

МАШИНОЗНАВСТВО

УДК 539.3

Артемов И.В.

ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СИЛОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ВИБРОУДАРНЫХ МАШИН

Введение. Синтез структуры, конструктивных и технологических параметров, а также определение эксплуатационных режимов для крупногабаритных тяжело нагруженных виброударных машин является достаточно сложной научно-технической задачей. При этом традиционные подходы [1] применительно к крупногабаритным машинам, кроме известных критериев и ограничений, имеют свои дополнительные особенности. Это касается, например, методов уточнения нагрузок при взаимодействии подбрасываемого технологического груза с корпусом колеблющейся машины [2]. Кроме того, важным ограничительным фактором, формирующим соответствующие ограничения, является учет деформационных частот и форм колебаний корпусов проектируемых машин с точки зрения возможного резонанса [3].

Указанные физико-механические процессы, порождающие новые критерии и ограничения, ужесточают требования к проектированию виброударных тяжело нагруженных машин. В то же время углубленный анализ протекающих в процессе эксплуатации вибромашин физико-механических процессов позволил выявить новый проблемный фактор – возможность ударного резонанса в исследуемых машинах [4-6], еще более ограничивающий свободу выбора их проектных параметров и конструктивных схем.

В отличие от известных методик расчета ударного резонанса для систем с одной степенью свободы [7], в данном случае наблюдается более сложное сочетание факторов:

- исследуемая конструкция является системой со многими степенями свободы, причем она состоит из двух частей – дискретной и континуальной;
- основная возбуждающая ударная сила в этих машинах является внутренней по природе своего возникновения для системы «колеблющейся корпус – вибрирующий с подбрасыванием технологический груз», причем ее распределение во времени определяется физико-механическими свойствами машины и груза, а также эксплуатационными режимами (амплитуды их частоты возбуждения).

Соответственно, возникают дополнительные сочетания конструктивных параметров и режимов работы вибромашин, опасные с точки зрения возникновения ударного резонанса. При этом особое внимание следует уделить спектрам колебаний корпусов проектируемых машин, в которых, собственно, такое явление может возникать.

В данной работе исследуются собственные частоты и формы колебаний вибрационной машины для выбивки крупного литья конструкции и производства ОАО "Азовмаш" [2-6].

Цель исследований – определить проблемные режимы возбуждения этой машины, опираясь на изучение спектра и форм колебаний ее корпуса.

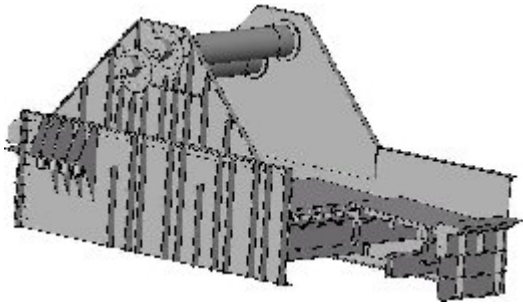


Рис. 1. Выбивная транспортирующая машина с дебалансным приводом

Методика исследований. Выбивная машины [2, 3] (рис. 1) для извлечения крупного вагонного литья из песчано-глинистых форм представляет собой крупногабаритную сборно-сварную конструкцию, опирающуюся на упругие опоры и приводимую в действие за счет инерционных сил от вращения дебалансных валов (рис. 2).

Уравнения движения вибромашины имеют после дискретизации по методу конечных элементов в первом приближении вид:

$$M\ddot{x} + K\dot{x} + Cx = A \sin \omega^* t + F_{уд}(t) \quad (1)$$

Здесь M , K , C – матрицы масс, демпфирования и жесткости конечно-элементной модели соответственно; $A \sin \omega^* t$ – распределенная по узлам гармоническая сила возбуждения амплитудой A от вращения дебалансных валов с частотой ω^* ; $F_{уд}(t)$ –

сила ударного взаимодействия корпуса машины с технологическим грузом, определяемая из условий их ударного взаимодействия.

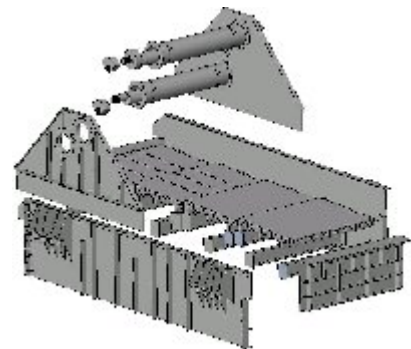
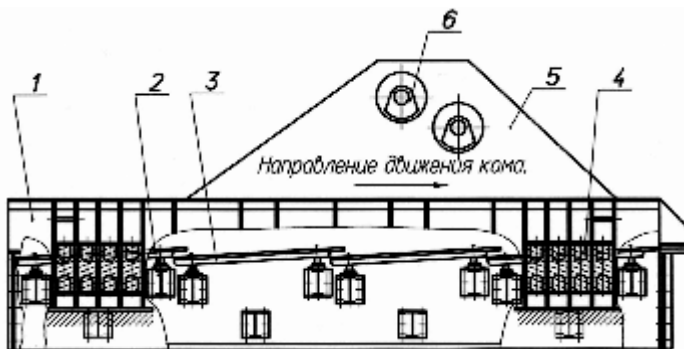


Рис. 2. Элементы выбивной транспортирующей машины: 1 – боковины; 2 – балки; 3 – колосниковые решетки; 4 – упругие опоры; 5 – щеки опор дебалансных валов; 6 – валы дебалансного привода

При малом демпфировании в системе (1) возможен ударный резонанс, вызываемый импульсным характером распределения силы ударного взаимодействия (рис. 3).

В силу того, что машина работает с частотой

$$\omega^* = 2\pi\nu^* = 2\pi / T^*,$$

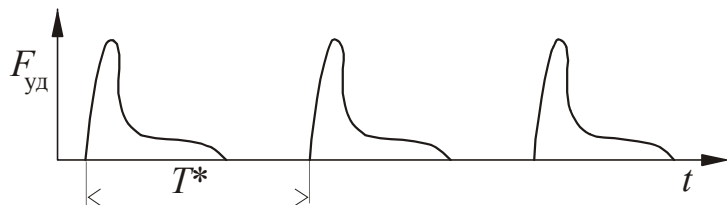


Рис. 3. Характер распределения силы ударного взаимодействия во времени

T^* – период процесса (в данном случае не рассматриваются субгармонические режимы [2]), ударный резонанс может приводить к возбуждению более высоких форм колебаний. В этом случае (рис. 4) машина, работающая в зарезонансном режиме по трансляционным формам колебаний корпуса (т.е. как жесткого тела [3]), может иметь совпадение (или близость) собственной частоты из диапазона $[\omega_D^1; \infty]$ частоте, кратной ω^* :

$$\omega_D^j \approx \omega^* \cdot n, \quad n = 1, 2, \dots \quad (2)$$

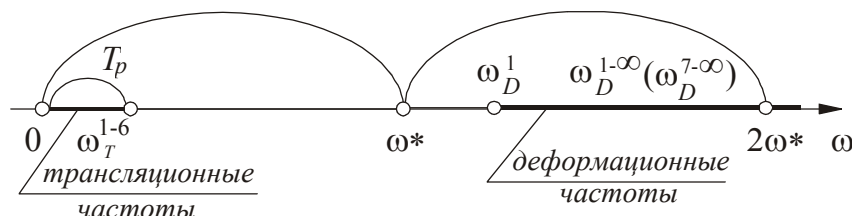


Рис. 4. Соотношения частоты возбуждения машины, работающей в зарезонансном режиме по трансляционным формам колебаний, с высокими (деформационными) частотами колебаний

В этом случае j -я деформационная форма колебаний начнет резонировать, возбуждая колебания корпуса машины как конструкции с распределенными параметрами. Примечательно, что при этом данные колебания слабо влияют на движение корпуса машины как жесткого тела (формы $\omega_T^1 \div \omega_T^6$), а, значит, и не изменяются условия взаимодействия технологического груза с корпусом (т.е. внутренняя для системы сила $F_{уд}(t)$ будет иметь практически неизменный характер распределения во времени). Такая особенность не дает возможности системе самой самоотстроиться от резонансного режима, т.к. импульсная сила генерируется на низких (трансляционных) формах колебаний, а воздействует – на высшие (деформационные), причем обратная связь в этом случае слабая.

Для определения опасных режимов из системы

$$\mathbf{Det}(C - \omega^2 M) = 0 \quad (3)$$

определяются собственные частоты колебаний корпуса машины $\omega^i = \{\omega_T^1, \dots, \omega_T^6, \omega_D^1, \omega_D^2, \dots\}$ [2, 3], а затем возможные совпадения (или близость) частот по соотношению (2). Определяя собственные формы колебаний x_i из соотношения

$$(C - \omega^2 M)x = 0, \quad (4)$$

можно проконтролировать, на какой именно форме произойдет ударный резонанс.

Результаты расчетов. В качестве конкретного объекта исследований была выбрана выбивная машина, описанная в работах [2, 3]. Масса подпружиненной части корпуса машины – около 16 т. Частота нагружения – 16 Гц.

Для контроля качества и точности расчетов спектров колебаний были проведены на начальном этапе варьирования размеров конечных элементов типа Shell, которыми моделируется исследуемый корпус. На рис. 5 представлены сравнительные спектры,

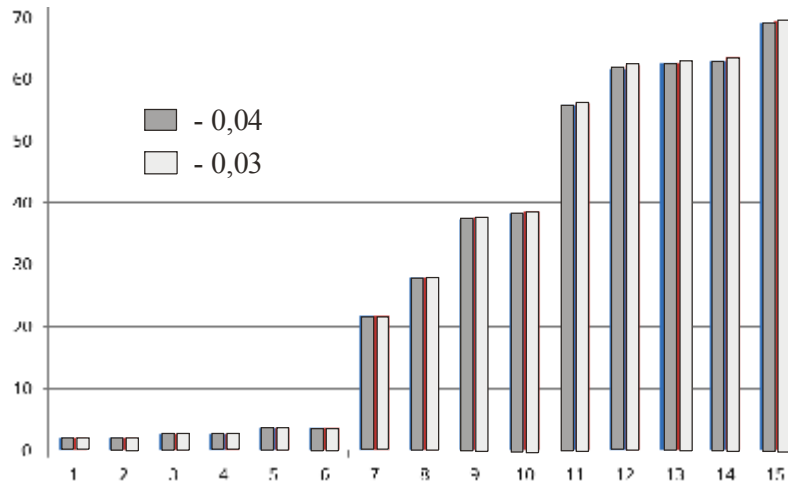


Рис. 5. Сравнительные спектры, полученные при различной степени дискретизации корпуса: размеры конечноэлементной сетки 0,04м и 0,03м

полученные при различной степени дискретизации корпуса. Видно, что получаемое в результате сгущения сетки уточнение результатов – незначительно, и в первом приближении эту модель (рис. 6, а) можно использовать в качестве оценочной для выявления опасных режимов работы машины.

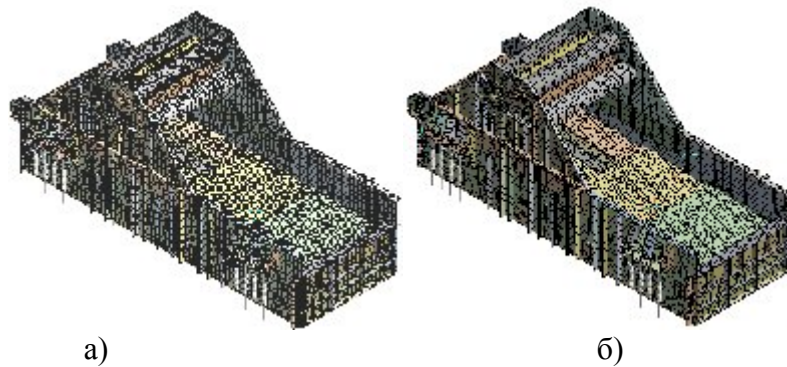
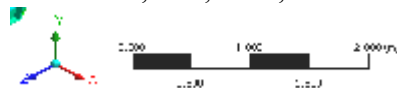


Рис.6. Конечно-элементные модели с разными размерами конечных Shell-элементов:

а – 0,03 м; б – 0,06 м



В дальнейших исследованиях определялись динамические характеристики корпуса. На рис. 7 и в табл. 1 представлены собственные частоты, определенные из созданной конечно-элементной модели исследуемого корпуса.

Анализ полученного спектра (см. рис. 7 и табл. 1) дает основание для следующих выводов.

1. На полученном спектре четко разделены диапазоны «трансляционных» (до 4 Гц) и «деформационных» (после 20 Гц) частот собственных колебаний
2. Возмущающая сила с частотой 16 Гц [2, 3] обеспечивает работу машины в резонансном режиме по «трансляционным» и дорезонансном – по «деформационным» частотам.

3. Спектр «деформационных» частот достаточно густой и плавно изменяющийся. Следовательно, в такой динамической системе возможность выполнения условия (2) достаточно высока. Таким образом, данная конструкция потенциально подвержена множественным ударным резонансам.

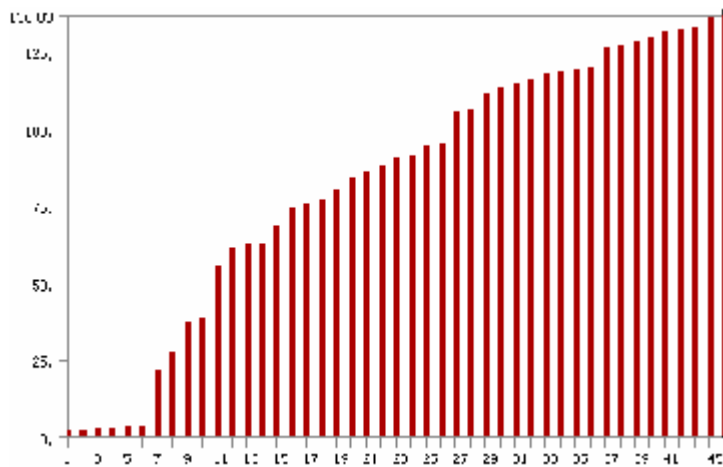


Рис.7. Спектр собственных частот колебаний (Гц) корпуса вибромашины

4. У исследуемой конструкции отсутствуют собственные частоты, точно кратные частоте возбуждения. Таким образом, «сильные» и «прямые» режимы ударного резонанса в номинальном случае не должны реализовываться. В то же время околорезонансные режимы (2) возможны и вероятны.

Таблица 1

Спектр собственных частот колебаний корпуса вибромашины

Форма	Частота, Гц	Форма	Частота, Гц	Форма	Частота, Гц	Форма	Частота, Гц	Форма	Частота, Гц
1	2,04	10	38,45	19	80,09	28	106,14	37	126,17
2	2,08	11	55,76	20	84,06	29	111,79	38	127,0
3	2,86	12	61,79	21	86,0	30	113,73	39	128,45
4	2,87	13	62,42	22	87,96	31	114,55	40	129,78
5	3,70	14	63,04	23	90,45	32	115,67	41	131,25
6	3,71	15	69,04	24	91,20	33	117,75	42	132,15
7	21,68	16	74,57	25	94,79	34	118,48	43	132,76
8	27,86	17	75,35	26	95,13	35	119,29	44	136,27
9	37,41	18	76,81	27	105,53	36	119,81	45	136,83

5. В реальных условиях проектирования и эксплуатации ни массовые, ни жесткостные характеристики исследуемой конструкции не являются зафиксированными. На этапе проектирования возможны изменения проекта конструкции. Даже будучи незначительными, они изменяют M и C в (3) и (4), а значит, и собственные частоты, и формы собственных колебаний. Кроме того, в процессе работы часть материала из выбиваемого технологического груза оседает на корпусе машины, латентно изменяя матрицу M в этих же соотношениях с таким же эффектом. И, наконец, не является строго фиксированной частота возбуждения ω^* . Таким образом, речь идет не о сравнении четких величин в (2), а их «размытых» аналогов:

$$\left(\omega_D^j \pm \Delta\omega_D^j\right) = \tilde{\omega}_D^j \approx \tilde{\omega}^* \cdot n = \left(\omega^* \pm \Delta\omega^*\right) \cdot n, \quad j, n = 1, 2, \dots \quad (5)$$

Степени «размытости» спектров $\Delta\omega_D^j$ и частоты возбуждения $\Delta\omega^*$ расширяют

диапазоны, в которых возможно возникновение ударного резонанса. При этом следует разделить детерминированные, или определяемые (например, на этапе проектирования) и стохастические (например, на этапе изготовления машины и ее эксплуатации) составляющие $\Delta\omega_D^j$ и $\Delta\omega^*$. Первая составляющая может быть предметом управления, вторая – минимизации.

Анализ конкретного спектра корпуса исследуемой машины (см. рис. 7 и табл. 1) дает возможность в качестве потенциально опасных (с учетом выводов 1)-4), см. выше) выделить следующие частоты: № 8, № 9, № 11, № 12, № 13, № 14, № 19, № 26, № 29, № 30, № 31, № 40. При незначительных изменениях инерционно-жесткостных характеристик корпуса вибромашины, а также частоты вращения дебалансного привода ударные резонансы (или околорезонансные режимы) будут постоянно возбуждаться на этих формах.

Некоторые представления о формах колебаний, при которых возможны эти режимы, можно получить из табл. 2.

Как видно из представленных в табл. 2 форм, они достаточно разнообразны по локализации узлов и пучностей, а также по охвату отдельных (локальные) и многих (глобальные) элементов конструкции. Таким образом, для более четкого прогноза опасных зон в металлоконструкции корпуса необходимы дополнительные исследования.

Заключение. В работе представлен новый подход к определению опасных (с точки зрения возникновения ударного резонанса) режимов работы крупногабаритных тяжело нагруженных виброударных машин. В отличие от традиционных подходов к синтезу параметров виброударных машин, в данном случае в расчет принимается дополнительный важный фактор – возможность возникновения ударных резонансов на высоких частотах, которые кратны частоте нагружения. Данным частотам соответствуют формы колебаний, соответствующие упругому деформированию корпуса вибромашины. В отличие от известных методик, в работе виброударная машина рассматривается как дискретно-континуальная динамическая система, т.е. сочетающая характерные свойства и дискретной, и распределенной.

Данный подход дает возможность не только выявлять потенциально опасные режимы работы, но и ставить задачи: минимизации их влияния путем конструктивного изменения корпуса; отстройки от неблагоприятных режимов за счет изменения структуры и параметров корпуса; определения допустимых отклонений на те или иные конструктивные параметры в процессе их изготовления и на частоту вращения дебалансного привода.

Данные направления будут предметом дальнейших исследований.

Литература: 1. Горский А.И., *Расчет машин и механизмов автоматических линий литейного производства*. – М. Машиностроение, 1978. – 552 с. 2. Грабовский А.В. *Ударное взаимодействие и динамические процессы в виброударных машинах с частичным разрушением технологического груза: дис... кандидата техн. наук: 05.02.09 / Грабовский Андрей Владимирович*. – Харьков, 2010. – 181 с. 3. Барчан С. М. *Удосконалення методів розрахунку та конструкції вибивної транспортуючої машини для формувальних ліній крупного литва : дис. канд. техн. наук : 05.02.02 / Барчан Євген Миколайович*. – Маріуполь. – 2008. – 178 с. 4. Барчан С.М. *Удосконалення методів розрахунку та конструкції вибивної транспортуючої машини для формувальних ліній крупного литва /Є.М.Барчан, І.В. Артьомов, А.В. Грабовський // Вісник НТУ “ХПІ”. Тем. вип.: Машинознавство та САПР*. – 2010. – №19. – С. 18-39. 5. *Анализ динамических характеристик корпусов виброударных машин / И.В. Артемов, Ю.В. Костенко, А.В. Грабовский и др. // Вестник НТУ “ХПИ”. Тем. вып.: Транспортное машиностроение*. – 2010. – №38. – С. 110-115. 6. *Грабовський А.В. Ударна взаємодія та динамічні процеси у виброударних машинах з частковим руйнуванням технологічного вантажу: задачі, методи, моделі / А.В. Грабовський, Ю.В. Костенко, І.В. Артьомов // Вестник НТУ “ХПИ”. Тем. вып.: Машиноведение и САПР*. – 2011. – № 22. – С. 24-39. 7. *Пановко Я.Г. Введение в теорию механического удара / Я.Г. Пановко*. – М.: Наука, 1977. – 224 с.

Таблиця 2

Формы собственных колебаний корпуса вибромашины

№ час- тоны	Форма	№ час- тоны	Форма	№ час- тоны	Форма
8		9		11	
12		13		14	
19		26		29	
30		31		40	

Bibliography (transliterated): 1. Gorskij A.I., *Raschet mashin i mehanizmov avtomaticheskikh linij litejnogo proizvodstva.* – M. Mashinostroenie, 1978. – 552 s. 2. Grabovskij A.V. *Udarnoe vzaimodejstvie i dinamicheskie processy v vibroudarnykh mashinah s chastichnym razrusheniem tehnologicheskogo gruzha: dis... kandidata tehn. nauk: 05.02.09 / Grabovskij Andrej Vladimirovich.* – Harkiv, 2010. – 181 s. 3. Barchan С. М. *Udoskonalennja metodiv rozrahunku ta konstrukcii vibivnoi transportujuchoi mashini dlja formuval'nih linij krupnogo litva : dis. kand. tehn. nauk : 05.02.02 / Barchan Evgen Mikolajovich.* – Mariupol'. – 2008. – 178 s. 4. Barchan С.М. *Udoskonalennja metodiv rozrahunku ta konstrukcii vibivnoi transportujuchoi mashini dlja formuval'nih linij krupnogo litva /С.М. Barchan, I.V. Art'omov, A.V. Grabovs'kij // Visnik NTU “HPI”. Tem. vip.: Mashinознаvstvo ta SAPR.* – 2010. – №19. – S. 18-39. 5. *Analiz dinamicheskikh harakteristik korpusov vibroudarnykh mashin / I.V. Artemov, Ju.V. Kostenko, A.V. Grabovskij i dr. // Vestnik NTU “HPI”. Tem. vyp.: Transportnoe mashinostroenie.* – 2010. – №38. – S. 110-115. 6. *Grabovs'kij A.V. Udarna vzaemodija ta dinamichni procesi u vibroudarnykh mashinah z chastkovim rujnuvannjam tehnologichnogo vantazhu: zadachi, metodi, modeli / A.V. Grabovs'kij, Ju.V. Kostenko, I.V. Art'omov // Vestnik NTU “HPI”. Tem. vyp.: Mashinovedenie i SAPR.* – 2011. – № 22. – S. 24-39. 7. *Panovko Ja.G. Vvedenie v teoriju mehanicheskogo udara / Ja.G. Panovko.* – M.: Nauka, 1977. – 224 s.

Артьомов І.В.

ДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ СИЛОВИХ ЕЛЕМЕНТІВ ВІБРОУДАРНИХ МАШИН

Досліджені власні частоти і форми коливань корпусів віброударних великогабаритних машин. Проведено аналіз спектру власних коливань корпусу вибивної машини. Визначені проблемні режими збудження при ударно-імпульсному навантаженні машини, що спричиняють ударний резонанс.

Artyomov I.V.

DYNAMIC CHARACTERISTICS OF POWER ELEMENTS OF VIBROIMPACT MACHINES

The own frequencies and oscillation modes of vibroimpact giant machines frames are investigated. The analysis of own oscillation spectrum of shake-out-machine frame is conducted. The problem modes of excitation are defined in machine shock-pulse loading, which cause shock resonance.

УДК 691.924

Ляшенко В.И.

АНАЛИЗ СУЩЕСТВУЮЩИХ МАШИН С ВИБРАЦИОННЫМИ ПРИВОДАМИ

Введение. Исполнительные механизмы приводов вибрационных машин представляют собой достаточно сложные динамические устройства [1, 2], скомпонованные из двигателя, преобразующего электрическую, гидравлическую или пневматическую энергию источника в механическую; механической передачи, преобразующей параметры движения вала (штока) двигателя в требуемые параметры движения объекта управления; опорных устройств выходного вала.

Исполнительные механизмы, или как их еще называют исполнительные модули, совместно с информационно-управляющими и сенсорными устройствами или модулями образуют автоматическую систему [1]. Сочетание указанных модулей в конце 1970-х годов получило название «мехатроника» [2]. Мехатронные устройства нашли свое широкое применение в медицинской, космической, морской и наземной технике.