $\delta$ , и  $\rho$  – характеризуют геометрию системы;  $\mu_\delta$  – характеристика двигателя;  $\mu_c$  – характеристика сопротивления;  $f_y$  – функция управления.

В работах [6-8] авторы вводят обобщенную математическую модель общего вида, которая учитывает особенности технологических процессов, выполняемых на вибрационных машинах: изменение массы технологической нагрузки; контакт технологической нагрузки с рабочим органом представлен в виде односторонней упругой связи при наличии сил сухого позиционного трения; переменное взаимное положение точек контакта технологической нагрузки с рабочим органом; тела системы совершают плоское движение. В математической модели вибрационной машины учтена основная особенность конструкции вибровозбудителя – уравновешивание его дебалансных масс при переходе через резонанс и возможные варианты контакта технологической нагрузки с рабочим органом. Способ построения математической модели вибромашин не требует определения компонент уравнений Лагранжа II-го рода.

На рис. 4 представлена динамическая схема, которая позволяет осуществлять различные варианты компоновки многосекционного агрегата. Уравнения движения инерционных элементов составляются с помощью уравнений Лагранжа II-го рода [12]. Автор предлагает способ построения математической модели рабочего режима для системы с последовательным расположением инерционных элементов. Он заключается в том, что определяются матрицы коэффициентов уравнения движения каждого элемента, которые располагают последо-

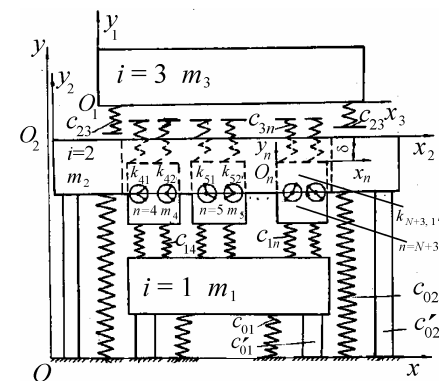


Рис. 4. Динамическая схема многосекционного агрегата [6]

вательно в матрицу коэффициентов всей системы, совмещая при этом диагональ каждой с диагональю общей матрицы.

Таким образом, система уравнений для  $n$ -х инерционных элементов в развёрнутом матричном виде будет иметь следующий вид:

$$[A_n^\Sigma] \times [K_n^\Sigma] = [B_n^\Sigma], \quad (8)$$

где в матрице  $[A_n^\Sigma]$  введены следующие обозначения:  $m_i, I_{O_i}$  – масса и момент инерции относительно начала системы координат  $i$ -го инерционного элемента;  $M_n, I_{n\Sigma}$  – масса и момент инерции относительно начала системы координат  $n$ -й инерционно-ударной выбивной решетки с установленной на ней вибровозбудителями и электродвигателями;  $S_{ix}, S_{iy}, S_{n\Sigma x}, S_{n\Sigma y}$  – статические моменты соответственно  $i$ -го инерционного элемента и  $n$ -й инерционно-ударной выбивной решетки (с установленными на ней вибровозбудителями и электродвигателями) относительно осей  $O_i X_i, O_i Y_i, O_n X_n, O_n Y_n$ ;  $S_{nkpx}, S_{nkpy}$  – статический момент  $p$ -й дебалансной массы  $k$ -го вибровозбудителя, установленно-го на  $n$ -ой инерционно-ударной выбивной решетке, относительно осей  $O_n X_n, O_n Y_n$ ;  $J_{nkr}$  – момент инерции дебалансной массы относительно оси вращения;  $I_{nkpx}^\Sigma, I_{nkpy}^\Sigma$  – моменты инерции дебалансной массы относительно осей  $O_n X_n, O_n Y_n$ ;  $I_{nk}, I_{nk}^g$  – моменты инерции вала вибровозбудителя и вала приводного электродвигателя.

В качестве общего критерия оценки наличия контакта технологической нагрузки с рабочим органом является величина расстояния точек  $A_1, B_1$  технологической нагрузки до поверхности контакта на рабочем органе, устанавливаемая с помощью выражений:

$$\begin{cases} (x_{i-1}^* - x_i^*) \sin \varphi_{i-1} - (y_{i-1}^* - y_i^*) \cos \varphi_{i-1} - x_A \sin(\varphi_i - \varphi_{i-1}) \leq 0; \\ (x_{i-1}^* - x_i^*) \sin \varphi_{i-1} - (y_{i-1}^* - y_i^*) \cos \varphi_{i-1} - x_B \sin(\varphi_i - \varphi_{i-1}) \leq 0. \end{cases} \quad (9)$$

Здесь  $x_{i-1}^*, y_{i-1}^*, x_i^*, y_i^*$  – текущее значение координат начала системы координат  $X_{i-1} O_{i-1} Y_{i-1}, X_i O_i Y_i$ ;  $\varphi_{i-1}, \varphi_i$  – угол поворота рабочего органа и технологической нагрузки;  $x_A$  и  $x_B$  – координаты точек  $A$  и  $B$  в подвижной системе координат  $X_i O_i Y_i$  (рис. 5, 6).

Таким образом, в своих работах Гергега И.И. наиболее близко подошёл к проблеме исследования извлечения отливок из отработанной смеси при помощи ударно-вибрационных машин. Однако некоторые существенные факторы остались неучтёнными, а именно: учёт вязкого трения в смеси, учёт разрушения материала смеси, учёт ужесточения кома в процессе выбивки и т.д. Кроме того, неясно, из каких соображений был выбран закон изменения массы отливки. В рассмотренных выше работах также не рассмотрено криволи-

нейное движение отливки в отработанной смеси, которое в реальности имеет место.

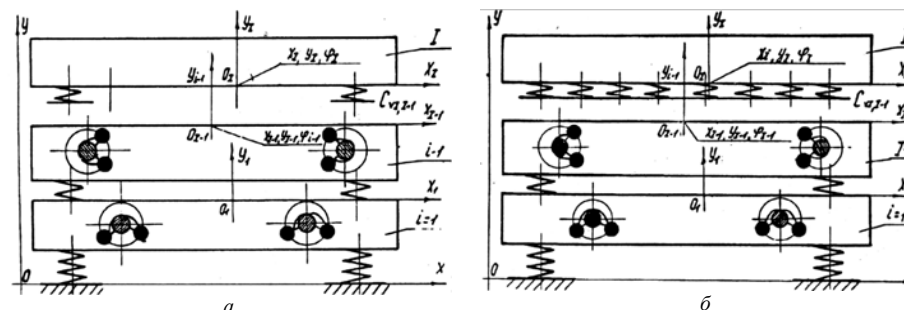


Рис. 5. Двухмассовая схема ударно-вибрационной машины с моделью контакта в виде сосредоточенной (а) и равномерно распределённой по длине (б) односторонней упругой связи [6]

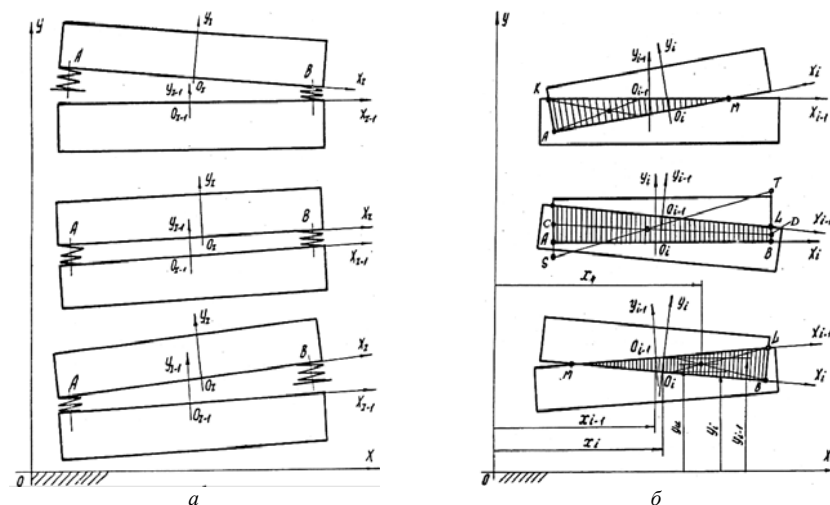


Рис. 6. Варианты контакта при сосредоточенной (а) и равномерно распределённой по длине (б) односторонней упругой связи [6]

В работе [9] рассматриваются переходные процессы в вибрационных машинах с дебалансными вибровозбудителями. Для уменьшения переходных процессов, при которых амплитуда возрастает в 3-4 раза, предлагается использовать управляемые дебалансные вибровозбудители. Принцип управляемости дебалансов основан на увеличении эксцентриситета дебалансной массы при разгоне вала на определённую резонансную частоту. Такую задачу предлагается решать при помощи экспериментально полученных характеристик. Используя эту методику, можно получать минимальные переходные

процессы в момент запуска и остановки с дебалансным приводом.

Математическая модель динамического режима работы виброударных агрегатов, состоящих из твёрдых тел, рассмотрена в статье [10]. В модели учитывается изменяющаяся масса отливки в процессе работы вибрационного выбивного агрегата. Используются различные модели контакта рабочих поверхностей. Математическая модель базируется на уравнении Лагранжа II-го рода.

В статье [11] автор применяет программу SolidWorks совместно с модулем CosmosMotion для моделирования динамики уравнивания ротора на симметричных вязко-упругих опорах двухмаятникового автобалансира. Определены разные режимы работы системы в зависимости от величины силы вязкого опирания, которые действуют на маятник.

Встречаются также и другие модели динамических процессов в ВМ, отражающие те или иные особенности рабочего процесса. Однако общее состояние вопроса моделирования динамических процессов в публикациях отличается тем, что до настоящего времени не построена общая строгая теория моделирования динамики и научно-обоснованного выбора параметров выбивной машины.

Таким образом, сложилась ситуация, для которой характерно наличие целого множества математических моделей, нацеленных на описание той или иной характерной особенности динамического процесса в выбивной решетке (или нескольких). Однако анализ ситуации показывает, что этим моделям свойственны следующие недостатки.

1. Некомплексный учет трения, возникающего в момент взаимодействия решетки с выбивным комом (например, в работах [6-8] учитывается сухое трение, в то время как характер деформирования и разрушения материала кома предполагает задание диссипативных характеристик в виде сочетания вязкого и сухого трения).

2. Отсутствуют научно-обоснованные зависимости изменения инерционных характеристик кома в процессе выбивки (так, в работах [6] задаются экспоненциальные законы убывания массы, в работе [10] – произвольный закон, а временное распределение его характеристик отсутствует).

3. Не встречаются какие-либо зависимости для описания изменения жесткостных и демпфирующих характеристик элементов системы „решетка – ком с отливкой” в течение технологического процесса.

4. Отсутствует механизм описания исследуемого процесса как стохастического (по свойствам элементов системы, по начальным условиям, по траектории движения кома в плане и т.д.).

5. Отсутствует анализ динамических характеристик самой машины, отливки, кома с отливкой, что недопустимо при анализе динамического процесса с гармоническим возбуждением.

6. Отсутствует возможность структурного и параметрического анализа и синтеза выбивной машины по конструктивным, технологическим параметрам и режимам эксплуатации.

7. Отсутствует связь динамических характеристик рабочего процесса с

прочностными и жесткостными характеристиками элементов машины.

8. Отсутствует технология идентификации параметров динамической системы (например, по результатам экспериментального исследования).

9. Отсутствует механизм формирования структуры адекватной динамической модели исследуемой машины и критериев идентификации параметров этой модели.

Таким образом, анализ состояния вопроса в литературе позволяет очертить круг факторов, которые необходимо учесть при формировании комплексной математической модели для анализа динамических процессов и оптимизации параметров выбивной решетки, эксплуатируемой в составе автоматизированной линии крупного вагонного литья в ЗАО „Азовэлектросталь”.

**3. Постановка задачи.** В общем виде задача оптимального проектирования инерционной выбивной решетки (см. рис. 1) может быть сформулирована следующим образом:

$$I(p, h) \rightarrow \min; \quad (10) \quad L(p, q, t) = 0; \quad (11) \quad G(p, h) \geq 0, \quad (12)$$

где  $I$  – функционал качества, определяющий основные требования к конструкции (масса, динамические свойства, долговечность или комбинированный критерий);  $L$  – оператор задачи анализа движения элементов машины;  $G$  – оператор ограничений на задаваемые параметры  $p$  машины и получаемые ее характеристики  $h = h(u)$  (динамические, прочностные, жесткостные и т.д.);  $q$  – переменные состояния динамической системы при заданных параметрах  $p$  в любой момент времени  $t$ .

Естественно, что общая формулировка задачи (10)-(12) может быть конкретизирована. Если, например, под массивом  $q$  понимать вектор обобщенных координат решетки и кома с отливкой, рассматриваемых как жесткие тела, то достаточно знания положений центров тяжести каждого тела и каких-либо угловых координат (например, углы Эйлера), описывающих поворот исследуемых тел относительно систем координат, перемещаемых с центром тяжести каждого из тел. Тогда 12 параметров  $q_i$  определяют текущее положение системы.

Что касается параметров  $p$ , то в первом приближении рассматриваемая система может быть описана в виде „конденсированных” массово-инерционных, жесткостных и вязкостных характеристик. Так, массово-инерционные характеристики воплощаются в массах и моментах инерции взаимодействующих элементов системы, жесткостные определяются упругими свойствами пружин и материала кома, вязкость – свойствами конструкционных материалов и свойствами земельной смеси. Вектор нагрузок в (11) зависит от рабочей частоты и статического момента дебаланса. Естественно, что получаемые в результате параметры  $\bar{p}_k$ , являющиеся коэффициентами при  $q_i, \dot{q}_i, \ddot{q}_i$  в системе дифференциальных уравнений (11), на самом деле являются функция-

ми множества конструктивных параметров  $p_n^c$ , физико-механических характеристик материалов  $c_m$ , технологических режимов  $\tau_r$  и т.д.:

$$\bar{p}_k = \bar{p}_k(p_n^c, c_m, \tau_r). \quad (13)$$

К характеристикам  $h$  исследуемой системы следует отнести амплитуды линейных и угловых движений, соответствующие максимальные скорости и ускорения, деформации и напряжения в конструкции и т.д.

Таким образом, ставится задача оптимального синтеза (10) динамической системы (11) с ограничениями (12). При этом, коль скоро речь идет о динамической системе с ударным взаимодействием элементов, сама задача анализа (11) является потенциально существенно нелинейной. Соответственно, традиционные методы анализа и синтеза таких систем напрямую применены быть не могут, а значит, требуются новые подходы к решению и задачи анализа процессов в проектируемой динамической системе, и задачи синтеза ее параметров.

**4. Методы исследований.** Особенности поставленной задачи вынуждают создавать новые технологии исследований (рис. 7), предполагающие разработку новых подходов как к решению отдельных задач, так и ко всей проблеме анализа и синтеза параметров исследуемой динамической системы, сочетающей, в том числе, этапы создания математической модели выбивной машины (I), численного моделирования динамической системы (II), экспериментальных исследований на специально созданном стенде (III), верификации части параметров  $p_c$  общего параметрического пространства (IV), синтеза части параметров  $p_v$  динамической системы (V) и создания синтетической модели, сочетающей верифицированные параметры  $p_c$  и оптимальные параметры  $p_v$  (VI).

Особенностями предложенного подхода является соединение на базе единого параметрического описания всех моделей, этапов и результатов исследований. В данном случае речь идет не о формальном механическом их соединении, а об организации органически единого процесса исследований с целым набором обратных связей, с возможностью встраивания в технологию автоматизированного проектирования, с естественным расширением технологии на стохастические модели и т.д. Предложенная технология восприимчива к модификации исходных данных, содержащихся в техническом задании (ТЗ), в проектных критериях  $I(p, h)$ , в ограничениях  $G(p, h)$  (см. рис. 7). Кроме того, все потоки информации в ходе проектирования выбивной машины по динамическим, прочностным характеристикам, по критерию минимальной металлоемкости, надежности и долговечности работы в пределах предложенной технологии прозрачны, доступны, контролируемы и управляемы. Это позволяет заключить, что предложенный новый подход позволяет преодолеть все сложности и учесть все специфические особенности поставленной задачи.

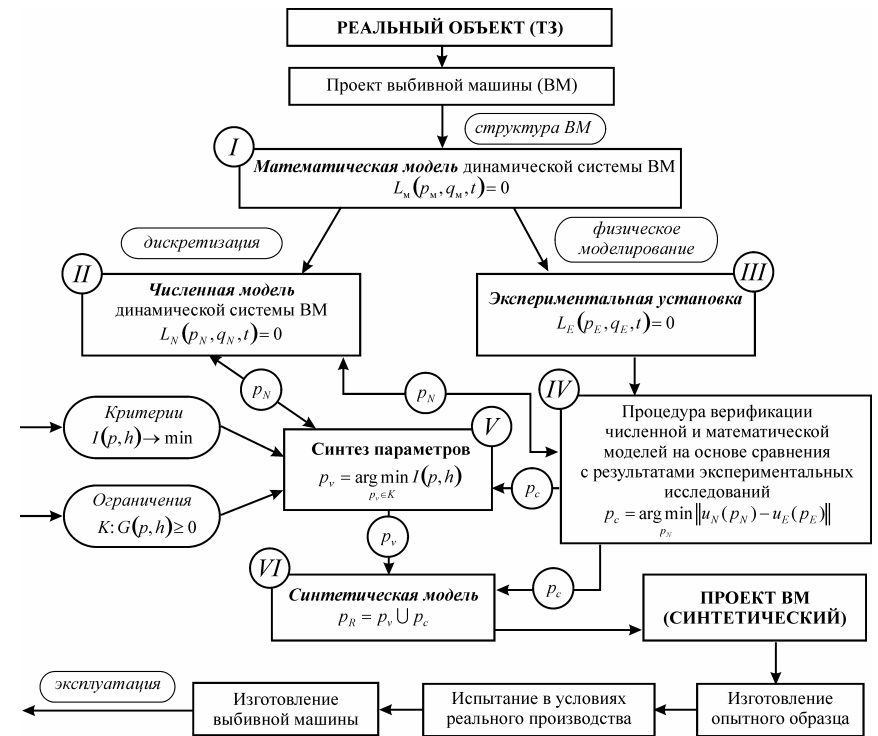


Рис. 7. Этапы решения задач анализа процессов и синтеза параметров динамической системы выбивной машины

**5. Критерии, ограничения и модели.** В качестве основных критериев в ходе проектирования выбивной машины как сложной динамической системы могут выступать:  $I_1$  – масса машины;  $I_2$  – долговечность;  $I_3$  – энергия;  $I_4$  – напряжения в конструкции ВМ, а также другие критерии. При этом можно формировать синтетические критерии

$$I = \sum_i \alpha_i I_i, \quad (14)$$

где  $\alpha_i$  – задаваемые весовые коэффициенты.

Ограничениями при выполнении проектных исследований ВМ могут выступать: ограничения прочности  $G_1$ ;  $G_2$  – ограничения по амплитудам перемещений, скоростей и ускорений элементов динамической системы;  $G_3$  – ограничения по собственным частотам колебаний выбивной машины как упругой конструкции и т.д.

Численная модель динамической системы обрзуется с использованием

традиционной схемы построения уравнений Лагранжа 2-го рода, описываемой набором обобщенных координат  $q_k$  [12]:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_k} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_k} = Q_k, \quad k = 1, \dots, N, \quad (15)$$

где  $T$  – полная кинетическая энергия системы в обобщенных координатах  $q_k$ ;  $Q_k$  –  $k$ -я обобщенная сила,  $N$  – количество обобщенных координат.

В качестве функционала соответствия результатов численных и экспериментальных исследований  $\mathcal{E}$  могут быть использованы различные нормы разностей временных распределений  $u_N(t), u_E(t)$ :

$$\mathcal{E}(u_N, u_E) = \|u_N - u_E\|. \quad (16)$$

Предполагается, что экспериментальные исследования динамических процессов для определения  $u_E(t)$  осуществляются при помощи динамической тензометрии.

**6. Алгоритмы численного моделирования.** Для численного моделирования динамических процессов в выбивной машине, т.е. для решения системы дифференциальных уравнений Лагранжа 2-го рода (11), (15) применяются различные численные методы, например, Рунге-Кутты. В силу модульности блок-схемы, приведенной на рис. 7, для различных сочетаний параметров исследуемой динамической системы можно в автономном режиме (без взаимодействия всей цепочки исследований) определить наиболее эффективный метод численного интегрирования или установить рациональные параметры численных методов.

Для минимизации функционалов (14), (16) предполагается использовать различные варианты метода покоординатного спуска с проекцией на ограничения  $G$  (12):

$$p_{v_i}^{(k+1)} = p_{v_i}^{(k)} - \delta \frac{\partial I}{\partial p_{v_i}}; \quad (17)$$

$$p_{c_j}^{(m+1)} = p_{c_j}^{(m)} - \chi \frac{\partial \mathcal{E}}{\partial p_{c_j}}, \quad (18)$$

где  $\delta, \chi$  – параметры, определяемые условиями убывания  $I$ ,  $\mathcal{E}$ , ускорения скорости сходимости и выполнения ограничений:

$$\delta : \{G(\delta) \geq 0; I(\delta) \rightarrow \min; I(\delta) < I(0)\}; \quad (19)$$

$$\chi : \{G(\chi) \geq 0; \mathcal{E}(\chi) \rightarrow \min; \mathcal{E}(\chi) < \mathcal{E}(0)\}. \quad (20)$$

**7. Программная реализация.** Задавшись общей технологией анализа и синтеза параметров динамической системы выбивной машины (см. рис. 7), а также определив модели, методы и алгоритмы для численного решения по-

ставленной задачи, можно переходить к программной реализации.

Предлагается 2 пути решения задач анализа динамических процессов:

- создание программных модулей в среде пакета математических вычислений Maple;
- моделирование процесса в среде САЕ-систем.

На рис. 8, 9 показаны рабочие моменты исследований, реализованные в среде Maple и в модуле CosmosMotion.

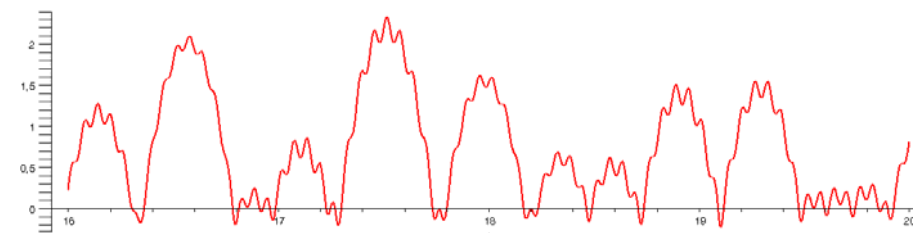


Рис. 8. Рабочий момент исследований в среде Maple

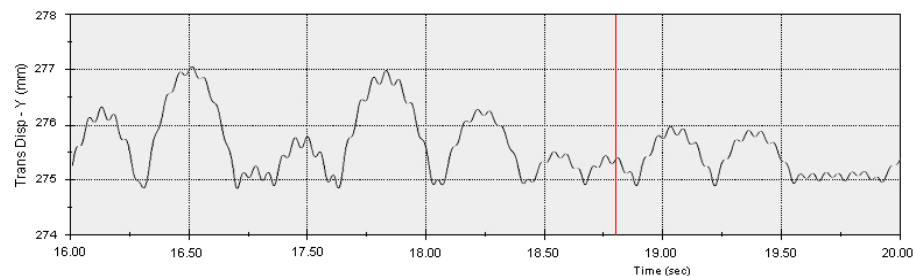


Рис. 9. Рабочий момент исследований в среде CosmosMotion

Анализ пробных результатов, полученных этими двумя средствами, показал высокую степень соответствия, что служит дополнительным аргументом в пользу точности численного моделирования динамического процесса (этап II на рис. 7). Объединяя различные этапы исследований в единый программно-модельный комплекс, получаем удобный и эффективный инструмент для решения поставленной задачи (рис. 10).

**Заключение.** Анализ предложенных подходов, методов, моделей, алгоритмов и программного обеспечения дает возможность заключить, что впервые создан комплексный инструмент для расчетно-экспериментального исследования динамической системы выбивной машины в составе уникальной автоматизированной линии крупного вагонного литья на ЗАО „Азовэлектросталь”, а также для научно-обоснованного выбора параметров машины по критериям долговечности, надежности, работоспособности и минимальной металлоемкости. Это в совокупности представляет собой решение актуальной и важной научно-практической задачи разработки методов оптимального





Рис. 10. Графическая оболочка программно-модельного комплекса для анализа динамических процессов и параметрического синтеза выбивной машины

проектирования машин данного класса. Предложенные разработки реализованы в виде специализированного программно-модельного комплекса.

Таким образом, можно сделать следующие выводы.

1. В работе впервые в общем виде сформулирована и поставлена задача обоснования параметров выбивной машины с дебалансным приводом как задача оптимального проектирования динамической системы с ограничениями на ее параметры.

2. В статье предложена общая модель динамической

системы „выбивная машина – технологическая нагрузка”, в которой, в отличие от ранее предлагаемых моделей, не содержится явных ограничений на вид системы дифференциальных уравнений, что отражает допущение сложных зависимостей упругих и демпфирующих характеристик системы от параметров и переменных состояния. Собственно, в работе впервые задекларирована вариативность такой зависимости, а также возможность ее верификации.

3. В работе впервые предложен новый подход к идентификации параметров динамической системы „выбивная машина – технологическая нагрузка” на основе расчетно-экспериментального метода, соединяющего методы численного интегрирования системы дифференциальных уравнений, метод динамической электротензометрии для экспериментального определения свойств реальной системы, а также впервые предложен критерий соответствия численной и экспериментальной моделей.

4. Созданный программно-модельный комплекс продемонстрировал работоспособность и точность моделирования динамических процессов на примере решения ряда модельных задач.

В дальнейшем предполагается проведение с использованием предложенного инструмента комплекса исследований и оптимизация реальной конструкции выбивной машины для комплектации уникальной автоматизированной линии крупного вагонного литья на ЗАО „Азовэлектросталь”.

**Список литературы:** 1. Горский А.И. Расчет машин и механизмов автоматических линий литейного производства. – М.: Машиностроение, 1978. – 551 с. 2. Орлов Г.М. Автоматизированные установки для выбивки литейных форм. – М.: Машгиз, 1961. – 131 с. 3. Спиваковский А.О., Гончаревич И.Ф. Вибрационные конвейеры, питатели и вспомогательные устройства. – М.: Машино-

строение, 1972. – 327 с. 4. Сердюк Л.И. Основы теории, расчёт и конструирование управляемых вибрационных машин с дебалансными возбудителями. Дис. д-ра. техн. наук: 05.02.02:01.02.06 / Харьковский Ордена Ленина и Ордена Октябрьской революции политехнический институт им. В.И. Ленина. – X: 1991. – 304 с. 5. Сердюк Л.И., Песковой С.С. О влиянии технологической загрузки на динамику вибрационной машины. // Автоматизация виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2006. – № 40. – С.216-220. 6. Гергея И.И. Совершенствование конструкций и методов расчёта вибрационных машин. Дис. канд. техн. наук: 01.02.06 / Львовский ордена Ленина политехнический институт им. Ленинского комсомола. – Л., 1991. – 291 с. 7. Нисонский В.П., Гергея И.И., Козулькевич Р.М., Гуцуляк Ю.В. Математическая модель много-секционных выбивных агрегатов с учётом рассеяния энергии // Проблемы прочности. – 1994. – № 10. – С.30-36. 8. Гергея И.И. Взаимодействие рабочей нагрузки с рабочим органом в ударно-вибрационных машинах // Проблемы прочности. – 1995. – № 4. – С.74-82. 9. Берник П.С., Чубик Р.В. Перехідні процеси у вібраційних технологічних машинах із дебалансним приводом // Автоматизация виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2006. – № 40. – С.25-34. 10. Нисонський В.П. Математичне моделювання динамічного режиму роботи віброударних агрегатів з ланцюгово-розгалуженим способом з'єднання твердих тіл // Автоматизация виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2006. – № 40. – С.170-177. 11. Філімоніхін Г.Б., Коваленко А.В. Дослідження процесу зрівноважування ротора двомаятниковим автобалансиром із застосуванням програми SolidWorks і модуля MOTION // Автоматизация виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2006. – № 40. – С.254-261. 12. Кожесвинов С.Н. Теория механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1973. – 592 с.

Поступила в редколлегию 30.01.2007

УДК 531.8:621.747

**Е.Н. БАРЧАН**, ОАО “Головной специализированный конструкторско-технологический институт”, г. Мариуполь,  
**Н.А. ТКАЧУК**, докт. техн. наук, **А.В. ГРАБОВСКИЙ**, НТУ “ХПИ”

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ВЫБИВНОЙ МАШИНЕ С ДЕБАЛАНСНЫМ ПРИВОДОМ

У статті наведені методика та результати експериментальних досліджень інерційних вибивальних грат із дебалансними вібробудівниками. Наведена схема та опис досліджуваної конструкції. Наведені графіки, отримані в результаті проведення експерименту.

A method and results of experimental researches of inertia knock-out grate is resulted with unbalance vibration exciter in the article. A chart and description of the explored construction is resulted. The graphs are presented conducting of experiment got as a result.

**1. Состояние вопроса и постановка задачи.** Экспериментальное исследование динамических процессов в выбивных машинах [1-4] является одним из наиболее ответственных этапов в общей схеме их анализа и синтеза. В частности, этот этап является одним из основных источников информации при расчетно-экспериментальном уточнении параметров численной модели выбивной инерционной машины [5].