

26. Eliseev S.V., Kovyrshin S.V., Bol'shakov R.S. Features of creature of compacts of elastical elements in mechanical oscillation systems. Interactions with system elements and connection forms // Modern technologies. System analysis. Modeling. 2012. Вып. № 4 (36). P. 61- 70.

27. Babakov I.M. Oscillations theory. M.: Nauka, 1968. 650 p.

28. Belokobyl'skii S.V., Eliseev S.V., Kashuba V.B., Bol'shakov R.S., Nguen D.Kh. Responses of ties as parameters of dynam-

ical condition of oscillation systems // Systems. Methods. Technologies. 2015. № 1 (25). P. 7-18.

29. Khomenko A.P., Eliseev S.V. Development of energetical method of identification of frequencies of own oscillations of mechanical systems // Modern technologies. System analysis. Modeling. 2016. № 1 (49). P. 8-19.

УДК 531.3:007, 534.014, 621.752.2, 629, 62.752, 621:534.833; 888.6, 656.2 DOI: 10.18324/2077-5415-2016-2-17-26

Некоторые вопросы формирования структуры вибрационного поля вибростенда: особенности системы измерения, средства настройки

А.В. Елисеев^{1 а}, И.С. Ситов^{2 б}, Д.Х. Нгуен^{1 с}

^{1,3}Иркутский государственный университет путей сообщения, ул. Чернышевского 15, Иркутск, Россия

²Братский государственный университет, ул. Макаренко 40, Братск, Россия

^аeavsh@ya.ru, ^бsitov@ya.ru, ^сhuynhnd1987@gmail.com

Статья поступила 29.04.2016, принята 6.05.2016

В последнее время вибрационное взаимодействие используется для разработки новых технологических процессов, в которых необходимое качество продукции обеспечивается за счет формирования структуры вибрационного поля сыпучей среды. Характеристики рационального вибрационного процесса определяются особенностями динамического взаимодействия гранулированной сыпучей среды с вибрирующей поверхностью рабочего органа и обрабатываемой деталью с учетом неударяющих связей. Для управления вибрационным технологическим процессом необходимы устройства для фиксации свойств рабочей гранулированной среды и варьирования вибрационного поля, ориентированные не на индивидуальные формы движения, а на регистрацию интегральных свойств динамического взаимодействия элементов гранулированной сыпучей рабочей смеси. В статье рассмотрены вопросы разработки математических моделей на основе интегральных свойств поведения рабочей среды. Предложены специальные датчики, составляющие измерительную базу регистрации динамических состояний рабочей среды. Разработан обобщенный подход для задач динамического синтеза вибрационных технологий, основанный на развитии аналитического метода функции зазора. Представлены устройства средств измерения характеристик вибрационного поля для регистрации признаков неоднородности. Предложены подходы к построению систем вибрационного возмущения рабочей сыпучей среды в однородном вибрационном поле. Предложена система регуляризации структуры вибрационного поля на основе использования устройства для преобразования движения и путем изменения массоинерционных характеристик рабочего органа технологической машины.

Ключевые слова: механическая система; неударяющие связи; функция зазора; вибрационное взаимодействие; вибрационное поле; устройство преобразования движения; датчик; гранулированная среда.

Some points of structure formation of a vibration field of a shaker unit: measurement and configuration

A.V. Eliseev^{1 а}, I.S. Sitov^{2 б}, D.H. Nguen^{1 с}

^{1,3}Irkutsk State Transport University; 15, Chernyshevskiy St., Irkutsk, Russia

²Bratsk State University; 40, Makarenko St., Bratsk, Russia

^аeavsh@ya.ru, ^бsitov@ya.ru, ^сhuynhnd1987@gmail.com

Received 29.04.2016, accepted 6.05.2016

Vibration interaction has recently been used for development of new technological processes. In such processes quality of production is provided due to formation of the structure of a vibration field of granular medium. Characteristics of rational vibration process are defined by features of dynamic interaction of the granulated medium with vibrating surface of a working body and the surface under processing, taking unilateral constrains into consideration. To control vibration technological process, devices are necessary for fixing the properties of the working granulated medium and varying the vibration field. The devices have to be focused not on fixing of individual movement forms, but on registration of integrated properties of dynamic interaction of elements in the granulated medium. The article deals with the points of development of mathematical models on the basis of integrated properties of behavior of a working medium. Special sensors of dynamic conditions of a working granular medium have been offered. The generalized approach for problems

of dynamic synthesis of vibration technologies, based on development of an analytical method of gap function, has been developed. Measurement devices for characteristics of a vibration field have been presented to register the signs of heterogeneity. Approaches have been proposed to constructing the systems of vibration indignation of working loose medium in a uniform vibration field. System has been offered to regulate the structure of a vibration field on the basis of the device for movement transformation by changing mass inertial characteristics of a working body of technological machine.

Key words: mechanical system; unilateral constraints; gap function; vibration interaction; vibration field; movement transformation device; sensor; granular medium.

Введение

Динамическое качество технологических вибрационных процессов, в ходе которых рабочая среда взаимодействует с поверхностью обрабатываемого изделия, определяется требованиями по отношению к движению рабочего органа, такими параметрами, как однородность, одномерность и т. д. Если для технологических машин с одной степенью свободы, особенно для случаев, когда ведется виброупрочнение маломерных деталей, требование однородности не представляет больших проблем, то при обработке крупногабаритных длинномерных деталей в силу различных причин возникают переходы к режимам плоского движения, когда рабочий орган совершает угловые и вертикальные колебания. Сложение двух гармонических вибраций приводит к образованию линии узлов, то есть появлению некоторой зоны рабочего органа, где невозможно создание режима работы с непрерывным подбрасыванием рабочей среды. В более сложной постановке подобного рода задачи рассматривались в работах [1], а также [2–3].

Изменение структуры вибрационного поля в нужном направлении обеспечивают с помощью специальных управляемых технических средств, преобразующих технологический комплекс в систему автоматического управления [4]. Известны работы, в которых отражены детализированные представления о динамических эффектах, проявляющихся в сыпучих средах, находящихся под вибрационным воздействием [5–20]. Вместе с тем, вопросы, связанные с получением детализированных представлений об интегральных свойствах вибрационного поля сыпучей гранулированной среды, взаимодействующей с вибрирующей поверхностью, освещены недостаточно. В связи с этим возникает необходимость в поиске и разработке средств и способов настройки вибрационного поля технологических машин для обеспечения режима работы, соответствующего требованиям одномерности и однородности.

В предлагаемой статье рассматривается подход к разработке системы управления вибрационным полем технологической машины на основе признаков неоднородности и детализированной информации об интегральных свойствах рабочей среды вибрационного технологического агрегата.

Общие положения. Постановка задачи исследования. Математическая модель вибрационного стенда, реализующего процесс вибрационного упрочнения, в ряде случаев может быть сведена к линейной модели малых колебаний твердого тела с двумя степенями свободы, помещенного на упругие элементы [21–23]. Особенностью технологического процесса является требование к однородности и одномерности вибрационного поля, создаваемого одним или несколькими вибраторами. В математической модели влияние вибраторов,

помещенных на вибростенд, может быть отражено приложением гармонических сил к определенным точкам исходного твердого тела. В плане настройки вибрационного поля могут быть выбраны два подхода. Первый — для изменения вибрационного поля варьируется параметр дополнительной связи, а именно, в структуру колебательной системы вводится устройство преобразования движения, характеризующее жесткостью k_0 и массоинерционной характеристикой L . Второй подход — для изменения вибрационного поля варьируются массоинерционные характеристики рабочего органа путем смещения специальных пригрузов вдоль направляющих.

Целью предлагаемого исследования является разработка средств измерения и настройки вибрационного поля технологической машины в рамках задачи по обеспечению динамического качества.

Математическая модель. В рамках подхода к управлению вибрационным полем посредством добавления устройства для преобразования движения рассматривается математическая модель, сформированная из двух условных «подмоделей», детально представленных в работах [21–34].

«Подмодель» вибрирующего рабочего органа, описанная в работе [23] (рис. 1), представляет собой твердое тело I массой M с моментом инерции относительно центра тяжести J и упругие элементы k_1, k_2 , закрепленные в точках A_1 и A_2 , на расстояниях l_1 и l_2 от центра тяжести O . Считается, что у твердого тела I совпадают центр тяжести и центр качания. Источником возбуждения колебаний служит гармоническая сила $Q_{l_0} = A_f \sin(\omega_f t)$, приложенная в точке A_{l_0} , на расстоянии l_0 от точки O .

В колебательный контур для управления структурой вибрационного поля введено устройство преобразования движения, установленное вертикально между статической поверхностью 3 и центром тяжести O твердого тела I , характеризующее жесткостью k_0 и массоинерционным коэффициентом $L > 0$.

В работе [23] показано, что при определенных условиях на параметры системы и устройство преобразования движения существует частота внешнего силового возмущения ω_f , которая вызывает эффект динамического гашения угловых колебаний, интерпретируемый в рамках задач поиска рациональной структуры вибрационного поля как режим однородного вибрационного поля колебания точек твердого тела рабочего органа (I , рис. 1), обеспечивающий равенство амплитуд колебания характерных точек A_1, A_2 .

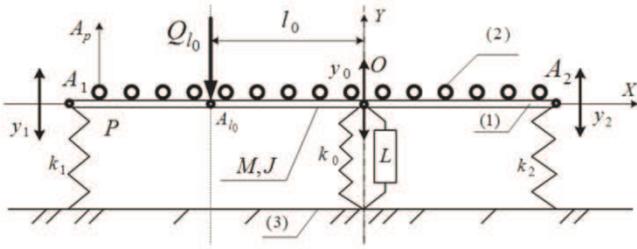


Рис. 1. Расчетная схема вибрационной технологической машины

«Подмодель» движения материальной частицы на вибрирующей поверхности, представленная в работах [21–34], отражает взаимодействие материальной частицы (2, рис. 1) и вибрирующей горизонтальной поверхности (1, рис. 1), совершающей вертикальные колебания по гармоническому закону, с амплитудой A_0 и частотой ω_0 . Отрыв элемента происходит из точек отрыва третьего порядка [21–24]. Движение материальной частицы реализуется в режиме с непрерывным подбрасыванием определенной кратности. В основе формирования рассматриваемой математической модели лежит метод обобщенной функции зазора [24].

Параметры вибрационного поля технологической машины. Настройка вибрационного стенда в ряде случаев сводится к тому, что его варьируемые параметры (масса вибраторов, жесткости упругих элементов и др.) подбираются таким образом, чтобы амплитуда и частота колебания рабочего органа соответствовали технологическим требованиям. В рамках рассматриваемой модельной задачи технологическими требованиями к вибрационному полю точек рабочего органа являются однородность, частота, амплитуда и кратность колебаний режима непрерывного подбрасывания рабочей среды [22].

В работе [23] показано, что для рассматриваемой структуры вибростенда частота внешнего возмущения для малых амплитуд определяется выражением:

$$\omega_0^2 = \frac{1}{M + L} \left(k_0 + k_1 + k_2 + \frac{l_2 k_2 - l_1 k_1}{l_0} \right). \quad (1)$$

Величина ω_0 представляет собой частоту, обеспечивающую колебание характерных точек A_1, A_2 рабочей поверхности с равными амплитудами. Включение в контур вибростенда «настроечного элемента» L создает предпосылки к расширению диапазона частот колебания, при которых вибростенд рассматриваемой конструкции обеспечивает однородное вибрационное поле точек рабочей поверхности.

Представленная зависимость (1) частоты однородного режима и массоинерционного коэффициента L определяет ограничения на диапазон частот однородного вибрационного поля:

$$\omega^2 \leq \frac{1}{M} \left(k_0 + k_1 + k_2 + \frac{l_2 k_2 - l_1 k_1}{l_0} \right). \quad (2)$$

В обозначенном диапазоне частот (2) для фиксированной частоты ω внешнего возмущения при равенстве:

$$L = \frac{1}{\omega^2} \left(k_0 + k_1 + k_2 + \frac{l_2 k_2 - l_1 k_1}{l_0} \right) - M \quad (3)$$

вибрационное поле точек рабочего органа будет однородным.

На рис. 2 представлен диапазон частот, которые обеспечивают однородный режим колебания рабочей поверхности при условии выбора массоинерционного параметра L (3).

Максимальная частота ω_{\max} диапазона находится на уровне 2 (рис. 2) и соответствует параметру $L = 0$:

$$\omega_{\max}^2 = \frac{1}{M} \left(k_0 + k_1 + k_2 + \frac{l_2 k_2 - l_1 k_1}{l_0} \right). \quad (4)$$

Минимальная частота ω_{\min} диапазона в рамках рассматриваемой абстрактной модели, при условии $L_{\max} = \infty$, равна нулю:

$$\omega_{\min}^2 = \lim_{L \rightarrow \infty} \frac{1}{M + L} \left(k_0 + k_1 + k_2 + \frac{l_2 k_2 - l_1 k_1}{l_0} \right) = 0. \quad (5)$$

В предположении, что варьирование массоинерционного коэффициента ограничено $L \leq L_{\max}$, минимальная частота (1, рис. 2) определяется выражением:

$$\omega_{\min}^2 = \frac{1}{M + L_{\max}} \left(k_0 + k_1 + k_2 + \frac{l_2 k_2 - l_1 k_1}{l_0} \right). \quad (6)$$

Диапазон $(\omega_{\min}, \omega_{\max})$ определяет границы частот, для которых вибрационный стенд рассматриваемой конструкции обеспечивает однородное вибрационное поле, при соответствующем выборе параметра L .

Для каждой частоты внешнего возмущения $\omega \in (\omega_{\min}, \omega_{\max})$ вибрационный стенд совершает однородные колебания с амплитудой $A_v = \frac{l_0}{l_2 k_2 - l_1 k_1} A_f$ при условии, что массоинерционный коэффициент L принимает значение [5]:

$$L = \frac{1}{\omega^2} \left(k_0 + k_1 + k_2 + \frac{l_2 k_2 - l_1 k_1}{l_0} \right) - M. \quad (7)$$

Выражения для граничных частот (4–6) в совокупности с формулой для определения коэффициента L (7) определяют особенности способа настройки вибрационного стенда.

Изменение массоинерционного коэффициента L без соответствующего изменения частоты внешнего воздействия ω приводит к изменению признаков однородности вибрационного поля.

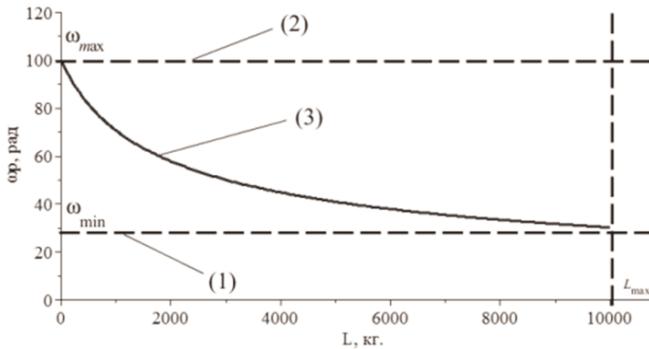


Рис. 2. Зависимость частоты однородного режима от коэффициента L : 3 — график зависимости частоты однородного режима от L ; 1 — минимальная и 2 — максимальная частота диапазона, обеспечивающего однородный режим вибрационного поля

Для обеспечения реализации режима однородного вибрационного поля необходимо изменение частоты ω согласно аналитической зависимости (7) с одновременным контролем однородности с помощью измерительных средств.

Средства измерения характеристик вибрационного поля рабочего органа. Для контроля состояния вибрационного поля в фиксированной точке этого поля используются четыре прототипа-датчика определения граничных параметров взаимодействия тел в вибрационных системах [35]. Каждый датчик (рис. 3) содержит цилиндрический корпус, инерционное тело, пьезоэлектрический элемент, крепежный элемент, токовыводы, передающие сигнал от пьезоэлектрического элемента в регистрирующую аппаратуру.

Датчики устанавливаются на рабочий орган технологической вибрационной машины. На рис. 4 представлен лабораторный прототип вибрационной установки с угловым качением и периодической возбуждающей силой, приложенной к точке рабочего органа. На рабочий орган установлены датчики 1, 2, 3, 4, соединенные через токовыводы 5 с блоком аналого-цифрового преобразователя и вывода информации.

В зависимости от режима работы вибростенда, датчик, установленный на вибрирующую поверхность, генерирует сигнал, который отражает характер взаимодействия рабочей среды с вибрирующей поверхностью. На рис. 5 представлены графики характерных сигналов с четырех датчиков. Графики имеют «всплески», которые свидетельствуют о возникновении режима подбрасывания рабочей среды по отношению к вибрирующей рабочей поверхности.

Одновременная установка датчиков в нескольких контрольных точках рабочего органа позволяет регистрировать интегральные характеристики вибрационного поля.

В качестве примера оценки однородности сигналов на рис. 6 представлены нормированные графики 1, 2, 3, 4 основных гармоник сигналов с датчиков 1, 2, 3, 4, соответственно установленные на рабочем органе, и основной гармоники 5 усредненного сигнала (среднеарифметическое значение четырех сигналов).

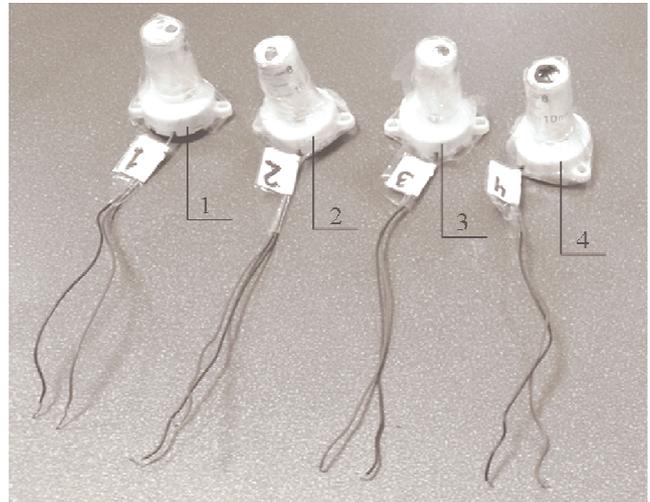


Рис. 3. Набор макетных датчиков определения граничных параметров



Рис. 4. Макет вибростенда для возбуждения гранулированной среды в контейнере

На основании различия фаз нормированных гармоник и сравнения с фазой усредненного сигнала возможен вывод о степени близости структуры вибрационного поля к однородной.

В соответствии с рис. 6 среднее абсолютное отклонение фаз сигналов 1, 2, 3, 4 от фазы усредненного сигнала 5 превышает $\frac{\pi}{4}$ рад, что свидетельствует о сильной неоднородности вибрационного поля и является основанием для принятия мер по коррекции его структуры.

Приведенные модельные данные демонстрируют сдвиг по фазе соответствующей гармоники в качестве признака неоднородности вибрационного поля.

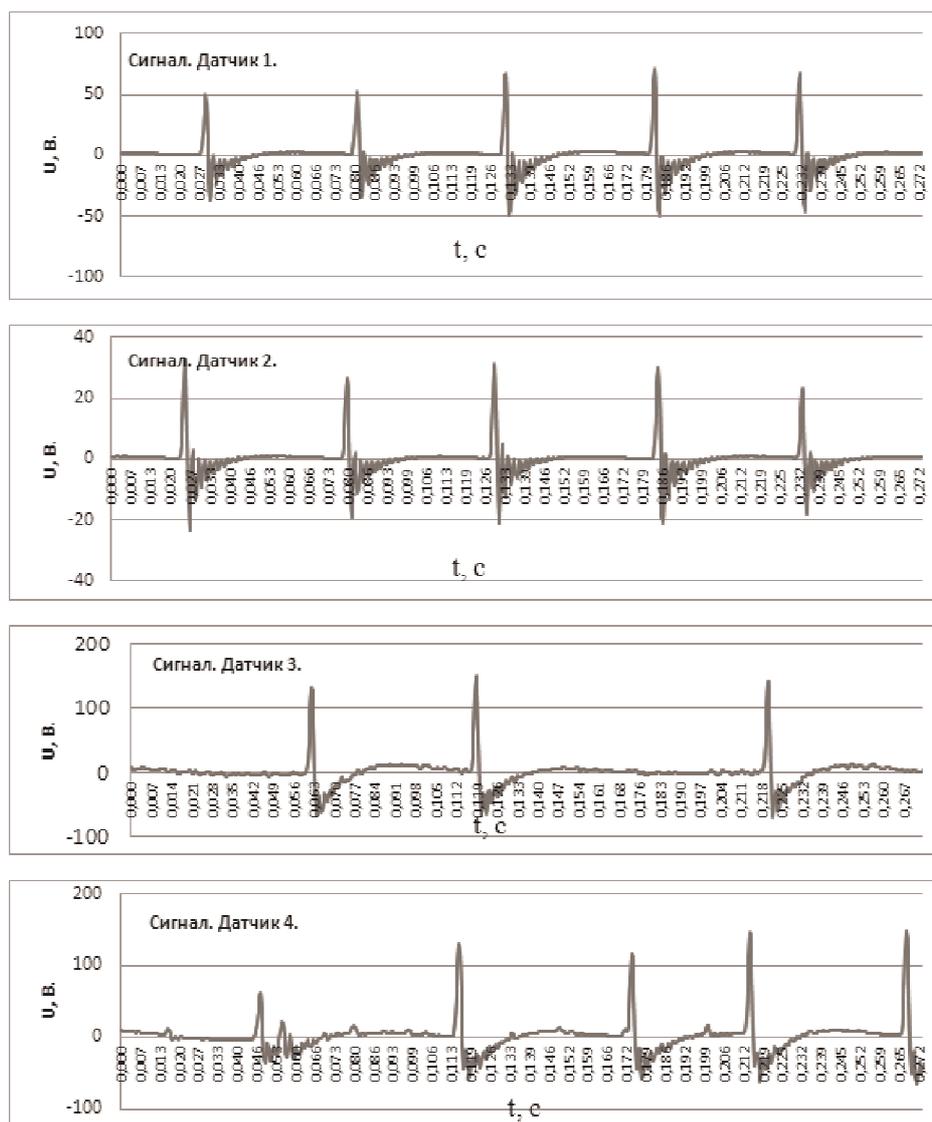


Рис. 5. Характерные сигналы с датчиков определения граничных параметров взаимодействия тел в вибрационных системах

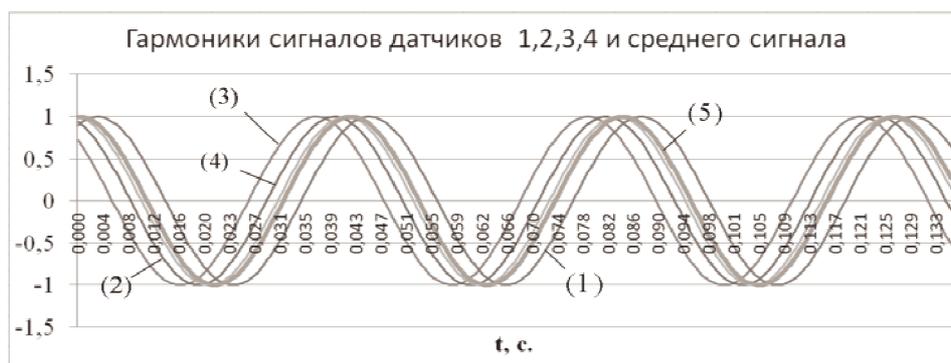


Рис. 6. Нормированные графики 1, 2, 3, 4 основных гармоник сигналов с датчиков 1, 2, 3, 4 соответственно и основной гармоники 5 усредненного сигнала

На основании оценки однородности вибрационного поля изменяются настроечные параметры. Такими параметрами могут служить массоинерционный коэффициент L для технологической вибрационной машины с устройством преобразования движения (рис. 1), частоты внешнего воздействия и др.

Оценка интегральных характеристик динамических состояний рабочей среды. Для регистрации интегральных характеристик взаимодействия элементов рабочей среды на основе косвенных показателей динамического качества вибрационных режимов работы технологической машины предлагается использование

специального датчика, в основе работы которого лежит допущение о подобии динамических характеристик «рабочей среды» вибрационной технологической машины и «модельной среды» датчика. Предлагаемое средство оценки интегральных характеристик динамического состояния рабочей среды содержит следующие элементы: цилиндрический корпус с токовыводами; свободно перемещающиеся инерционные элементы; герметичный корпус, наполненный воздухом, к верхнему основанию которого, с внутренней стороны, подсоединен микрофон (посредством его мембраны колебания воздушного столба, созданные движением инерционных элементов, передаются через токовыводы в аналого-цифровой преобразователь), а ниже основание жестко крепится на горизонтальной вибрирующей поверхности. Инерционные элементы «модельной среды» датчика идентичны элементам «рабочей среды» вибрационной технологической машины.

Посредством датчика реализуется регистрация интегральных характеристик взаимодействия элементов рабочей среды на основе косвенных показателей динамического качества вибрационных режимов работы технологической машины, где в качестве элементов выступают гранулированные сыпучие смеси.

На рис. 7 представлена схема датчика, отражающая следующие элементы: 1 — цилиндрический корпус; 2 — элементы рабочей среды (металлические шарики); 3 — микрофон; 4 — крепеж цилиндрического датчика на опорной поверхности вибростенда; 5 — опорная поверхность вибростенда; 6 — токовыводы микрофона; 7 — держатель микрофона.

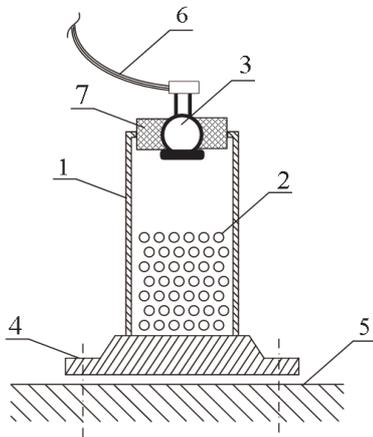


Рис. 7. Датчик для оценки динамических состояний рабочей среды

Датчик работает следующим образом. При периодическом возмущении со стороны колеблющегося основания 5 вибрационной технологической машины происходит движение инерционных элементов 2 модельной среды, сопровождающееся ударами, смещениями, подбрасыванием и вызывающее колебания воздушного столба внутри корпуса датчика, передающиеся на мембрану микрофона 3. Сигнал с микрофона посредством токовыводов передается в аналого-цифровой преобразователь. В зависимости от формы колебания опорной поверхности вибрационной технологической машины, генерируется детализированный сигнал, определяющий режим движения ее сыпучей ра-

бочей среды. Установившийся режим движения элементов рабочей среды 2 формирует детализированный сигнал на токовыводах. Регистрация сигнала, соответствующего колебанию элементов рабочей среды, позволяет зафиксировать детализированные признаки текущего режима работы вибрационной технологической машины. Установка нескольких датчиков в контрольных точках рабочего органа позволяет регистрировать особенности вибрационного поля технологической машины.

Для подтверждения возможности получения технического результата представлен прототип датчика и проведен сравнительный эксперимент на лабораторной виброустановке с передачей сигнала в аналого-цифровой преобразователь. Произведена запись сигналов I с прототипа датчика и сигналов II со специально модифицированного датчика, установленных на лабораторный вибростенд, работающий на частоте 20–30 Гц, с амплитудой колебания не более 1 мм. Сигналы I и II имеют спектральные представления в виде графиков функций, зависящих от частоты. На рис. 8 представлены коэффициенты в разложении Фурье сигналов I и II.

На рис. 9 представлен график сигнала I, записанного регистрирующей аппаратурой для варианта, когда металлические шарики помещены внутрь корпуса датчика. На рис. 10 представлен график сигнала II, записанного регистрирующей аппаратурой для варианта, когда металлические шарики отсутствуют внутри корпуса датчика.



Рис. 8. Спектральные представления сигналов I и II

С использованием прототипа датчика проведен эксперимент для подтверждения или опровержения того, что его опытный образец, с учетом наложения помех и внешних шумов, регистрирует полезный сигнал, фиксирующий взаимодействие инерционных элементов «модельной среды».

Величины сигналов I и II в дискретные моменты времени рассмотрены как реализации случайных величин с некоторым неизвестным непрерывным распределением. По результатам работы лабораторной вибрационной установки на основе сигналов I и II были сформированы выборки X и Y размером m и n ($n = m = 32768$).

Факт регистрации полезного сигнала подтвержден статистической значимостью различия между сигналом I, записанным с датчика с инерционными элементами (рис. 9), и сигналом II, записанным с датчика без инерционных элементов (рис. 10), на основании критерия однородности Колмогорова – Смирнова, с уровнем зна-

чимости 0,05 [36, с. 88]. На рис. 11 представлены гистограммы относительных частот для выборок X и Y.

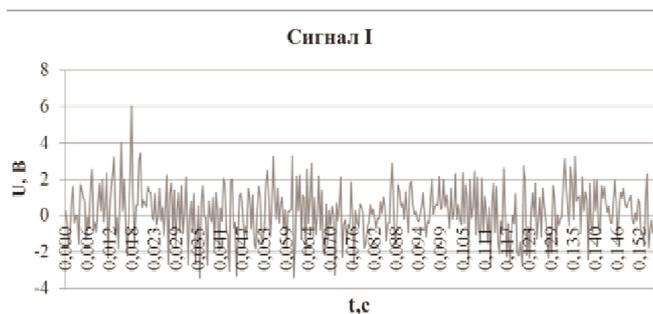


Рис. 9. График сигнала I, записанного регистрирующей аппаратурой для варианта, когда металлические шарики помещены внутри корпуса датчика

На рис. 11 представлены эмпирические функции распределений, соответствующих выборкам X и Y. По оси абсцисс отложены точки, определяющие интервалы группировки значений сигналов в моменты времени, по оси ординат — величины относительных частот, которые соответствуют интервалам группировки.

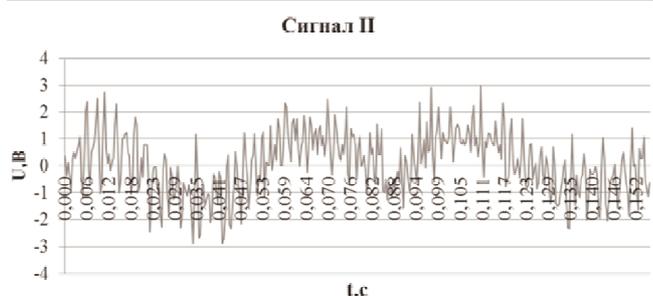


Рис. 10. График сигнала II, записанного регистрирующей аппаратурой для варианта, когда металлические шарики отсутствуют внутри корпуса датчика

Критерий согласия Колмогорова – Смирнова (критерий Смирнова) показал, что гипотеза H_0 отклонена (H_0 — гипотеза однородности сигналов I и II, статистика Колмогорова $\sqrt{\frac{mn}{m+n}} D_{m,n} \approx 2.87$, уровень значимости 0.05; m, n — размеры выборок; $D_{m,n} = \sup |F_n^*(y) - G_m^*(y)|$ — характеристика разницы между эмпирическими функциями распределений $F_n^*(y)$, $G_m^*(y)$, построенных по выборкам X и Y).

На рис. 12 изображены соответствующие критерию эмпирические функции распределения для сигналов I и II, значения которых в дискретные моменты времени рассматриваются как выборки из непрерывных неизвестных распределений.

Отклонение гипотезы однородности свидетельствует о статистической значимости различия сигналов I и II, что интерпретируется как возможность получения полезного сигнала, полученного от «модельной среды» датчика, характеризующего динамические качества «рабочей среды» вибрационной технологической машины.

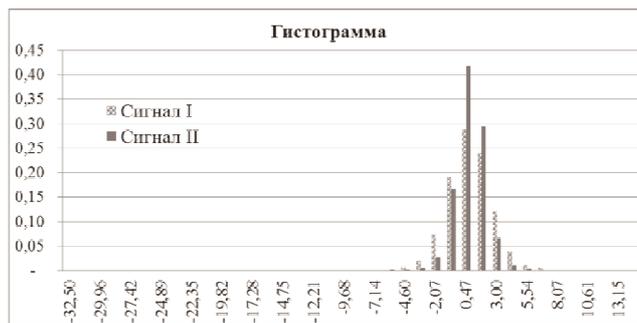


Рис. 11. Гистограмма относительных частот для сигналов I и II



Рис. 12. Эмпирические функции распределения для сигналов I и II

При регистрации характеристик вибрационного поля возникает возможность разработки дополнительных способов варьирования вибрационного поля.

Дополнительный способ изменения вибрационного поля рабочего органа. В рамках подхода к управлению вибрационным полем путем изменения массоинерционных характеристик рабочего органа предлагается способ, заключающийся в том, что на рабочий орган вибростенда устанавливаются одновременно 4 датчика. Схема расположения датчиков учитывает особенности колебания рабочего органа как твердого тела, совершающего при гармоническом возбуждении сложное колебательное движение. Способ оценки структуры вибрационного поля ориентирован на измерение вертикальных компонент скоростей, перемещений и ускорений одновременно с записью на соответствующий носитель информации, позволяющей определить распределение амплитуд перемещений, скоростей и ускорений. При этом полагается, что однородность вертикального движения рабочего органа вибростенда предварительно обеспечивается соответствующими ограничителями движения и возможностями осуществлять настройку путем выдерживания определенных соотношений по параметрам движения в других направлениях, кроме вертикального.

Если движение носит однородный характер, то амплитуды колебаний сигналов по выбранным точкам будут иметь один и тот же знак, и текущие амплитуды или фазы колебаний будут незначительно отличаться от среднеквадратичного или среднеарифметического значения. Если доля движений твердого тела по различным координатам будет завышена, то сигналы будут иметь значительный разброс, что дает возможность своевременно приступить к корректировке вибрационного поля.

На рис. 13 показана принципиальная схема вибростенда в виде твердого тела, совершающего вертикальные колебания.

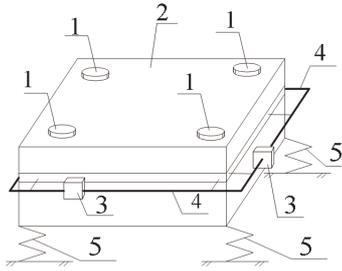


Рис. 13. Принципиальная схема вибростенда в виде твердого тела, совершающего вертикальные колебания

Рабочий орган вибростенда 2 установлен на упругие элементы 5. По углам рабочей поверхности вибрационной технологической машины установлены датчики 1. Вдоль боковых поверхностей рабочего органа вибрационной машины установлены направляющие 4 с пригрузами 3 с возможностью смещения при помощи механизмов поступательного принципа действия.

На рис. 14 представлена принципиальная схема регулирования вибрационного поля рабочего органа.

На поверхность рабочего органа вибрационного стенда 2 установлены четыре датчика 1, соединенные токовыводами 6 с блоком управления 7. На направляющих 4 установлены пригрузки 3, соединенные токовыводами 5 с блоком управления 7 и перемещающиеся посредством механизмов поступательного принципа действия вдоль направляющих 4.

Измеряемый сигнал поступает в блок управления, обрабатывается для вычисления среднеарифметического или среднеквадратичного значения амплитуд колебания и отклонения от средних параметров. Отдельно выводится информация о знаках скоростей и перемещений по выбранным точкам, определяются фазы гармонического разложения сигналов.

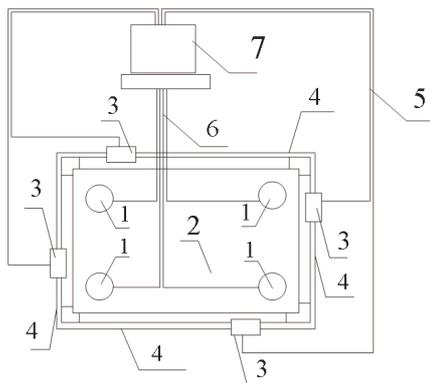


Рис. 14. Принципиальная схема регистрации сигналов с датчиков

В основе возможности управления лежит предположение о том, что при регистрации с четырех контрольных точек рассогласованных сигналов существует такое конструктивное положение пригрузов, при переходе в которое вибрационное поле приобретает признаки однородности.

Заключение

В рамках задачи по настройке динамического качества процесса упрочнения длинномерных деталей с помощью рабочей среды из стальных шариков разработана система измерения варьируемого вибрационного поля. Предложено для изменения варьируемого вибрационного поля изменять характеристики устройства преобразования движения, накладывающего дополнительные связи, и массоинерционные характеристики рабочего органа путем перераспределения пригрузов, перемещающихся вдоль направляющих.

Для оценки интегральных свойств движения рабочей среды вибрационной технологической машины предложено средство измерения, устройство которого основано на допущении о том, что движение «рабочей среды», в некотором смысле, подобно движению элементов «модельной среды» измерительного средства.

Представлен подход к построению системы управления вибрационным полем технологических машин с крупногабаритным рабочим органом, образованным твердым телом.

Литература

1. Вибрация в технике: справочник: в 6 т. / Гл. ред. В.Н. Челомей. Т.4. Вибрационные процессы и машины. М.: Машиностроение, 1981. 504 с.
2. Пановко Г.Я. Динамика вибрационных технологических процессов. М.; Ижевск, 2006. 158 с.
3. Копылов Ю.Р. Динамика процессов виброударного упрочнения: моногр. Воронеж: ИПЦ «Научная книга», 2011. 568 с.
4. Белокобыльский С.В., Елисеев С.В., Ситов И.С. Динамика механических систем. Рычажные и инерционно-упругие связи. СПб.: Политехника, 2013. 319 с.
5. Вайсберг Л.А., Демидов И.В., Иванов К.С. Механика сыпучих сред при вибрационных воздействиях: методы описания и математического моделирования // Обогащение руд. 2015. № 4. С. 21-31.
6. Блехман И.И. Теория вибрационных процессов и устройств. Вибрационная механика и вибрационная техника. СПб.: ИД «Руда и Металлы», 2013. 640 с.
7. Бабичев А.П. Применение вибрационных технологий для повышения качества поверхности и эксплуатационных свойств деталей. Ростов н/Д [б. и.], 2006. 215 с.
8. Яцун С.Ф., Локтионова О.Г. Вибрационные машины и технологии для переработки гранулированных сред. Старый Оскол: ТНТ, 2009. 296 с.
9. Majumdar S.N., Kearney M.J. Inelastic collapse of a ball bouncing on a randomly vibrating platform = [Неупругий удар мяча, подпрыгивающего на случайно вибрирующей платформе] // Phys. Rev., 2007.
10. Christofer A., Kruelle. Physics of granular matter: pattern formation and applications = [Физика зернистого вещества: формирование модели и приложения] // Rev. Adv. Mater. 2009. Sci. 20. P. 113-124
11. Kenneth J. Transitions to vibro-fluidization in a deep granular bed = [Переход к вибрационному псевдооживлению в глубоком зернистом слое] // Powder Technology. 2009. Vol. 192. P. 33-39.
12. Aranson I.S., Tsimring L.S. Patterns and collective behavior in granular media: Theoretical concepts = [Шаблоны и коллективное поведение в гранулированных средах: теоретические представления] // Reviews of modern physics. 2006. Vol. 78. April-June.
13. Melby P., Prevost A., Robertson R., Kumar P. The dynamics of thin vibrated granular layers = [Динамика тонких

вибрирующих гранулированных слоёв] // Journal of Physics: Condensed Matter. 2005. № 24. June, 22.

14. Pereira G.G., Pucilowski S., Liffman K., Cleary P.W. Streak patterns in binary granular media in a rotating drum = [Траекторные модели в бинарных гранулированной среде во вращающемся барабане] // Applied Mathematical Modelling. 2011. № 35. P.1638-1646.

15. Golovanevskiy V.A. Arsentyev V.A., Blekhman I.I., Vasilkov V.B., Azbel Y.I., Yakimova K.S. Vibration-induced phenomena in bulk granular materials = [Вибрационные явления в объемных гранулированных материалах] // International Journal of Mineral Processing. 2011. Vol. 34 (100). P. 79-85.

16. Rapaport D.C. Subharmonic surface waves in vibrated granular media = [Субгармонические поверхностные волны в вибрирующих гранулированных средах] // Physica. 1998. A 249. P. 232-238.

17. Ashish B., Jayant K. Axial Segregation in Horizontally Vibrated Granular Materials: A Numerical Study = [Осевая ссегрегация в горизонтально вибрирующих гранулированных материалах: численное исследование] // KSCE. Journal of Civil Engineering. 2009. № 4 (13). P.289-296.

18. Makowski M., Zalewski R. Vibration analysis for vehicle with vacuum packed particles suspension = [Анализ вибрации для транспортного средства с вакуумной упаковкой частиц суспензии] // Journal of theoretical and applied mechanics. Warsaw, 2015. № 1. (53). P. 109-117.

19. Saeki M. Energy dissipation model of particle dampers = [Модель рассеяние энергии амортизирующих частиц] // Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference 17th, 2009. 4 - 7 May. Palm Springs, California.

20. Balevicius R., Markauskas D. Numerical stress analysis of granular material = [Численный анализ текучести гранулированного материала] // Mechanika. 2007. № 4 (66). P. 1207-1392.

21. Елисеев С.В., Ситов И.С., Елисеев А.В. Движение материальной частицы с подбрасыванием на примере модельной задачи с неустойчивыми связями //Машиностроение и безопасность жизнедеятельности. 2012. № 3 (13). С. 53-58.

22. Елисеев А.В., Сельвинский В.В., Елисеев С.В. Динамика вибрационных взаимодействий элементов технологических систем с учетом неустойчивых связей: моногр. // Новосибирск: Наука, 2015. 332 с.

23. Елисеев А.В., Мамаев Л.А., Ситов И.С. Некоторые подходы к обоснованию схемы инерционного возбуждения в технологических вибрационных машинах // Системы. Методы. Технологии. 2015. № 4 (28). С.16-24.

24. Елисеев А.В., Ситов И.С. Методологические основы определения статического контактного взаимодействия в механической колебательной системе с неустойчивыми связями // Наука и образование транспорту. 2013. Т. 1. № 1. С. 361-364.

25. Елисеев, С.В, Елисеев В.А. Определение коэффициента вязкого трения для режима кратного подбрасывания материальной частицы в модельной задаче с неустойчивой связью // Системы. Методы. Технологии. 2013. № 1 (17). С. 22-27.

26. Елисеев С.В., Сигачев Н.П., Елисеев А.В. Математические модели взаимодействий в контактах с неустойчивыми связями // Вестн. ВЭЛНИИ. Новочеркасск. 2015. № 2 (70). С.156-167.

27. Хоменко А.П., Елисеев С.В., Пнёв А.Г., Елисеев А.В. Теоретические основы вибрационных технологий: динамические взаимодействия при неустойчивых связях // Иркутск, 2015. 123 с. Рус. Деп. в ВИНТИ 12. 01. 2016 № 16-В 2016.

28. Khomenko A.P., Eliseev S.V., Artyunin A.I., Eliseev A.V. Mathematical modeling of dynamical vibrating interaction problems of mechanical systems with «not holding» ties= [Динамика вибрационных взаимодействий элементов технологических систем с учетом неустойчивых связей] // Scientific Israel - Technological Advantages. 2016. Vol.18, № 1.

29. Елисеев А.В., Елисеев С.В., Кашуба В.Б., Ковыршин С.В., Ситов И.С., Каимов Е.В. Непрерывные вибрационные взаимодействия рабочей среды и поверхности: математические модели, динамические взаимодействия, вибрационные технологические машины. Иркутск , 2015. 155 с. Рус. Деп. в ВИНТИ 31.03.2015 № 71-В 2015.

30. Елисеев А.В., Елисеев С.В., Сельвинский В.В., Ситов И.С., Динамические взаимодействия твердых тел контактирующих без нарушения связей с вибрирующей поверхностью. Иркутск, 2015. 242 с. Рус. Деп. в ВИНТИ 23.06.2015 № 103-В 2015.

31. Елисеев А.В. Елисеев С.В., Сигачев Н.П. Обоснование и развитие обобщенного подхода к моделированию динамических взаимодействий в технологических процессах вибрационного упрочнения поверхностей деталей транспортных машин // Изв. Транссиба. 2015. № 4 (24). С. 103-112.

32. Елисеев А.В., Елисеев С.В., Сельвинский В.В., Ситов И.С. Обобщенный подход в математическом моделировании взаимодействий твердого тела с вибрирующей поверхностью. Иркутск, 2015. 161 с. Рус. Деп. в ВИНТИ 15.06.2015 № 97-В 2015.

33. Елисеев А.В., Артюнин А.И., Елисеев С.В., Ситов И.С. Научно-методологическое обоснование технологии процессов вибрационного упрочнения в динамических взаимодействиях сыпучей среды и вибрирующей поверхности с учетом неустойчивых связей // Решетневские чтения. 2014. Т. 1. № 18. С. 394-396.

34. Елисеев А.В., Ситов И.С. Методологические основы определения критических режимов движения составных твердых тел при вибрационных нагрузках // Решетневские чтения. 2013. Т. 1, № 17. С. 271-272.

35. Елисеев С.В., Артюнин А.И., Каимов Е.В., Елисеев А.В. Датчик определения граничных параметров взаимодействия тел в вибрационных системах: пат. 148250. Рос. Федерация. заявл. 05.09.06; опубл. 27.11.14, Бюл. № 33.

36. Большой Л.Н., Смирнов В.Н. Таблицы математической статистики. М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1983. 416 с.

References

1. Vibration technique: reference in 6 v.: справочник: в 6 т. / Gl. red. V.N. Chelomei. Т. 4. Vibratsionnye protsessy i mashiny. М.: Mashinostoroenie, 1981. 504 p.
2. Panovko G.Ya. Dynamics of vibrating processes. М.; Izhevsk, 2006. 158 p.
3. Kopylov Yu.R. Dynamics vibro-hardening process: monogr. Voronezh: IPTs «Nauchnaya kniga», 2011. 568 p.
4. Belokobyl'skii S.V., Eliseev S.V., Sitov I.S. Dynamics of mechanical systems. Lever and inertial elastic connection. SPb.: Politehnika, 2013. 319 p.
5. Vaisberg L.A., Demidov I.V., Ivanov K.S. Mechanics of granular media under vibration impacts: the description of the methods and mathematical modeling // Obogashchenie Rud (Mineral processing). 2015. № 4. P. 21-31.
6. Blekhman I.I. The theory of vibration processes and devices. Mechanical Vibration and Vibration Engineering. SPb.: ID «Ruda i Metally», 2013. 640 p.
7. Babichev A.P. The use of vibration technology to improve the surface quality and operating properties of parts. Rostov n/D [b. i.], 2006. 215 p.
8. Yatsun S.F., Loktionova O.G. Vibrating machines and technology for the processing of granular media. Staryi Oskol: TNT, 2009. 296 p.
9. Majumdar S.N., Kearney M.J. Inelastic collapse of a ball bouncing on a randomly vibrating platform // Phys. Rev., 2007.
10. Christofer A., Kruelle. Physics of granular matter: pattern formation and applications // Rev. Adv. Mater. 2009. Sci. 20. P. 113-124.

11. Kenneth J. Transitions to vibrofluidization in a deep granular bed // *Powder Technology*. 2009. Vol. 192. P. 33-39.
12. Aranson I.S., Tsimring L.S. Patterns and collective behavior in granular media: Theoretical concepts // *Reviews of modern physics*. 2006. Vol. 78. April-June.
13. Melby P., Prevost A., Robertson R., Kumar P. The dynamics of thin vibrated granular layers // *Journal of Physics: Condensed Matter*. 2005. № 24. June, 22.
14. Pereira G.G., Pucilowski S., Liffman K., Cleary P.W. Streak patterns in binary granular media in a rotating drum // *Applied Mathematical Modelling*. 2011. № 35. P. 1638-1646.
15. Golovanevskiy V.A., Arsentev V.A., Blekhman I.I., Vasilkov V.B., Azbel Y.I., Yakimova K.S. Vibration-induced phenomena in bulk granular materials // *International Journal of Mineral Processing*. 2011. Vol. 34 (100). P. 79-85.
16. Rapaport D.C. Subharmonic surface waves in vibrated granular media // *Physica*. 1998. A 249. P. 232-238.
17. Ashish B., Jayant K. Axial Segregation in Horizontally Vibrated Granular Materials: A Numerical Study // *KSCE Journal of Civil Engineering*. 2009. № 4 (13). P. 289-296.
18. Makowski M., Zalewski R. Vibration analysis for vehicle with vacuum packed particles suspension // *Journal of theoretical and applied mechanics*. Warsaw, 2015. № 1. (53). P. 109-117.
19. Saeki M. Energy dissipation model of particle dampers // *Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference 17th*, 2009. 4-7 May. Palm Springs, California.
20. Balevicius R., Markauskas D. Numerical stress analysis of granular material // *Mechanika*. 2007. № 4 (66). P. 1207-1392.
21. Eliseev S.V., Sitov I.S., Eliseev A.V. The motion of a particle with a tossing for a model problem with unilateral constraints // *Mashinostroenie i bezopasnost' zhiznedeyatel'nosti*. 2012. № 3 (13). P. 53-58.
22. Eliseev A.V., Sel'vinskii V.V., Eliseev S.V. Dynamics of vibrating elements of interactions of technological systems based on unilateral constraints: monogr. Novosibirsk: Nauka, 2015. 332 p.
23. Eliseev A.V., Mamaev L.A., Sitov I.S. Some approaches to the justification scheme of inertial vibration excitation in technological machines // *Systems. Methods. Technologies*. 2015. № 4 (28). P. 16-24.
24. Eliseev A.V., Sitov I.S. Methodological basis for the definition of static contact interactions in a mechanical oscillating system with unilateral constraints // *Nauka i obrazovanie transportu*. 2013. T. 1. № 1. P. 361-364.
25. Eliseev, S.V., Eliseev V.A. Determination of the coefficient of viscous friction mode for multiple flip of a particle in a model problem with unilateral constraints // *Systems. Methods. Technologies*. 2013. № 1 (17). P. 22-27.
26. Eliseev S.V., Sigachev N.P., Eliseev A.V. Mathematical models of the interactions in dealing with unilateral constraints // *Vestn. VEINIL. Novocherkassk*. 2015. № 2 (70). P. 156-167.
27. Khomenko A.P., Eliseev S.V., Pnev A.G., Eliseev A.V. Theoretical Foundations of vibration technology: dynamic interactions with unilateral constraints. Irkutsk, 2015. 123 p. Rus. Dep. v VINITI 12.01.2016 № 16-B 2016.
28. Khomenko A.P., Eliseev S.V., Artyunin A.I., Eliseev A.V. Mathematical modeling of dynamical vibrating interaction problems of mechanical systems with «not holding» ties // *Scientific Israel - Technological Advantages*. 2016. Vol. 18, № 1.
29. Eliseev A.V., Eliseev C.V., Kashuba V.B., Kovyrshin S.V., Sitov I.S., Kaimov E.V. Continuous vibration interaction working environment and surface: mathematical models, dynamic interaction, vibration machine technology. Irkutsk, 2015. 155 p. Rus. Dep. v VINITI 31.03.2015 № 71-B2015.
30. Eliseev A.V., Eliseev S.V., Sel'vinskii V.V., Sitov I.S. Dynamic interaction of solids in contact without breaking the ties with the vibrating surface. Irkutsk, 2015. 242 p. Rus. Dep. v VINITI 23.06.2015 № 103-V 2015.
31. Eliseev A.V., Eliseev S.V., Sigachev N.P. Justification and development of a generalized approach to the modeling of dynamic interactions in the processes of strengthening the vibrating surfaces of the parts transport vehicles // *Journal of Transsib Railway Studies*. 2015. № 4 (24). P. 103-112.
32. Eliseev A.V., Eliseev S.V., Sel'vinskii V.V., Sitov I.S. A generalized approach to mathematical modeling of solid state interactions with the vibrating surface. Irkutsk, 2015. 161 p. Rus. Dep. v VINITI 15.06.2015 № 97-V 2015.
33. Eliseev A.V., Artyunin A.I., Eliseev S.V., Sitov I.S. Scientific and methodological support of processes of vibrational hardening technology in the dynamic interactions of the granular medium and the vibrating surface, taking into account unilateral constraints // *Reshetnevskie chteniya*. 2014. T. 1. № 18. P. 394-396.
34. Eliseev A.V., Sitov I.S. Methodological basis for the definition of critical driving modes composite solids under vibration loads // *Reshetnevskie chteniya*. 2013. T. 1, № 17. P. 271-272.
35. Eliseev S.V., Artyunin A.I., Kaimov E.V., Eliseev A.V. Methodological basis for the definition of critical driving modes composite solids under vibration loads: pat. 148250. Ros. Federatsiya. zayavl. 05.09.06; opubl. 27.11.14, Byul. № 33.
36. Bol'shev L.N., Smirnov V.N. Tables of mathematical statistics. M.: Nauka. Gl. red. fiz.-mat. lit., 1983. 416 p.