

ФОРМИРОВАНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ВИБРАЦИОННЫХ ВЗАИМОДЕЙСТВИЙ ЭЛЕМЕНТОВ ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ ТРАНСПОРТНОГО И ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО НАЗНАЧЕНИЯ

© 2022 А. В. Елисеев^{1,2}✉, А. С. Миронов¹, С. В. Елисеев¹

¹Иркутский государственный университет путей сообщения
ул. Чернышевского, 15, 664074 Иркутск, Российская Федерация

²Иркутский национальный исследовательский технический университет
ул. Лермонтова, 83, 664074 Иркутск, Российская Федерация

Аннотация. Развиваются научно-методологические основы системных подходов в решение задач динамики технических объектов. Предлагается технология построения структурных математических моделей виброзащитных систем различного конструктивно-технического назначения; излагается ряд инновационных технических предложений. Теоретическим фундаментом предлагаемого материала служат методы структурного математического моделирования, в рамках которых механическая колебательная система рассматривается как эквивалентная в динамическом отношении структурная схема системы автоматического управления. Используются методы системного анализа и теории автоматического управления. Показано, что механическая колебательная система в её структурной интерпретации состоит из объекта, динамическое состояние которого оценивается, и реализации в колебательном контуре отрицательных обратных связей, создаваемых с помощью типовых элементарных звеньев (упругие звенья и демпфирующие устройства). Показано, что число типовых звеньев известной природы, может быть расширено за счёт введения в систему инерционных связей. Исследованы возможности реализации таких подходов на основе введения в структуру механической колебательной системы дополнительных связей, которые представляют собой простейшие механизмы различного вида (винтовые несамотормозящиеся, рычажные, зубчатые передачи и др.). Предложена и разработана технология оценки и изменения динамических состояний механических колебательных систем путем введения в структуру механизмов с различными конструктивно-техническими характеристиками. Показано, что системы вибрационной защиты могут получать развитие за счёт концепции формирования и наращивания структуры дополнительных связей, в рамках которых известные элементарные типовые элементы могут рассматриваться и как частные случаи более общих представлений о возможностях обратной связи.

Ключевые слова: принципиальная схема, расчётная схема, механическая колебательная система, структурная схема, передаточная функция, дополнительная связь.

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время уделяется значительное внимание техническим объектам транспортного и технологического назначения, способным выдерживать длительное вибрационное нагружение [1, 2]. Разработка спо-

собов и средств оценки, контроля, коррекции и формирования динамических состояний, вызванных вибрационными взаимодействиями элементов машин между собой и рабочей средой, является необходимым условием обеспечения надежности и безопасности эксплуатации технических объектов, повышение их динамического качества и конкурентоспособности в условиях рыночной экономики. Обеспечение безопасности эксплуатации тех-

✉ Елисеев Андрей Владимирович
e-mail: eavsh@ya.ru



Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.
The content is available under Creative Commons Attribution 4.0 License.

нических средств, повышения их надежности в условиях интенсивных динамических нагрузок требует внимания к оценке возможностей динамических состояний на всех стадиях жизненных циклов технических средств. Особое внимание к динамическим свойствам технических систем уделяется на этапах их предварительной оценки и исследования возможностей динамических свойств [3].

Технические объекты транспортного и технологического назначения представляют собой достаточно сложные технические системы, изучение которых требует предварительных упрощений, принимающих форму принципиальных схем. Использование таких схем позволяет сосредоточиться на существенных особенностях технических объектов, которые представляют собой системы, состоящие из различных механизмов, имеющих в своём составе массоинерционные, упругие и другие элементы, находящиеся под действием периодических возмущений [4].

Наличие принципиальных схем создает основу для поиска и разработки упрощений, которые позволили бы, сохраняя существенные особенности технических объектов, найти приемлемые способы и формы упрощенных представлений в виде механических колебательных систем. На начальных этапах исследования интерес представляют механические колебательные системы с сосредоточенными параметрами, обладающие одной или двумя степенями свободы, и совершающие движения в форме малых колебаний относительно положения статического равновесия или установившегося динамического процесса [3, 5].

Полученные расчетные схемы позволяют производить упрощённую оценку динамических состояний технических объектов при вибрационных воздействиях, определять возможности формирования условий, обеспечивающих приемлемые нормы нагрузочных процессов машин, оборудования и аппаратуры. На основе таких представлений разработаны научно-методологические основы построения средств защиты от вибрации и ударов [6].

Теория виброзащитных систем в настоящее время получила достаточно широкое распространение и нашла применение в раз-

личных отраслях промышленности, особенно, на транспорте и в производствах, использующих вибрационные технологии [7, 8].

Современное состояние развития способов и средств решения задач вибрационной защиты и виброизоляции технических объектов характеризуются использованием идей расширения возможностей изменения и формирования динамических состояний защищаемых объектов путем создания сложных систем. Такие виброзащитные системы могут включать в свою структуру, помимо обычных упругих и диссипативных элементов, различные устройства и механизмы, создающие возможности изменения динамических свойств виброзащитных систем в определённых частотных диапазонах [9, 10].

Новые подходы стимулируют поиск и разработку соответствующих способов и средств построения математических моделей и методов математического моделирования, в том числе, основанных на развитии системного анализа и теории управления. В частности, это нашло отражение в задачах теории и практики построения и использования активных виброзащитных систем, свойства которых могут соответствующим образом изменяться за счёт использования сервоприводов [11, 12, 13].

Развитие системных подходов связано с расширением теоретического базиса в решении задач динамики машин, работающих в условиях интенсивного нагружения [14, 15].

Вместе с тем, многие аспекты инновационных подходов, связанных с развитием методов системного анализа и управления динамическими состояниями механических колебательных систем, используемых в качестве расчетных схем технических объектов транспортного и технологического назначения, ещё не получили должной детализации представлений о появлениях новых динамических свойств в системах при введении в их структуру дополнительных связей, реализуемых различными механизмами и устройствами для преобразования движений (УПД).

В предлагаемой статье рассматривается ряд новых подходов, связанных с развитием методологического базиса приёмов форми-

рования структурных математических моделей технических объектов на основе использования расширенных представлений о типовых элементах расчетных схем и способах преобразования структурных математических моделей.

1. МОДЕЛИ И МЕТОДЫ

Решение задач вибрационной защиты и виброизоляции технических объектов, их отдельных узлов, агрегатов и аппаратуры, работающих в условиях интенсивных вибрационных нагрузок, связано с учетом специфических особенностей технического объекта и особенностями действия возмущающих факторов, которые могут иметь кинематическую или силовую природу. Основой для решения задач оценки, коррекции или формирования динамических состояний является построение исходных моделей в виде так называемых расчётных схем. В условиях предварительных упрощенных представлений обычно формируется механическая колебательная система с одной, двумя (или более) степенями свободы. Такая модель отображает взаимосвязанные поступательные и угловые колебательные движения рассматриваемого объекта. В состав механической колебательной системы, как расчётной схемы технического объекта, входят так называемые типовые элементарные звенья; их набор определяется наличием упругих элементов (пружин), обладающих постоянным «коэффициентом» жёсткости, диссипативных звеньев (или демпферов), свойства которых зависят от величины коэффициентов демпфирования (или вязкого трения); величина такого коэффициента, как правило, меньше единицы.

1. В качестве основного элемента расчётной схемы механической колебательной системы, обладающей одной степенью свободы, может рассматриваться «объект защиты» (инерционный элемент, обладающий массой или моментом инерции). Простейшая схема виброзащитной системы (в поступательном колебательном движении) приводится на рис. 1 а,б.

При построении структурной математической модели используются уравнение Ла-

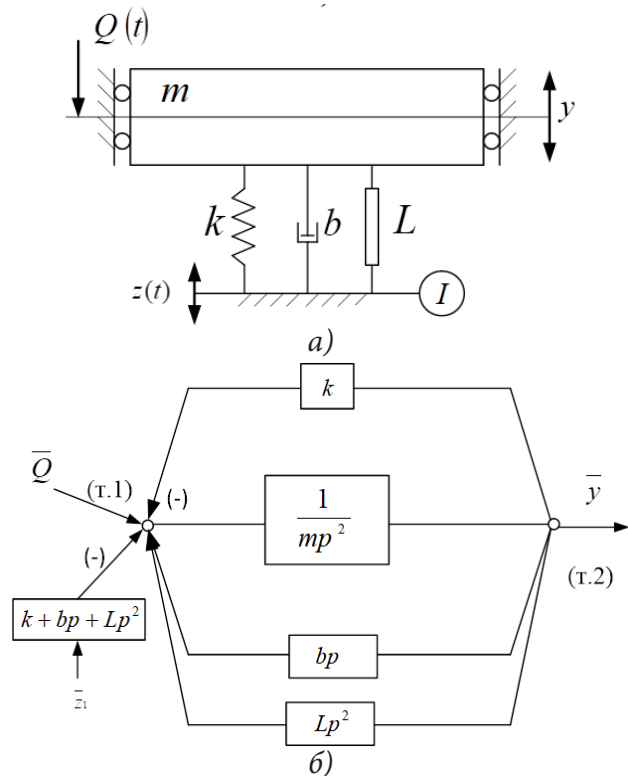


Рис. 1. Расчётная (а) и структурная (б) схемы технического объекта с одной степенью при действии силового $Q(t)$ и кинематического $z(t)$ внешних возмущений [Fig. 1. Design (a) and structural (b) schemes of a technical object with one degree under the action of force $Q(t)$ and kinematic $z(t)$ external disturbances]

гранжа 2-го рода и технология интегральных преобразований Лапласа. На рис. 1 приняты следующие обозначения: k – жесткость линейного упругого элемента, b – коэффициент вязкого трения, L – приведенная масса устройства для преобразования движения. На структурной схеме (рис. 1 б) т.т. 1 и 2 – являются входными и выходными точками системы; $Q(t)$ и $z(t)$ – соответствуют внешним силовым и кинематическим воздействиям; $p = j\omega$ комплексная переменная, $j = \sqrt{-1}$, значок $< - >$ над переменными означает её изображение по Лапласу [3].

Используя структурную схему (рис. 1 б), можно получить передаточные функции системы в виде:

а) при $Q(t) \neq 0, z(t) = 0$:

$$W_1(p) = \frac{\bar{y}}{\bar{Q}} = \frac{1}{(m+L)p^2 + bp + k}; \quad (1)$$

б) при $z(t) \neq 0$, $Q(t) = 0$:

$$W_2(p) = \frac{\bar{y}}{\bar{z}} = \frac{Lp^2 + bp + k}{(m + L)p^2 + bp + k}. \quad (2)$$

Передаточная функция (1) отражают физические свойства системы (рис. 1, а) при действии силового возмущения $Q(t)$, ($z(t) = 0$), что связано с представлениями о свойстве, называемом податливостью. В данном случае податливость \bar{y}/\bar{Q} зависит от частоты внешнего воздействия: при $b = 0$, из знаменателя дробно-рационального выражения (1) следует, что в системе возможно возникновения резонанса на частоте

$$\omega_{res}^2 = \frac{k}{m + L}. \quad (3)$$

Динамические свойства системы (изменение податливости) в зависимости от параметров системы в обобщенном виде может быть оценено на основе построения амплитудно-частотной характеристики (АЧХ) [1, 8].

Введение дополнительной связи инерционного типа (основная характеристика L – приведенная масса) практически реализуется на основе использования в структуре системы простейших механизмов (винтовой, рычажный, зубчатый и др.). Введение дополнительной связи приводит к уменьшению частоты собственных колебаний, что следует из выражения (3).

При действии внешнего кинематического возмущения $z(t)$ (рис. 1, а) физический смысл передаточной функции (2) заключается в том, что в системе фиксируются отношения амплитуд колебаний объекта $y(t)$ и перемещения основания $z(t)$.

По существу, передаточная функция (3) отображает рычажные свойства системы (то есть система может рассматриваться как виртуальный рычаг, если принять, что $b = 0$. Особенностью системы является то, что она на определенной частоте, а именно:

$$\omega_{dyn}^2 = \frac{k}{L} \quad (4)$$

реализуются режим динамического гашения колебаний. При частоте $\omega \rightarrow \infty$ отношение $\bar{y}/\bar{z} \rightarrow L/(m + L)$, а при частоте внешнего воздействия, стремящегося к нулю $\omega \rightarrow 0$ отношение $\bar{y}/\bar{z} \rightarrow 1$. На основе структурной

схемы на рис. 1, б может быть получена передаточная функция отрицательной цепи обратной связи при кинематическом возмущении z в виде:

$$W_{inv}(p) = Lp^2 + k. \quad (5)$$

Из (5) следует, что при частоте

$$\omega_{dyn}^2 = \frac{k}{L} \quad (6)$$

обратная связь обнуляется ($b = 0$). Это приводит к возможности реализации режима динамического ношения при условии $Q \neq 0$, $\bar{z} = 0$.

Задача исследования заключается в развитии научно-методологического базиса системного анализа и методов структурного математического моделирования, ориентированных на оценку возможностей управления динамическими состояниями объектов при действии вибрационных нагрузок с учетом введения в структуру систем дополнительных связей различных конструктивно-технических форм и особенностей.

2. РЕЗУЛЬТАТЫ И ИХ ОБСУЖДЕНИЕ

Рассматриваются возможности моделей вибрационной защиты в виде систем, обладающих прямолинейными поступательными и колебательно-вращательными формами движения. Соответствующие расчетная и структурная схемы виброзащитной системы с расширенным набором типовых элементов представлены на рис. 2 а, б.

В системе используются дополнительные связи в виде устройств для преобразования движения (УПД), в частности, в виде винтового несамотормозящего механизма, в котором параметр L отображает формирование дополнительных динамических воздействий. В структурной математической модели вводимое устройство характеризуется передаточной функцией вида Lp^2 , что соответствует представлениям о типовом дифференцирующем звене второго порядка [3].

Для дальнейших исследований представляет интерес развитие метода определения передаточных функций исходных систем и оценки на их основе динамических свойств

виброзащитных систем (ВЗС) при периодических внешних воздействиях.

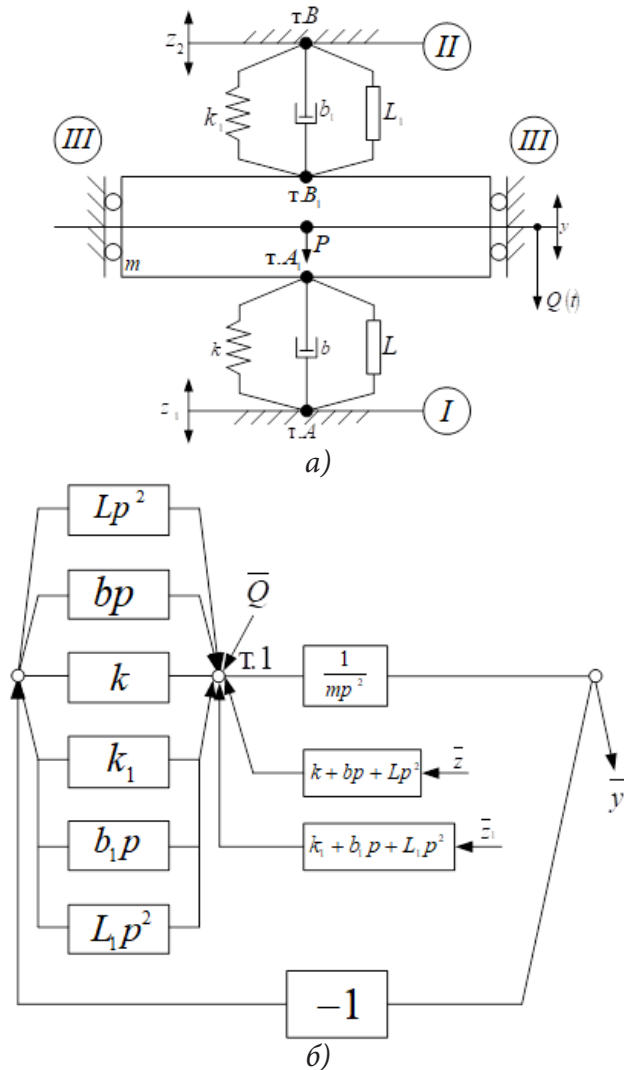


Рис. 2. Расчетная схема системы с одной степенью свободы (а) и её структурная схема (б) с расширенным набором элементов [Fig. 2. The design scheme of a system with one degree of freedom (a) and its block diagram (b) with an expanded set of elements]

Ключевые характеристики динамики систем определяются на основе передаточных функций с учетом совокупности входных и выходных параметров, отражающих особенности внешних силовых и кинематических возмущений:

$$W(p) = \frac{\bar{y}}{\bar{z}} = \frac{Lp^2 + bp + k}{(m + L + L_1)p^2 + (b + b_1)p + k_1 + k}; \quad (7)$$

$$W_1(p) = \frac{\bar{y}}{\bar{z}_1} = \frac{L_1p^2 + b_1p + k_1}{(m + L + L_1)p^2 + (b + b_1)p + k_1 + k}; \quad (8)$$

$$W(p) = \frac{\bar{y}}{\bar{Q}} = \frac{1}{(m + L + L_1)p^2 + (b + b_1)p + k_1 + k}; \quad (9)$$

где L_1, L_2, L_3 – приведенные массы устройств для преобразования движения; k, k_1 – жесткости пружин; b, b_1 – коэффициенты демпфирования; m – масса. Выражения (3)–(5) могут быть получены из структурных схем на рис. 2б.

На рис. 2, а и рис. 2, б в рамках рассматриваемых структурной и расчетной схем наравне с типовыми элементарными звеньями (упругими и диссипативными) вводится понятие об элементарном типовом звене с передаточной функцией Lp^2 , свойства которой соответствуют возможностям дифференцирующего звена второго порядка (Lp^2). Физически звено может быть реализовано винтовым несамотормозящимся механизмом с параметром

$$L = \frac{J}{r_{av}^2 \tan^2 \alpha}. \quad (10)$$

где J – инерционная характеристика, r_{av} – метрическая характеристика, α – угол [7].

Устройство для преобразования движения Lp^2 обладает теми же возможностями для соединения, как и упругие и диссипативные элементарные звенья; реализуемые в колебательных движениях инерционные воздействия зависят от разности скоростей точек крепления устройства для преобразования движения (УПД); параллельные и последовательные соединения УПД с упругими и диссипативными звеньями в механическую цепь приводит к проявлениям новых динамических эффектов, что нашло отражение в работе [7].

На рис. 3. представлена расчетная схема механической колебательной системы, содержащей в своём составе УПД. Передаточная функция системы в этом случае содержит ин-

формацию о параметрах размещения точек закрепления элементов и имеет вид:

$$W'(p) = \frac{\bar{y}}{z} = \frac{Li_3 p^2 + bi_2 p + ki_1}{(m + Li_3^2) p^2 + bi_2^2 p + ki_1^2}, \quad (7)$$

где $i_3 = \frac{l_3}{l}$; $i_2 = \frac{l_2}{l}$; $i_1 = \frac{l_1}{l}$ – передаточные отношения рычажных связей.

Ключевые характеристики расчетных схем виброзащитных систем вращательно-качательного типа с неподвижной точкой вращения определяются возможностями формирования воздействий сложной структуры (рычаг второго рода).

В рассматриваемой расчетной схеме в качестве входного сигнала может служить силовое воздействие $Q(t)$, предложенное в т. 1, а выходным сигналом являться, к примеру, смещения $y(t)$. Объектом защиты выступает интегрирующее звено 2-го порядка $1/mp^2$.

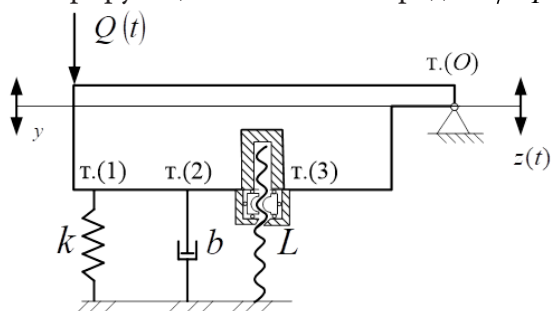


Рис. 3. Расчетная схема системы в виде твердого тела, совершающего угловые колебания

[Fig. 3. The design scheme of the system in the form of a solid body performing angular oscillations]

Представленная интерпретация элементов механической колебательной системы в рамках методов структурного математического моделирования определяется характером аналогий между механическими колебательными системами и структурными схемами, эквивалентными в динамическом отношении, систем автоматического управления. Следует отметить, что массоинерционный элемент не обязательно является объектом защиты, но может рассматриваться как типовой элемент системы наравне с пружиной и демпферам.

Подходы к формированию элементной базы, связанные с развитием идей дополнительных связей, получили широкое распространение, особенно на основе включения в структуру системы механизмов [3, 7].

В общем случае дополнительные связи, вводимые в механические колебательные системы, могут быть охарактеризованы передаточными функциями в виде дробно-рациональных выражений. Вместе с тем, в простейшем варианте дополнительная связь может быть представлена дифференцирующим звеном 2-го порядка. Представленные дополнительные связи в виде дроби, числитель и знаменатель которой представляют собой многочлены частоты внешнего воздействия, позволяют сравнительно просто определять динамические характеристики сложных пространственных взаимодействий в моделях с одной и двумя степенями свободы.

Широкий класс механических колебательных систем вращательного типа, может быть интерпретирован как пространственный рычаг. В этом случае существенное значение принимают метрические характеристики механизмов, особенности приложения сил, координаты точек смещения, как факторы, в своей совокупности формирующие параметры рычажных связей.

2.1. Отображение дополнительных связей в рамках математической модели

Механические колебательные системы могут быть построены на основе типовых элементов, взаимодействующих друг с другом посредством механизмов, совершающих поступательное и вращательное движение.

Рассматривается механическая колебательная система (виброзащитная система) поступательного типа, включающая в свой состав механизм, представляющий собой рычаг 2-го рода. На рис. 4а, б представлены соответствующие расчетные и структурные схемы.

В качестве обобщенной координаты рассматривается смещение y . В этом случае уравнение движения в изображениях Лапласа может быть представлено в виде:

$$\begin{aligned} \bar{y} \cdot (M + mi^2)p^2 + \bar{y} \cdot (k + k_1i^2) = \\ = \bar{z}_1 \cdot (mip^2 + k_1i) + \\ + \bar{z}_2 \cdot (mp^2i^2 + k + k_1i^2) - k_1i \cdot \bar{z}_2, \end{aligned} \quad (11)$$

где $i = l_2 / l_1$ – безразмерная величина, отражающая передаточное отношение рычага 2-го рода. Если полагать, что действуют только одно кинематическое возмущение z , рассматриваемое как входной сигнал, то передаточная функция может иметь выражение:

$$W_2(p) = \frac{\bar{y}}{\bar{z}} = \frac{mi^2p^2 + k + k_1i^2}{(M + mi^2)p^2 + k + k_1i^2}; \quad (12)$$

$Q=0$
 $z_1=0$
 $z_2=0$

Если в качестве объекта защиты выбрать интегрирующее звено 2-го порядка $1/Mp^2$, то структурная схема (рис. 4б) изменится согласно правилам структурных преобразова-

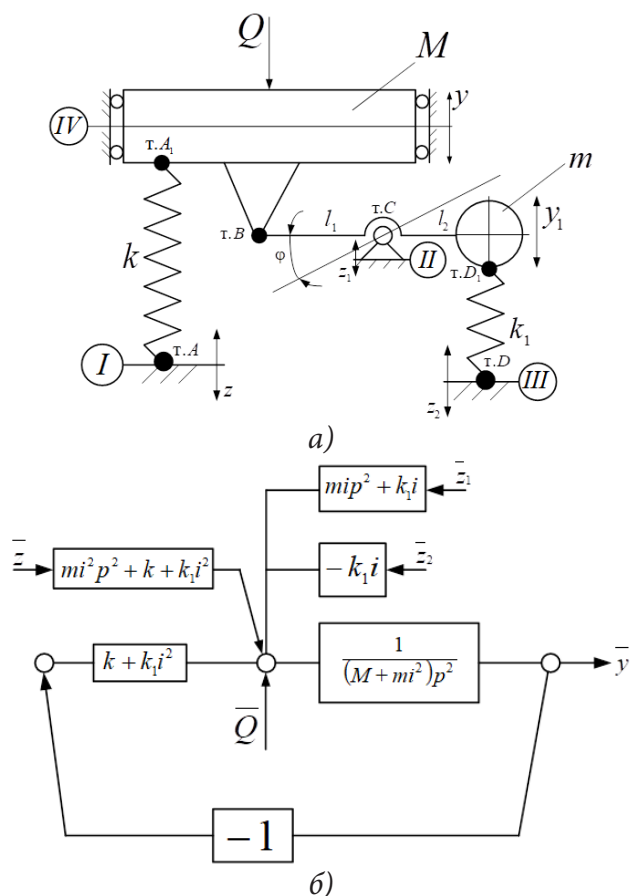


Рис. 4. Виброзащитная система, включающая рычаг 2-го рода: расчетная схема (а), структурная схема (б)
[Fig. 4. Vibration-proof system, including the closing lever of the 2nd kind: design scheme (a), block diagram (b)]

ний. На рис. 5а, б представлены структурные схемы при условии выбора в качестве объекта массаинерционного элемента M для различных вариантов обратной связи.

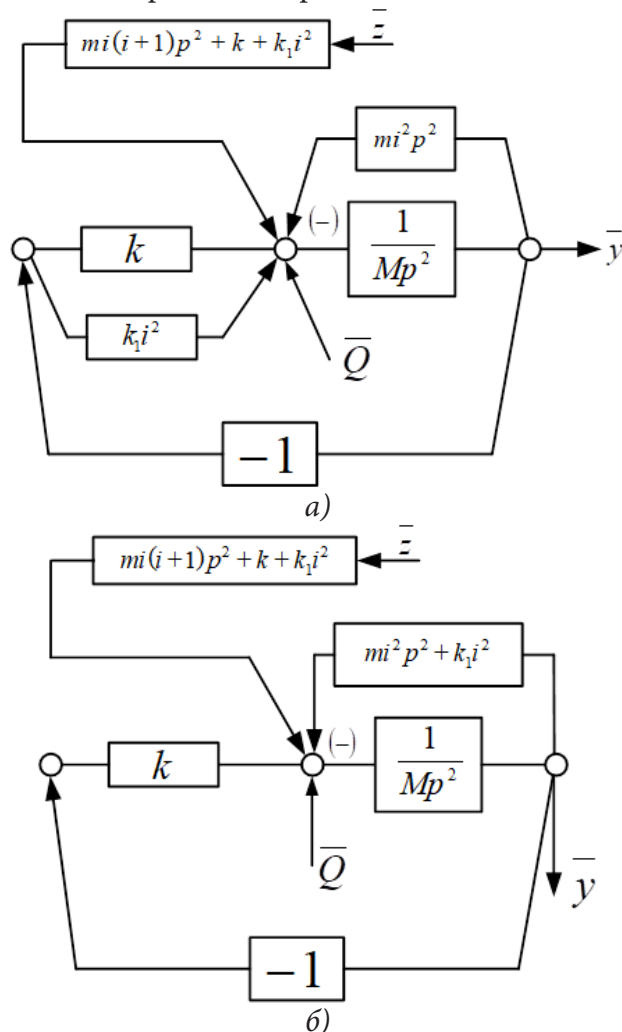


Рис. 5. Дополнительная обратная связь в структурной схеме виброзащитной системы: на основе элемента mi^2p^2 (а), на основе упругого элемента k_1 (б)
[Fig. 5. Additional feedback in the structural scheme of the vibration protection system: based on the element mi^2p^2 (a), based on the elastic element k_1 (b)]

Наравне с механическими колебательными системами с сосредоточенными параметрами рассматриваются механические колебательной системы с твердым телом, совершающим плоское движение. Подобные постановки задач характерны для технических систем транспортного и технологического назначения. В качестве примера дополнительной связи

могут быть рассмотрены инерционные связи, возникающие между парциальными системами. Реализация таких связей возможна с помощью рычажных механизмов. Структурная математическая модель системы содержит элемент, совершающий поступательное и вращательное движение.

Существенной особенностью дополнительных связей является возможность изменения динамических характеристик, выражаемых в частотах собственных колебаний и режимов динамического гашения колебаний.

Характерной областью применения возможностей рычажных связей является разработка рычагов, способных изменять свои ключевые характеристики в зависимости от частот внешних воздействий.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В рамках методов структурного математического моделирования разработан подход к оценке способов и средств изменения динамических состояний механических колебательных систем с учетом выбора объекта, динамическое состояние которого оценивается.

Для механических колебательных систем с одной и двумя степенями свободы, совершающих вращательно-поступательные движения, рассмотрены и определены особенности растяжных связей. На основе представленных моделей предложен подход к решению конструктивно-технических задач в динамике технических объектов, работающих в режимах интенсивного вибрационного нагружения.

Разработан ряд методологических приемов, представляющих собой основу для технологии оценки динамических состояний механических колебательных систем с учетом метрических особенностей типовых элементов.

Предложена и разработана технология оценки и изменения динамических состояний механических колебательных систем путем введения в структуру механизмов с различными конструктивно-техническими характеристиками. Показано, что возможными направлениями развития методологических подходов, направленных на расширение динамиче-

ских состояний механических колебательных систем, служит детализация динамических состояний механических цепей, в частном случае, механизмов, реализующих упругие, массоинерционные и диссипативные свойства.

Особенности предлагаемой методологической основы для оценки динамических состояний механических колебательных систем определяются малыми движениями звеньев механизмов относительно положения статического равновесия или установившегося движения. В рамках методов структурного математического моделирования введение механизмов может быть интерпретировано как дополнительная обратная связь.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы декларируют отсутствие явных и потенциальных конфликтов интересов, связанных с публикацией настоящей статьи.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *De Silva C. W.* Vibration. Fundamentals and Practice. – Boca Raton, London, New York, Washington, D.C.: CRC Press, 2000.
2. *Jauregui Correa J. C., Lozano Guzman A.* Mechanical vibrations and condition monitoring. – United Kingdom: Academic Press, 2020.
3. *Eliseev S. V., Eliseev A. V.* Theory of Oscillations. Structural Mathematical Modeling in Problems of Dynamics of Technical Objects, Cham : Springer, 2020.
4. *Huaqing Zhang, Zhiwen Yang, Jinzhao Li, Chunguang Yuan, Mingxiao Xie, Hua Yang, Haiqing Yin.* A global review for the hydrodynamic response investigation method of submerged floating tunnels // Ocean Engineering. – 2021. – Vol. 225. – 108825. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2021.108825>.
5. *Banakh L., Kempner M.* Vibrations of Mechanical Systems with Regular Structure. – Berlin : Springer, 2010.
6. *Kolovsky M. Z.* Nonlinear Dynamics of Active and Passive Systems of Vibration Protection. – Berlin : Springer, 1999.
7. Динамический синтез в обобщенных задачах виброзащиты и виброизоляции тех-

нических объектов / С. В. Елисеев [и др.]. – Иркутск : ИГУ, 2008. – 523 с.

8. *Karnovsky I. A., Lebed E.* Theory of Vibration Protection. – Switzerland : Springer International Publishing, 2016.

9. *Lago A., Trabucco D., Wood A.* Damping Technologies for Tall Buildings. – United Kingdom : Butterworth-Heinemann, 2019.

10. *Han Meng, Xiuchang Huang, Yanyu Chen, Stephanos Theodossiades, Dimitrios Chronopoulos.* Structural vibration absorption in multilayered sandwich structures using negative stiffness non-linear oscillators // Applied Acoustics. – 2021. – Vol. 182. – 108240. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2021.108240>.

11. *Кинаш Н. Ж.* Режимы динамического гашения колебаний в системах с не-сколькими степенями свободы / Кинаш Н. Ж., Кашуба В. Б., Нгуен Д. Х. // Системы. Методы. Технологии. – 2017. – № 1 (33). – С. 19–28. <https://doi.org/10.18324/2077-5415-2017-1-19-28>.

12. *Орленко А. И.* Особенности динамических взаимодействий элементов транспортных подвесок: новые подходы / А. И. Орлен-

ко, А. Н. Трофимов, К. Ч. Выонг // Вестник Иркутского государственного технического университета. – 2017. – Т. 21, № 9 (128). – С. 10–26. <https://doi.org/10.21285/1814-3520-2017-9-10-26>.

13. *Выонг К. Ч.* Влияние инерционных связей на распределение амплитуд колебаний рабочего органа технологической вибрационной машины / К. Ч. Выонг // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2018. – № 7 (68). – С. 44–55. https://doi.org/10.30987/article_5ba8a18acfb2d2.24898173.

14. *Елисеев А. В.* Динамика машин. Системные представления, структурные схемы и связи элементов / А. В. Елисеев, Н. К. Кузнецов, А. О. Московских. – Москва : Инновационное машиностроение, 2019. – 381 с.

15. *Большаков Р. С.* Особенности вибрационных состояний транспортных и технологических машин. Динамические реакции и формы взаимодействия элементов / Р. С. Большаков. – Новосибирск : Наука, 2020. – 679 с.

Елисеев Андрей Владимирович – канд. техн. наук, доцент кафедры математики, Иркутский государственный университет путей сообщения, доцент кафедры конструирования и стандартизации в машиностроении, Иркутский национальный исследовательский технический университет.

E-mail: eavsh@ya.ru

ORCID iD: <https://orcid.org/0000-0003-0222-2507>

Миронов Артем Сергеевич – соискатель НОЦ современных технологий, системного анализа и моделирования, Иркутский государственный университет путей сообщения.

E-mail: art.s.mironov@mail.ru

ORCID iD: <https://orcid.org/0000-0002-0921-0915>

Елисеев Сергей Викторович – д-р техн. наук, профессор, советник при ректорате по научной работе, Иркутский государственный университет путей сообщения.

E-mail: eliseev_s@inbox.ru

ORCID iD: <https://orcid.org/0000-0001-6876-8786>

FORMATION OF MATHEMATICAL MODELS OF VIBRATION INTERACTIONS OF ELEMENTS OF TECHNICAL MEANS OF TRANSPORT AND TECHNOLOGICAL PURPOSES

© 2022 A. V. Eliseev[✉], A. S. Mironov, S. V. Eliseev

*Irkutsk State Transport University
15, Chernyshevsky Street, 664074 Irkutsk, Russian Federation*

Annotation. The scientific and methodological basis of system approaches to solving problems of the dynamics of technical objects is being developed. The technology of constructing structural mathematical models of vibration protection systems for various structural and technical purposes is proposed; a number of innovative technical proposals are presented. The theoretical basis of the proposed material is the methods of structural mathematical modeling, in which a mechanical oscillatory system is considered as a dynamically equivalent block diagram of an automatic control system. The methods of system analysis and the theory of automatic control are used. It is shown that a mechanical oscillatory system in its structural interpretation consists of an object, the dynamic state of which is estimated, and the implementation in the oscillatory circuit of negative feedbacks created using typical elementary links (elastic links and damping devices). It is shown that the number of typical links of a known nature can be expanded by introducing inertial links into the system. The possibilities of implementing such approaches based on the introduction of additional connections into the structure of a mechanical oscillatory system, which are the simplest mechanisms of various types (non-self-braking screw, lever, gear gears, etc.), are investigated. A technology for evaluating and changing the dynamic states of mechanical oscillatory systems by introducing mechanisms with different design and technical characteristics into the structure is proposed and developed. It is shown that vibration protection systems can be developed due to the concept of forming and building up the structure of additional connections, within which the known elementary typical elements can also be considered as special cases of more general ideas about the possibilities of feedback.

Keywords: schematic diagram, design scheme, mechanical oscillatory system, block diagram, transfer function, additional connection.

CONFLICT OF INTEREST

The authors declare the absence of obvious and potential conflicts of interest related to the publication of this article.

REFERENCES

1. DeSilva C. W. (2000) *Vibration. Fundamentals and Practice*. Washington, CRC Press.
2. Jauregui Correa J. C., Lozano Guzman A. (2020) *Mechanical vibrations and condition monitoring*. United Kingdom, Academic Press.
3. Eliseev S. V. and Eliseev A. V. (2020) *Theory of Oscillations. Structural Mathematical Modeling in Problems of Dynamics of Technical Objects*, Cham, Springer.
4. Huaqing Zhang, Zhiwen Yang, Jinzhao Li, Chunguang Yuan, Mingxiao Xie, Hua Yang and Haiqing Yin (2021) A global review for the hydrodynamic response investigation method of submerged floating tunnels. *Ocean Engineering*, Vol. 225, 108825. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2021.108825>.
5. Banakh L. and Kempner M. (2010) *Vibrations of Mechanical Systems with Regular Structure*, Berlin, Springer.
6. Kolovsky M. Z. (1999) *Nonlinear Dynamics of Active and Passive Systems of Vibration Protection*. Berlin, Springer.

✉ Eliseev Andrey V.
e-mail: eavsh@ya.ru

7. Eliseev S. V., Reznik Yu. N., Homenko A. P. and Zasyadko A. A. (2008) Dinamicheskij sintez v obobshchennykh zadachah vibrozashchity i vibroizolyacii tekhnicheskikh ob'ektov [Dynamic synthesis in generalized problems of vibration protection and vibration isolation of technical objects]. Irkutsk, IGU publ. (In Russian)
8. Karnovsky I. A. and Lebed E. (2016) Theory of Vibration Protection, Switzerland, Springer International Publishing.
9. Lago A., Trabucco D. and Wood A. (2019) Damping Technologies for Tall Buildings. United Kingdom, Butterworth-Heinemann.
10. Han Meng, Xiuchang Huang, Yanyu Chen, Stephanos Theodossiades and Dimitrios Chronopoulos (2021) Structural vibration absorption in multilayered sandwich structures using negative stiffness nonlinear oscillators. Applied Acoustics. Vol. 182, 108240. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2021.108240>.
11. Kinash N. ZH., Kashuba V. B. and Nguen D. H. (2017) Rezhimy dinamicheskogo gasheniya kolebanij v sistemah s neskol'kimi stepenyami svobody [Modes of dynamic vibration damping in systems with several degrees of freedom] Sistemy. Metody. Tekhnologii. (33). P. 9–28. <https://doi.org/10.18324/2077-5415-2017-1-19-28>.
12. Orlenko A. I., Trofimov A. N. and Vyong K. Ch. (2017) Osobennosti dinamicheskikh vzaimodejstvij elementov transportnyh podvesok: novye podhody [Features of dynamic interactions of transport suspension elements: new approaches]. Vestnik Irkutskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. (128). P. 10–26. (In Russian) <https://doi.org/10.21285/1814-3520-2017-9-10-26>
13. Vyong K. Ch. (2018.) Vliyanie inercionnyh svyazej na raspredelenie amplitud kolebanij rabocheho organa tekhnologicheskoy vibracionnoj mashiny [The influence of inertial bonds on the distribution of oscillation amplitudes of the working body of a technological vibrating machine] Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. (68). P. 44–55. https://doi.org/10.30987/article_5ba8a18acfb2d2.24898173.
14. Eliseev A. V., Kuznecov N. K. and Moskovskih A. O. (2019) Dinamika mashin. Sistemnye predstavleniya, strukturnye skhemy i svyazi elementov [Dynamics of machines. System representation, block diagrams and relationships of elements]. Moskva, Innovacionnoe mashinostroenie publ. (In Russian)
15. Bol'shakov R. S. (2020) Osobennosti vibracionnyh sostoyanij transportnyh i tekhnologicheskikh mashin. Dinamicheskie reakcii i formy vzaimodejstviya elementov [Features of vibration states of transport and technological machines. Dynamic reactions and forms of interaction of elements]. Novosibirsk, Nauka publ. (In Russian)

Eliseev Andrey V. – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Mathematics, Irkutsk State Transport University, Associate Professor of the Department of Design and Standardization in Mechanical Engineering, Irkutsk National Research Technical University.

E-mail: eavsh@ya.ru

ORCID iD: <https://orcid.org/0000-0003-0222-2507>

Mironov Artem S. – Candidate of the REC of Modern Technologies, System Analysis and Modeling, Irkutsk State Transport University.

E-mail: art.s.mironov@mail.ru

ORCID iD: <https://orcid.org/0000-0002-0921-0915>

Eliseev Sergey V. – Doctor of Technical Sciences, Professor, Advisor to the Rector's Office for Scientific Work, Irkutsk State Transport University.

E-mail: eliseev_s@inbox.ru

ORCID iD: <https://orcid.org/0000-0001-6876-8786>