

ДИНАМИЧЕСКИЕ ПРИНЦИПЫ РАЗРАБОТКИ ВИБРОУДАРНЫХ МАШИН

©Владимир Константинович Асташев¹, Виталий Львович Крупенин^{1,2}

¹ИМАШ РАН, Москва, Россия

²Московский Политехнический Университет, Москва, Россия

v_astashev@mail.ru, krupeninster@gmail.com

Аннотация. Дается обзор важнейших динамических эффектов и явлений, сопровождающих функционирование разнообразных машин и устройств виброударного действия, важнейшего подкласса вибрационных машин. Показано, что достижение высокой эффективности таких систем основано на использовании принципов, основанных на содержательном использовании этих эффектов и явлений.

Ключевые слова: виброударная система, нелинейный резонанс, вибрационная машина, линейная система, сильная нелинейность.

Работа выполнена при поддержке РФФИ (проект 18-08-00168).

DYNAMIC PRINCIPLES OF DEVELOPMENT OF VIBRO-IMPACT MACHINES

©Vladimir. K. Astashev¹, Vitaly L. Krupenin^{1,2}

¹IMASH RAN, Moscow, Russia

²Moscow Politech, Russia

v_astashev@mail.ru , krupeninster@gmail.com

Abstract. An overview of the most important dynamic effects and phenomena accompanying the operation of various machines and devices of vibro-impact action, the most important subclass of vibrating machines. It is shown that the achievement of high efficiency of such systems is based on the use of principles based on the meaningful use of these effects and phenomena.

Keywords: vibro-impact system, nonlinear resonance, vibration machine, linear system, strong nonlinearity.

Acknowledgements. The work was supported by the RFBR (project No. 18-08-00168).

Введение. Вибрационные машины и, среди них, машины виброударного типа широко используются в сельскохозяйственном и промышленном производстве, являясь одним из важнейших подклассов современных технологических машин. К ним относятся традиционные машины (вибромолоты, дробилки, вибрационные насосы и многие другие), а также современные, например, ультразвуковые технологические устройства и другие важные инженерные объекты.

В большинстве случаев эти устройства разработаны без учета анализа корректных и физически обоснованных динамических моделей, а общая теория организации вибрационных машин далека от завершения. Это делает невозможным разработку схем проектирования подобных объектов, достижение предельной полезности технологических процессов и обеспечение надежной и безопасной работы машин и устройств.

Конструкция вибрационных машин должна основываться на нескольких универсальных научных принципах, которые имеют четкую инженерную интерпретацию. Во-первых, следует упомянуть принцип резонансности. После правильной настройки машины, как правило, рабочее тело должно выполнять колебания с максимальной амплитудой, так как в обрабатываемую среду должна быть с предельной полезностью вложена максимально возможная энергия. Кроме того, машина реализует вибрационные технологические процессы, которые в основном - нелинейные. Поэтому проблема резонансной настройки становится нетривиальной.

Во-вторых, - принцип использования возникающих нелинейных динамических эффектов. Поскольку современные вибрационные машины — это почти всегда нелинейные объекты весьма сложной структуры, для которых характерна разнообразная специфика, разработчики должны использовать неизбежно возникающие эффекты для улучшения качества машин.

Третий принцип - ресурсосбережение. Вибрационные машины должны быть спроектированы таким образом, чтобы затраты на любые ресурсы для их создания и функционирования сокращались до необходимого минимума.

Далее формулируются вышеизложенные и некоторые другие принципы, позволяющие создавать машины, удовлетворяющие условию предельной полезности. Сформулированные принципы тесно взаимосвязаны. Если они смогут быть реализованы, вибрационная машина будет использоваться с максимальной пользой.

1. О виброударных машинах. Машины виброударного действия – возможно, важнейший подкласс вибрационных машин [1, 2]. Многочисленные образцы таких машин используют при погружении в грунт свай, труб, шпунта. Их применяют при разного рода трамбовании, уплотнении, рыхлении, а также прокладке подземных коммуникаций. Дробление, помол, смешивание порошков при их одновременном измельчении (гомогенизация) и другие подобные технологии широко востребованы и в химической, и в пищевой промышленности, строительстве, горном деле и в других важных отраслях производства. Вибрационные дробилки и грохоты – составляют основу горнорудной промышленности. Виброударное формование железобетонных изделий с успехом используют в городском и сельском строительстве. В строительстве широко используют и ручные виброударные машины: они способствуют разрушению прочных грунтов, асфальта, бетона, пробивке проходов и ниш. С их помощью сверлят отверстия, забивают костыли и т. д. Отбойные молотки и перфораторы необходимы для бурения скважин и шпуров. При обслуживании железных дорог для выправки путей применяют ручные виброударные шпалоподбойки.

Каждая такая машина определяется триадой «двигатель-колебательная система-технологический процесс». В качестве двигателей используют практически все известные их типы. Специфика колебательных систем определяются, в основном, конструктивными особенностями и рабочими параметрами. В основе каждого технологического процесса лежат динамические явления, сопровождающие систематические соударения твердых тел. Раздел теории нелинейных колебаний, занимающийся изучением этих явлений, называют теорией виброударных систем. В этой работе рассмотрены вопросы данной теории применительно к научному обоснованию общих принципов проектирования машин виброударного действия.

2. Виброударные системы. На рис.1, а показана стандартная схема вибромолота [3] для погружения в грунт свай, труб, металлического шпунта. Система представляет собой двухвальный бестрансмиссионный вибровозбудитель 1 направленных вертикальных колебаний с ударником 3. В корпусе вибровозбудителя смонтированы два электродвигателя, на параллельных валах которых, синхронно вращающихся в различных направлениях, закреплены дебалансы 2. Ударная часть и нижняя плита 4 с наковальной 5 соединены между собой рабочими пружинами 6. Наголовник 7 соединяется с погружаемым элементом. При

вращении дебалансов ударник 3 колеблющегося вибровозбудителя наносит частые (до десятков Гц) удары по наковальне 5, установленной свободно на нижней плите молота и передающей удары непосредственно погружаемому элементу.

Распространенная модель – так называемый ударный осциллятор [4, 5] – дана на Fig.1, b. Здесь параметры осциллятора определяются конструктивными параметрами колебательной системы вибромолота, параметры внешней силы – вибровозбудителя.

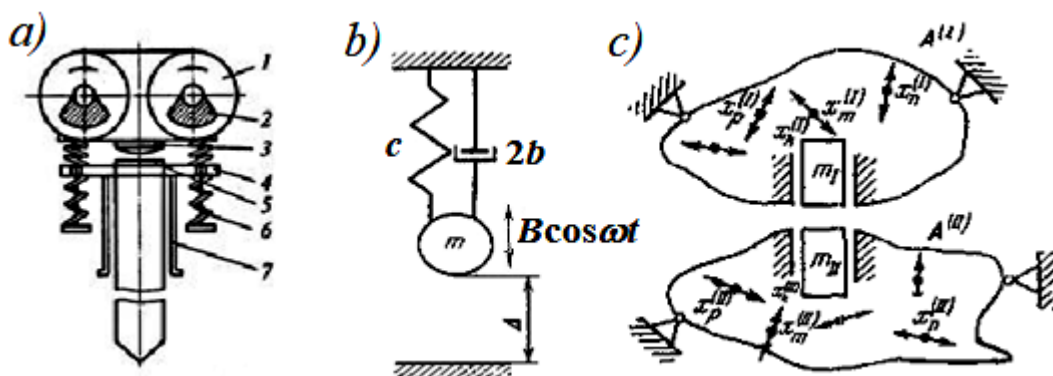


Рис.1 Виброударные системы: *a* - вибромолот, *b*- ударный осциллятор, *c* – система общего вида.

На рис. *c* показана схема виброударной системы общего вида: две, взаимодействующие через соударения тел с массами m_I и m_{II} , произвольные линейные стационарные подсистемы $A^{(I)}$ и $A^{(II)}$. Действующие силы приложены в некоторых заданных точках $x_k^{(I,II)}$ обеих подсистем. Динамика объединённой системы описывается операторным уравнением

$$u(t) = u_0(t) - L(i\omega)\Phi[u(t), i\omega u(t)], \quad (1)$$

где $u(t)$ - неизвестное относительное перемещение соударяющихся тел, $u_0(t)$ - это же перемещение, но при пренебрежении ударами (решение линейной задачи), $L(i\omega)$ - динамическая податливость, приведенная к точке соударения [5, 6], символ $(i\omega)$ - может пониматься как оператор дифференцирования по времени; $i^2 = -1$; $\Phi[u(t), i\omega u(t)]$ - силовая характеристика ударного взаимодействия.

Если некоторое соударение происходит в момент времени $t = t_k$, а удар моделируется по Ньютону [5], то $\Phi = -J\delta(t - t_k)$, причём $J = (1 + R)m|\dot{u}(t_k - 0)|$ - импульс удара, $0 < R \leq 1$ - коэффициент восстановления, $m = m^{(I)}m^{(II)}(m^{(I)} + m^{(II)})^{-1}$ - приведённая масса соударяющихся тел, а $\delta(t)$ - функция Дирака.

Уравнение (1) может быть исследовано частотными [5], временными [7] или частотно-временными методами [6]. Методы теории виброударных систем даны также в [8-11].

Если использовать частотно-временные методы, то для режима движения с периодом $T = 2\pi\omega^{-1}$ после подстановки представления силы Φ в формулу (1) можно получить:

$$u(t) = u_0[t - \varphi(\omega)] - J(\omega) \sum L(ik\omega) \exp(ik\omega t); \quad k = 0, \pm 1, \pm 2, \dots, \quad (2)$$

где $\varphi(\omega)$ - фаза виброударного режима. Для задачи о расчёте вибромолота (рис. 1, *a*) $u_0[t - \varphi(\omega)] = D(\omega) \cos(\omega t - \varphi)$; $D(\omega) = B|L(i\omega)|$; $L(i\omega) = [(\Omega_1^2 - \omega^2) + i2b_1\omega]^{-1}$; $\Omega_1^2 = cm^{-1}$; $b_1 = bm^{-1}$.

Анализируя решение (2) можно получить амплитудно-частотные характеристики (зависимости $A(\omega)$) виброударной системы. Для общей системы (Рис.1, *c*) качественную картину даёт Рис. 2.

В отличие от стандартной АЧХ линейной системы, здесь могут проявиться специфические изгибы и характерные ветви кривой. На рис. 2 обозначены собственные частоты объединенной линейной системы $A - \{\Omega_k\}$; n – число её степеней свободы, оно равно сумме степеней свободы подсистем $A^{(1)}$ и $A^{(2)}$.

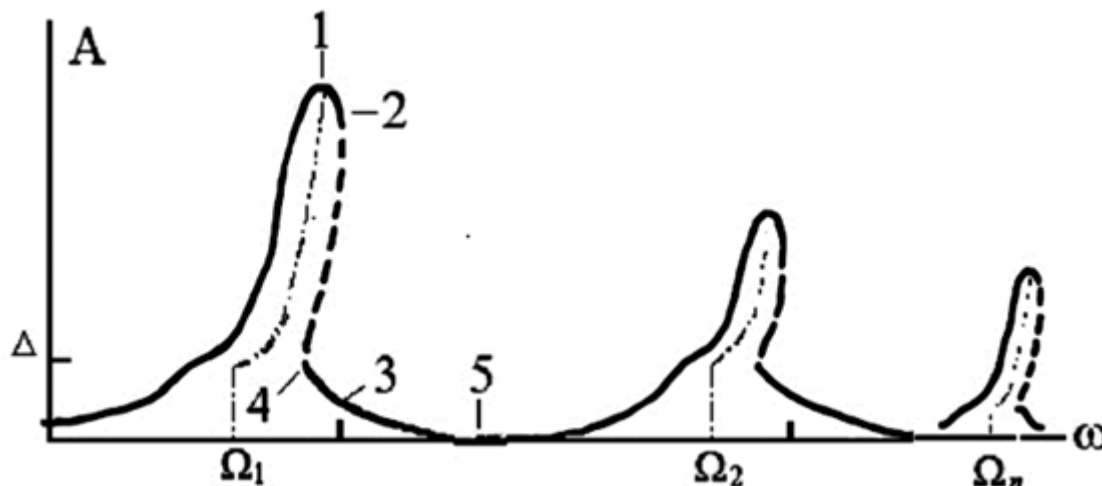


Рис. 2. Амплитудно-частотная характеристика (АЧХ) виброударной системы

После превышения амплитудой значения равного величине зазора при частоте возбуждения меньшей частоты линейного резонанса происходят колебания с соударениями малой амплитуды и интенсивности.

Точка 1 отвечает достижению максимально больших амплитуд; точка 2 – срыву колебаний с соударениями и скачкообразному переходу в точку 3 – на линейный безударный режим до достижения ограничителя. Точка 4 соответствует обратному переходу к колебаниям с соударениями, которые также возникают «скачком» при уменьшении частоты; 5 – точка антирезонанса.

Видно, что имеется двузначность и даже трёхзначность режимов. Пунктиром обозначены физически нереализуемые неустойчивые режимы.

На практике удаётся возбудить колебания лишь в окрестности нескольких первых собственных частот. Для модели вибромолота в виде «ударного осциллятора» – системы с одной степенью свободы (рис. 1, *b*), АЧХ качественно сохраняет свой вид, но «высшие максимумы» будут отсутствовать. Точка 1 в этом случае отвечает частоте $2\Omega_1$. Рассматриваемая АЧХ отвечает явлению нелинейного резонанса [4-6].

3. Принцип резонансности. Основное требование, предъявляемое ко всякой современной машине – высокая эффективность [12]. Машина виброударного действия, следовательно, должна тратить, собственно, на технологический процесс максимально возможную энергию E , которая через исполнительный орган будет вкладываться в обрабатываемые среды или материалы.

Мерой этой энергии может служить амплитуда колебаний рабочего органа (A) или импульс удара (J): $A^2(\omega) \sim J^2(\omega) \sim E(\omega)$. Здесь подчеркнута зависимость всех величин от частоты режима. Если возбуждение осуществляется синусоидальной силой $B\cos\omega t$, то при помощи рис. 2 можно увидеть, что наибольшая энергия вкладывается в обрабатываемую среду на частотах резонанса, отвечающих точке 1 и подобным точкам в области высших частот. Эти частоты существенно отличаются от частот линейного резонанса; настройка машин виброударного действия на них – неэффективна.

Сказанное и определяет важный принцип, который должен быть положен в основу конструирования машин виброударного действия: *конструкция машины должна определяться параметрами, допускающими настройку машины в нелинейный резонанс.*

Значения указанных частот могут быть найдены при помощи соотношения (2) и определяться как решения ($\omega = \omega_1, \dots, \omega_n$) частотного уравнения вида:

$$\sum L(ik\omega) = 0; k = 0, \pm 1, \pm 2, \dots \quad (3)$$

Подробности, связанные с решением частотного уравнения (3) см. в книге [6].

Необходимо отметить, что в нелинейном (виброударном) случае само понятие резонанса существенно усложняется, и, в определённом смысле, резонансными оказываются частоты, занимающие некоторый интервал или систему интервалов. Для виброударной системы с одной степенью свободы, например, это интервал $(\Omega_1, 2\Omega_1)$.

Значение амплитуды $A = A^* \approx A(2\Omega_1)$ отвечает предельно возможной амплитуде при заданных характеристиках привода и сопротивления обрабатываемой среды: все реализуемые амплитуды $A \leq A^*$. Если ввести параметр

$$\vartheta = \frac{A}{A^*} \times 100\%, \quad (2)$$

называемый коэффициентом эффективности, то можно установить, что, например, для резонансных ультразвуковых технологических машин, также относящихся к классу машин виброударного действия, реализовать предельные возможности можно тогда, когда значение эффективности классическом смысле равно 50% ([13, 14]).

4. Стабилизация резонансных режимов. Отличительная особенность реализации нелинейных резонансных режимов – их нестабильность. Из графика рис.2 видно, что при отклонении частоты вправо от значения, отвечающего предельно возможной амплитуде, эффективный виброударный режим срывается. Следовательно, мы приходим к ещё одному важному принципу.

При конструировании резонансной виброударной машины необходимо предусмотреть систему стабилизации резонансного режима.

Такая система должна обеспечить удержание колебаний вблизи точки 1 АЧХ рис.2. Это может быть выполнено, например, при помощи разного рода систем автоматической подстройки частоты или при реализации каких-либо тому подобных схем. Однако, представляется, что наиболее эффективна – организация авторезонансной схемы возбуждения виброударной машины: Рис.3 [13, 14].

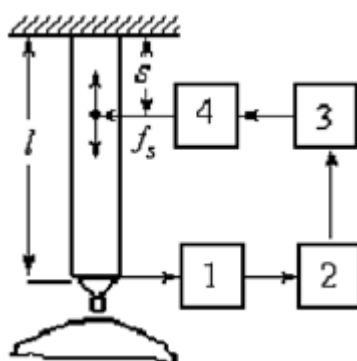


Рис.3. Схема авторезонансной машины.

Колебательная система, представляет из себя, например, вязкоупругий стержень длины l , и совершающий продольные колебания под действием силы f_s , приложенной в некотором

сечении $x=s$. В результате вибрация передаётся в зону обработки, где возбуждается виброударный технологический процесс. Возбуждающая сила создается при помощи, охватывающей стержень, цепи обратной связи. Она содержит датчик 1, регистрирующий перемещение сечения $x=l$, усилитель 2, фазовращатель 3 и преобразователь 4, создающий силовое воздействие.

При определенной фазе сигнала обратной связи, устанавливаемой фазовращателем Φ , возбуждаются резонансные колебания, частота которых зависит, в частности, и от технологической нагрузки. Если фазовый сдвиг выбран так, что разность фаз между колебаниями инструмента и создаваемой вибровозбудителем силой соответствует резонансному значению, то устройство обеспечит реализацию резонансных режимов при изменении нагрузки и параметров колебательной системы в широких пределах.

Описываемая система позволяет «пройти» все устойчивые ветви АЧХ (рис. 2) в режиме автоколебаний и обеспечить устойчивые виброударные режимы, соответствующие точке 1. В этой точке (её также называют точкой границы условий существования резонансных режимов) АЧХ сливается со штрихпунктирной линией, соответствующей движению, которое могло бы существовать без учета сил трения и возбуждения.

Таким образом, организация схем авторезонансного возбуждения виброударных процессов позволяет добиться максимума практической эффективности технологического процесса при минимуме возможных энергетических затрат. Поэтому такая схема *отвечает функционированию машины в режиме максимальной энергоэффективности.*

Это находится в согласии с ещё одним важным принципом конструирования современных технологических машин – «максимум эффективности при минимуме энергозатрат».

5. Нелинейные динамические эффекты. С точки зрения современной нелинейной механики, машины виброударного действия оказываются сильно нелинейными динамическими объектами, поскольку нелинейные факторы, вносимые соударениями, оказывают на характеристики движения определяющие влияния. *Знание и учёт динамических эффектов, сопровождающих работу этих машин и проявляющиеся вследствие наличия сильной («ударной») нелинейности составляют сущность весьма важного принципа конструирования машин этого типа.* Дадим краткое описание таких эффектов, которые, вообще говоря, могут проявиться в каждой нелинейной системе, но особенно явно проявляются именно для виброударных систем.

1. *Генерирование высших гармонических составляющих.* Виброударные процессы обладают весьма представительными спектрами. Пользуясь формулой (2) можно показать, что высшие гармоники могут оказывать на поведение систем определяющее влияние.

2. *Затягивание по частоте и амплитуде.* Получить интенсивные виброударные режимы (точка 1 на АЧХ рис.2) можно плавным увеличением частоты возбуждения после прохождения линейных резонансов (*явление затягивания по частоте*). Импульс удара пропорционален величине зазора. Плавно увеличивая зазор, можно добиться увеличения амплитуды колебаний и интенсивности виброударного режима (*явление затягивания по амплитуде*).

3. *Срыв и жёсткий запуск.* Как отмечалось, после прохождения границы условия существования резонансных режимов, происходит скачкообразное уменьшение амплитуды колебаний (от точки 2 до точки 3 АЧХ) – *срыв*. Возврат к резонансным виброударным режимам возможен только после придания системе дополнительного запускающего воздействия на частоте меньшей частоты срыва (*возможность жёсткого запуска*). Возврат без жесткого запуска возможен только после существенного уменьшения частоты (точка 4).

4. *Субгармонические и комбинационные резонансные режимы.* Режимы движения частоты ωl^{-1} могут существовать за счет действия сил более высокой частоты ω , l -натуральное число (*субгармонические резонансные режимы типа 1:l*). На этих режимах первая гармоника внешней силы вкладывает энергию на l -й гармонике решения (2), вторая –

на $2l$ -й и т.д. При наличии периодической внешней силы, содержащей большое число высших гармоник возможно установление комбинационных резонансных режимов частоты ωpl^{-1} . Здесь энергия p -й гармоники внешней силы вкладывается на l -й гармонике решения (2) и так далее.

5. *Почти периодические и хаотические режимы, дребезг.* В некоторых случаях периодические виброударные режимы движения теряют свою стабильность или возбуждающие силы носят сложный характер. Тогда в системах могут возникнуть сложные виброударные режимы: *почти-периодические* (их спектр состоит из гармоник с несоизмеримыми частотами); *хаотические со сплошным спектром*. Вблизи частот линейного резонанса возможны также режимы со многими ударами за период движения (*режимы с дребезгом*).

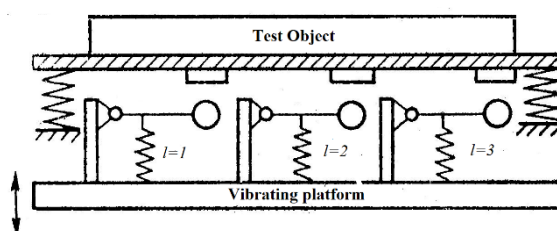


Рис.4. Резонансная виброударная испытательная система.

На Рис.4 показана схема испытательного виброударного устройства, воспроизводящего виброударные воздействия натурным способом. Три модуля, содержащие упруго подвешенные ударники настроены в субгармонические резонансные режимы смонтированы на вибрирующей платформе.

Удары наносятся по рабочей платформе, на которой зафиксирован объект испытаний. Настройка устройства производится при помощи расчетных формул, следующих из представления (2), адаптированного к данной задаче [15]. Рассчитываются также места установки модулей и параметры системы.

Система снабжена вспомогательным устройством, позволяющим обеспечить жёсткий запуск, в данном случае встряхивание, в случае, возникновения в силу каких-либо случайных причин срыва резонансных субгармонических режимов. Возможна организация работы системы по авторезонансной схеме.

Заключение. Машины виброударного действия являются сильно нелинейными техническими объектами, в которых проявляются многочисленные специфические динамические эффекты. Изучение и учёт этих эффектов необходим, как и при конструировании высокоэффективных и ресурсосберегающих систем, так и для осуществления их текущей настройки на режимы максимальной практической эффективности. Главный объект внимания при этом – резонансные виброударные режимы движения и, сопровождающие их возникновение, нелинейные динамические явления.

Список литературы

1. Вибрации в технике: Справочник. Т.4. Вибрационные машины и процессы. - Москва: Машиностроение, 1981. - 510 с.
2. Бабицкий В. И., Крупенин В.Л. Машины ударного действия. - Москва: Знание, 1987. - 62 с.
3. Кожевников С.Н., Есипенко Я.И., Раскин Я.М. Механизмы. Механизмы. Справочник. - Москва: Машиностроение, 1976. - 784 с.

4. Асташев В.К. К динамике осциллятора, ударяющегося об ограничитель// *Машиноведение*. - 1971. - № 2. - С. 5 – 9.
5. V. I. Babitsky, *Theory of Vibro-Impact Systems and Applications*. - Berlin: Springer-Verlag, 1998. - 318 p.
6. Babitsky V.I., Krupenin V.L *Vibration of Strongly Nonlinear Discontinuous Systems*. - Berlin: Springer-Verlag, 2001. - 404 p.
7. Кобринский А.Е. Механизмы с упругими связями. (Mechanisms with elastic bonds). - Moscow: Nauka, 1964. - 392 p. (In Russian).
8. Вибрации в технике: Справочник. Т.2. Колебания нелинейных механических систем. - Москва: Машиностроение, 1981. - 352 p.
9. Viba, J., Lavendelis, E. Algorithm of synthesis of strongly non-linear mechanical systems. In *Industrial Engineering - Innovation as Competitive Edge for SME*, 22 April 2006. - Tallinn, Estonia. - P. 95–98.
10. Ibrahim R.A. *Vibro-Impact Dynamics: Modeling, Mapping and Applications*. - Berlin: Springer-Verlag, 2009. - 312 p.
11. Luo A.C.J., Guo Y. *Vibro-impact Dynamics*. - Berlin: Springer-Verlag, 2013. - 213 p.
12. Vladimir Astashev, Vitaly Krupenin *Efficiency of vibration machines //Engineering for Rural Development*. - Jelgava, Latvia. – 2017. - P.108-113.
13. Асташев В.К., Крупенин В.Л. Нелинейная динамика ультразвуковых технологических процессов. Москва: МГУП им. Ивана Фёдорова, 2016. - 372 с.
14. Astashev V.K., Babitsky V.I. *Ultrasonic Processes and Machines. Dynamics, Control and Applications*. - Berlin: Springer-Verlag, 2007. - 330 p.
15. Веприк А.М., Вознюк А.Д., Крупенин В.Л., Чирков И. М. Широкополосные виброударные генераторы механических колебаний. - Ленинград: Машиностроение, 1987. - 87 с.

Дата поступления: 30 апреля 2018 г.