

И.В. АРТЕМОВ, главный конструктор,
ОАО «Головной специализированный конструкторско-технологический институт» (г. Мариуполь),
Ю.В. КОСТЕНКО, преп.-стажер каф. ТММ и САПР, НТУ «ХПИ»,
А. В. ГРАБОВСКИЙ, мл. науч. сотр. каф. ТММ и САПР, НТУ «ХПИ»,
Н.А. ТКАЧУК, докт. техн. наук, проф., зав. каф. ТММ и САПР, НТУ «ХПИ»,
И.Н. КАРАПЕЙЧИК, председатель правления - генеральный директор ОАО «Азовмаш» (г. Мариуполь)

АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОРПУСОВ ВИБРОУДАРНЫХ МАШИН

У статті описані числові дослідження впливу параметрів корпусів віброударних машин на їх динамічні характеристики. Проаналізовано вплив товщини елементів корпусів та величини приєднаних мас на трансляційні та деформаційні частоти коливаль.

This article describes the influence of numerical parameters of the body vibroimpact systems on their dynamic characteristics. The influence of the thickness of a body and the value attached to a broadcast and mass deformation vibration frequencies.

1. Введение. В работах [1-7] установлено, что при проектировании тяжело нагруженных крупногабаритных виброударных машин необходимо учитывать не только спектр трансляционных колебаний, но и спектр их деформационных колебаний. Это обусловлено тем, что с ростом габаритов машины и увеличением массы технологических грузов нижняя граница спектра колебаний корпуса как упругого тела понижается и мигрирует к частотам возбуждения. В связи с этим возникает опасность возникновения резонансных процессов с возбуждением форм колебаний, более высоких, чем трансляционные (т.е. как жесткого тела на упругих опорах). При этом необходимо учитывать разнообразие структуры, параметров и условий работы машин. Это обуславливает актуальность и важность задачи разработки подходов, методов и моделей для анализа влияния этих факторов на спектр и формы колебаний корпусов виброударных машин.

Постановка задачи. В статье исследуется задача анализа влияния параметров и условий работы виброударных машин на их динамические характеристики на примере выбивной машины для выбивки крупного вагонного литья [1-7]. В частности, ставится задача разработки инструмента для численного определения изменения спектра собственных частот колебаний корпуса этой машины при варьировании параметров элементов корпуса и величины присоединенных масс. Первый фактор оказывает потенциально сильное влияние на жесткость конструкции, а второй – на ее инерционные свойства.

Метод решения. Задача анализа влияния различных факторов на те или

иные свойства сложных машиностроительных конструкций в общем виде является достаточно громоздкой. Для ее решения адаптирован метод обобщенного параметрического описания сложных механических систем [8]. С его применением можно решать различные задачи параметрического и структурного анализа и синтеза. В частности, применительно к корпусам виброударных машин отдельные задачи решены в работах [1-7]. Однако в этих работах проводился анализ влияния только отдельных обобщенных параметров на свойства исследуемых машин. В то же время на этапе проектирования требуется проводить многопараметрический анализ. Соответственно, необходимо разработать такой подход и модели, которые обеспечивают вариативность модели виброударной машины при изменении ее параметров $p_i \in P$. Тогда частотное уравнение

$$\det(C(P) - \omega^2 M(P)) = 0, \quad (1)$$

где C, M – матрицы жесткости масс, имеет корни

$$\omega_j = \omega_j(P). \quad (2)$$

Определение параметрических зависимостей (2) для сложных конструкций возможно только численным путем [1-7].

Таким образом, необходимо разработать параметрическую модель, которая позволяет по конкретному набору параметров генерировать геометрическую и конечно-элементную модель, интегрируемую в CAD/CAE-систему. После этого проводится расчет собственных частот и форм. Варьируя $p_i \in P$, можно получить зависимости (2), тем самым строя функцию отклика в параметрическом пространстве.

Описание модели. Исследуется модель корпуса виброударной машины, представленной на рис. 1. В этой модели варьируемыми могут быть толщины листов корпуса, его структура, свойства материала, распределение материала технологического груза по металлоконструкции после частичного его разрушения. Из всего разнообразия исследуемых параметров выделим два:

$$p_1 = h / h_0, \quad (3)$$

где p_1 – относительная толщина элементов корпуса, h – текущая толщина, h_0 – базовая (исходная) толщина;

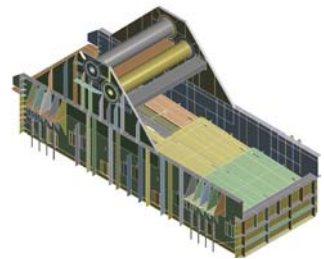


Рис. 1 – Геометрическая модель корпуса выбивной машины

$$p_2 = \gamma / \gamma_0, \quad (4)$$

где p_2 – относительная плотность присоединенного материала с плотностью γ ; γ_0 – плотность материала корпуса машины.

Тогда, создав исходную модель, можно варьировать p_1 , p_2 , и после решения задачи (1) получить искомые зависимости:

$$\omega_j = \omega_j(p_1, p_2). \quad (5)$$

Результаты расчета. Базовая модель ВМ имеет параметры: масса 15960кг, материал – сталь 09Г2С, длина 5800мм, ширина 2000мм.

Варьируемые параметры p_1 , p_2 изменяются в пределах:

$$p_1 \in [0,1; 10]; p_2 \in [0; 5]. \quad (6)$$

При этом существенно меняются спектры их собственных колебаний (рис. 2–6).

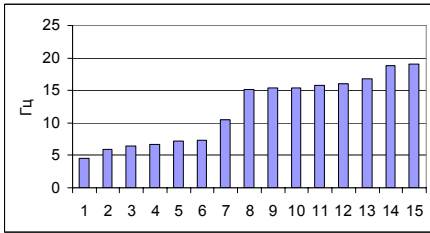


Рис. 2 – Спектр колебаний при $p_1 = 0,1; p_2 = 0$

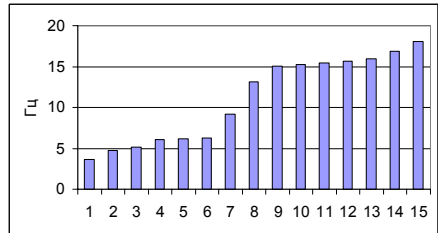


Рис. 3 – Спектр колебаний при $p_1 = 0,1; p_2 = 5$

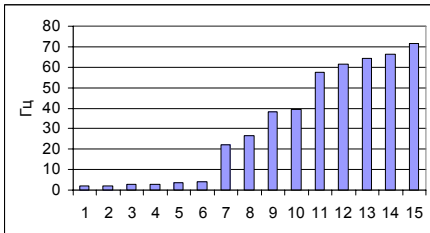


Рис. 4 – Спектр колебаний при $p_1 = 5; p_2 = 2,5$

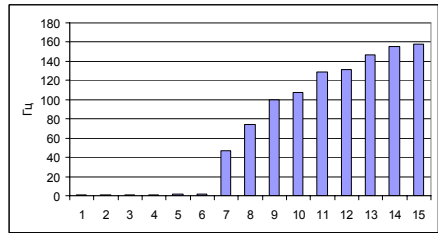
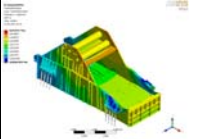
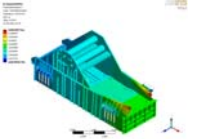
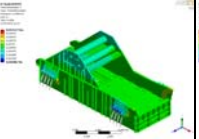
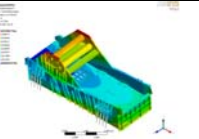
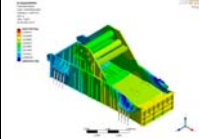
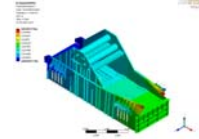
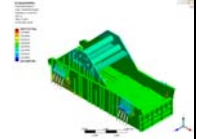
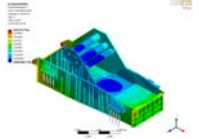
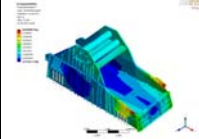
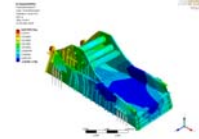
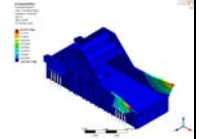
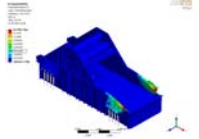
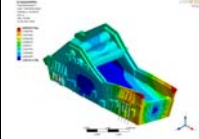
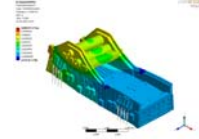
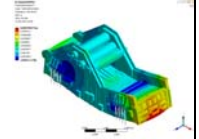
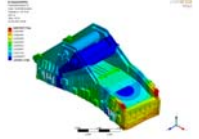
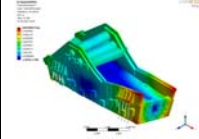
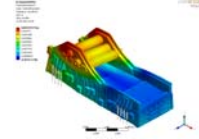
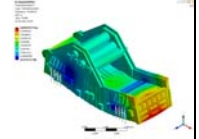
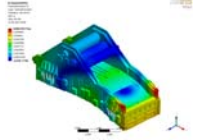


Рис. 5 – Спектр колебаний при $p_1 = 10; p_2 = 0$

В таблице 1 представлены изменения деформационных форм колебаний, обнаруженные при варьировании параметров p_1 и p_2 . Поскольку нижняя деформационная частота является обычно первой после трансляционных (их 6 по числу степеней свободы корпуса как твердого тела), то ее номер 7.

Таблица 1 – «Деформационные» частоты и формы колебаний конструкции корпуса выбивной машины

P_1	P_2	№ формы, частота, Гц	№ формы, частота, Гц	№ формы, частота, Гц	№ формы, частота, Гц
0,1	0				
		1я форма 4,6 Гц	2я форма 5,6 Гц	3я форма 6,4	4я форма 6,7
0,1	5				
		1я форма 3,7 Гц	2я форма 4,8 Гц	3я форма 5,2 Гц	4я форма 6,0 Гц
5	2,5				
		7я форма 22,0 Гц	8я форма 26,6 Гц	9я форма 38,0 Гц	10я форма 39,3 Гц
10	0				
		7я форма 47,0 Гц	8я форма 73,8 Гц	9я форма 99,4 Гц	10я форма 107,9 Гц
10	5				
		7я форма 42,3 Гц	8я форма 66,9 Гц	9я форма 79,6 Гц	10я форма 89,4 Гц

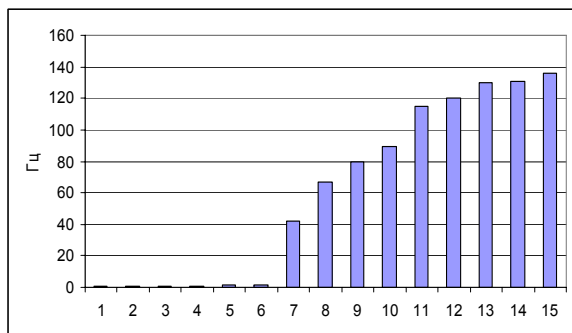


Рис. 6 – Спектр колебаний при $p_1 = 10$; $p_2 = 5$

На рис. 7 отображена зависимость $\omega_7(p_1, p_2)$.

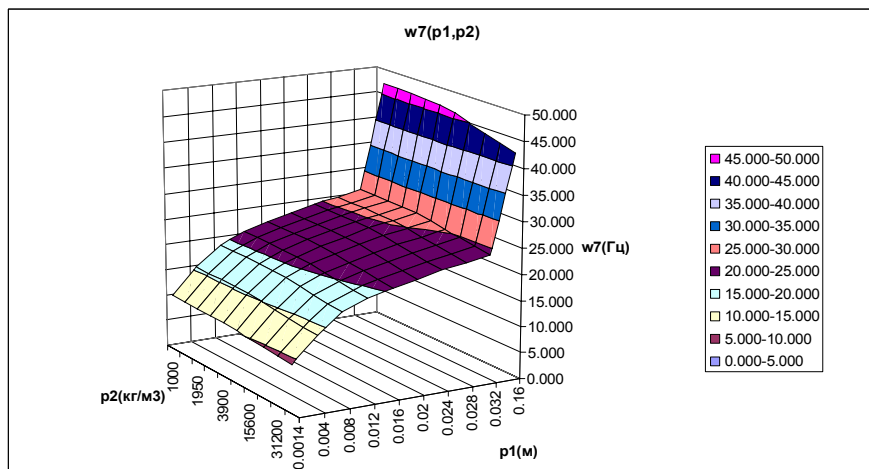


Рис. 7 - Зависимость $\omega_7(p_1, p_2)$ (нижняя деформационная частота)

Заключение. Анализ полученных результатов дает основание для следующих выводов:

1. Разработан подход и модель для параметрического анализа динамических характеристик выбивной машины.
2. Параметры относительной толщины и величины присоединенных масс оказывают сильное влияние на спектр собственных частот колебаний виброударной машины.
3. Полученные зависимости частот колебаний от варьируемых параметров позволяют решать задачи обоснования конструкционных и

технических параметров выбивной машины.

4. Как показал анализ форм колебаний, при значительном утонении стенок деформационные формы мигрируют в нижний диапазон частот, при этом соответствующие собственные частоты становятся ниже, чем «трансляционные» собственные частоты. В связи с этим, представляет интерес определение таких параметров, при которых происходит выравнивание собственных частот, соответствующих трансляционным и деформационным формам колебаний.

Последняя задача является предметом дальнейших исследований.

Список литературы: 1. *Барчан Е. Н.* Экспериментальное исследование динамических процессов в выбивной машине с дебалансным приводом / Е. Н. Барчан, Н. А. Ткачук, А. В. Грабовский // Вісник Нац. техн. Ун-ту "ХП". 36. наук. пр. Тематичний випуск : "Машинознавство та САПР". – Харків : НТУ „ХП”, 2007. — № 3. — С. 17 — 23. 2. *Барчан Е. Н.* Экспериментальное исследование динамических процессов в оптимизированной выбивной машине / Е. Н. Барчан, В. А. Шкода, В. В. Просянок [та ін.] // Вісник Нац. техн. Ун-ту "ХП". 36. наук. пр. Тематичний випуск : "Машинознавство та САПР". — Харків : НТУ „ХП”, 2007. — № 23. — С. 26 — 32. 3. *Барчан Є.* Моделювання динаміки вибивної машини з дебалансним приводом / Є. Барчан, М. Ткачук, А. Грабовський // 8й міжнародний симпозиум українських інженерів-механіків у Львові. Праці. — Львів : КІНПАТРИ ЛТД. — 23 — 25 травня 2007. — С. 79. 4. *Барчан Є. М.* Комп'ютерне моделювання динаміки і напружено-деформованого стану просторових конструкцій / Є. М. Барчан, А. В. Грабовський, О. В. Мартиненко [та ін.] // Актуальні проблеми механіки суцільного середовища і міцності конструкцій. Тези доповідей Міжнародної науково-технічної конференції пам'яті академіка НАН України В. І. Моссаковського. — Дніпропетровськ : ДНУ. — 17 — 19 жовтня 2007. — С. 236 — 238. 5. *Грабовський А. В.* Методы исследования динамики инерционных вибромашин и определение действующих нагрузок в виброударной системе / А. В. Грабовський // Вісник Нац. техн. Ун-ту "ХП". 36. наук. пр. Тематичний випуск : Машинознавство та САПР. — Харків : НТУ „ХП”, 2009. — № 12. — С. 61 — 80. 6. *Грабовський А. В.* Методы и алгоритмы верификации сил ударного взаимодействия в виброударных системах / А. В. Грабовський // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. — Харьков, 2010. — № 3/9(45). — С. 42 — 46. 7. *Барчан Є. М.* Удосконалення методів розрахунку та конструкції вибивної транспортуючої машини для формувальних ліній крупного литва : авт.-р. канд. техн. наук : 05.02.02 / Барчан Євген Миколайович — Маріуполь. — 2008. — 178 с. 8. *Ткачук Н. А.* Конечно-элементные модели элементов сложных механических систем: технология автоматизированной генерации и параметризованного описания / Н. А. Ткачук, Г. Д. Гриценко, А. Д. Чепурной [и др.] // Механіка та машинобудування. — Харків. — 2006. — № 1. — С. 57 — 79.

Поступила в редколлегию 30.09.2010