

РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ И СРЕДСТВ УПРАВЛЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИМ СОСТОЯНИЕМ И ВИБРОИЗОЛЯЦИЕЙ ВИБРАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

Елисеев А.В.¹, Кузнецов Н.К.², Зедгенизов В.Г.², Миронов А.С.¹

¹*Иркутский государственный университет путей сообщения, Иркутск;*

²*Иркутский национальный исследовательский технический университет, Иркутск*

Ключевые слова: вибрационная технологическая машина, структурное математическое моделирование, механическая колебательная система, передаточная функция, вибрационная изоляция, настроечные параметры, эффективность вибрационной машины, связность внешних возмущений.

Аннотация. В статье рассмотрена проблема выбора параметров оптимизации динамических состояний и повышения эффективности вибрационных технологических машин с учётом совокупности требований энергоэффективности и виброизоляции. Предложен подход на основе использования амплитудно-частотных характеристик динамических податливостей и коэффициентов вибрационной изоляции вертикальной опорной поверхности в зависимости от параметров системы с учетом различных вариантов приложения сил. В рамках структурного подхода, основанного на сопоставлении механическим колебательным системам схем эквивалентных в динамическом отношении систем автоматического управления, разработана математическая модель оценки, формирования и коррекции динамических состояний в зависимости от масс, коэффициентов вязкого трения, жесткости и связности внешних возмущений. Показано, что коррекция параметров системы, в частности, коэффициентов вязкого трения и распределения приложенных сил позволяет сглаживать резонансные пики и минимизировать вибрационную нагрузку на опорные поверхности. Результаты могут быть использованы для проектирования адаптивных систем управления вибрационными машинами. Предложена концепция резонансных пиков, которая сводит анализ сложных динамических свойств механической колебательной системы к анализу форм резонансных пиков амплитудно-частотных характеристик, а задачу формирования динамического качества вибрационных взаимодействий сводит к задаче определения форма резонансных пиков в зависимости от параметров системы.

DEVELOPMENT OF METHODS AND MEANS FOR CONTROL OF DYNAMIC STATE AND VIBRATION ISOLATION OF VIBRATION TECHNOLOGICAL MACHINES

Eliseev A.V.¹, Kuznetsov N.K.², Zedgenizov V.G.², Mironov A.S.¹

¹*Irkut State Transport University, Irkutsk;*

²*Irkutsk National Research Technical University, Irkutsk*

Keywords: vibration process machine, structural mathematical simulation, mechanical oscillatory system, transfer function, vibration isolation, adjustment parameters, efficiency of vibration machine, connectivity of external disturbances.

Abstract. The problem of choosing parameters for optimizing dynamic states and increasing the efficiency of vibration technological machines, taking into account the set of requirements for energy efficiency and vibration isolation, is considered. An approach is proposed based on the use of amplitude-frequency characteristics of dynamic compliance and vibration insulation coefficients of a vertical support surface depending on system parameters, taking into account various options for applying forces. Within the framework of structural approach based on comparison of mechanical oscillatory systems of schemes equivalent in dynamic relation, structural schemes of automatic control systems, mathematical model of evaluation, formation and correction of dynamic states depending on masses, damping coefficients, rigidity and connectivity of external disturbances is developed. Correction of system parameters, in particular, viscous friction coefficients and distribution of applied forces makes it possible to smooth resonant peaks and minimize vibration load on bearing surfaces. The results can be used to design adaptive control systems for vibration machines. The concept of resonant peaks is proposed, which reduces the analysis of complex dynamic properties of a mechanical oscillatory system to the analysis of the shapes of resonant peaks of amplitude-frequency characteristics, and reduces the task of forming the dynamic quality of vibrational interactions to the task of determining the shape of resonant peaks depending on the system parameters.

Введение. Современные исследования в области динамики вибрационных машин, включая работы по нелинейным энергетическим стокам [1], виброизоляции на основе

механизмов отрицательной жесткости [2] и синхронизации вибрационных возбудителей [3], демонстрируют значительный потенциал для улучшения управления отдельными вибрационными эффектами: динамическим гашением колебаний, обеспечением резонансных режимов работы, выполнение условий устойчивой синхронизации.

Вибрационные эффекты находят применение в таких операциях, как уплотнение бетонных смесей, транспортировка сыпучих материалов и вибрационные испытания [4, 5]. Как правило, ключевым критерием оптимизации рабочих процессов служит энергоэффективность, реализующаяся в резонансных режимах [6-9]. С другой стороны, требования к динамическому качеству вибрационных процессов предполагают выполнение широкого спектра условий. Однако формирование динамических состояний, обеспечивающих одновременное достижение разнородных вибрационных эффектов или однородных кратных (например, подавление резонансов, управление амплитудой колебаний, минимизация энергопотерь или одновременное динамическое гашение по нескольким координатам), сопряжено с рядом фундаментальных сложностей. К ним относятся критерии оптимизации и нелинейное взаимодействие параметров системы, что может приводить к неоднозначным или даже противоречивым результатам [10, 11]. В частности, требования к динамическому качеству вибрационных технологических машин актуализируют поиск методов обеспечения энергоэффективности с учетом вибрационной изоляции [12, 13].

Вместе с тем, ряд вопросов, связанных с задачами оценки, коррекции и формирования динамических состояний вибрационных машин, работающих в условиях резонанса, не отображают в полной мере особенности учета эффектов вибрационной изоляции [14].

Статья посвящена исследованию режимов динамических взаимодействий элементов вибрационных технологических машин в зависимости от совокупности параметров масс, жесткостей, коэффициентов вязкого трения, связности сил на основе амплитудно-частотных характеристик динамических податливостей и коэффициентов вибрационной изоляции.

Основные положения. В качестве расчетной схемы вибрационной технологической машины (в частности, машины по вибрационному уплотнению бетонных растворов) рассматривается механическая колебательная система, образованная двумя сосредоточенными массами m_1 и m_2 , где m_1 – отображает массу рабочего органа, а m_2 – массу вибрационного возбудителя. Предполагается, что массы m_1 и m_2 соединены упругими элементами с жесткостями k_1 и k_2 , а так же демпферами с коэффициентами вязкого трения b_1 и b_2 (рис. 1).

Предполагается, что вибрационный вибровозбудитель, обеспечивающий колебания рабочего органа, создает силовое возмущение Q_2 , приложенное к массе m_2 . Формально, возмущающая сила может быть приложена к массе m_1 , а так же может быть распределена по двум массам m_1 и m_2 . В случае распределения сил между двумя массами полагается, что на систему действует два связанных силовых возмущения Q_1 и Q_2 , зависимость между которыми выражается соотношением $Q_2 = \gamma_1 Q_1$, где γ_1 –

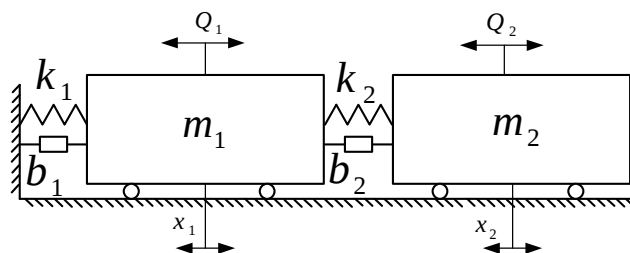


Рис. 1. Расчетная схема вибрационной технологической машины в виде механической колебательной системы: Q_1 , Q_2 – варианты приложения силовых возмущений со стороны вибрационных возбудителей

коэффициент связности внешних возмущений (принимает положительные, отрицательные и нулевые значения). Предполагается, что система совершает малые вынужденные колебания. Движение системы определяется совокупностью параметров, отображающих массы, жесткости, вязкое трения. В зависимости от выбранных параметров система характеризуется совокупностью параметров эффективности, в частности, интенсивностью колебаний, мощностью, приведенными удельными затратами, характеристиками виброизоляции.

Изменение и настройка параметров системы позволяет повысить эффективность вибрационного технологического процесса с учетом совокупности критериев оптимальности.

Для разработки системы управления предполагается развитие научно-методологической базы для формирования, оценки и коррекции особенностей динамических состояний вибрационных технологических машин.

Вместе с тем, одновременный учет совокупности критериев энергоэффективности и виброизоляции, в частности, для разработки адаптивных систем управления предполагает детализацию представлений о формах зависимости особенностей динамических состояний от параметров системы. Особое значение имеет разработка систем управления динамическими состояниями за счет изменения характеристик вязкого трения.

Задача заключается в разработке математической модели вибрационной технологической машины для оценки характера зависимости основных динамических характеристик от коэффициентов вязкого трения.

Математическая модель. В качестве обобщенных координат механической колебательной системы (рис. 1) рассматриваются величины смещений x_1 и x_2 сосредоточенных масс m_1 и m_2 относительно положений статического равновесия. Для составления математической модели на основе формализма уравнений Лагранжа 2-ого рода используются выражения кинетической энергии T , потенциальной энергии Π и функцию рассеивания F :

$$T = \frac{1}{2}m_1\dot{x}_1^2 + \frac{1}{2}m_2\dot{x}_2^2; \quad \Pi = \frac{1}{2}k_1x_1^2 + \frac{1}{2}k_2(x_2 - x_1)^2; \quad F = \frac{1}{2}b_1\dot{x}_1^2 + \frac{1}{2}b_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1)^2. \quad (1)$$

Соответствующая система дифференциальных уравнений Лагранжа 2-ого рода в матричной форме принимает вид:

$$M\ddot{x} + B\dot{x} + Kx = Q, \quad (2)$$

где $M = \begin{pmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{pmatrix}$ – матрица инерционных коэффициентов, $B = \begin{pmatrix} b_1 + b_2 & -b_2 \\ -b_2 & b_2 \end{pmatrix}$ – матрица

коэффициентов вязкого трения, $K = \begin{pmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{pmatrix}$ – матрица жесткости, $Q = \begin{pmatrix} Q_1 \\ Q_2 \end{pmatrix}$ – вектор

внешних возмущений, $x = \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \end{pmatrix}$ – вектор обобщенных координат. Предполагается

выполнение нулевых начальных условий:

$$x_1(0) = 0, x_2(0) = 0, \dot{x}_1(0) = 0, \dot{x}_2(0) = 0. \quad (3)$$

После интегральных преобразований Лапласа системы дифференциальных уравнений (2) с учетом нулевых начальных условий (3) получаем систему в операторном виде:

$$(Mp^2 + Bp + K)\bar{x} = \bar{Q}, \quad (4)$$

где $p = j\omega$, $j = \sqrt{-1}$ – мнимая единица, знак «-» над символом означает изображение Лапласа [15].

В рамках структурного подхода [16, 17] система (4) представляется в виде схемы эквивалентной в динамическом отношении системы автоматического управления (рис. 2). В качестве входных сигналов рассматриваются внешние силовые возмущения, а в начале выходных – колебания обобщенных координат.

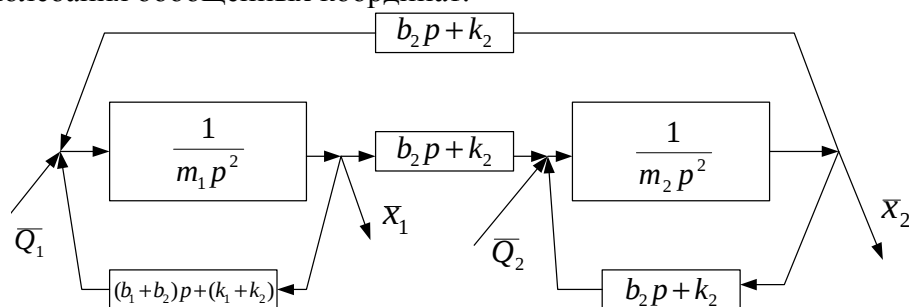


Рис. 2. Структурная схема к системе, приведенной на рисунке 1

На основе структурной схемы (рис. 2) строятся передаточные функции для оценки совокупности динамических свойств, отображающих эффективность вибрационных взаимодействий элементов вибрационной технологической машины.

Для оценки амплитуд колебаний рабочего органа и вибровозбудителя служат передаточные функции. Амплитудно-частотные характеристики, соответствующие передаточным функциям, представляют собой динамические податливости, в общем случае зависящие от особенностей приложения внешних возмущений:

$$W_{12}(p) = \frac{\bar{x}_1}{\bar{Q}_2} \bigg|_{Q_1=0} = \frac{\begin{vmatrix} 0 & -b_2 p - k_2 \\ 1 & m_2 p^2 + b_2 p + k_2 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} m_1 p^2 + (b_1 + b_2)p + k_1 + k_2 & -b_2 p - k_2 \\ -b_2 p - k_2 & m_2 p^2 + b_2 p + k_2 \end{vmatrix}}, \quad (5)$$

$$W_{22}(p) = \frac{\bar{x}_1}{\bar{Q}_2} \bigg|_{Q_1=0} = \frac{\begin{vmatrix} m_1 p^2 + (b_1 + b_2)p + k_1 + k_2 & 0 \\ -b_2 p - k_2 & 1 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} m_1 p^2 + (b_1 + b_2)p + k_1 + k_2 & -b_2 p - k_2 \\ -b_2 p - k_2 & m_2 p^2 + b_2 p + k_2 \end{vmatrix}}, \quad (6)$$

$$W_{11}(p) = \frac{\bar{x}_1}{\bar{Q}_1} \bigg|_{Q_2=0} = \frac{\begin{vmatrix} 1 & -b_2 p - k_2 \\ 0 & m_2 p^2 + b_2 p + k_2 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} m_1 p^2 + (b_1 + b_2)p + k_1 + k_2 & -b_2 p - k_2 \\ -b_2 p - k_2 & m_2 p^2 + b_2 p + k_2 \end{vmatrix}}, \quad (7)$$

$$W_{21}(p) = \frac{\bar{x}_2}{\bar{Q}_1} \bigg|_{Q_2=0} = \frac{\begin{vmatrix} m_1 p^2 + (b_1 + b_2)p + k_1 + k_2 & 1 \\ -b_2 p - k_2 & 0 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} m_1 p^2 + (b_1 + b_2)p + k_1 + k_2 & -b_2 p - k_2 \\ -b_2 p - k_2 & m_2 p^2 + b_2 p + k_2 \end{vmatrix}}. \quad (8)$$

Для оценки характера виброизоляции применяется коэффициент виброизоляции, равный отношению реакции опорной поверхности к амплитудам внешних возмущений Q_1, Q_2 :

$$W_{R1}(p) = \frac{(k_1 + b_1 p)\bar{x}_1}{\bar{Q}_1} \bigg|_{Q_2=0} = \frac{(k_1 + b_1 p) \begin{vmatrix} 1 & -b_2 p - k_2 \\ 0 & m_2 p^2 + b_2 p + k_2 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} m_1 p^2 + (b_1 + b_2)p + k_1 + k_2 & -b_2 p - k_2 \\ -b_2 p - k_2 & m_2 p^2 + b_2 p + k_2 \end{vmatrix}}, \quad (9)$$

$$W_{R2}(p) = \frac{(k_1 + b_1 p)\bar{x}_1}{\bar{Q}_2} \bigg|_{Q_1=0} = \frac{(k_1 + b_1 p) \begin{vmatrix} 0 & -b_2 p - k_2 \\ 1 & m_2 p^2 + b_2 p + k_2 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} m_1 p^2 + (b_1 + b_2)p + k_1 + k_2 & -b_2 p - k_2 \\ -b_2 p - k_2 & m_2 p^2 + b_2 p + k_2 \end{vmatrix}}. \quad (10)$$

В рамках структурного подхода оценивается мощность P_{02} внешнего возмущения, приложенного к массе вибровозбудителя m_2 , обеспечивающего требуемую амплитуду колебания рабочего органа X_{01} :

$$P_{02} = X_{01}^2 \left| \frac{p W_{22}(p)}{W_{12}(p)} \right|. \quad (11)$$

В общем случае, представленные характеристики (5)-(11) зависят от масс m_1, m_2 , коэффициентов жесткости k_1, k_2 , коэффициентов вязкого трения b_1, b_2 и связности внешних возмущений, отображаемой с помощью коэффициента γ_1 . Соотношения масс варьируются посредством использования устройств для преобразования движения [10], жесткости варьируются с помощью пневматических устройств, снабженной системой регулирования

внутренним давлением, коэффициенты трения демпфирующих устройств варьируются посредством изменения температуры рабочей жидкости или изменения проходных сечений перепускных отверстий, коэффициенты связности внешних возмущений регулируются посредством выбора масс вибрационных возбудителей. В качестве простейших вариантов связности внешних силовых возмущений, рассматриваются варианты приложения силы к одной из двух масс.

Для разработки систем автоматического управления динамическими состояниями вибрационной технологической машины необходима предварительная оценка характера зависимости динамических характеристик (5)-(11) от параметров системы. Одной из основных характеристик динамического состояния вибрационной технологической машины являются коэффициенты вибрационной изоляции для различных вариантов приложения внешних силовых возмущений.

Зависимость вибрационной изоляции от коэффициентов вязкого трения. Для оценки особенностей вибрационной изоляции рассматриваются графики амплитудно-частотных характеристик передаточных функций в зависимости от двух коэффициентов вязкого трения b_1 и b_2 (рис. 3). В качестве модельного примера рассматриваются данные $m_1 = 1000$ кг, $m_2 = 100$ кг, $b_1 = \beta_1 \cdot 80$ Н·с/м, $b_2 = \beta_2 \cdot 6300$ Н·с/м, $k_1 = 22,6 \cdot 10^6$ Н/м, $k_2 = 1,87 \cdot 10^6$ Н/м, где для вариации вязкости ведены коэффициенты β_1, β_2 , изменяющиеся в определенных границах с заданным шагом. В частности, $\beta_1 = \beta_{1min} \dots \beta_{1max}, \beta_{1step}$; $\beta_2 = \beta_{2min} \dots \beta_{2max}, \beta_{2step}$, где $\beta_{1min}, \beta_{2min}, \beta_{1max}, \beta_{2max}$ – границы изменения параметров; $\beta_{1step}, \beta_{2step}$ – шаги изменяемых параметров.

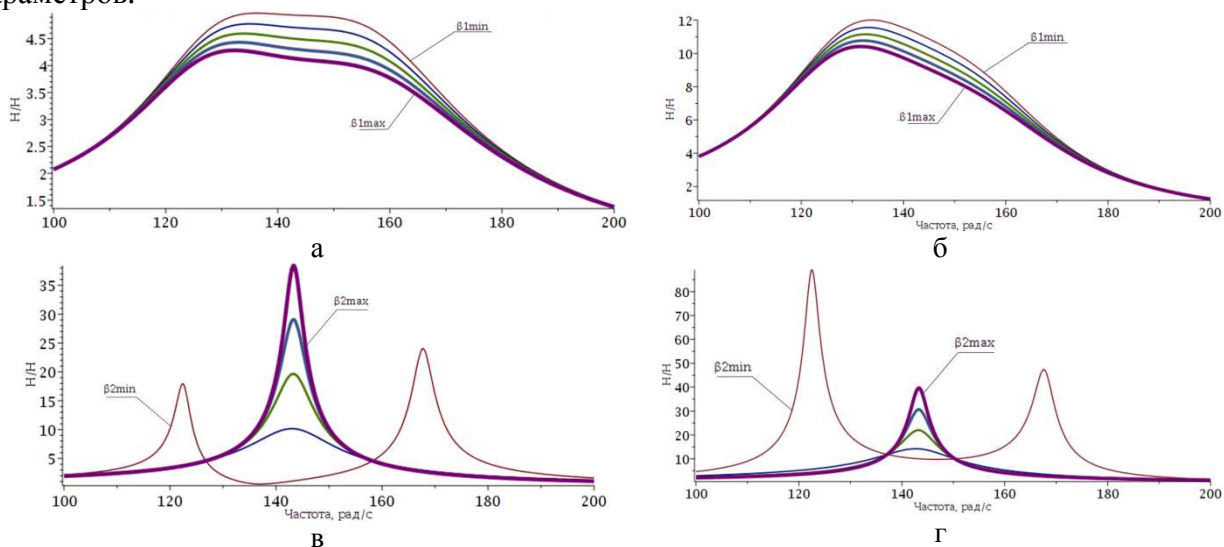


Рис. 3. Амплитудно-частотные характеристики коэффициента вибрационной изоляции при $\beta_{1min} = 0,1$; $\beta_{1max} = 100$; $\beta_{1step} = 20$; $\beta_{2min} = 0,1$; $\beta_{2max} = 10$; $\beta_{2step} = 2$: а – $R/Q_1, Q_2 = 0$, зависимость от β_1 ; б – $R/Q_2, Q_1 = 0$, зависимость от β_1 ; в – $R/Q_1, Q_2 = 0$, зависимость от β_2 ; г – $R/Q_2, Q_1 = 0$, зависимость от β_2

Предварительное рассмотрение результатов вычислительного эксперимента обращает внимание на существенно различие роли коэффициентов вязкого трения в формировании динамических особенностей коэффициента вибрационной изоляции. Так изменение коэффициента β_1 влияет на ширину или пологость резонансных пиков соответствующих амплитудно-частотных характеристик. В свою очередь, изменение коэффициента β_2 изменяет не только пологость резонансного пика, но и количество резонансных пиков. Это показывает, что существенным фактором формирования служат коэффициенты вязкости b_1, b_2 , а также точка приложения силового возмущающего воздействия. Можно предполагать, что перераспределение силового возмущения существенно влияет на модуль коэффициента виброизоляции, а также коэффициента вязкого трения на форму амплитудно-частотных характеристик.

На основе проведенного рассмотрения формулируется концепция резонансных пиков, которая сводит задачу оценки динамических свойств механических колебательных систем к оценке форм пиков амплитудно-частотных характеристик передаточных функций, определяющих динамические качества контролируемых свойств системы. Для усиления конкретного динамического качества необходимо увеличивать ширину резонансного пика соответствующей амплитудно-частотной характеристики; для ослабления – уменьшать ширину соответствующего резонансного пика. Основой концепции служит возможность управления особенностями резонансных пиков основных амплитудно-частотных характеристик, выражающихся в их остроконечности и удаленности друг от друга. В частности, уменьшение остроконечности резонансного пика уменьшает тенденцию схода вынужденных колебания с резонанса, а увеличение остроконечности пика амплитудно-частотной характеристики передаточной функции вибрационной передачи на основании при увеличении расстояний между частотами резонансных пиков уменьшает вибрационной воздействие на основание.

К разработке средств управления динамическим состоянием и виброизоляцией вибрационных стендов. В рамках разрабатываемой методологии объектом управления выступает рабочий орган вибрационной технологической машины, динамическое качество работы которой определяется возможностью регулирования параметров упругих и демпфирующих элементов, а так же устройств для преобразования движения (к примеру, в виде несамотормозящейся винтовой пары).

Для реализации управления динамическим состоянием и обеспечения эффективной виброизоляции применяется широкий набор технических средств в виде адаптивных демпферов (магнитореологические, электрореологические, пневматические), интегрированные в узлы крепления рабочих органов к опорным поверхностям для изменения коэффициента демпфирования в реальном времени; пневмо- и гидроопоры с регулируемым давлением, позволяющие корректировать жёсткость системы; устройства преобразования движения (несамотормозящиеся винтовые пары с изменяемой геометрией звеньев, участвующих в поступательных и вращательных формах движения), предназначенные для изменения инерционных характеристик без физического изменения массы образца.

Управление параметрами осуществляется с использованием целевой функции, основанной на амплитудно-частотных характеристиках динамической податливости и коэффициента виброизоляции. Алгоритм управления предусматривает минимизацию отклонения амплитуды колебаний от заданного значения и снижение уровня передаваемых вибраций на основании за счёт разнесения резонансных пиков амплитудно-частотных характеристик, отображающих требуемые динамические свойства.

Предложенный подход позволит повысить надёжность и энергоэффективность вибрационных технологических резонансных машин, улучшить виброзащиту стенда и окружающей инфраструктуры, а также расширить номенклатуру обрабатываемых сред без существенной перенастройки оборудования.

Заключение. В рамках методологии структурного математического моделирования разработан метод построения математических моделей, отображающих свойства элементов вибрационных технологических машин на основе использования передаточных функций системы. Исследованы особенности динамических свойств вибрационных технологических машин на основе изменения инерционных коэффициентов, коэффициентов вязкого трения демпфирующих элементов, коэффициентов жесткости упругих элементов и связности внешних силовых возмущений. Показано, что в качестве критериев оптимальности динамических состояний выступают коэффициенты вибрационной изоляции, потребляемые мощности, а так же динамические податливости. Проведенные исследования представляют собой этап разработки алгоритмов системы автоматической оптимизации вибрационных технологических машин, обеспечивающих энергоэффективность вибрационных технологических машин с учетом требований к вибрационной защите. Разработанный подход сформулирован в виде концепции резонансных пиков в формировании динамического качества режимов работы вибрационных технологических машин.

Список литературы

1. Kang X., Tang J., Xia G., Wei J., Zhang F., Sheng Z. Design, optimization, and application of nonlinear energy sink in energy harvesting device // International journal of energy research. 2024, p. 2811428. doi.org/10.1155/2024/2811428.
2. Luo J., Zhang L., Miao L., Mao Y. A new magnetic negative stiffness mechanism: a case study of fast steering mirror for quasi-zero stiffness vibration isolation // Advances in mechanical engineering. 2024, vol. 16(10). doi.org/10.1177/16878132241288091.
3. Yaroshevich N., Puts V., Yaroshevych T., Martyniuk V. Self-synchronisation of vibration exciters of a biharmonic vibration drive // Vibroengineering procedia. 2024, vol. 55, pp. 27-32. doi.org/10.21595/vp.2024.24416.
4. Блехман И.И. Теория вибрационных процессов и устройств. Вибрационная механика и вибрационная техника. – СПб.: ИД Руда и Металлы, 2013. – 640 с.
5. Федоренко И.Я., Гнездилов А.А. Динамические свойства двухмассной вибрационной технологической машины // Вестник Алтайского государственного аграрного университета. – 2016. – № 3 (137). – С. 179-183.
6. Быховский И.И., Попов С.И. Автоматизация резонансных вибромашин. – М.: ЦНИИТЭстроймаш, 1972. – 47 с.
7. Асташев В.К. О новых направлениях использования явления резонанса в машинах // Вестник научно-технического развития. – 2011. – № 8(48). – С. 10-15.
8. Лян И.П., Пановко Г.Я., Шохин А.Е. Математическое моделирование процесса настройки вибромашин на резонансный режим при изменении массы технологической нагрузки // XXXIV Международная инновационная конференция молодых ученых и студентов по современным проблемам машиноведения: сборник трудов конференции. – М.: ИМАШ РАН, 2022. – С. 129-136.
9. Лян И.П., Пановко Г.Я., Шохин А.Е. Сравнительный анализ энергоэффективности использования вибрационных технологических машин в резонансных и зарезонансных режимах работы // Обогащение руд. – 2019. – № 6. – С. 42-49.
10. Федоренко И.Я., Левин А.М., Табаев А.В. Динамические эффекты, проявляющиеся в механической системе вибрационного измельчителя кормового зерна // Вестник Алтайского государственного аграрного университета. – 2021. – № 11 (205). – С. 86-93.
11. Пановко Г.Я., Шохин А.Е. Экспериментальный анализ динамики виброплатформы при контакте с упругим ограничителем колебаний // Проблемы машиностроения и автоматизации. – 2023. – № 3. – С. 91-96.
12. Kletschkowski T. A fully coupled electro-vibro-acoustic benchmark model for evaluation of self-adaptive control strategies // Multidisciplinary Scientific Journal. 2025, vol. 8, no 1, p. 6. doi.org/10.3390/j8010006.
13. Круглов С.П., Ковыршин С.В., Большаков Р.С. Автоматизация управления амплитудой колебаний технологической вибрационной машины // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2020. – Т. 65, № 1. – С. 21-30. – doi.org/10.26731/1813-9108.2020.1(65).21-30.
14. Елисеев С.В., Резник Ю.И., Хоменко А.П., Засядко А.А. Динамический синтез в обобщенных задачах виброзащиты и виброизоляции технических объектов. – Иркутск: ИГУ, 2008. – 523 с.
15. Лурье А.И. Операционное исчисление и его приложения к задачам механики. – М., Л.: Гос. изд-во техн.-теорет. лит., 1950. – 432 с.
16. Eliseev A.V. Structural Mathematical Modeling Applications in Technological Machines and Transportation Vehicles. – Hershey, PA: IGI Global, 2023. – 228 p.
17. Eliseev S.V., Eliseev A.V. Theory of Oscillations. Structural Mathematical Modeling in Problems of Dynamics of Technical Objects // Studies in Systems, Decision and Control, Vol. 252. – Cham: Springer International Publishing, 2020. – 521 p.

References

1. Kang X., Tang J., Xia G., Wei J., Zhang F., Sheng Z. Design, optimization, and application of nonlinear energy sink in energy harvesting device // International journal of energy research. 2024, p. 2811428. doi.org/10.1155/2024/2811428.
2. Luo J., Zhang L., Miao L., Mao Y. A new magnetic negative stiffness mechanism: a case study of fast steering mirror for quasi-zero stiffness vibration isolation // Advances in mechanical engineering. 2024, vol. 16(10). doi.org/10.1177/16878132241288091.
3. Yaroshevich N., Puts V., Yaroshevych T., Martyniuk V. Self-synchronisation of vibration exciters of a biharmonic vibration drive // Vibroengineering procedia. 2024, vol. 55, pp. 27-32. doi.org/10.21595/vp.2024.24416.
4. Blekhnman I.I. Theory of vibration processes and devices. Vibration mechanics and vibration equipment – SPb.: PH Ore and Metals, 2013. – 640 p.
5. Fedorenko I.Ya., Gnezdilov A.A. Dynamic properties of a dual-mass vibration technological machine // Bulletin of the Altai State Agrarian University. 2016, vol. 3(137), pp. 179-183.
6. Bykhovskii I.I., Popov S.I. Automation of resonant vibration machines – M.: TsNIITEstroyamash, 1972. – 47 p.
7. Astashev V.K. On new directions for using the phenomenon of resonance in machines // Bulletin of scientific and technical development. 2011, vol. 8(48), pp. 10-15.
8. Lyan I.P., Panovko G.Ya., Shokhin A.E. Mathematical modeling of the process of tuning the vibration machine to resonant mode when changing the mass of the technological load // XXXIV International Innovative Conference of

Young Scientists and students on modern problems of machine science: proceedings of the conference. – M.: IMASH RAS, 2022. – P. 129-136.

9. Lyan I.P., Panovko G.Ya., Shokhin A.E. Comparative analysis of the energy efficiency of the use of vibration technological machines in resonant and post-resonant modes of operation // Ore beneficiation. 2019, vol. 6, pp. 42-49.
10. Fedorenko I.Ya., Levin A.M., Tabaev A.V. Dynamic effects manifested in the mechanical system of a vibratory feed grain grinder // Bulletin of the Altai State Agrarian University. 2021, vol. 11(205), pp. 86-93.
11. Panovko G.Ya., Experimental analysis of the dynamics of the vibration platform in contact with the elastic vibration limiter // Problems of mechanical engineering and automation. 2023, vol. 3, pp. 91-96.
12. Kletschkowski T. A fully coupled electro-vibro-acoustic benchmark model for evaluation of self-adaptive control strategies // Multidisciplinary Scientific Journal. 2025, vol. 8, no 1, p. 6. doi.org/10.3390/j8010006.
13. Kruglov S.P., Kovyrshin S.V., Bolshakov R.S. Automation of vibration amplitude control of technological vibration machines // Modern technologies. Systems analysis. Modeling. 2020, vol. 65, no. 1. pp. 21-30. doi.org/10.26731/1813-9108.2020.1(65).21-30.
14. Eliseev S.V., Reznik Yu.I., Khomenko A.P., Zasyadko A.A. Dynamic synthesis in generalized problems of vibration protection and vibration isolation of technical objects. – Irkutsk: ISU, 2008. – 523 p.
15. Lurie A.I. Operational calculus and its applications to problems of mechanics. – M., L.: Publ. house of tech. and theor. lit., 1950. – 432 p.
16. Eliseev A.V. Structural Mathematical Modeling Applications in Technological Machines and Transportation Vehicles. – Hershey, PA: IGI Global, 2023. – 228 p.
17. Eliseev S.V., Eliseev A.V. Theory of Oscillations. Structural Mathematical Modeling in Problems of Dynamics of Technical Objects // Studies in Systems, Decision and Control, Vol. 252. – Cham: Springer International Publishing, 2020. – 521 p.

Сведения об авторах:

Information about authors:

Елисеев Андрей Владимирович – кандидат технических наук, доцент кафедры математики	Eliseev Andrey Vladimirovich – candidate of technical sciences, associate professor of the Department of mathematics
Кузнецов Николай Константинович – доктор технических наук, профессор кафедры конструирования и стандартизации в машиностроении	Kuznetsov Nikolai Konstantinovich – doctor of technical sciences, professor of the Department of engineering and standardization in mechanical engineering
Зедгенизов Виктор Георгиевич - доктор технических наук, профессор	Zedgenizov Viktor Georgievich – doctor of technical sciences, professor
Миронов Артем Сергеевич – соискатель, НОЦ современных технологий, системного анализа и моделирования	Mironov Artem Sergeevich – applicant, REC of modern technologies, system analysis and modeling
eavsh@ya.ru	

Получена 14.04.2025