

extensor musculature of the cervical // Spine.– 1988. –Vol.13. –№. – PP.9-11. **10. Panjabi M.M., Durenceau J., Goel V., et.al.** Cervical human verterbrae: quantitative three-dimensional anatomy of the middle and lower regions //Spine.–1991.– Vol.16. – №.8. – PP.861-869. **11. Rojas K., Krivoy A., Cerrolaza M.** Analysis and design of anterior cervical plates using the finite element method // International congress on computational bioengineering, Spain 2003. **12. Веретельник О.В.** Моделирование реакций на силовое воздействие элемента шейного отдела позвоночника. // Вестник НТУ “ХПИ” Тем. вып.: “Машиноведение и САПР” – 2008. – № 2. – С.14-26.

Поступила в редколлегию 31.01.08

УДК 531.8:621.747

А.В. ГРАБОВСКИЙ, аспирант каф. ТММиСАПР, НТУ „ХПИ”,
Е.Н. БАРЧАН, гл. конструктор, ОАО “Головной специализированный конструкторско-технологический институт”, г. Мариуполь

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОГО ПОВЕДЕНИЯ И НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ В ЭЛЕМЕНТАХ ВЫБИВНОЙ МАШИНЫ ПРИ ДИНАМИЧЕСКИХ БЫСТРОИЗМЕНЯЮЩИХСЯ ПРОЦЕССАХ

У статті наведені результати дослідження виходу вибивної машини на робочий режим. Робочий режим конструкції є зарезонансним, тому при розгоні і зупинці машина повинна перейти через збуджувальну резонансну частоту. Також приведені результати дослідження для фрагментів вибивної машини на перехідний динамічний аналіз при повному циклі навантаження.

In the article the results output of research knock-out machine are presented on an operating condition. An operating condition of construction is above resonance, therefore the machine must pass through resonance forcing frequency at an acceleration and stop. The results of research for knock-out machine's fragments are also presented on transitional dynamic analysis at the complete cycle of loading.

1. Состояние вопроса и постановка задачи. При исследовании прочностных характеристик в вибивной машине, установленной в автоматизированной линии КВ на ЗАО „АзовЭлектроСталь”, была опубликована серия работ, посвященных исследованию ее прочностных характеристик [1-6]. Однако, в предыдущих работах использовались упрощенные схемы нагружения. К расчетной модели прикладывался единичный импульс [4, 6], что не позволяло получать в достаточной степени достоверные результаты. Также в предыдущих работах было уделено не достаточное внимание исследованию динамических характеристик. Не исследовался полный цикл разгона и торможения, в частности, переход через резонансные частоты. В статье предлагается проанализировать динамическое поведение инерционной вибивной машины при разгоне и торможении, после чего проанализировать полученные результаты. Такие исследования представляют интерес, поскольку исследуемая конструкция работает в зарезонансном режиме. Поэтому необходимо анализировать разгон и остановку, в которых происходит переход через резонансные трансляционные режимы.

Также будет проведено исследование напряженно-деформированного состояния (НДС) элементов конструкции при полном цикле нагружения, что позволит приблизить численное моделирование к реальному путем уточнения

функции нагружения по сравнению с аналогичными расчетами, представленными в приведенных ранее работах [4, 6].

Технология исследования. При исследовании характеристик ВМ предлагается провести два различных типа анализа:

- *анализ динамического поведения* (предлагаемый тип анализа реализован, в частности, в таких программных продуктах как CosmosMotion, ADAMS, MSC.Visual, NASTRAN, Desktop 4D, ANSYS WorkBench. При исследовании динамического поведения имеется возможность определить положение, скорости и ускорения различных координат конструкции в различные моменты времени, и не позволяет определить напряженное состояние в конструкции. Расчеты в данном анализе основаны на интегрировании уравнений Лагранжа 2-го рода с заданными условиями);

- *переходной динамический анализ* (в этом типе анализа определяется напряженно-деформированное состояние элементов конструкции в различные моменты времени. Подобные типы анализа реализованы, в частности, в ANSYS, COSMOS, ABAQUS, LS-DYNA, NASTRAN. В основе переходного анализа лежит метод конечных элементов с интегрированием решения по времени).

Математические модели. Математические выкладки для приведенных типов анализа необходимо разделить на два типа. Такое разделение необходимо осуществить, поскольку данные типы анализа основаны на принципиально отличающихся математических теориях.

Анализ динамического поведения. В основе модулей анализа кинематики и динамики механизмов лежат уравнения Лагранжа 2-го рода:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial T}{\partial q} = - \frac{\partial \Pi}{\partial q} + Q, \quad (1)$$

где $T(q, \dot{q}, t)$ – кинетическая энергия системы; q – столбец обобщенных координат системы (размером n); $\Pi(q, t)$ – потенциальная энергия системы.

Уравнения движения после вычисления производных имеют вид:

$$M(q, t) \ddot{q} = Q(q, \dot{q}, t), \quad (2)$$

где M – матрица масс системы размером $n \times n$; Q – вектор обобщенных сил.

Переходной динамический анализ. Этот анализ применяется, чтобы определить ответные динамические напряжения от быстропротекающего во времени воздействия. Этот вид анализа необходимо использовать для получения перемещений, напряжений и давлений, зависящих от времени, вызванных в конструкции, так как он отвечает любым комбинациям статики, переходного процесса и гармонических нагрузок. Предполагается малое время нагружения, при котором эффекты от переходного воздействия значительные. Основное уравнение движения для быстропротекающего динамического процесса имеет следующий вид:

$$[M] \ddot{u} + [C] \dot{u} + [K] u = \{F(t)\}, \quad (3)$$

где $[M]$ – матрица масс; $[C]$ – матрица демпфирования; $[K]$ – матрица жесткости; $\{\ddot{u}\}$ – вектор узловых ускорений; $\{\dot{u}\}$ – вектор узловых скоростей; $\{u\}$ – вектор узловых перемещений; $\{F(t)\}$ – вектор нагрузок.

В любое время эти уравнения могут быть решены в виде набора статических решений, которые будут принимать во внимание силы инерции и силы демпфирования. Для решения такого уравнения программа ANSYS использует метод интегрирования Ньюмарка, чтобы решить эти уравнения в дискретных точках времени. Приращение времени между двумя соседними точками времени называют шагом интегрирования.

Методика решения и результаты исследования. Для исследования динамического поведения была взята построенная ранее в пакете SolidWorks геометрическая модель (рис. 1). Эта модель была передана в CAE пакет CosmosMotion, который интегрируется в пакет SolidWorks. В CosmosMotion были добавлены упругие и демпфирующие элементы, моделирующие реальные пружины (рис. 2). Характеристика пружин была взята из диаграммы растяжения, поэтому жесткость пружин задавалась реальной. Что касается коэффициента демпфирования, то его величиной предполагается варьировать. Всего в модели было задано 32 пружины и 32 демпфера.

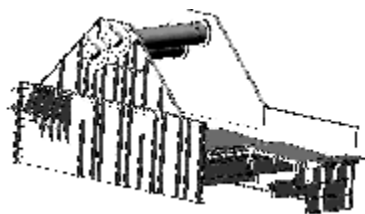


Рис. 1. Геометрическая модель выбивной машины

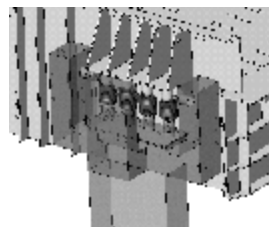


Рис. 2. Фрагмент опоры с заданными упругими связями

Далее на дебалансные валы была приложена скорость вращения. Задавались разные скорости, графики которых и соответствующие им перемещения элементов выбивной машины приведены в табл. При исследовании фрагментов конструкции на импульсное высокочастотное динамическое воздействие (график воздействия приведен на рис. 3), проводились ресурсоемкие расчеты с большим количеством шагов интегрирования. Большое количество шагов (1400) интегрирование обусловлено частотой процесса в 16 Гц и длительностью одного импульса 10 мс.

Таблица

Динамические характеристики элементов выбивной машины

Коэффициент демпфирования 1 Н*(с/мм)	скорость вращения дебалансных валов	
	перемещение первой пружины	
	перемещение последней пружины	
	ускорение первой пружины	
Коэффициент демпфирования 1 Н*(с/мм)	скорость вращения дебалансных валов	
	перемещение первой пружины	
	перемещение последней пружины	
	ускорение первой пружины	

Продолжение таблицы

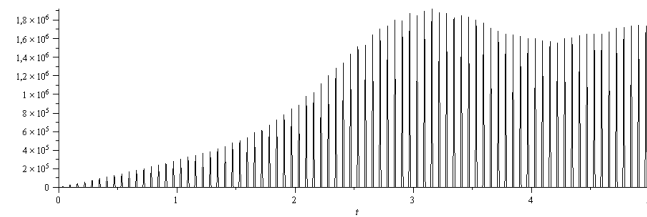
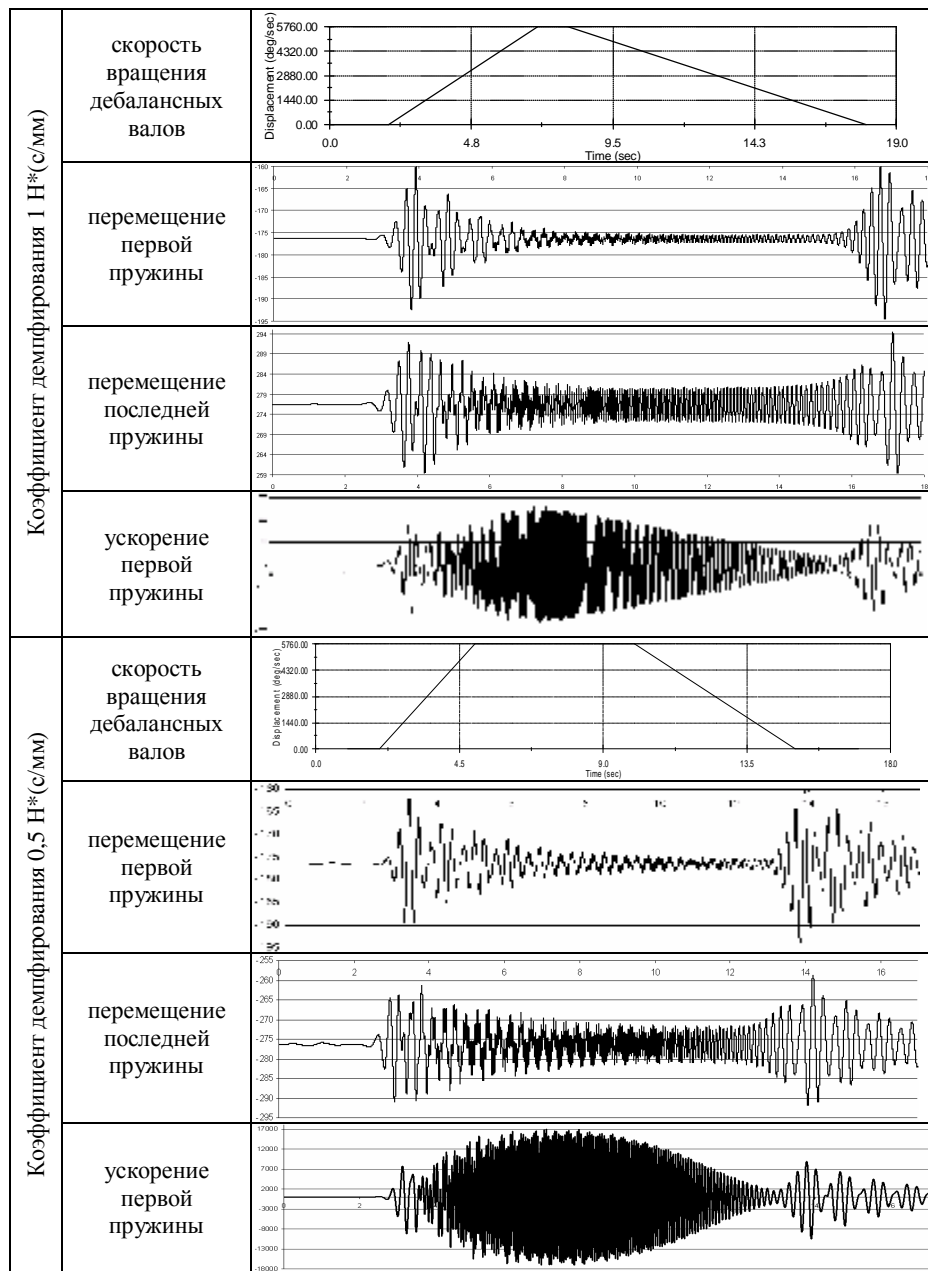


Рис. 3. Функция импульсного нагружения

Чтобы сравнить полученные численные и экспериментальные исследования НДС, предлагается провести расчет на протяжении 5-ти секунд. Такое время обусловлено

проведенными ранее экспериментальными исследованиями.

На рис. 4 приведено сравнение экспериментально полученного графика [3] и численного решения фрагмента выбивной машины.

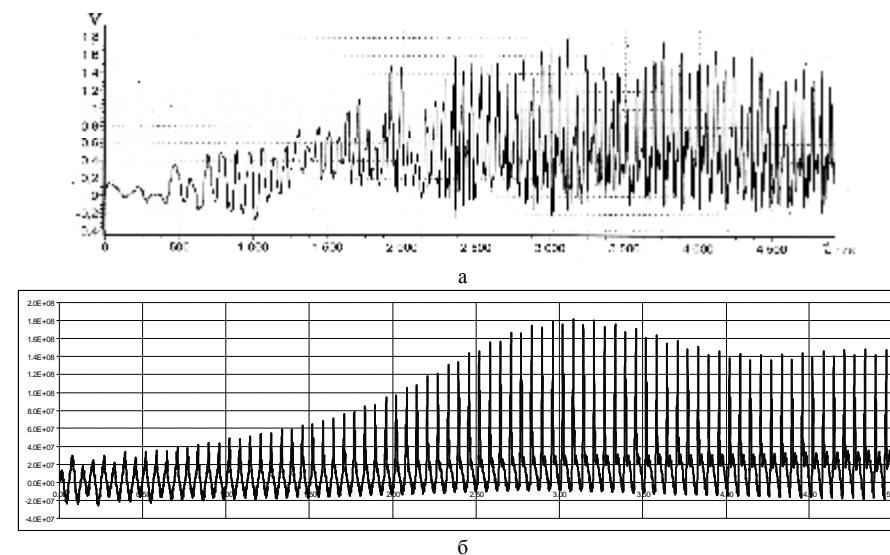


Рис. 4. Сравнительные графики напряжений в фрагменте выбивной машины:
а – кривая напряжений, полученная экспериментально (1 ед. = 103 МПа);
б – кривая напряжений, полученная численно

Анализ результатов. Анализируя результаты, полученные при динамическом анализе, можно сделать вывод о том, что установившийся режим работы выбивной машины является резонансным. При разгоне и остановке видно увеличение амплитуды колебаний в 2-7 раз, что соответствует наблюдениям на реальной конструкции. Также во время разгона и торможения меняется частота колебаний, которая соответствует частоте упругих элементов, при работе на установившемся резонансном режиме частота колебаний соответствует вынуждающей частоте и равняется 16 Гц. При уменьшении коэффициента демпфирования до 0.5 Н*(с/мм) во время перехода через резонанс наблюдаются биения.

Анализируя результаты, полученные при переходном динамическом анализе, можно сделать заключение о том, что наблюдается схожий характер поведения графика напряженного состояния в точке во времени, полученного в эксперименте.

Список литературы: 1. Барчан Е.Н., Чепурной А.Д., Ткачук Н.А. Розробка конструкції та вдосконалення параметрів решітки вибивальної транспортуючої у складі автоматизованої формувальної лінії крупного вагонного литва // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. Міжвідомчий науково-технічний збірник. – Львів. – 2006. – №40. – С.11-20. 2. Барчан Е.Н. Методы, модели и алгоритмы для синтеза параметров выбивной инерционной машины на основе моделирования динамических процессов // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: „Машиноведение и САПР”. – 2007. – №3. – С.3-17. 3. Барчан Е.Н., Ткачук Н.А., Грабовский А.В. Экспериментальное исследование динамических процессов в выбивной машине с дебалансным приводом // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: „Машиноведение и САПР”. – 2007. – №3. – С.14-24. 4. Барчан Е.Н. Совершенствование конструкции выбивной машины в составе автоматизированной линии крупного вагонного литва на основе расчетно-экспериментальных исследований рабочего процесса. // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: „Машиноведение и САПР” – 2007. – №23. – С.3-26. 5. Барчан Е.Н., Шкода В.А., Просняк В.В., Грабовский А.В. Экспериментальное исследование динамических процессов в оптимизированной выбивной машине. // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: „Машиноведение и САПР” – 2007. – №23. – С.26-33. 6. Барчан Е.Н., Грабовский А.В. Верификация численных моделей при исследовании выбивной машины с помощью современных САПР. // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: „Машиноведение и САПР” – 2008. – № 2. – С.8-13.

Поступила в редколлегию 02.02.08

УДК 539.3

Ю.Б. ГУСЕВ, гл. конструктор, ОАО „Головной специализированный конструкторско-технологический институт”, г. Мариуполь

ПРОБЛЕМА ОБЕСПЕЧЕНИЯ ДОЛГОВЕЧНОСТИ, РАБОТОСПОСОБНОСТИ И НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ МОСТОВЫХ ПЕРЕГРУЖАТЕЛЕЙ

У статті запропоновано загальний підхід до забезпечення довговічності, працездатності та збереження навантажувальної здатності мостових перевантажувачів. Розвинено стосовно них варіант методу узагальненого параметричного опису.

In the article the general approach to providing of durability, capacity and saving of loading ability of bridge loaders is offered. A variant of method of the generalized parametrical description is developed.

Актуальность данной статьи обусловлена необходимостью обеспечения несущей способности на всем протяжении жизненного цикла такого важного типа машин как мостовые перегружатели. Особенностью условий эксплуатации мостовых перегружателей является интенсивное воздействие внешних факторов, длительные сроки эксплуатации, утонение силовых элементов металлоконструкций, а это требует учета при их проектировании всего комплекса этих факторов. В мостовых перегружателях к тому же нужно учесть и такой неучитываемый ранее при традиционной постановке фактор, как зависимость утонения от напряженного состояния. В связи с этим, а так-

же с ограниченным значением проблемы обеспечения ресурса, долговечности и нагрузочной способности, возникает актуальная и важная научно-практическая задача разработки методов обеспечения заданного ресурса, долговечности и нагрузочной способности мостовых перегружателей за счет оптимального выбора конструктивных схем и параметров с учетом моделирования реальных условий эксплуатации и сложных нелинейных связанных физико-механических процессов на этапе проектирования.

Постановка задачи. Рассматривается задача оптимального синтеза металлоконструкций мостового перегружателя. В пространстве обобщенных параметров P [1-3] записываются уравнения состояния:

$$L(u, p, f, t) = 0, \quad (1)$$

где L – оператор; u – переменная состояния; f – внешнее воздействие; t – время.

Относительно этих параметров P формулируется ряд целевых функций I и ограничений:

$$I_K = I_K(P, H), \quad K = 1, n_K, \quad (2)$$

$$H_j = H_j(u) \geq H_j^*(u), \quad (3)$$

где H_j – элементы массива H характеристик состояния металлоконструкции мостового перегружателя (зависят от переменных состояния u , удовлетворяющих уравнению (1)).

Тогда формулируется задача определения таких оптимальных P^* , что:

$$I(P^*) = \sum \gamma_K I_K(P^*) \Rightarrow \min, \quad (4)$$

$$H_j(u(P^*)) \geq H_j^*(u(P^*)), \quad (5)$$

$$L(u, P^*, f, t) = 0, \quad (6)$$

где γ_K – некоторые весовые коэффициенты.

Данная общая формальная постановка скрывает основную особенность задачи: уравнения состояния (1), определяющие неявные зависимости $u(P, f)$ и $H(u, f)$, являются существенно нелинейными и сложными. В связи с этим требуется разработка новых подходов к решению данной задачи, поскольку прямое применение традиционных постановок [4] не учитывает ни специфики решаемой задачи, ни особенностей минимизируемого функционала, ни сложности и неопределенности оператора I , ни варьруемости в процессе проектирования вида и состава массива ограниченный H , а также весовых коэффициентов γ_K . Для математической формализации возникающей задачи предполагается привлечь метод обобщенного параметрического описания сложных механических систем [1-3]. Кроме учета перечис-