

**Е.Н. БАРЧАН**, к.т.н., гл. конструктор НТК ЧАО „АзовЭлектроСталь”,

Мариуполь;

**И.А. КИРИЧЕНКО**, д.т.н., проф., зав. каф. метрологии Восточноукраинского национального университета им. В. Даля, Луганск;

**И.Я. ХРАМЦОВА**, науч. сотр. каф. ТММиСАПР НТУ „ХПИ”, Харьков,

**О.В. КОХАНОВСКАЯ**, науч. сотр. каф. ТММиСАПР НТУ „ХПИ”, Харьков

### ЧИСЛЕННЫЙ АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ СПОСОБА УСИЛЕНИЯ КОНСТРУКЦИИ ВЫБИВНОЙ МАШИНЫ НА СПЕКТР СОБСТВЕННЫХ ЧАСТОТ КОЛЕБАНИЙ

У статті приділена увага такому способу підсилення конструкції віброударної машини як встановлення додаткових ребер жорсткості. Таке підсилення викликає зміну спектру власних частот коливань. Проведені та описані у статті дослідження спрямовані на встановлення тенденцій у цьому спектрі, які зумовлені різними способами підсилення.

**Ключові слова:** віброударна машина, динамічний процес, інерційний дебалансний привід, власна частота коливань.

В статье уделено внимание такому способу усиления конструкции виброударной машины как установление дополнительных ребер жесткости. Такое усиление вызывает изменение спектра собственных частот колебаний. Проведенные и описанные в статье исследования направлены на установление тенденций в этом спектре, которые обусловлены разными способами усиления.

**Ключевые слова:** виброударная машина, динамический процесс, инерционный дебалансный привод, собственная частота колебаний.

In the paper attention is paid to such strengthening method for construction of vibroshock machine as establishment of additional ribs of inflexibility. Such strengthening causes a change of spectrum of vibrations eigenfrequencies. Studies which are made and described in this paper are sent to establishment of tendencies in this spectrum, that is conditioned by different strengthening modes.

**Keywords:** vibroshock machine, dynamic process, inertial debalance drive, vibrations eigenfrequency.

**Введение.** Объектом исследований в данной статье являются динамические процессы в виброударных машинах на примере выбивной транспортирующей машины (ВТМ), эксплуатируемой в ЧАО „АзовЭлектроСталь” в составе линии по изготовлению крупных деталей вагонных тележек и подробно описанной в [1]. В этой работе обоснование параметров и совершенствование характеристик выбивной транспортирующей машины с дебалансным приводом в составе автоматизированной линии крупного вагонного литья проводилось путем использования простых классических методов расчета, современной практики проектирования и расчетов таких машин [1-3], а также на основе многовариантного моделирования динамических процессов с применением моделей, параметры которых обоснованы в процессе расчетно-экспериментальных исследований выбивной транспортирующей машины.

Опираясь на сложившуюся практику и теорию, в качестве базовой была определена достаточно простая, но эффективная схема конструкции ВТМ с инерцион-

ным дебалансным приводом. Этим обеспечена принципиально высокая надежность машины, зависящая, в данном случае, от надежности подшипников, двигателей и металлоконструкции выбивной транспортирующей машины. Первые два компонента являются достаточно надежными, а корпус ВТМ сам по себе обеспечивает почти 100%-ю надежность при выборе параметров, которые дают возможность добиться прочности и долговечности отдельных элементов машин. Как показал опыт эксплуатации опытного образца, эти вопросы оказываются тесно связанными с обеспечением вибропрочности корпуса ВТМ. В первую очередь это вызвано тем, что выявлена новая, не учитываемая ранее, проблема возможного резонанса в конструкции выбивной транспортирующей машины, причем резонирующей являются нижняя деформационная (а не исследуемые ранее трансляционные) частота и форма колебаний самой машины. В связи с этим в данной работе основное внимание было уделено обоснованию параметров ВТМ, обеспечивающих путем управления динамическими характеристиками (спектром собственных колебаний) ее вибропрочность.

**Методика исследований.** Как показали предварительные исследования [1], для предотвращения потенциально возможного резонанса исследуемой машины на нижней деформационной частоте колебаний можно применять различные способы ужесточения корпуса. Одним из таких способов наряду с увеличением толщины стенок корпуса является установка ребер жесткости. Для определения спектра собственных колебаний корпуса использован метод конечных элементов. При этом геометрическая модель ВТМ создавалась в среде SolidWorks, а конечно-элементная – в ANSYS (рис. 1). Базовый вариант машины изготовлен из стальных листов толщиной от 10 до 30 мм, имеет массу около  $16 \cdot 10^3$  кг, дебалансный привод задает динамическое возмущение с частотой около 16 Гц. Конечно-элементная модель (КЭМ) построена на основе конечных элементов SOLID 187. Количество узловых степеней свободы – около 750 тыс.

Ниже приведен параметрический анализ миграции спектров собственных частот при варьировании схем установки ребер усиления. Всего рассмотрено 6 вариантов оребрения (рис. 2). От номера 1 к номеру 6 количество ребер увеличивается. Здесь же приведена зависимость массы выбивной транспортирующей машины от номера варианта оребрения. В табл. 1 сведены данные об изменении спектра (первые 15 частот) собственных частот ВТМ при изменении схем оребрения.

**Анализ результатов.** В табл. 2 приведены характерные собственные формы колебаний для

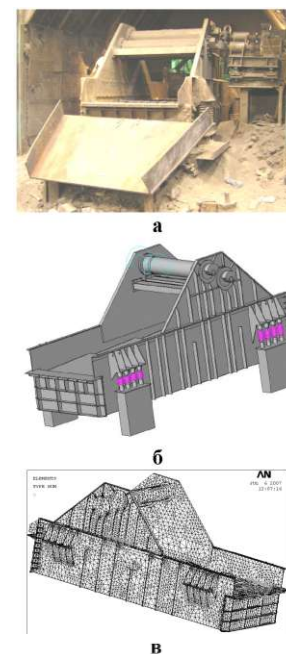


Рис. 1 – Выбивная транспортирующая машина: а – общий вид корпуса ВТМ, б – геометрическая модель ВТМ; в – КЭМ ВТМ

варианта 4 (см. табл. 1). Для остальных вариантов формы колебаний аналогичны. Нижние 6 частот соответствуют формам колебаний корпуса как жесткого тела на упругих опорах, и они слабо изменяются по величине от варианта 1 к варианту 6. Из них наибольший интерес представляют собственные частоты, соответствующие формам колебаний в вертикальной плоскости (частоты № 5 и № 6). Кроме того, представляют интерес частоты № 7 и № 8 (как нижние деформационные).

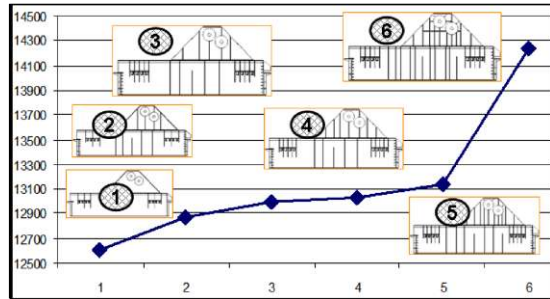


Рис. 2 – Различные варианты оребрения выбивной транспортирующей машины и зависимость массы ВТМ (кг) от номера варианта оребрения

Таблица 1 – Собственные частоты  $p_s$  (Гц) корпуса выбивной транспортирующей машины при варьировании вариантов оребрения боковых стенок (см. рис. 2)

Номер частоты	Варианты конструкций/масса, кг					
	Вар. 1 12608,6	Вар. 2 12874,7	Вар. 3 13000,3	Вар. 4 13032,7	Вар. 5 13142,9	Вар. 6 14232,3
1	3,12	3,11	3,10	3,09	3,08	2,91
2	3,19	3,16	3,14	3,14	3,13	2,98
3	3,24	3,20	3,19	3,18	3,17	3,05
4	3,86	3,84	3,83	3,82	3,82	3,75
5	3,98	3,95	3,94	3,93	3,91	3,76
6	4,35	4,31	4,28	4,28	4,26	4,14
7	12,55	16,47	16,35	16,36	16,75	18,56
8	18,78	23,75	23,85	23,99	26,09	31,41
9	31,84	37,32	38,78	38,79	41,08	41,46
10	34,45	38,72	40,33	40,33	42,54	42,77
11	39,63	47,97	47,82	47,87	51,71	57,08
12	40,17	48,13	48,21	48,21	52,48	60,48
13	53,27	60,74	60,83	60,83	61,33	64,84
14	57,37	64,18	64,23	64,10	65,23	68,50
15	61,20	70,03	69,64	69,36	71,25	75,83

На рис. 3 показаны зависимости отдельных частот от массы ВТМ при варьировании вариантов оребрения.

Анализ характера миграции первых шести (трансляционные) и последующих (деформационные) частот колебаний дает основание для таких выводов.

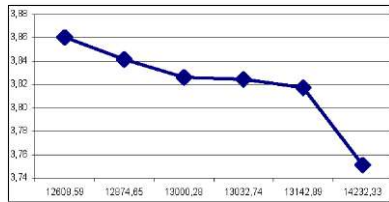
Таблица 2 – Некоторые собственные формы колебаний выбивной транспортирующей машины

№ СЧ	Собственная форма колебаний	№ СЧ	Собственная форма колебаний
5		7	
8		9	
11		13	
14		16	

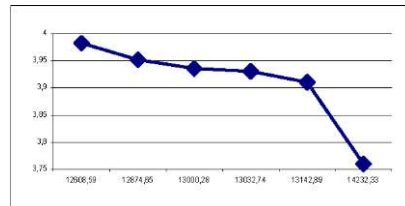
1. Низшие, трансляционные, частоты колебаний при увеличении массы в результате применения рассмотренных вариантов оребрения уменьшаются, причём уменьшение составляет 5,5% при увеличении массы на 11,4%. Во всем диапазоне изменения массы чувствительность ( $\Delta p_s / \Delta m$ ) изменяется для  $S = 4$ ,  $S = 5$  от  $-0,075$  мГц/кг до  $-0,138$  мГц/кг, в среднем  $-0,11$  мГц/кг. Таким об-

разом, трансляційні частоти мігрують слабо, що забезпечує устійливий зарезонансний режим роботи машини по цим частотам.

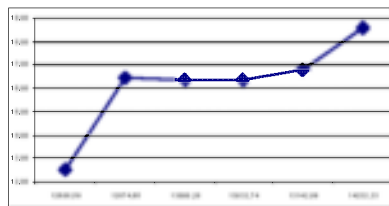
2. Перші деформаційні частоти при збільшенні  $m$  в результаті ужесточення ребрами жорсткості мають тенденцію до росту. При цьому для  $p_7$  цей ріст становить во всем діапазоні варіювання схем оребрення 32,4%. Чувствительність  $\Delta p_7 / \Delta m$  змінюється від  $-0,94$  мГц/кг до  $14,7$  мГц/кг, складаючи в середньому  $7,8$  мГц/кг.



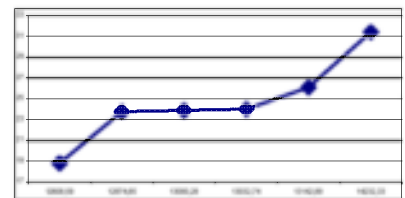
Зависимость 4-й собственной частоты (Гц) от массы машины (кг)



Зависимость 5-й собственной частоты (Гц) от массы машины (кг)



Зависимость 7-й собственной частоты (Гц) от массы машины (кг)



Зависимость 8-й собственной частоты (Гц) от массы машины (кг)

Рис. 3 – Зависимость частот колебаний от массы ВТМ

3. Важною особливістю поведінки першої деформаційної частоти являється те, що в ході проходження різних стадій ужесточення в результаті оребрення відбувається її переміщення з інтервалу нижче частоти возмущення в область вище цієї частоти.

Таким образом, вибір варіанта оребрення суттєво сказується на спектрі власних частот коливань ВТМ, особливо на нижній деформаційній частоті. Збільшення кількості ребер може вирішити проблему отстройки від резонанса на частоті возмущення. Це дозволяє розглядати установку ужесточаючих ребер в числі значимих варіюваних параметрів, управління котрими дає можливість вирішувати задачу частотної отстройки, забезпечення вібропрочності, вібростійкості, навантажувальної спроможності, довговічності, а, відповідно, і прочності ВТМ.

**Аналіз результатів.** Висновки по результатам комп'ютерного моделювання поведінки спектра власних частот коливань корпусу досліджуваної вібромашини при установці системи ужесточаючих ребер свідчать про

дійсності і цілесобразності застосування такого способу отстройки від можливого резонанса, відповідного частоті возмущення цієї машини дебалансним приводом.

В подальшому планується дослідити вплив інших конструктивних параметрів на отстройку від можливого резонанса з метою визначення раціональних варіантів конструкції корпусів вібромашин.

**Список литературы:** 1. Барчан С.М. Удосконалення методів розрахунку та конструкції вібрової транспортуючої машини для формувальних ліній крупного литва: дис. канд. техн. наук: 05.02.02 / Барчан Євген Миколайович. – Маріуполь. – 2008. – 178 с. 2. Грабовський А.В. Ударне взаємодія і динамічні процеси в віброударних машинах з частичним руйнуванням технологічного вантажу: дис. кандидата техн. наук: 05.02.09 / Грабовський Андрій Володимирович. – Харків, 2010. – 181 с. 3. Горський А.І. Розрахунок машин і механізмів автоматичних ліній литейного виробництва. – М. Машинобудування, 1978. – 552 с.

Поступила в редакцію 16.10.2012

УДК 539.3

Т.А. ВАСИЛЬЄВА, мл. науч. сотр. каф. ТММиСАПР НТУ „ХПИ”, Харьков;  
Л.Л. ТЕПЛИЦКИЙ, ст. гр. ТМ-87Б НТУ „ХПИ”, Харьков

### СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДОВ РАСЧЕТА ЭЛЕМЕНТОВ МАШИН С ДЛИТЕЛЬНЫМ СРОКОМ РАБОТЫ ПРИ ДЕЙСТВИИ МНОГОКОМПОНЕНТНОЙ ЗАГРУЗКИ С УЧЕТОМ ИХ УТОНЕНИЯ

У статті описано новий підхід до обґрунтування параметрів елементів машин, які розраховані на тривалий період експлуатації під дією багатокомпонентного навантаження, причому з урахуванням стоншення у процесі роботи. Запропоновано також врахувати зміну ефективної товщини елементів конструкції, що має місце на кінець експлуатації. Запропоновано врахувати сумісну дію різних видів навантаження при визначенні ресурсу елементів машин. Наведені приклади застосування запропонованого підходу до розрахунку рам тепловозів.

**Ключові слова:** рама магістрального тепловоза, напружено-деформований стан, стоншення від корозії

В статті описано новий підхід до обґрунтування параметрів елементів машин, розрахованих на тривалий період експлуатації, під впливом багатокомпонентних навантажень, причому з урахуванням стоншення в процесі роботи. Предложено учитывать совместное действие различных видов нагрузок при определении ресурса элементов машин. Необходимо также учитывать изменение эффективной толщины, которое имеет место к концу срока эксплуатации. Приведены примеры использования предложенного подхода к расчету рам тепловозов.

**Ключевые слова:** рама магистрального тепловоза, напряженно-деформированное состояние, утонение от коррозии

This paper describes a new approach to justification of parameters of machines elements designed for a long term of work under the influence of multi-component loads taking into account their thinning during work. It's proposed to consider the combined effect of different types of loads to determine the resource of machines elements. It is suggested also to take into account the change of effective thickness, that takes place by the end of term of exploitation. Examples of the use of proposed approach to the analysis of frames of locomotives are presented.

**Keywords:** frame of locomotive, stressed-deformed state, thinning by corrosion.

© Т.А. Васильева, Л.Л. Теплицкий