

Вісник Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”. Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ “ХПІ”. – 2007. – № 23. – 158 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 № 6 від 5 липня 2007 р.**

© Національний технічний університет “ХПІ”

УДК 531.8:621.747:539.3

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

### **СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ ВЫБИВНОЙ МАШИНЫ В СОСТАВЕ АВТОМАТИЗИРОВАННОЙ ЛИНИИ КРУПНОГО ВАГОННОГО ЛИТЬЯ НА ОСНОВЕ РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА**

У статті наведена методика та результати аналізу та синтезу параметрів вибивної машини у складі автоматизованої лінії крупного вагонного литва на основі розрахунково-експериментальних досліджень робочого процесу. Отримані раціональні параметри вибивної машини, що забезпечують високу продуктивність роботи, якість вибивки відливок та довговічність машини.

In the article a method and results of analysis and synthesis of parameters of shake-out machine in the structure of automated line of the large carriage casting on the basis of computational and experimental researches of working process are resulted. The rational parameters of shake-out machine are got which provide the high performance of work, quality of castings shake-out and longevity of machine.

**Введение.** В настоящее время для удовлетворения потребности промышленности создаются специализированные автоматизированные линии для литья деталей широкой номенклатуры. В частности, для обеспечения высокой производительности, экономичности и качества крупного вагонного литья на ЗАО „АзовЭлектросталь”, г. Мариуполь, спроектирована и эксплуатируется линия крупного вагонного литья. Основная часть линии спроектирована фирмой „KW”, Германия и ОАО „ГСКТИ”, г. Мариуполь. При этом узким местом линии оказался участок выбивки отливок от земляной смеси. Определяющими факторами, которые отличают задачу проектирования выбивной машины (ВМ), являются:

- значительные габариты и масса отливок (рабочий груз может достигать 10 т);
- высокие требования к надежности работы (практически непрерывная эксплуатация на протяжении нескольких лет в условиях 2-3-сменной работы);
- специфический состав и свойства земляной смеси для формирования отливок.

Как известно [1], для выполнения технологической операции выбивки литья преимущественно используются выбивные машины с дебалансным приводом, для которых существует традиционная конструктивная схема и сложившиеся методы расчета основных параметров [2-7]. Однако, как отмечается в [8-13], сложившиеся подходы в силу специфики требований к проектируемой конструкции, условий эксплуатации и технологических особенностей не могут быть механически перенесены на процесс обоснования ее параметров.

Как показали предварительные эксперименты на опытной конструкции ВМ [13], возникают значительные проблемы при работе конструкции:

- сильные вибрации отдельных элементов;
- высокие динамические напряжения в элементах металлоконструкции, превышающие предел выносливости материалов этих элементов;
- возникновение трещин в подрешетных балках и опорах дебалансных валов в процессе эксплуатации ВМ.

Возникающие проблемы, как показывает анализ литературы [2-7], не могут быть решены в рамках традиционных методик и моделей, и требуется разработка новых методов решения получаемой актуальной и важной задачи совершенствования конструкций выбивных машин для крупногабаритных отливок по критериям производительности, работоспособности, долговечности и прочности.

**1. Постановка задачи.** Выбивная машина представляет собой вибромашину ударного действия с дебалансным приводом. Как отмечается в работе [12], для описания поведения динамической системы „ВМ – рабочий груз” необходимо создание комплекса моделей, описывающих колебательный процесс в исследуемой системе, напряженно-деформированное состояние (НДС) от действия динамических и импульсных усилий. Для синтеза параметров системы необходимо записать соответствующую целевую функцию. Для идентификации параметров системы требуется проведение расчетно-экспериментальных исследований.

В работе [12] предложена постановка и общая методика решения задачи анализа и параметрического синтеза ВМ с привлечением обобщенного параметрического описания объекта исследований и технологии расчетно-экспериментального обоснования структуры и параметров расчетной модели ВМ.

Следует [12, 13], можно поставить следующие задачи:

- определение значимых факторов, определяющих поведение динамической системы „ВМ – рабочий груз”;
- вычисление характеристик внешнего воздействия на ВМ;
- анализ спектра собственных частот ВМ и его коррекция путем варьирования конструктивных параметров выбивной машины;
- выбор рациональной структуры и конструктивных параметров ВМ по критериям обеспечения нагрузочной способности, долговечности, прочности и минимальной массы.

В работе [12] описаны математические модели и разработана общая схема проведения исследований, которые реализуются в данной статье.

**2. Результаты исследований. Значимые факторы, определяющие поведение системы.** Как следует из анализа результатов экспериментальных исследований [12, 13], наиболее значимыми факторами и проблемными элементами конструкции исследуемой ВМ являются:

- динамическое и ударное нагружение от дебалансного привода и рабочего груза;
- усталостная прочность подрешетных балок и стенок опор балансиров („щеки”);

- конструктивные параметры и исполнение стенок опор балансиров и сечений подрешетных балок, обеспечивающие повышение несущей способности конструкции.

Эти факторы и параметры являются в дальнейшем определяемыми и варьируемыми.

**Характеристики внешнего воздействия на ВМ.** Внешние силовые воздействия являются внутренними, если рассматривать не изолированные подсистемы, а всю систему „привод – металлоконструкция ВМ – опоры – рабочий груз” в целом. Как отмечается в работе [12], существующие методики моделирования не учитывают множества факторов, существенных с точки зрения описания ударного воздействия кома с отливкой, с одной стороны, и металлоконструкции ВМ – с другой (неучет свойств земляной смеси; отсутствие реального закона изменения массово-инерционных, жесткостных и вязкостных свойств рабочего груза в течение технологического процесса; невозможность определения влияния конструктивных параметров ВМ на спектр ее собственных колебаний и т.д.). В то же время предложенная в работе [12] методика расчетно-экспериментальной идентификации параметров расчетной модели, а также результаты предварительных экспериментальных исследований дают возможность определения характеристик искомых воздействий.

В первом приближении внешнее воздействие  $f$  на металлоконструкции представимо в виде:

$$f = f_D + f_N, \quad (1)$$

где  $f_D$  – динамическое воздействие дебалансного привода;  $f_N$  – ударное воздействие рабочего груза.

Как известно [1],  $f_D$  описывается в виде гармонической силы с частотой  $\omega = 2\pi\nu$  [13]:

$$f_D = A \cdot \cos(\omega t + \psi), \quad (2)$$

где  $A$ ,  $\psi$  – амплитуда удара и начальная фаза усилия от действия дебаланса.

Частота внешнего воздействия  $\nu$  для исследуемой выбивной машины – примерно 16 Гц. Поскольку машина проектируется из условий работы в резонансной области ( $\omega/\omega_c = 3 \div 4$ , где  $\omega_c$  – собственная частота вертикальных колебаний ВМ как жесткого тела), то для оценки параметров силового воздействия от  $f_D$  можно рассмотреть металлоконструкцию ВМ, на которую воздействуют квазистатические силы (рис. 1):  $A$  (амплитуда дебалансного воздействия),  $R$  (амплитуда реакций опор) и  $G$  (инерционные силы).

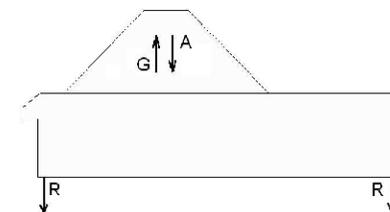


Рис. 1. Расчетная схема для определения максимальных напряжений в металлоконструкции ВМ

Принимая для данного случая в первом приближении  $R = A$ , можно определить НДС в некоторой точке конструкции численно и экспериментально:

$$\sigma_N = K_N \cdot f_D, \quad (3) \quad \sigma_E = K_E \cdot f_D, \quad (4)$$

где  $\sigma$  – напряжение;  $K$  – коэффициенты, определяемые характером напряженно-деформированного состояния (индексы  $N, E$  соответствуют численной и экспериментальной моделям).

Приравняв  $\sigma_E, \sigma_N$ , из (3) можно записать:

$$f_D = \sigma_E / K_N. \quad (5)$$

Уравнение (5) служит для определения амплитуды внешнего воздействия, а выражение (2) дает характер его распределения во времени.

На рис. 2 приведено распределение растягивающих напряжений в зоне точки 2 на подрешетной балке № 2 при действии усилия  $A = 1$  кН, полученное с использованием метода конечных элементов (МКЭ).

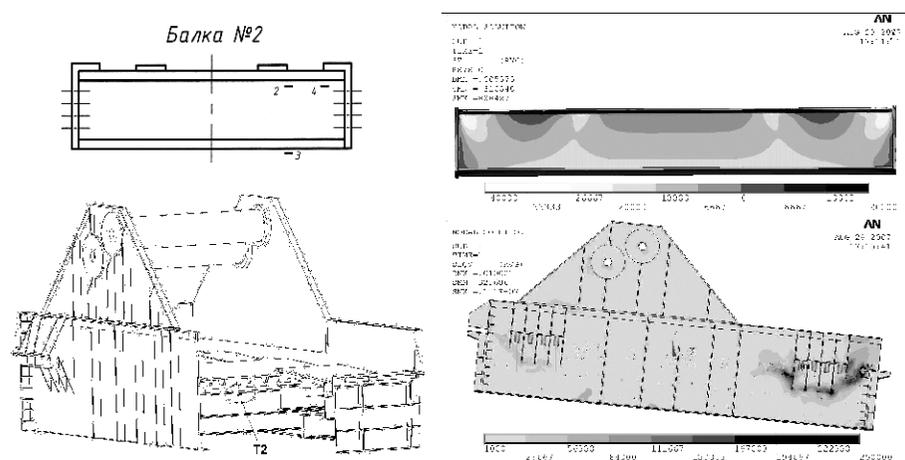


Рис. 2. Место установки тензометрического датчика 2 в балке № 2 и характер напряженного состояния в окрестности этой области и в конструкции в целом

Используя экспериментальные данные [13], полученные при тензометрировании металлоконструкции ВМ, можно оценить внешнее воздействие от  $f_D$ :

$$f_D \approx 0,5 \text{ МН}. \quad (6)$$

Используя известные соотношения [1] для усилия от дебалансного возбудителя, можно получить оценку

$$f_D = D\omega^2 \cos \gamma \approx 0,47 \text{ МН}, \quad (7)$$

где  $D$  – дебаланс вибровозбудителя;  $\gamma$  – угол линии действия суммарного дебаланса относительно вертикали. Получено несоответствие величин, определяемых по соотношениям (6) и (7), на уровне 5,5%, что свидетельствует о достаточно точном расчетно-экспериментальном определении амплитуды силового воздействия дебалансов.

Для оценки параметров ударного воздействия можно исходить из экспериментальных данных [13]. При этом следует принять во внимание, что длительность импульса очень мала, и удар можно считать коротким (10,5 мс). В этом случае в первом приближении по осциллограмме реального отклика ВМ на ударные действия можно оценить характеристики динамического напряженного состояния, а численно определить реакцию системы на единичное импульсное воздействие. Принимая методику сравнения амплитудных значений напряжений, аналогичную (3)–(5), можно определить величину импульсного воздействия:

$$f_w \approx 2,7 \text{ МН}. \quad (8)$$

Принимая известные соотношения [1], можно получить:

$$f_w = 2,4 \text{ МН}, \quad (9)$$

что на 11% отличается от (8). Это дает основание утверждать, что получена достаточно хорошая расчетно-экспериментальная оценка (рис. 3) для величины ударного импульсного воздействия на металлоконструкцию ВМ.

**Анализ спектра собственных частот ВМ и его коррекция путём варьирования конструктивных параметров выбивной машины.** Ранее проведенные исследования [2-7] выбивных машин обладают тем недостатком, что не учитывают полный спектр собственных частот колебаний выбивной машины. В основном принимаются во внимание только колебания ВМ как абсолютно твердого тела на упругих опорах. В то же время для машин такой массы и габаритов [8-13] возникает опасность попадания частот возмущающей нагрузки  $\omega$  в интервал собственных частот. В этой связи в дальнейшем следует различать *трансляционные* формы колебаний ВМ (преимущественно как жесткого тела) и *деформационные* (в основном за счет деформации корпуса ВМ). Собственные частоты соответственно обозначаются  $p_T$  и  $p_D$ . Учитывая, что движению ВМ как твердого тела отвечают 6 степеней свободы, можно записать требование к спектру собственных частот:

$$K_p^T \cdot \max_i p_i^T \leq \omega \leq K_p^D \cdot \min_j p_j^D, \quad (10)$$

где  $K_p^T$  – коэффициент превышения (согласно [1]  $K_p^T = 3 \div 4$ );  $1/K_p^D = \bar{K}_p^D$  – коэффициент запаса по нижней собственной деформационной частоте.

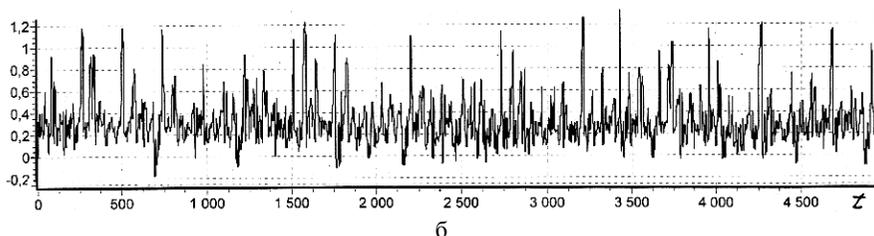
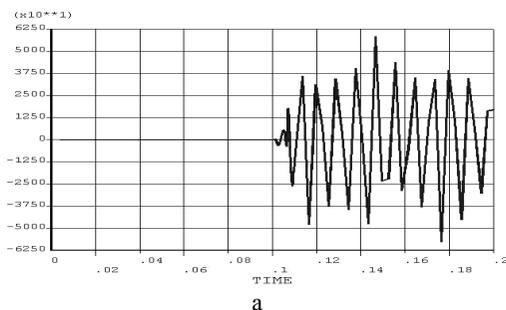


Рис. 3. Характер отклика металлоконструкции на действие импульсной нагрузки: а – численное распределение (один импульс); б – экспериментальная осциллограмма динамических напряжений (Балка 2, точка 2, установившийся режим, 2000 ед.  $\approx$  1 сек.)

Корректная постановка требует для определения спектра  $p = \{p_T, p_D\}$  рассматривать всю систему „металлоконструкция – опоры ВМ” во взаимосвязи. Поскольку в этом случае сопрягаются система с конечным числом степеней свободы и система с бесконечным числом степеней свободы, то целесообразно привлечь для определения собственных частот всей системы метод конечных элементов [14]. При этом собственные частоты  $p$  определяются из уравнения:

$$(K - Mp^2)u = 0, \quad (11)$$

где  $K$ ,  $M$  – матрицы жесткости и масс системы;  $u$  – вектор узловых перемещений.

Решение задачи о собственных значениях (11) дает спектр собственных частот  $p_s$ ,  $S=1, \dots, N$ , где  $N$  – количество степеней свободы конечно-элементной модели системы „металлоконструкция ВМ – опоры”, а также множество соответствующих форм колебаний  $u_s$ .

Для выделения из всего спектра  $p_s$  трансляционных  $p_i^T$  и деформационных  $p_j^D$  частот колебаний требуется анализ форм колебаний. Однако обычно низшие частоты ВМ  $p_1 - p_6$  соответствуют трансляционным формам колебаний, а частоты  $p_7, p_8, \dots$  – деформационным формам. Тогда условие

(10) можно переписать в виде:

$$K_p^T \cdot p_6 \leq \omega \leq K_p^D \cdot p_7, \quad (12)$$

или

$$K_p^T \cdot p_T^6 \leq \omega \leq K_p^D \cdot p_D^1, \quad (13)$$

Обозначая через  $\zeta$  относительную частоту:

$$\zeta_s = p_s / \omega, \quad (14)$$

соотношения (12) и (13) можно представить в виде:

$$K_p^T \cdot \zeta_6 \leq 1 \leq K_p^D \cdot \zeta_7, \quad (15)$$

$$K_p^T \cdot \zeta_T^6 \leq 1 \leq K_p^D \cdot \zeta_D^1. \quad (16)$$

Условия (12)-(15) при заданных  $K_p^T$ ,  $K_p^D$  представляют собой задачу отстройки спектра собственных частот колебаний машины от частот возмущающей нагрузки (рис. 4).

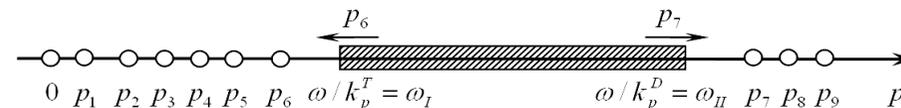


Рис. 4. К задаче отстройки спектра собственных частот ВМ от частот вынуждающей силы

Формально задачу можно поставить в виде недопущения частот  $p_6$ ,  $p_7$  внутрь интервала  $[\omega_I, \omega_{II}]$  (см. рис. 4) или об удалении частот  $p_6$ ,  $p_7$  из данного интервала.

В качестве варьируемых факторов для исследуемой ВМ были определены:

§  $P_I$  – конструктивное исполнение опор балансиров;

§  $P_{II}$  – толщина щёк балансиров;

§  $P_{III}$  – параметры поперечного сечения подрешетных балок ВМ.

Они и были приняты в качестве варьируемых обобщенных параметров, в пространстве которых и производится решение задач (12), (13), (15), (16). Поскольку (кроме толщины стенок) эти параметры трудно отобразить в числовом виде, то в качестве числового параметра – „посредника” этих параметров можно принять массу металлоконструкции:

$$m = m(P_I, P_{II}, P_{III}). \quad (17)$$

В этом случае можно получить срезы зависимостей собственных частот колебаний от массы для тех или иных варьируемых параметров  $P_I$ ,  $P_{II}$  и  $P_{III}$ . При этом варьирование параметров  $P_I$ ,  $P_{II}$  и  $P_{III}$  производится таким образом, чтобы зависимость  $m(P_i)$  носила монотонный характер (будь-то при изменении толщины щек, размеров сечения или номеров конструктивных решений опор с размещением ребер жесткости).

Базовая геометрическая модель ВМ приведена на рис. 5. Здесь же – конечно-элементная модель (КЭМ). Тип элементов – SOLID 187. Количество узловых степеней свободы – 748 тыс. Ниже приведен параметрический анализ спектров собственных частот при варьировании различных параметров.

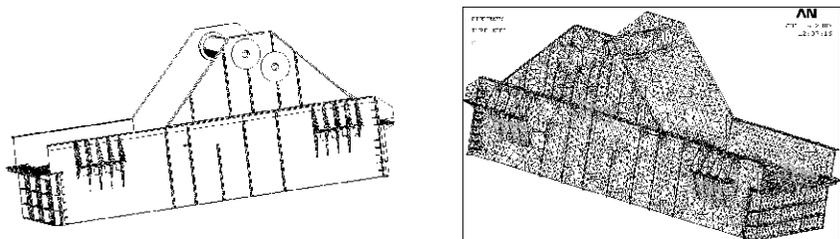


Рис. 5. Геометрическая и конечно-элементная модели выбивной машины, созданные в SolidWorks и ANSYS

**I. Спектр собственных частот выбивной машины при изменении вариантов оребрения стенок опор балансиров.** При изменении обобщенного параметра  $P_I$  варьируются число и места расположения ужесточающих ребер. Всего рассмотрено 6 вариантов оребрения (рис. 6).

На рис. 7 приведена зависимость массы выбивной машины от номера варианта оребрения (см. рис. 6). В табл. 1 сведены данные об изменении спектра (первые 15 частот) собственных частот ВМ при изменении параметра  $P_I$ . На рис. 8 приведены характерные собственные формы колебаний. Видно, что нижние 6 частот изменяются аналогично, и они не сильно отличаются по величине. Наибольший интерес представляют собственные частоты, соответствующие формам колебаний в продольной вертикальной плоскости (частоты № 4 и № 5). Кроме того, представляют интерес частоты № 7 и № 8 (первые деформационные).

На рис. 9 показаны зависимости отдельных частот от массы ВМ при варьировании обобщенного параметра  $P_I$  ( $a$  – зависимость 4-й собственной частоты, Гц, от массы, кг;  $b$  – зависимость 5-й собственной частоты, Гц, от массы, кг;  $v$  – зависимость 7-й собственной частоты, Гц, от массы, кг;  $z$  – зависимость 8-й собственной частоты, Гц, от массы, кг). На рис. 10 приведены спектры собственных частот ВМ при различных вариантах оребрения (см. рис. 6).

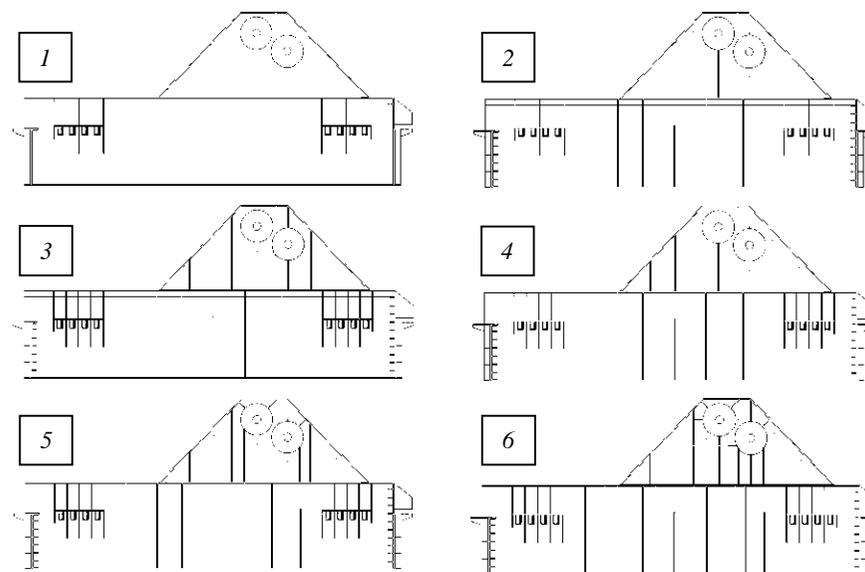


Рис. 6. Различные варианты оребрения выбивной машины

Таблица 1

Собственные частоты  $p_s$  выбивной машины при варьировании вариантов оребрения боковых стенок, Гц

Номер частоты	Варианты конструкций (см. рис. 6)/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

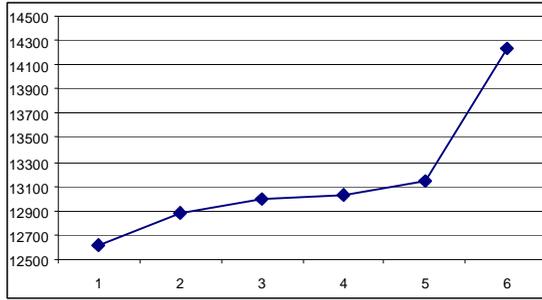
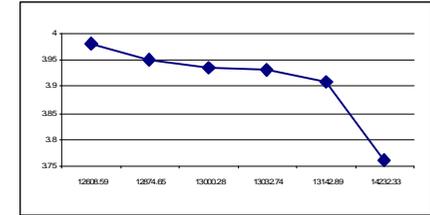
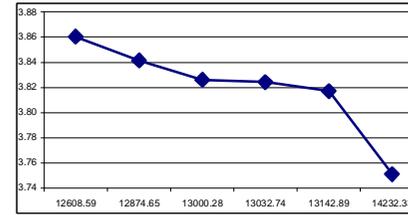


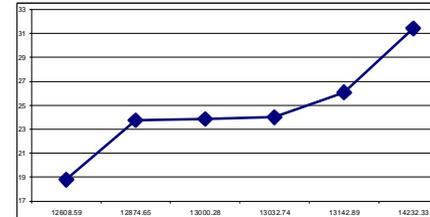
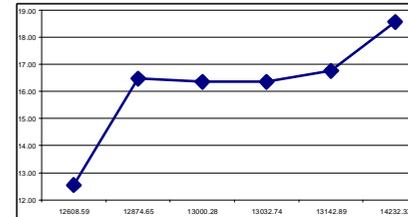
Рис. 7. Зависимость массы ВМ (кг) от номера варианта оребрения (см. рис. 6)

изменяется для  $S = 4$ ,  $S = 5$  от  $-0,075$  мГц/кг до  $-0,138$  мГц/кг, в среднем  $-0,11$  мГц/кг.



а

б



в

г

Рис. 9. Зависимость частот колебаний (№№ 4, 5, 7,8) от массы ВМ  $m = m(P_7)$

2. Первые деформационные частоты при увеличении  $m$  имеют тенденцию к росту. При этом для  $p_7$  этот рост составляет во всем диапазоне варьирования схем оребрения 32,4%. Чувствительность  $\Delta p_7 / \Delta m$  меняется от  $-0,94$  мГц/кг до  $14,7$  мГц/кг, составляя в среднем  $7,8$  мГц/кг.

3. При определении коэффициентов  $K_p^T$  по полученным  $p_7^i$  и заданному  $v = 16$  Гц получаем интервал  $K_p^T \in [4,02; 5,25]$ , что вполне соответствует сложившейся практике проектирования выбивных машин на основе традиционных рекомендаций [1].

4. Важной особенностью поведения первой деформационной частоты  $p_D^1$  является то, что в интервале изменения вариантов оребрения происходит ее перемещение из интервала  $[\omega, \omega_{II}]$  (см. рис. 4) за его пределы. При этом вычисленный коэффициент  $\bar{K}_p^D$  изменяется в пределах  $0,78 \leq K_p^D \leq 1,16$ , соответственно переходя через единичное значение.

Таким образом, выбор варианта оребрения существенно сказывается на спектре собственных частот колебаний ВМ, особенно на нижней деформационной частоте  $p_D^1$ . Увеличение количества ребер может решить проблему

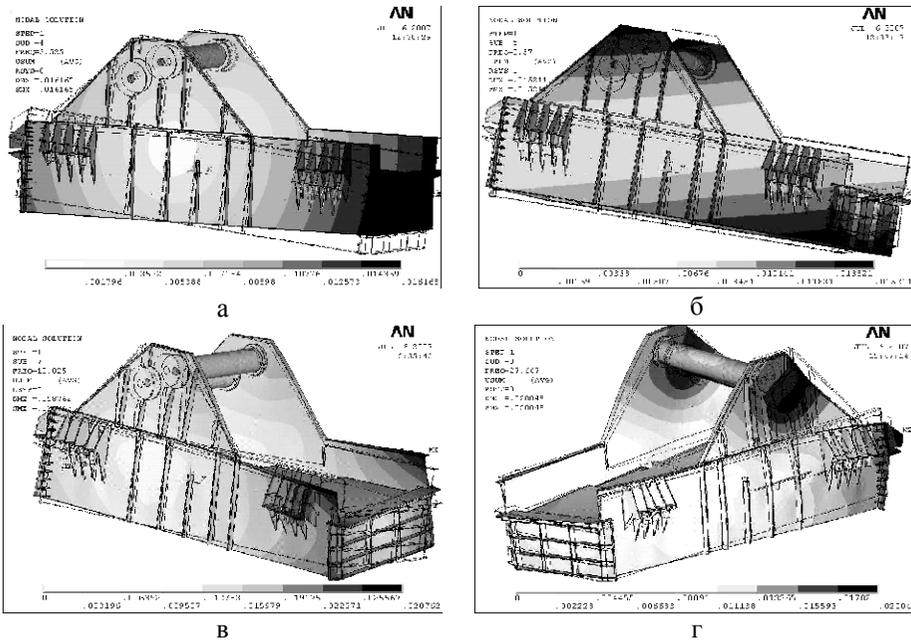


Рис. 8. Некоторые собственные формы колебаний выбивной машины: а – 4-я СЧ; б – 5-я СЧ; в – 7-я СЧ; г – 8-я СЧ

Анализ представленных зависимостей позволяет сделать следующие выводы.

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 ( $\Delta p_s / \Delta m$ )

вывода  $p_D^1$  выше  $\omega_{II}$ . Это позволяет рассматривать обобщенный параметр  $P_I$  в числе значимых варьируемых параметров, управление которыми дает возможность решать задачу частотной отстройки, а, следовательно, и изменения напряженно-деформированного состояния ВМ.

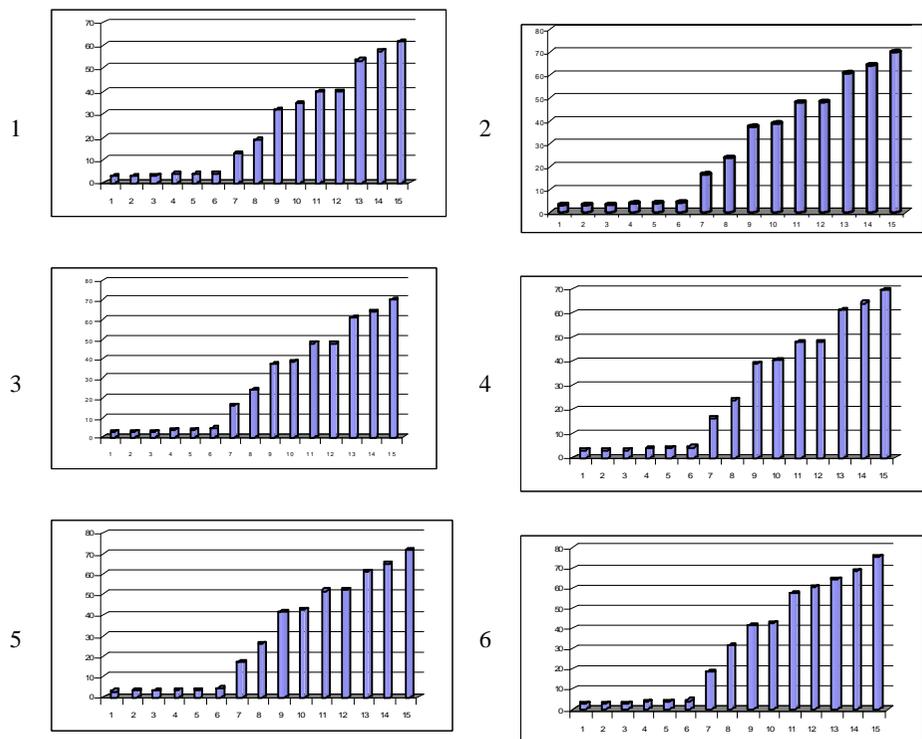


Рис. 10. Спектры собственных частот конструкций (Гц) выбивной машины при различных вариантах оребрения боковых стенок

**II. Влияние толщины щек балансиров (обобщенный параметр  $P_{II}$ ) на спектры собственных частот колебаний выбивной машины.** Варьирование толщины стенок опор дебалансов проводилось для базовой конструкции ВМ № 3 (см. табл. 1) для 5-ти вариантов толщин (табл. 2).

На рис. 11 приведены графики зависимостей массы ВМ от номера конструкции (рис. 11, а) и от толщины щек стенок опор дебалансов (рис. 11, б).

На рис. 12 – зависимости 4-й, 5-й, 7-й и 8-й частот от толщины щек. Спектры собственных частот (СЧ) представлены на рис. 13.

Анализ полученных зависимостей позволяет заключить следующее.

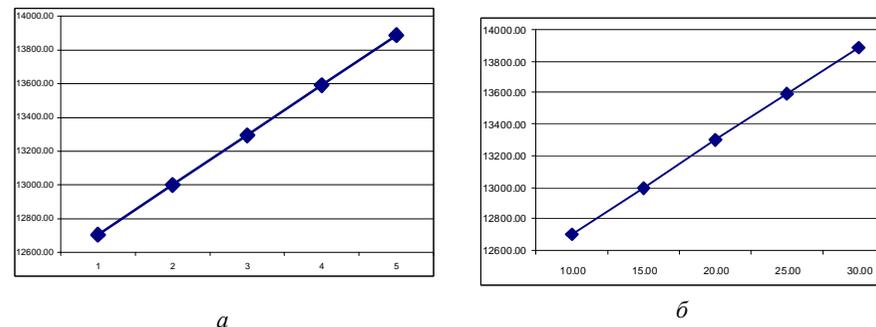


Рис. 11. Зависимость массы ВМ (кг) от параметров конструкции: а – от номера конструкции; б – от толщины стенок опор дебалансных валов, мм

Таблица 2  
Спектры собственных частот конструкций ВМ при изменении толщины стенок опор дебалансов, Гц

Собственные частоты	Номер частоты	Варианты конструкций/масса, кг/толщина, мм				
		Вар. 1 12704.59/10	Вар. 2 13000.28/15	Вар. 3 13295.97/20	Вар. 4 13591.65/25	Вар. 5 13887.34/30
	1	3,15	3,10	3,05	3,00	2,95
	2	3,19	3,14	3,10	3,06	3,02
	3	3,23	3,19	3,15	3,12	3,09
	4	3,84	3,83	3,81	3,80	3,79
	5	3,99	3,94	3,89	3,85	3,81
	6	4,32	4,28	4,25	4,22	4,19
	7	16,02	16,35	16,73	17,13	17,53
	8	23,02	23,85	24,97	26,18	27,41
	9	38,83	38,78	38,83	38,94	39,12
	10	40,33	40,33	40,40	40,46	40,55
	11	48,56	47,82	47,66	48,06	48,87
	12	49,08	48,21	48,07	48,50	49,16
	13	60,89	60,83	60,95	61,05	61,20
	14	64,47	64,23	64,17	64,22	64,36
	15	70,14	69,64	70,07	70,94	72,60

1. Как и при оребрении, при увеличении толщины стенок опор дебалансных валов (т.е. с увеличением массы ВМ) трансляционные частоты уменьшаются практически по линейной зависимости, причем при изменении толщины щек от 10 до 30 мм масса ВМ увеличивается на 8,5%, а 4-я собственная частота снижается на 1,4%, 5-я – на 4,5%. Чувствительность  $\Delta p_4 / \Delta m$  составляет  $-0,05$  мГц/кг,  $\Delta p_5 / \Delta m = -0,17$  мГц/кг.

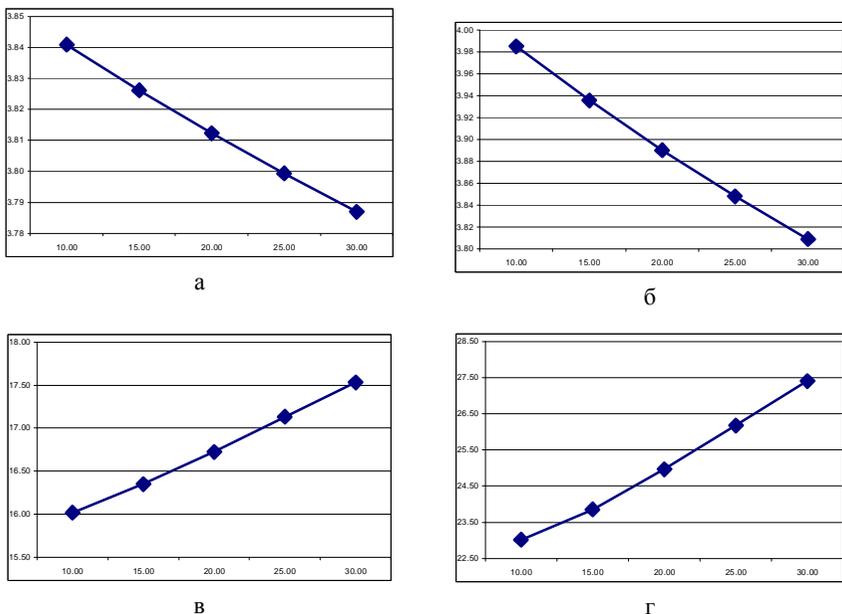


Рис. 12. Зависимости некоторых собственных частот ВМ (Гц) от толщины щек опор дебалансных валов (мм): а – 4-я СЧ; б – 5-я СЧ; в – 7-я СЧ; г – 8-я СЧ

2. Первые деформационные частоты обнаруживают тенденцию к линейному росту при изменении толщины и массы ВМ, причем общий рост составляет для  $p_7$  8,6%. Чувствительность  $\Delta p_7 / \Delta m = 1,4$  мГц/кг.

3. При достаточно тонких щеках частота  $p_D^1$  попадает в интервал  $[\omega_1, \omega_{II}]$ , а увеличение толщины втрое от минимальной выводит ее за пределы  $[\omega_1, \omega_{II}]$ . Соответственно коэффициент  $\bar{K}_p^D$  изменяется в пределах  $[1; 1; 1]$ .

Суммируя отмеченные особенности, можно сделать вывод о том, что параметр  $P_{II}$  тоже является достаточно важным с точки зрения влияния на спектр собственных частот, а также на напряженно-деформированное состояние ВМ в целом. Следовательно, вполне обоснованно его следует включить в состав значимых параметров при параметрическом синтезе выбивной машины по динамическим, прочностным и массовым характеристикам.

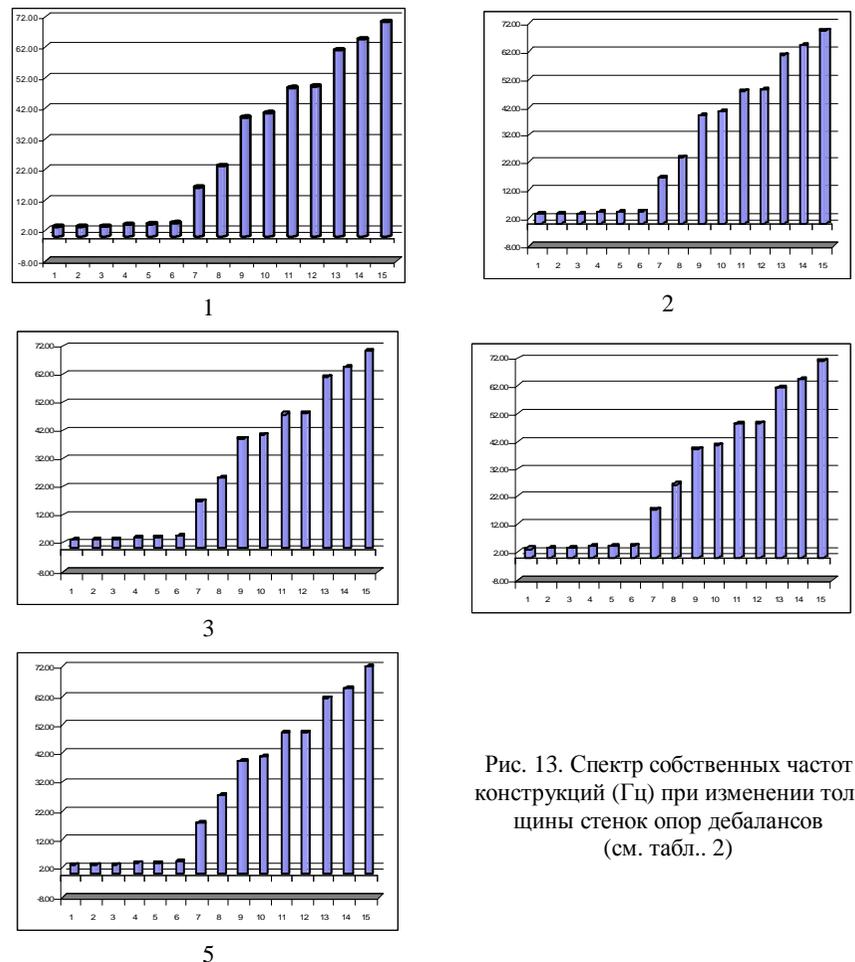


Рис. 13. Спектр собственных частот конструкций (Гц) при изменении толщины стенок опор дебалансов (см. табл. 2)

**III. Влияние сечения подрешетных балок на спектр собственных колебаний выбивной машины.** Для определения влияния обобщенного параметра  $P_{III}$  на спектр собственных частот колебаний выбивной машины были рассмотрены 5 вариантов двутавровых сечений, представленных на рис. 14. В табл. 3 приведены массовые и частотные характеристики ВМ, соответствующие применению приведенных на рис. 14 вариантов поперечных сечений. На рис. 15 – зависимость массы ВМ от номера варианта поперечного сечения (см. рис. 14).

На рис. 16 приведены зависимость 4-й, 5-й, 7-й и 8-й собственных частот от массы ВМ, а на рис. 17 – спектры собственных частот конструкций выбивной машины при варьировании поперечного сечения подрешетных балок.

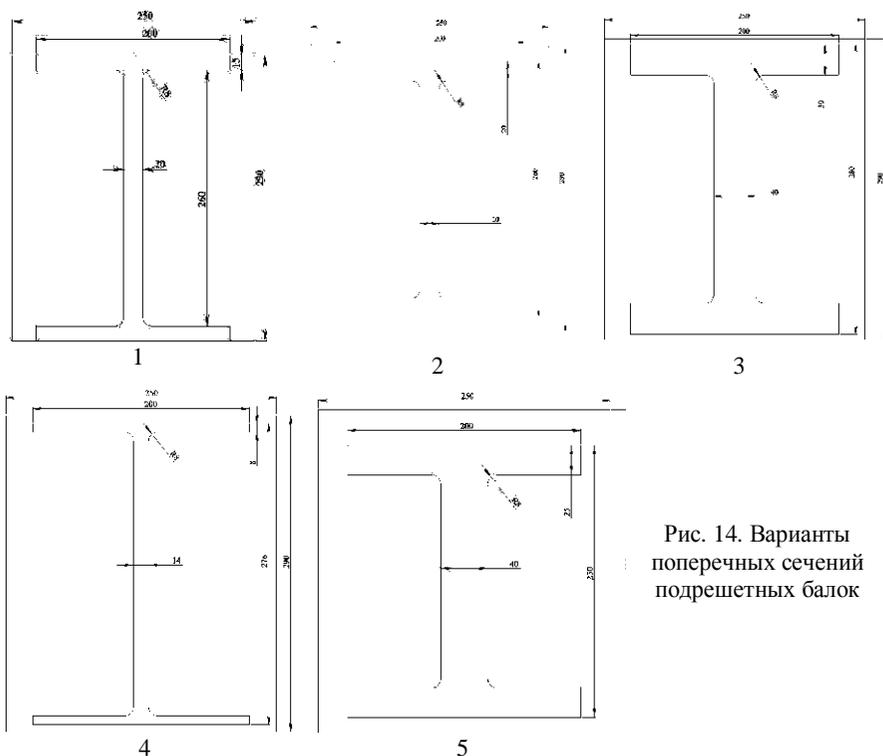


Рис. 14. Варианты поперечных сечений подрешетных балок

Анализ табличных и графических данных дает основание для следующих утверждений.

1. Увеличение массы подрешетных балок (среди рассмотренных вариантов поперечных сечений подрешетных балок) приводит к монотонному уменьшению трансляционных частот колебаний ВМ. При увеличении массы на 18,4% происходит снижение  $p_4$  на 8,8%,  $p_5$  – на 8,0%. Чувствительность  $\Delta p_4 / \Delta m$  в среднем составляет  $-13,5$  мГц/кг,  $\Delta p_5 / \Delta m$  –  $-13,0$  мГц/кг.

2. Первая деформационная частота имеет тенденцию к немонотонному увеличению при росте массы. В средней части интервала изменения массы происходит некоторое уменьшение  $p_7$ . Однако в целом изменение  $p_7$  на всем интервале варьирования массы не превосходит 1,1%. Чувствительность  $\Delta p_7 / \Delta m$  максимальна в начале и в конце интервала – 0,26 мГц/кг, а в среднем – только  $-0,06$  мГц/кг.

3. При варьировании поперечных сечений подрешетных балок собственная частота  $p_D^1$  слабо изменяется, не попадая внутрь интервала  $[\omega_1, \omega_{II}]$ . Следовательно, этот параметр важен в случае, если необходимо упрочить конструкцию ВМ, несущественно изменяя ее собственные частоты. Кроме

того, при изменении  $P_{III}$  существенно может меняться напряженное состояние самих балок, а это достаточно важно, т.к. среди экспериментально обнаруженных проблем ВМ присутствует проблема разрушения подрешетных балок.

Подытоживая проведение исследования о влиянии обобщенных параметров  $P_I$ ,  $P_{II}$ ,  $P_{III}$  на спектры собственных частот конструкций выбивной машины, можно заключить, что целенаправленным изменением  $P_I$  и  $P_{II}$  можно добиться частотной отстройки ВМ от резонансных режимов работы, а изменением  $P_{III}$  можно достичь упрочнения всей конструкции в целом и подрешетных балок – в частности. Следовательно, в пространстве этих обобщенных параметров возможно и предположительно достаточно эффективно решить задачи частотной отстройки ВМ и ее параметрической оптимизации.

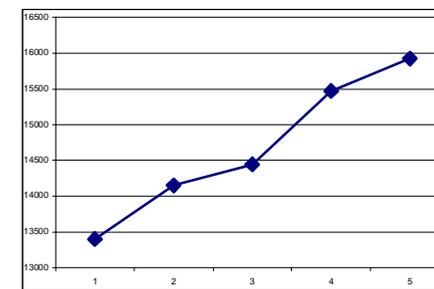


Рис. 15. Зависимость массы (кг) от номера варианта поперечного сечения балок

Таблица 3  
Собственные частоты ВМ при варьировании поперечных сечений подрешетных балок, Гц (см. рис. 14)

Собственные частоты	Номер частоты	Варианты конструкций (см. рис. 6)/масса, кг				
		Вар. 1	Вар. 2	Вар. 3	Вар. 4	Вар. 5
		14147.99	14440.85	15924.86	13401.39	15471.35
	1	2,94	2,92	2,82	2,98	2,85
	2	3,00	2,97	2,84	3,07	2,88
	3	3,06	3,03	2,88	3,14	2,92
	4	3,75	3,71	3,52	3,86	3,58
	5	3,77	3,74	3,57	3,88	3,62
	6	4,16	4,12	3,95	4,25	4,00
	7	17,90	17,89	18,03	17,70	17,83
	8	27,76	27,61	27,67	27,62	27,43
	9	41,17	40,28	41,21	40,31	39,92
	10	42,38	41,83	42,23	41,80	41,28
	11	50,05	49,77	50,43	49,43	49,53
	12	50,90	50,55	51,37	49,85	50,37
	13	66,26	65,91	63,48	64,45	63,66
	14	69,60	69,27	65,26	68,30	66,03
	15	74,56	74,13	73,29	73,73	73,05

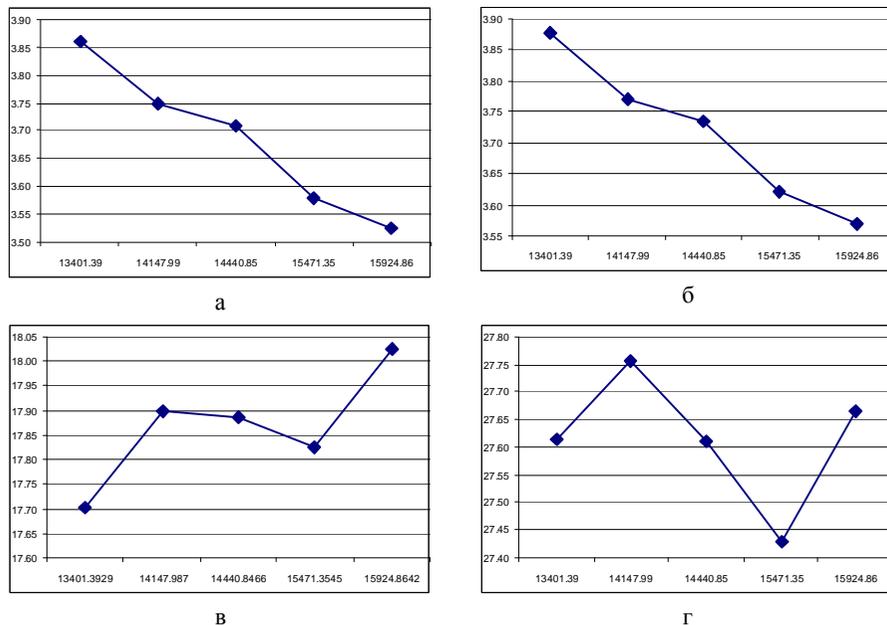


Рис. 16. Зависимость собственных частот (Гц) от массы ВМ (кг):  
а – 4-я СЧ; б – 5-я СЧ; в – 7-я СЧ; г – 8-я СЧ

**3. Выбор рациональной структуры и конструктивных параметров ВМ по критериям обеспечения нагрузочной способности, долговечности, прочности и минимальной массы.** На основе анализа результатов решения задачи о чувствительности спектра собственных частот конструкций к изменению параметров  $P_I$ ,  $P_{II}$ ,  $P_{III}$  в качестве базового начального варианта модернизируемой конструкции была определена выбивная машина с вариантом оребрения № 3, с толщиной щек  $P_{II} = 20$  мм и с коробчатым поперечным сечением подрешетных балок (рис. 18). Масса машины – 14890 кг.

Спектр собственных частот приведен на рис. 19.

Применяя процедуру параметрической оптимизации (следуя [12]), можно из этого начального приближения перейти к оптимальной по массе конструкции при ограничении по усталостным напряжениям. В частности, в первом приближении были рассмотрены 12 вариантов конструкции при совместном варьировании толщины щек и вариантов оребрения. В табл. 4, 5 сведены результаты расчетов собственных частот и напряженно-деформированного состояния ВМ, а также ее масса.

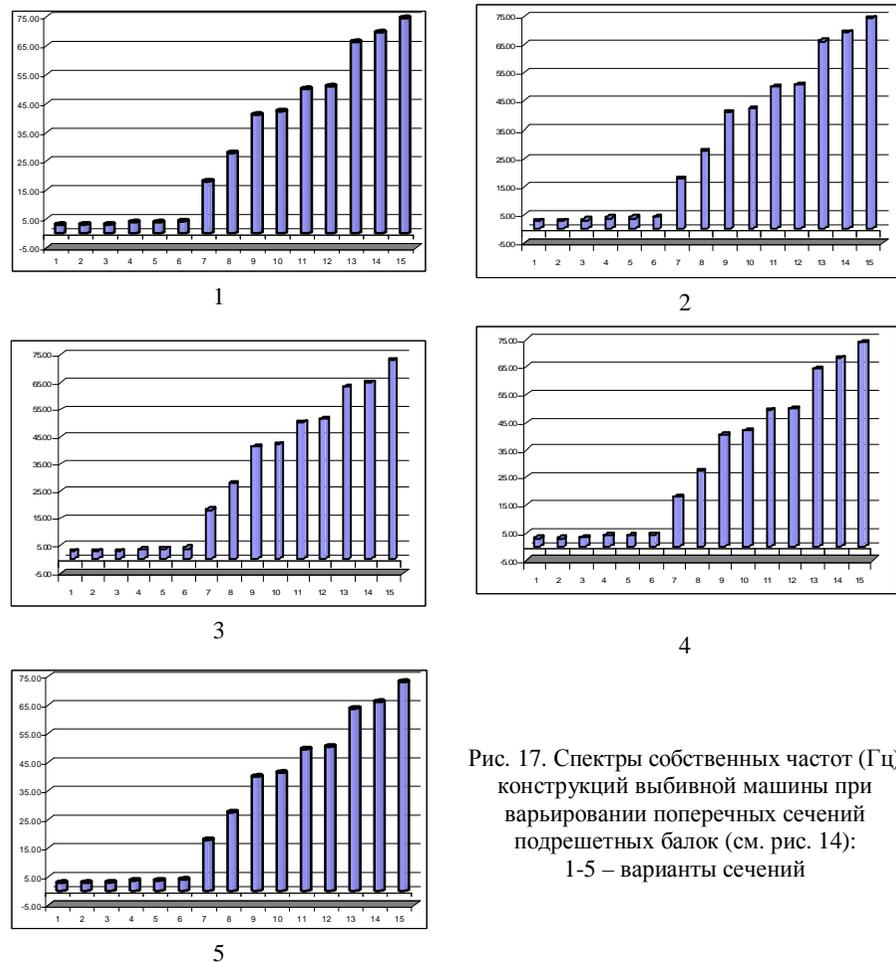


Рис. 17. Спектры собственных частот (Гц) конструкций выбивной машины при варьировании поперечных сечений подрешетных балок (см. рис. 14): 1-5 – варианты сечений

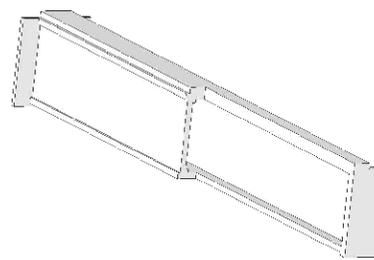


Рис. 18. Подрешетная балка с коробчатым сечением (для наглядности вырезана 1/4)

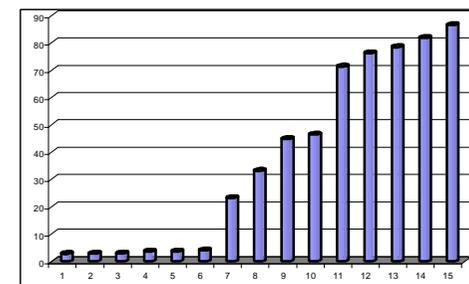


Рис. 19. Спектр собственных частот (Гц) инерционной выбивной машины

Таблица 4

Результаты исследования собственных частот выбивной машины при совместном варьировании толщины щек и вариантов оребрения

№	Вариант толщины, мм	Вариант оребрения	Масса, кг	$P_D^{\min}$ , Гц	$P_T^{\max}$ , Гц
1	10	2	14205	20,1	3,8
2	20	2	14762	20,9	3,7
3	30	2	15041	21,4	3,7
4	10	3	14330	20,0	3,8
5	20	3	14888	20,8	3,7
6	30	3	15445	21,6	3,6
7	10	5	14473	20,9	3,7
8	20	5	15030	21,6	3,7
9	30	5	15588	22,3	3,6
10	10	6	14665	22,1	3,7
11	20	6	15222	22,7	3,6
12	30	6	15780	23,2	3,6

Таблица 5

Результаты исследования напряженно-деформированного состояния выбивной машины при совместном варьировании толщины щек и вариантов оребрения

№	Мах напряжения (по Мизесу) от действия дебалансных валов, МПа	Мах напряжения (по Мизесу) от действия импульсной нагрузки, МПа
1	5,5	129,33
2	5,6	129,25
3	5,65	129,25
4	5,1	127,22
5	5,15	127,14
6	5,4	127,09
7	5,1	126,9
8	5,15	126,9
9	5,2	126,77
10	5,075	126,85
11	5,125	126,74
12	5,15	126,63

Анализ представленных результатов позволяет выделить в качестве рекомендуемого вариант №12, соответствующий толщине щек  $P_{II} = 30$  мм и варианту оребрения  $P_{III} = №6$ . Масса ВМ – 15780 кг. Нижняя деформацион-

ная частота – 23,2 Гц. Суммарные напряжения по Мизесу не превышают 131,8 МПа. Таким образом, рекомендуемый набор параметров обеспечивает в первом приближении долговечность, вибростойкость, прочность и низкую массу ВМ.

Что касается  $P_{III}$ , то рекомендованный начальный вариант поперечного сечения (см. рис.18) является достаточно удачным и рекомендуется в качестве первого приближения к оптимальному.

**Заключение.** В статье описана реализация новой комплексной методики совершенствования конструкции и обоснования рациональных параметров выбивной машины для выбивки крупногабаритных отливок в составе автоматизированной линии. Основные особенности предложенной методики:

1. Построение всего цикла исследований выбивной машины с технологическим грузом как сложной динамической нелинейной системы на основе обобщенного параметрического описания и расчетно-экспериментального метода идентификации расчетной схемы исследуемого объекта.

2. Разработана комплексная схема исследований, объединяющая на базе единого параметрического описания этапы верификации расчетной модели выбивной машины, коррекции спектра собственных частот и параметрической оптимизации металлоконструкции по критериям прочности, вибростойкости, долговечности и металлоемкости.

3. Проведен комплекс численных исследований динамических процессов, частотных характеристик и напряженно-деформированного состояния на примере конкретной выбивной машины, что дало возможность разработать практические рекомендации по выбору ее рациональных параметров с учетом технологических требований и массово-жесткостных характеристик рабочего груза.

В процессе исследований выявлены следующие особенности конструкции исследуемой выбивной машины и рабочего процесса:

1. Доминирующими факторами, оказывающими наибольшее влияние на нагруженность элементов выбивной машины, являются гармоническое воздействие дебалансов и ударное воздействие при контакте с рабочим грузом.

2. Проблемными элементами, ограничивающими несущую способность, долговечность и прочность исследований выбивной машины, являются стенки опор дебалансных валов и подрешетные балки, в которых обнаружены высокий уровень вибрации и динамических напряжений, а также возникновение трещин в материале. Собственно, в качестве наиболее значимых варьируемых обобщенных параметров выбраны:

- $P_I$  – вариант ужесточения стенок дебалансов путем размещения ребер жесткости;
- $P_{II}$  – толщина стенок опор дебалансов;
- $P_{III}$  – вариант исполнения поперечного сечения подрешетных балок выбивной машины;

3. Проведенные исследования влияния параметров  $P_I$ ,  $P_{II}$ ,  $P_{III}$  на спектры собственных частот конструкции выбивной машины выявили, что путем варьирования толщиной ( $P_{II}$ ) и вариантами оребрения ( $P_I$ ) стенок опор дебалансов удается вывести первую собственную частоту, соответствующую преимущественно деформации металлоконструкции корпуса выбивной машины, из области рабочей частоты нагружения. В то же время варьированием поперечного сечения подрешетных балок ( $P_{III}$ ) можно уменьшать динамические напряжения в самих балках и конструкции в целом, при этом не оказывая сильного влияния на спектр собственных частот. В связи с этим при выборе рациональных параметров выбивной машины удобно провести двухстадийный процесс:

I – путем целенаправленного варьирования  $P_I$ ,  $P_{II}$  провести решение задачи о частотной отстройке;

II – варьированием  $P_{III}$  обеспечить снижение динамических напряжений в металлоконструкции проектируемой выбивной машины.

4. Разработана расчетно-экспериментальная модель рабочего процесса дала возможность определить реальные величины и характер нагружения элементов выбивной машины, что составляет основную сложность при формировании расчетной модели анализа ее напряженно-деформированного состояния, которая в свою очередь встраивается в технологию параметрического синтеза конструкции по критериям прочности, долговечности, вибростойкости и металлоемкости.

5. Анализ полученного в ходе исследований множества спектров частот собственных колебаний выбивной машины при различных вариантах сочетаний толщины стенок опор дебалансных валов, схем и их оребрения и поперечных сечений подрешетных балок позволил установить тенденции миграции частот:

- нижние частоты, соответствующие трансляционным перемещениям металлоконструкции выбивной машины, при увеличении массы незначительно уменьшаются;

- первые нетрансляционные частоты, соответствующие преимущественно деформированию металлоконструкции, имеют в основном тенденцию к росту с увеличением массы (при рассмотренных схемах изменения конструкции).

6. Из анализа полученных результатов можно сделать вывод о том, что динамическими и ударными напряжениями можно достаточно эффективно управлять изменением конструктивных параметров выбивной машины. Например, чувствительность к изменению толщины стенок опор дебалансов составляет для первой нетрансляционной собственной частоты колебаний  $\Delta p_7 / \Delta m = 1,4$  мГц/кг, а путем совместного варьирования толщины стенки и оребрения стенок опор удается повысить эту частоту на 3,1 Гц (13,4%) при увеличении массы металлоконструкции на 1575 кг (10%).

Апробация разработанной технологии расчетно-экспериментальных исследований, предложенный комплекс математических, численных и экспериментальных моделей и совокупность результатов послужили основой для обоснования рациональных параметров выбивной машины по критериям повышения нагрузочной способности, прочности, вибростойкости, долговечности при умеренной массе машины. Это свидетельствует об эффективности предложенной методики, которую в дальнейшем можно распространить на более широкий класс машин ударного воздействия с дебалансным приводом.

**Список литературы:** 1. Горский А.И. Расчет машин и механизмов автоматических линий литейного производства. – М.: Машиностроение, 1978. – 551 с. 2. 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 Орден Ленина и Ордена Октябрьской революции политехнический институт им. В.И. Ленина. – X: 1991. – 304 с. 3. Герега 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. 4. Нисонский В.П., Герега И.И., Козулькевич Р.М., Гуцуляк Ю.В. Математическая модель многосекционных выбивных агрегатов с учётом рассеяния энергии // Проблемы прочности. – 1994. – № 10. – С.30-36. 5. Герега И.И. Взаимодействие рабочей нагрузки с рабочим органом в ударно-вибрационных машинах // Проблемы прочности. – 1995. – № 4. – С.74-82. 6. Нисонский В.П. Математичне моделювання динамічного режиму роботи віброударних агрегатів з ланцюгово-розгалуженим способом з'єднання твердих тіл // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2006. – № 40. – С.170-177. 7. Сердюк Л.И., Песковой С.С. О влиянии технологической загрузки на динамику вибрационной машины. // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2006. – № 40. – С.216-220. 8. Барчан Е.Н. Особенности работы выбивного оборудования в составе автоматизированной формовочной линии крупного литья // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: „Машиноведение и САПР”. – 2005. – №53. – С.19-23. 9. Головченко В.И., Барчан Е.Н., Пеклич М.М., Ткачук А.Н. Расчетно-экспериментальное исследование напряженно-деформированного состояния пространственных крупногабаритных конструкций // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: „Машиноведение и САПР”. – 2006. – №3. – С.49-57. 10. Барчан Е.Н. О напряженном состоянии несущих конструкций выбивных транспортирующих решеток в составе комплексной автоматической формовочной линии // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: „Машиноведение и САПР”. – 2006. – №24. – С.16-20. 11. 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 // Міжвідомчий науково-технічний збірник „Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні”. – Львов. – 2006. – № 40. – С.11-20. 12. 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. 13. 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.17-24. 14. Зенкевич О.К. Метод конечных элементов в технике. – М.: Мир, 1975. – 541с.

Поступила в редколлегию 12.05.2007