***УДК*** *621:534, 62.752, 629.4.015* ***DOI:*** *10.26731/1813-9108.2018.3(59).30-36*

***Выонг Куанг Чык***

*Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск, Российская Федерация*
***Дата поступления:*** *15 сентября 2018*

# ВОЗМОЖНОСТИ РЕГУЛИРОВАНИЯ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ АМПЛИТУД КОЛЕБАНИЙ ВИБРОСТЕНДА

**Аннотация.** *Рассматриваются вопросы повышения эффективности технологических и транспортных машин путем введения специальных технических средств для коррекции и настройки их вибрационных полей. Предлагается один из вариантов влияния на динамическое состояние технического объекта, например вибростенда, путем введения дополнительных связей, которые реализуются устройствами для преобразования движения в виде винтовых несамотормозящихся механизмов. Цель исследования заключается в разработке метода построения математических моделей взаимодействия элементов вибрирующих технических объектов для формирования необходимой для технологических целей структуры вибрационного поля.*

*Автор использует аналитический аппарат структурного математического моделирования, что позволяет ввести в рассмотрение передаточные функции межпарциальных связей. В рамках такого подхода представляется возможным рассмотрение форм распределения отношений амплитуд колебаний точек рабочего органа по его длине, в том числе с учетом структуры однородного вибрационного поля. Основная идея метода заключается в определении значений параметров механической колебательной системы, при которых отношение амплитуд колебаний рабочего органа становится равным единице во всем частотном диапазоне рабочих частот вибростенда.*

*Автором получены аналитические условия обеспечения необходимого режима настройки, проведены численные эксперименты, предложен ряд рекомендаций по предварительной настройке стенда и возможностей реализации режимов, близких к предельным. Приводятся графики зависимостей коэффициентов связности амплитуд колебаний при различных наборах параметров систем. Показано, что при определенных условиях вибрационное поле рабочего органа может стать однородным и не зависеть от частоты возбуждения. Приводится ряд рекомендаций по настройке параметров колебательной системы.*

**Ключевые слова:** *вибрационная технологическая машина, вибрационное поле, передаточная функция межпарциальных связей, настройка динамического состояния.*

***Vuong Quang Truc***

*Irkutsk State Transport University, Irkutsk, the Russian Federation*
***Received****: September 15, 2018*

# POSSIBILITIES OF REGULATING THE DISTRIBUTION OF THE OSCILLATION AMPLITUDE OF THE VIBRATION TABLE

**Abstract.** *The article considers the problems of increasing the efficiency of technological and transport machines by introducing special technical means for correcting and adjusting their vibrational fields. One of the options for influencing the dynamic state of a technical object (for example, a vibration table) by introducing additional constraints, which are implemented by the motion transformation devices in the form of the screw non-locking mechanisms. The purpose of the study is to develop a method for constructing mathematical models for the interaction of elements of the vibrating technical objects for forming the structure of the vibrational field necessary for technological purposes.*

*The author uses the analytical tools of structural mathematical modeling, which allows us to introduce the transfer functions of interpartial constraints. Within this approach, it is possible to consider the forms of distribution of the oscillation amplitude ratios of the points of the working element along its length, including taking into account the structure of a uniform vibrational field. The main idea of the method is to determine the values of the parameters of the mechanical oscillatory system, in which the ratio of the oscillation amplitude of the working element becomes equal to unity within the entire frequency range of the working frequencies of the vibration table.*

*The author obtained analytical conditions for providing the necessary adjustment mode, numerical experiments were conducted, a number of recommendations were proposed for the preliminary adjustment of the table and the possibilities for implementing regimes close to the limiting ones. Dependency graphs of the coupling coefficients of the oscillation amplitudes are given for different sets of parameters of the systems. It is shown that under certain conditions the vibrational field of the working element can become uniform and independent of the excitation frequency. The article gives a number of recommendations for setting the parameters of the oscillatory system.*

**Keywords***: vibrating technological machine, vibrational field, transfer function of interpartial constraints, adjustment of dynamic state.*

## Введение

Обеспечение надежности работы технологического оборудования и транспортных средств определяется возможностями удержания динамических состояний технических объектов в определенных пределах. Для объектов в виде протяженных твердых тел, совершающих плоские или пространственные движения, важное значение имеет


© Выонг Куанг Чык, 2018

распределение амплитуд колебаний по различным точкам рабочего органа. Ряд вопросов динамики такого рода систем рассмотрен в работах [1–4]. Во многих случаях требования к созданию определенных условий для работы технических объектов интерпретируются как задачи корректировки или настройки вибрационного поля технологической машины. Простейшим и наиболее распространенным способом формирования нужной структуры вибрационного поля является выбор соответствующих параметров механической колебательной системы, привлекаемой в качестве расчетной схемы технического объекта, а также соответствующая оценка конструктивно-технических особенностей системы [5–7]. При этом значительное внимание уделяется задачам динамики машин, оборудования и аппаратуры, работающих в условиях вибрационных нагрузок, в плане оценки возможностей улучшения динамических состояний через введение в структуру механических колебательных систем дополнительных связей, реализуемых различными механизмами и устройствами для преобразования движения [8–10].

В предлагаемой статье рассматривается метод формирования определенных структур вибрационного поля технологических машин на основе идей введения и использования дополнительных связей, реализуемых специальными устройствами для преобразования движения.

**Некоторые общие положения. Особенности математической модели технического объекта**

В качестве расчетной схемы вибрационного стенда рассматривается механическая колебательная система с твердым телом, совершающим плоские движения. Твердое тело (рабочий орган вибростенда) обладает массой $M$ и моментом инерции $J$ (рис. 1). Твердое тело опирается на упругие элементы с жесткостями $k_1$ и $k_2$, параллельно которым подсоединены дополнительные устройства для преобразования движения (УПД), обладающие приведенными массами $L_1$ и $L_2$. Такого рода устройства могут быть реализованы на основе рычажных или несамотормозящихся винтовых механизмов (УПД) [8].

Система обладает двумя степенями свободы и совершает малые колебания относительно положения статического равновесия. Движения определяются в системе координат $y_1$ и $y_2$, связанной с неподвижным базисом. Полагается, что внешние силовые возмущения $Q_1$ и $Q_2$ по координатам $y_1$ и $y_2$ имеют вид синфазных гармонических функций с одинаковыми амплитудами, что может быть обеспечено с помощью центробежных вибровозбудителей.

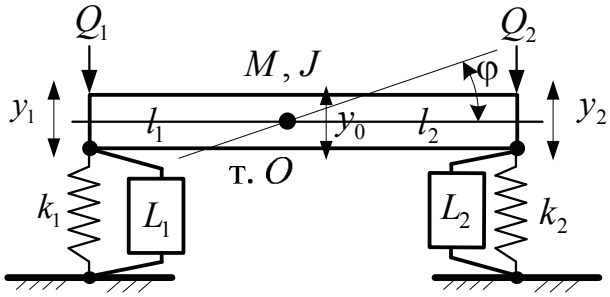


**Рис. 1. Принципиальная схема вибростенда с устройством для преобразования движения (УПД)**

Система уравнений движения может быть получена на основе известных подходов [7] с использованием выражений для кинетической и потенциальной энергий в виде

$$\mathrm{T} = \frac{1}{2}M\dot{y}_0^2 + \frac{1}{2}J\dot{\varphi}^2 + \frac{1}{2}L_1\dot{y}_1^2 + \frac{1}{2}L_2\dot{y}_2^2, \qquad (1)$$

$$\Pi = \frac{1}{2}k_1 y_1^2 + \frac{1}{2}k_2 y_2^2. \qquad (2)$$

Между координатами $y_1$, $y_2$ и $y_0$, φ имеются соотношения

$$\begin{gathered} y_0 = ay_1 + by_2, \ \ \varphi = c(y_2 - y_1), \\ y_1 = y_0 - l_1\varphi, \ \ y_2 = y_0 + l_2\varphi, \end{gathered} \qquad (3)$$

где $a = \dfrac{l_2}{l_1 + l_2}$, $b = \dfrac{l_1}{l_1 + l_2}$, $c = \dfrac{1}{l_1 + l_2}$; параметры $l_1$ и $l_2$ обозначены на рис. 1.

После преобразований Лапласа при нулевых начальных условиях система уравнений движения в операторной форме принимает вид

$$\begin{gathered} \bar{y}_1[(Ma^2 + Jc^2 + L_1)p^2 + k_1] + \\ + \bar{y}_2(Mab - Jc^2)p^2 = \overline{Q}_1 \quad , \end{gathered} \qquad (4)$$

$$\begin{gathered} \bar{y}_2[(Mb^2 + Jc^2 + L_2)p^2 + k_2] + \\ + \bar{y}_1(Mab - Jc^2)p^2 = \overline{Q}_2 \quad , \end{gathered} \qquad (5)$$

где $p = j\omega$ – комплексная переменная ( $j = \sqrt{-1}$ ); значок $\langle - \rangle$ над переменной означает ее изображение по Лапласу [7].

На основании уравнений (4), (5) может быть построена структурная математическая модель в виде структурной схемы (рис. 2) эквивалентной в динамическом отношении системы автоматического управления.

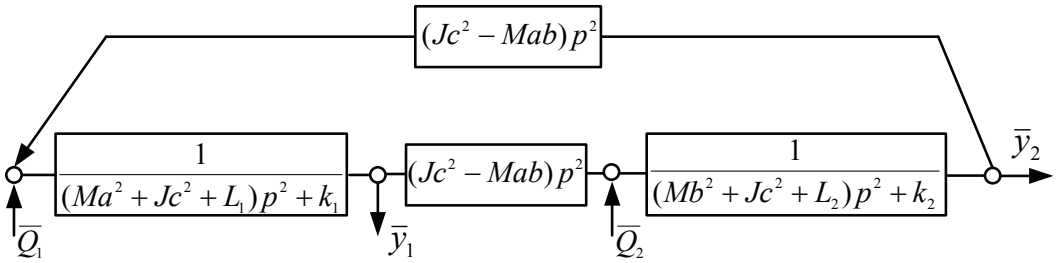


**Рис. 2. Структурная математическая модель (структурная схема) системы по рис. 1**

На основе структурной схемы можно построить передаточные функции системы:

$$W_{\underset{\bar{Q}_2=0}{1}}(p) = \frac{\bar{y}_1}{\bar{Q}_1} = \frac{(Mb^2 + Jc^2 + L_2)p^2 + k_2}{A(p)}, \quad (6)$$

$$W_{\underset{\bar{Q}_2=0}{2}}(p) = \frac{\bar{y}_2}{\bar{Q}_1} = \frac{(Jc^2 - Mab)p^2}{A(p)}, \quad (7)$$

$$W'_{\underset{\bar{Q}_1=0}{1}}(p) = \frac{\bar{y}_1}{\bar{Q}_2} = \frac{(Jc^2 - Mab)p^2}{A(p)}, \quad (8)$$

$$W'_{\underset{\bar{Q}_1=0}{2}}(p) = \frac{\bar{y}_2}{\bar{Q}_2} = \frac{(Ma^2 + Jc^2 + L_1)p^2 + k_1}{A(p)}, \quad (9)$$

$$W''_{\underset{\bar{Q}_1=\bar{Q}_2=\bar{Q}}{1}}(p) = \frac{\bar{y}_1}{\bar{Q}} = \frac{(Mb^2 + Jc^2 + L_2)p^2 + k_2 + (Jc^2 - Mab)p^2}{A(p)}, \quad (10)$$

$$W''_{\underset{\bar{Q}_1=\bar{Q}_2=\bar{Q}}{2}}(p) = \frac{\bar{y}_2}{\bar{Q}} = \frac{(Ma^2 + Jc^2 + L_1)p^2 + k_1 + (Jc^2 - Mab)p^2}{A(p)}, \quad (11)$$

где

$$A(p) = [(Ma^2 + Jc^2)p^2 + k_1]\cdot[(Mb^2 + Jc^2)p^2 + k_2] - [(Jc^2 - Mab)p^2]^2 \quad (12)$$

– частотное характеристическое уравнение системы.

В системе координат $\bar{y}_1$, $\bar{y}_2$ структурная схема имеет два парциальных блока, соединенных между собой инерционной связью. Значения парциальных частот зависят от приведенных масс $L_1$ и $L_2$ устройств для преобразования движения (УПД):

$$n_1^2 = \frac{k_1}{Ma^2 + Jc^2 + L_1}, \quad (13)$$

$$n_2^2 = \frac{k_2}{Mb^2 + Jc^2 + L_2}. \quad (14)$$

В системе возможны проявления режимов динамического гашения колебаний, что зависит от условий внешнего возмущения. При этом частота динамического гашения колебаний определяется из условия «обнуления» числителей передаточных функций, определенных выражениями (6)–(11).

Оценка возможностей распределения амплитуд колебаний по точкам рабочего органа вибрационной технологической машины определяется передаточными функциями межпарциальных связей:

$$W_{\underset{\bar{Q}_2=0}{12}}(p) = \frac{\bar{y}_2}{\bar{y}_1} = \frac{(Jc^2 - Mab)p^2}{(Mb^2 + Jc^2 + L_2)p^2 + k_2}, \quad (15)$$

$$W'_{\underset{\bar{Q}_1=0}{12}}(p) = \frac{\bar{y}_2}{\bar{y}_1} = \frac{(Ma^2 + Jc^2 + L_1)p^2 + k_1}{(Jc^2 - Mab)p^2}, \quad (16)$$

$$W''_{\underset{\bar{Q}_1=\bar{Q}_2=\bar{Q}}{12}}(p) = \frac{\bar{y}_2}{\bar{y}_1} = \frac{(Ma^2 + Jc^2 + L_1)p^2 + k_1 + (Jc^2 - Mab)p^2}{(Mb^2 + Jc^2 + L_2)p^2 + k_2 + (Jc^2 - Mab)p^2}. \quad (17)$$

**Определение условий равномерного распределения координат**

Распределение амплитуд колебаний при $\frac{\bar{y}_2}{\bar{y}_1} = 1$ соответствует ситуации, когда твердое тело совершает поступательные колебательные движения по вертикали при полном отсутствии колебательных угловых движений. Из (17) получим, что это возможно при выполнении условий

$$(Ma^2 + Jc^2 + L_1)p^2 + k_1 = (Mb^2 + Jc^2 + L_2)p^2 + k_2, \quad (18)$$

откуда следует, что

$$[M(a-b) + L_1 - L_2]p^2 = k_2 - k_1. \quad (19)$$

Если можно обеспечить условие

$$L_2 = M(a-b) + L_1, \quad (20)$$

то отношение амплитуд колебаний $\frac{\bar{y}_2}{\bar{y}_1}$ будет определяться отношением коэффициентов жесткостей упругих элементов $\frac{k_1}{k_2}$.

При $k_1 = k_2$ и $L_2$, определяемом из (20), можно получить условия реализации режима поступательных колебательных вертикальных движений. Если $k_1 \neq k_2$, то такой режим не может быть реализован. Аналогично, можно найти условие, когда настроечным фактором выступает величина приведенной массы $L_1$; при этом

$$L_1 = M(b-a) + L_2. \quad (21)$$

Из (20) и (21) следует, что величина приведенной массы, используемой для создания определенного динамического состояния, зависит от раз-

ности геометрических параметров $a$ и $b$. Чем меньше величина ($a$ – $b$), тем меньше требуется величина приведенной массы.

Получение режима, близкого к $\frac{\bar{y}_2}{\bar{y}_1} = 1$, возможно при наличии даже одного из устройств для преобразования движения $L_1$ или $L_2$. Практически реализация формирования определенного значения приведенной массы $L_1$ или $L_2$ устройств для преобразования движения (УПД) может быть осуществлена способом, изложенным в [11], где рассматривается использование эффекта изменения приведенной массы за счет приложения к гайке-маховику УПД тормозного момента, регулируемого в зависимости от параметров динамического состояния системы, а также в работах [12–14]. Используется модельная задача; приводятся данные для расчетов $a$ = 0,4; $b$ = 0,6; $c$ = 1; $M$ = 1000 кг; $J$ = 250 кг·м$^2$; $k_2$ = 1000 кН/м; $L_2$ = 100 кг; $L_1$ = 300 кг. Графики зависимостей $\frac{\bar{y}_2}{\bar{y}_1}(\omega)$, то есть амплитудно-частотные характеристики межпарциальных связей, приводятся на рис. 3 (семейство графиков построено при $k_1 \to k_2$).

Из анализа графиков $\frac{\bar{y}_2}{\bar{y}_1}(\omega)$ следует, что в общем случае, когда $k_1 \neq k_2$, амплитудно-частотные характеристики межпарциальных связей имеют пересечения с осью абсцисс, что определяет режимы динамического гашения колебаний ($\bar{y}_2 = 0$). Вместе с тем амплитудно-частотные характеристики имеют частоты, на которых реализуются разрывы второго рода, что соответствует условиям, когда $\bar{y}_1 = 0$. При ω = 0 и ω → ∞ графики зависимостей $\frac{\bar{y}_2}{\bar{y}_1}(\omega)$ имеют предельные значения.

На рис. 3 графики зависимостей $\frac{\bar{y}_2}{\bar{y}_1}(\omega)$ сгруппированы таким образом, что можно наблюдать изменения их взаимного расположения, когда $k_1$ принимает значения $k_1$ = 900 кН/м, 920 кН/м, 940 кН/м, 960 кН/м, 980 кН/м, приближаясь к критическому случаю $k_1 = k_2$ = 1000 кН/м. В свою очередь, на рис. 4 приводится семейство амплитудно-частотных характеристик, когда $k_1$ принимает значения 1100 кН/м, 1080 кН/м, 1060 кН/м, 1040 кН/м, 1020 кН/м, приближаясь также к значению $k_1$ = 1000 кН/м и $k_2$ = 1000 кН/м. В предельном случае амплитудно-частотная характеристика превращается в прямую $\frac{\bar{y}_2}{\bar{y}_1} = 1$, параллельную оси абсцисс. В этом случае вибростенд совершает только вертикальные колебания при отсутствии угловых движений рабочего органа. Можно отметить, что в зоне достаточной близости параметров, когда $k_1 \approx k_2$, также возможна работа вибростенда в определенном (или локальном) частотном диапазоне, при этом $\frac{\bar{y}_2}{\bar{y}_1} \approx 1$.

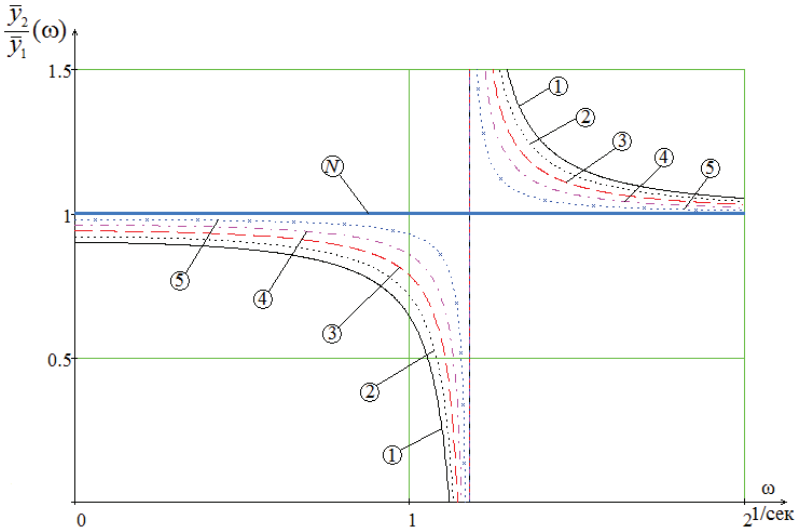


**Рис. 3. Семейство амплитудно-частотных характеристик межпарциальных связей; графики, обозначенные (1), представляют собой кривые при $k_1$ = 900 кН/м; графики (2) – $k_1$ = 920 кН/м; графики (3) – $k_1$ = 940 кН/м; графики (4) – $k_1$ = 960 кН/м; графики (5) – $k_1$ = 980 кН/м; график, отмеченный как (*N*), соответствует режиму работы при $\frac{\bar{y}_2}{\bar{y}_1} = 1$**

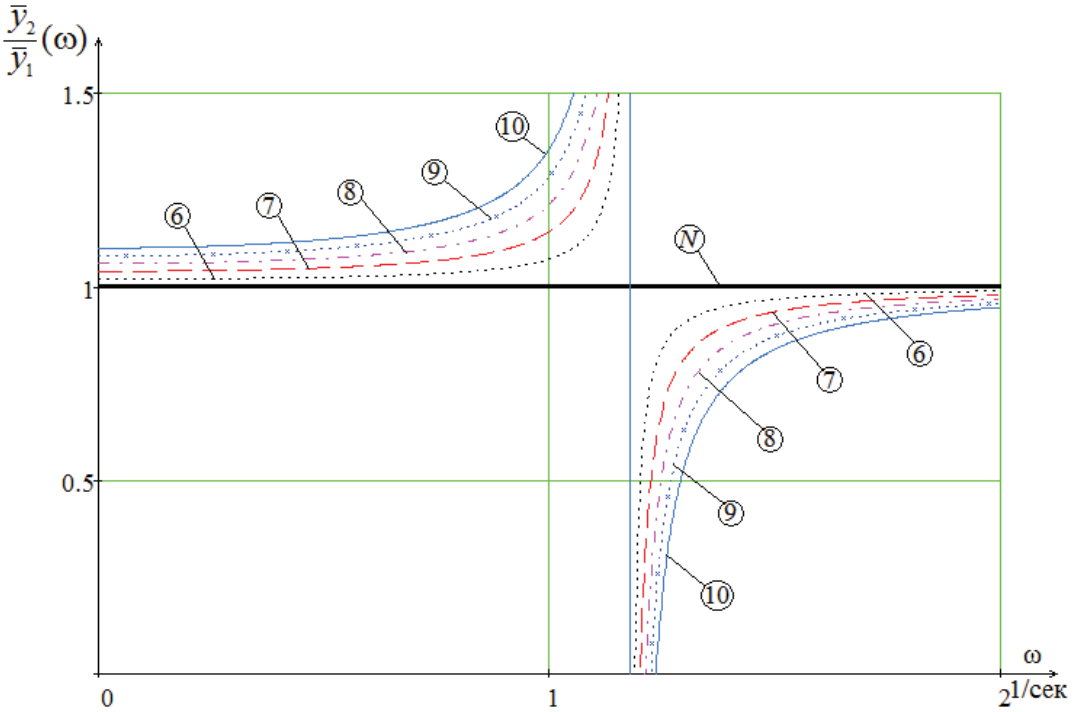


**Рис. 4. Семейство амплитудно-частотных характеристик межпарциальных связей; графики, обозначенные (6), представляют собой кривые при $k_1$ = 1020 кН/м; графики (7) – $k_1$ = 1040 кН/м; графики (8) – $k_1$ = 1060 кН/м; графики (9) – $k_1$ = 1080 кН/м; графики (10) – $k_1$ = 1100 кН/м; график, отмеченный как (*N*), соответствует**

**режиму работы при** $\frac{\bar{y}_2}{\bar{y}_1} = 1$

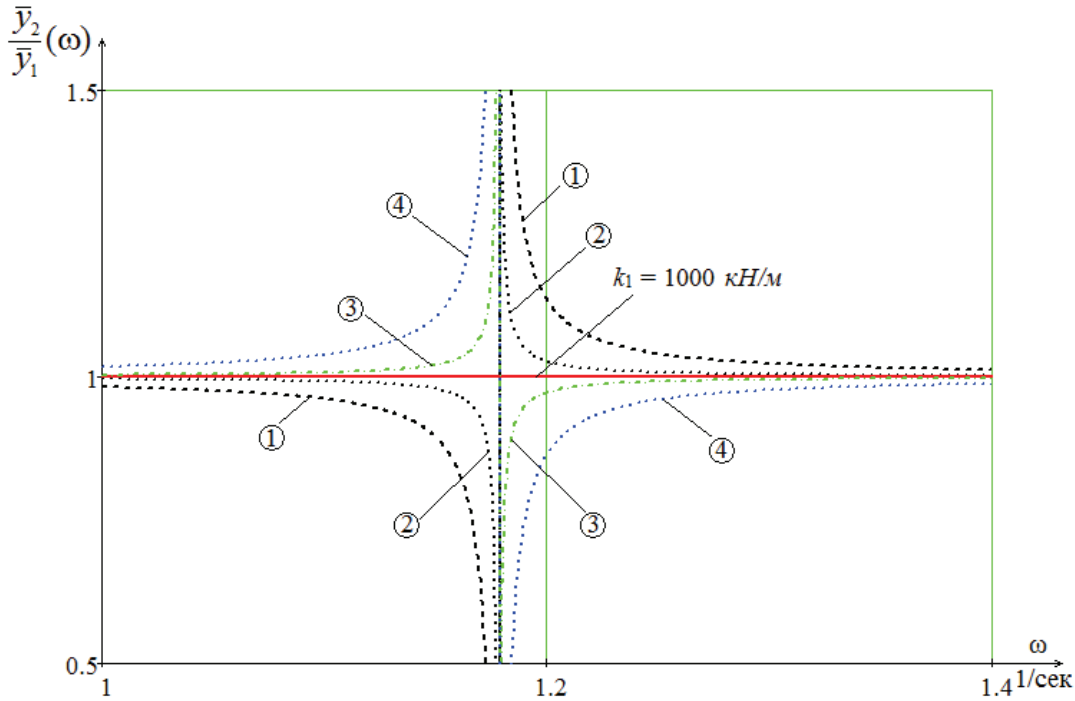


**Рис. 5. Семейство амплитудно-частотных характеристик межпарциальных связей; графики (1) представляют собой кривые при k1 = 995 кН/м; графики (2) – k1 = 999 кН/м; графики (3) – k1 = 1001 кН/м; графики (4) – k1 = 1005 кН/м;**

**график со значением k1 = 1000 кН/м соответствует режиму работы при** $\frac{\bar{y}_2}{\bar{y}_1} = 1$

На рис. 5 приводится семейство амплитудно-частотных характеристик межпарциальных связей при более детализированном рассмотрении сближения коэффициентов $k_1$ и $k_2$ (в частности, используются значения параметров $k_1 = 995$ кН/м, 999 кН/м; 1001 кН/м;1005 кН/м).

Сравнительный анализ показывает, что при симметрии упругих характеристик, то есть при $k_1$, достаточно близком к значению $k_2$, возможна настройка вибростенда за счет введения дополнительной связи, создающей компенсирующие эффекты изменения приведенных масс, создаваемых устройствами для преобразования движения, которые обеспечивают равенство коэффициентов при квадратах частот в выражениях для передаточных функций межпарциальных связей. Анализ показывает также, что при значительном несовпадении жесткости упругих элементов $k_1$ и $k_2$ требуется предварительная настройка упругой системы вибростенда, что может быть реализовано при подготовке вибрационной технологической машины к работе.

**Заключение**

Реализация вибрационных технологических процессов требует соответствующей предварительной оценки динамических возможностей вибростендов в плане создания определенных условий взаимодействия обрабатывающей рабочей среды и обрабатываемого изделия. Автором предлагается метод построения математических моделей, отражающих особенности формирования рабочим органом технологической машины вибрационного поля однородной структуры, что достигается при «обнулении» угловых колебательных движений. Математические модели могут быть построены на основе использования передаточных функций межпарциальных связей.

Автором предложен метод подбора параметров вибрационной технологической машины за счет использования эффектов изменения приведенных масс устройств для преобразования движения, выполненных в виде винтовых несамотормозящихся механизмов.

Предлагаемый метод настройки параметров вибростенда иллюстрируется вычислительным моделированием на примере модельной задачи. Сравнительный анализ возможностей изменения динамических свойств при настройке рабочих органов вибростендов позволяет использовать возможности корректировки вибрационного поля в достаточно широких пределах, что предполагает возможности работы не только при коэффициенте связности амплитуд колебаний, равном единице, во всем диапазоне рабочего режима вибростенда, но и в локальных зонах частот возбуждения, когда коэффициент связности амплитуд колебаний колеблется в небольших пределах относительно единицы.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Вибрации в технике: справочник в 6 томах / ред. совет: В.Н. Челомей (пред.). – М.: Машиностроение, 1981. – Т. 4: Вибрационные процессы и машины / под ред. Э.Э. Лавенделла, 1981. – 509 с.

2. Повидайло В.А. Вибрационные устройства в машиностроении / В.А. Повидайло, Р.И. Силин, В.А. Щигель. – Москва – Киев: Машгиз, 1962. – 111 с.

3. Пановко Г.Я. Динамика вибрационных технологических процессов: монография / Г.Я. Пановко. – М. – Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», Институт компьютерных исследований, 2006. – 176 с.

4. Кашуба В.Б. Распределение амплитуд колебаний между элементами системы как форма проявления межпарциальных связей / В.Б. Кашуба, Н.Ж. Кинаш, И.С. Ситов, А.В. Елисеев, Д.Х. Нгуен // Системы. Методы. Технологии. – 2016. – №3(31). – С. 29–40.

5. Быховский И.И. Основы теории вибрационной техники / И.И. Быховский. – М.: Машиностроение, 1969. – 364 с.

6. Вайсберг Л.А. Вибрационное грохочение сыпучих материалов. Моделирование процессов и технологический расчет грохотов / Л.А. Вайсберг, Л.Г. Рубисов // Механобр. СПБ. 1994. – 45 с.

7. Елисеев С.В. Прикладная теория колебаний в задачах динамики линейных механических систем / С.В. Елисеев, А.И. Артюнин. – Новосибирск: Наука, 2016. – 459 с.

8. Eliseev S.V. Dynamics of mechanical systems with additional ties / S.V. Eliseev, A.V. Lukyanov, Yu.N. Reznik, A.P. Khomenko. – Irkutsk: Publishing of Irkutsk State University, 2006. – 315 p.

9. Karnovsky I.A. Theory of vibration protection / I.A. Karnovsky, E. Lebed. – Switzerland: Springer, 2016. – 708 p.

10. Елисеев С.В. Устройство для преобразования движения: особенности межпарциальных взаимодействий / С.В. Елисеев, В.Б. Кашуба, Д.Х. Нгуен, А.В. Николаев // Вестник Иркутского государственного технического университета. – 2016. – №12 (119). – С. 20–27.

11. Елисеев А.В. Устройство для преобразования движения в настройке вибростенда с инерционным возбудителем / А.В. Елисеев, С.В. Елисеев, Б.Г. Борисов // В сборнике: Труды международной научно-практической конференции «Фундаментальные и прикладные исследования». – 2016. – С. 16–20.

12. Елисеев, А.В. Динамика вибрационных взаимодействий элементов технологических систем с учетом неудерживающих связей / А.В. Елисеев, В.В. Сельвинский, С.В. Елисеев. – Новосибирск: Наука, 2015. – 332 с.

13. Елисеев А.В. Некоторые возможности управления одномерным вибрационным полем технологической машины / А.В. Елисеев, К.Ч. Выонг // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2016. – № 1(49). – С. 33–41.

14. Елисеев А.В. Управление вибрационным полем технологической машины на основе изменения приведенных инерционных свойств / А.В. Елисеев, А.И. Артюнин, Д.Х. Нгуен, К.Ч. Выонг // Вибрационные технологии, мехатроника и управляемые машины: сб. науч. статей по материалам XII международной научно-технической информации: в 2 ч. – Курск, 18–20 мая 2016. – С. 68–77.

## REFERENCES

1. 1. Vibratsii v tekhnike: spravochnik v 6 tomakh / red. sovet: V.N. Chelomei (pred.) [Vibrations in the technique: a handbook in 6 volumes. Ed. board: V.N. Chelomei (ed.-in chief)]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1981. Vyp. 4: Vibratsionnye protsessy i mashiny [Vol. 4: Vibration processes and machines]. In E.E. Lavendell (ed.), 1981, 509 p.

2. Povidailo V.A., Silin R.I., Shchigel' V.A. Vibratsionnye ustroistva v mashinostroenii [Vibration devices in mechanical engineering]. Moscow – Kiev: Mashgiz Publ., 1962, 111 p.

3. Panovko G.Ya. Dinamika vibratsionnykh tekhnologicheskikh protsessov: monografiya [Dynamics of vibration technological processes: a monograph]. Moscow – Izhevsk: SRC «Regulyarnaya i khaoticheskaya dinamika», Institute for Computer Studies Publ., 2006, 176 p.

4. Kashuba V.B., Kinash N.Zh., Sitov I.S., Eliseev A.V., Nguen D.Kh. Raspredelenie amplitud kolebanii mezhdu elementami sistemy kak forma proyavleniya mezhpartsial'nykh svyazei [Distribution of oscillation amplitudes between elements of the system as a form of manifestation of interpartial constraints]. *Sistemy. Metody. Tekhnologii* [*Systems. Methods. Technologies*], 2016, No. 3(31), pp. 29–40.

5. Bykhovskii I.I. Osnovy teorii vibratsionnoi tekhniki [Fundamentals of the theory of vibration technology]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1969, 364 p.

6. Vaisberg L.A., Rubisov L.G. Vibratsionnoe grokhochenie sypuchikh materialov. Modelirovanie protsessov i tekhnologicheskii raschet grokhotov [Vibrating screening of bulk materials. Process modeling and technological calculation of screens]. Mekhanobr Publ., St. Petersburg, 1994, 45 p.

7. Eliseev S.V., Artyunin A.I. Prikladnaya teoriya kolebanii v zadachakh dinamiki lineinykh mekhanicheskikh sistem [Applied theory of oscillations in problems of the dynamics of linear mechanical systems]. Novosibirsk: Nauka Publ., 2016, 459 p.

8. Eliseev S.V., Lukyanov A.V., Reznik Yu.N., Khomenko A.P. Dynamics of mechanical systems with additional ties. Irkutsk: Irkutsk State University Publ., 2006, 315 p.

9. Karnovsky I.A., Lebed E. Theory of vibration protection. Switzerland: Springer, 2016, 708 p.

10. Eliseev S.V., Kashuba V.B., Nguyen D.H., Nikolaev A.V. Ustroistvo dlya preobrazovaniya dvizheniya: osobennosti mezhpartsial'nykh vzaimodeistvii [A motion transformation device: features of interpartial interactions]. *Vestnik Irkutskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta* [*Proceedings of Irkutsk State Technical University*], 2016, No. 12 (119), pp. 20–27.

11. Eliseev A.V., Eliseev S.V., Borisov B.G. Ustroistvo dlya preobrazovaniya dvizheniya v nastroike vibrostenda s inertsionnym vozbuditelem [A device for motion transformation in adjustment of a shaker with an inertial exciter]. *V sbornike: Trudy mezhdunarodnoi nauchno-prakticheskoi konferentsii «Fundamental'nye i prikladnye issledovaniya»* [*In the collection: Proceedings of the international scientific-practical conference "Fundamental and applied research."*], 2016, pp. 16–20.

12. Eliseev, A.V., Sel'vinskii V.V., Eliseev S.V. Dinamika vibratsionnykh vzai-modeistvii elementov tekhnologicheskikh sistem s uchetom neuderzhivayushchikh svyazei [Dynamics of vibration interactions of elements of technological systems with regard to unilateral constraints]. Novosibirsk: Nauka Publ., 2015, 332 p.

13. Eliseev A.V., Vuong Q.T. Nekotorye vozmozhnosti upravleniya odnomernym vibratsionnym polem tekhnologicheskoi mashiny [Some possibilities of controlling a one-dimensional vibrational field of a technological machine]. *Sovremennye tekhnologii. Sistemnyi analiz. Modelirovanie* [*Modern Technologies. System analysis. Modeling*], 2016, No. 1(49), pp. 33–41.

14. Eliseev A.V., Artyunin A.I., Nguyen D. H., Vuong Q.T. Upravlenie vibratsionnym polem tekhnologicheskoi mashiny na osnove izmeneniya privedennykh inertsionnykh svoistv [Control of the vibrational field of a technological machine on the basis of a change in the reduced inertial properties]. *Vibratsionnye tekhnologii, mekhatronika i upravlyaemye mashiny: sb. nauch. statei po materialam XII mezhdunarodnoi nauchno-tekhnicheskoi informatsii: v 2 ch.* [*Vibration technologies, mechatronics and controlled machines: sat. scientific articles on materials of the XII international scientific and technical information: in 2 parts*]. Kursk, 18–20 May 2016, pp. 68–77.

## Информация об авторах

*Выонг Куанг Чык* – аспирант, НОЦ современных технологий, системного анализа и моделирования, Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск, e-mail: trucvq1990@gmail.com

## Authors

*Vuong Quang Truc* – Ph.D. student, REC of modern technologies, systems analysis and modeling, Irkutsk State Transport University, Irkutsk, e-mail: trucvq1990@gmail.com

## Для цитирования

Возможности регулирования распределения амплитуд колебаний вибростенда / Выонг Куанг Чык // Современные технологии. Системный анализ. ние. - 2018. - Т. 59, № 3. - С. 30–36. - DOI: 10.26731/1813-9108.2018.3(59).30-36

## For citation

Vuong Q. T. Possibilities of regulating the distribution of the oscillation amplitude of the vibration table. *Modern technologies. System analysis. Modeling*, 2018, Vol. 59, No. 3, pp. 30–36. DOI: 10.26731/1813-9108.2018.3(59).30-36