

ПРОБЛЕМЫ МЕХАНИКИ И МАШИНОВЕДЕНИЯ

УДК 62.752, 621.534, 629.4.015, 517.71-74

DOI:10.18324/2077-5415-2021-1-7-14

Системный анализ в задачах оценки и формирования динамических состояний технических объектов при вибрационных взаимодействиях элементов структуры (часть I)

С.В. Елисеев^{1a}, И.С. Ситов^{2b}, Р.С. Большаков^{1c}

¹ Иркутский государственный университет путей сообщения, ул. Чернышевского, 15, Иркутск, Россия

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

^a eliseev_s@inbox.ru, ^b sitov@yandex.ru, ^c bolshakov_rs@mail.ru

^a <https://orcid.org/0000-0001-6876-8786>; ^b <https://orcid.org/0000-0001-6785-632X>; ^c <https://orcid.org/0000-0002-1187-5932>

Статья поступила 01.02.2021, принята 08.02.2021

Рассматриваются актуальные вопросы развития методологических позиций системного анализа в приложении к задачам динамики технических объектов транспортного и технологического назначения. Цель исследования — разработка метода структурного математического моделирования в задачах динамики объектов, отображаемых расчетными схемами в виде механических колебательных систем с сосредоточенными параметрами. Исследования построены на использовании методологии теории систем, системного анализа и теории автоматического управления. Предложена и разработана технология построения структурных математических моделей в виде структурных схем эквивалентных в динамическом отношении систем автоматического управления. Предложены способы введения в структуру математических моделей дополнительных связей, реализуемых упругими элементами в виде пружин и массоинерционных связей, создаваемых устройствами для преобразования движения в виде простых механизмов, в данном случае винтовых не самотормозящихся устройств. Показано, что введение дополнительных связей отображается соответствующими изменениями приведенных жесткостей системы и ее динамических свойств. Рассмотрены специфические режимы в механических колебательных системах, создаваемые введением дополнительных связей (дополнительные режимы динамического гашения колебания, развязка межпарциальных взаимодействий). Представлены результаты исследований о возможности коррекции и формирования динамических состояний колебательных структур при действии двух связанных функционально между собой силовых факторов, обеспечивающих режимы вынужденных движений системы. Приводятся результаты вычислительного моделирования. В работе используется аналитический аппарат теории цепей и теории автоматического управления. Предложены новые подходы в оценке состояния технических объектов при вибрационных нагружениях через рассмотрение динамических реакций связей в характерных точках объектов.

Ключевые слова: структурная схема, передаточная функция; динамическая связь; приведенная динамическая жесткость; динамическая реакция; связность силовых воздействий; динамические режимы.

The system analysis in tasks of estimation and formation of dynamical conditions of technical objects at vibration interactions of structure elements (part I)

S.V. Eliseev^{1a}, I.S. Sitov^{2b}, R.S. Bolshakov^{1c}

¹ Irkutsk State Transport University; 15, Chernyshevsky St., Irkutsk, Russia

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

^a eliseev_s@inbox.ru, ^b sitov@yandex.ru, ^c bolshakov_rs@mail.ru

^a <https://orcid.org/0000-0001-6876-8786>; ^b <https://orcid.org/0000-0001-6785-632X>; ^c <https://orcid.org/0000-0002-1187-5932>

Received 01.02.2021, accepted 08.02.2021

Topical issues of development of methodological positions of system analysis are considered as applied to the problems of dynamics of technical objects of transport and technological purposes. The purpose of the research is to develop a method of structural mathematical modeling in problems of the dynamics of objects displayed by design schemes as mechanical oscillatory systems with lumped parameters. The research is based on the use of systems theory methodology, systems analysis and automatic control theory. The technology of constructing structural mathematical models in the form of structural diagrams of dynamically equivalent automatic control systems has been offered and developed. Methods for introducing additional links into the structure of mathematical models, created by

elastic elements in the form of springs and mass-inertial links, implemented by devices for transforming motion in the form of simple mechanisms, in this case, non-self-braking screw devices, are proposed. It is shown that the introduction of additional constraints is reflected by the corresponding changes in the reduced rigidity of the system and its dynamic properties. Specific modes in mechanical vibrational systems created by introducing additional constraints (additional modes of dynamic vibration damping, decoupling of interpartial interactions) are considered. The paper presents the results of studies on the possibility of correction and formation of dynamic conditions of vibrational structures under the action of two functionally interconnected force factors that provide modes of forced movements of the system. The results of computational modeling are presented. The work uses the analytical apparatus of the theory of circuits and the theory of automatic control. New approaches are proposed in assessing the condition of technical objects under vibration loads through consideration of the dynamic reactions of bonds at characteristic points of objects.

Keywords: structural scheme; transfer function; dynamical tie; generalized dynamical stiffness; dynamical reaction; connectivity of force impacts; dynamical regimes.

Введение. Формы динамических взаимодействий элементов. Разработка и создание транспортных и технологических машин, работающих в условиях интенсивных нагрузок на узлы, агрегаты, приборы и аппаратуру, требует достаточно сложных и детализированных предварительных исследований и оценок. Основой современных методологических подходов в решении задач динамики технических объектов, рассматриваемых в виде механических колебательных систем, содержащих источники энергии и управляемые элементы, использующие данные систем обработки информации об особенностях динамических состояний, в значительной мере является аналитический аппарат теории систем, системного анализа и теории автоматического управления, что нашло отражение в работах отечественных ученых [1–5].

Технические объекты современных производственных систем отличаются большим разнообразием; внимание к вопросам повышения производительности машин, обеспечения надежности и безопасности их работы стимулирует развитие научно-технического базиса современных направлений в машиноведении, теории автоматического управления, мехатронике и ее различных приложениях.

Современная динамика машин, в силу определенной специфики, связанной с разнообразием технических объектов, условий их функционирования, требований реализации специфических режимов, может рассматриваться как достаточно представительное множество задач, отражающих характерные особенности работающих технических объектов (транспортные средства, вибростенды, вибрационные процессы транспортирования и обработки сыпучих материалов, производство строительных конструкций и др.) [6–9].

Значительное место в направлениях повышения надежности, безопасности эксплуатации и улучшения динамического качества в последнее время приобрели работы, связанные с решением задач вибрационной защиты и виброизоляции машин, оборудования, аппаратуры и приборов. В работах [10–14] нашли отражение результаты разработок и исследований, ориентированных на расширение методологического базиса в решении задач динамики в рамках системных подходов и методов системного анализа.

Принимая во внимание существующее разнообразие условий работы технических объектов, их исполнительных (рабочих) органов, а также возникающие при этом динамические нагрузки внутренней и внешней природы, все же можно отметить, что в установившихся режимах многие технические объ-

екты совершают под действием динамических нагрузок малые колебания, что позволяет в формировании математических моделей ориентироваться на механические колебательные системы, обладающие линейными свойствами или приводимые к таковым [15–18]. Большое внимание вопросам динамики технологического вибрационного оборудования уделяется в горнодобывающей промышленности и машиностроении [18–23].

Проблемы динамики машин и оборудования, работающих в условиях вибрационных воздействий, в значительной мере инициировали интерес к развитию системных методологических позиций, что стало основой развития и детализации использования методов структурного математического моделирования, в рамках которого техническому объекту, имеющему расчетную схему в виде механической колебательной системы, сопоставляется эквивалентная структурная схема системы автоматического управления. Особенности таких систем нашли отражение в работах [15–17].

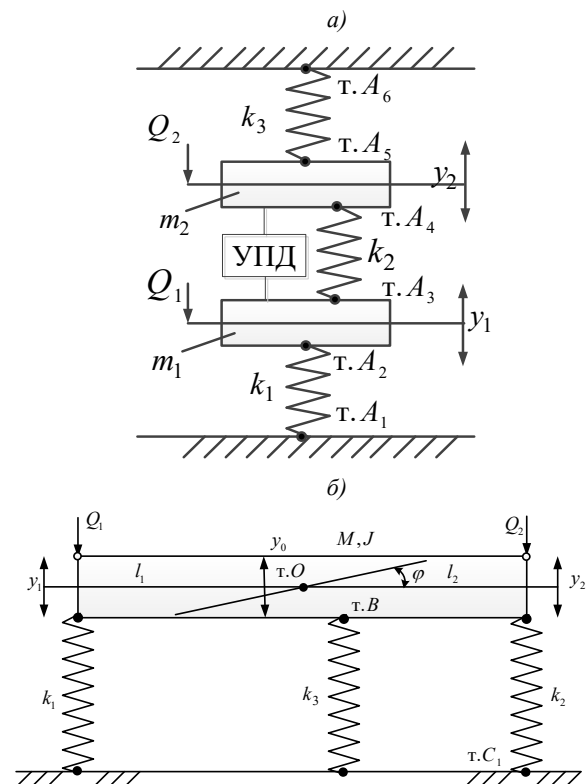


Рис. 1. Расчетные схемы технических объектов в виде цепной системы (а) и в виде системы с рабочим органом (б)

В предлагаемой статье развивается методологическая системная основа отображения задач динамики технических объектов на базе использования структурных математических моделей, позволяющих решать задачи оценки динамических состояний систем, в структуру которых входят дополнительные связи и силовые факторы для коррекции, настройки, формирования и управления динамическим состоянием исходной системы.

I. Некоторые общие положения

На этапах оценки и исследования динамических возможностей создаваемых технических средств часто используются расчетные схемы в виде систем с двумя степенями свободы с сосредоточенными параметрами, как показано на рис. 1, а, б.

Рабочий орган технологической машины цепного типа (см. рис. 1, а) обладает массой m_2 , связан тремя упругими элементами k_1, k_2, k_3 и имеет промежуточный элемент массой m_1 . Движение системы рассматривается в координатах y_1, y_2 , связанных с неподвижным базисом. Вибрационная технологическая машина с рабочим органом в виде твердого тела массой M и моментом инерции J (см. рис. 1, б) опирается на упругие элементы с жесткостями k_1, k_2 и k_3 . Предполагается, что в системах (рис. 1, а, б) действуют силовые факторы, которые создают вибрационное состояние. Силовые факторы $Q_1(t)$ и $Q_2(t)$ оказывают непосредственное воздействие по координатам y_1 и y_2 . Предполагается, что силовые факторы отображаются синфазными гармоническими функциями, а их амплитуды колебаний могут изменяться, создавая соответствующие эффекты связности нескольких одновременно работающих воздействий [5; 17].

Особенностью в рассматриваемых системах является также введение в структуру системы дополнительных динамических связей. В механической колебательной системе цепного типа (рис. 1, а) дополнительная динамическая связь представлена устройством для преобразования движения (УПД), которое реализуется на основе винтового не самотормозящегося механизма с гайкой-маховиком, обладающей моментом инерции L (на рис. 1, а элемент обозначен условно в виде прямоугольника УПД). Вопросы, связанные с оценкой возможностей устройств для преобразования движения (УПД), рассмотрены в работах [15; 18].

В механической колебательной системе на рис. 1, б, рассматриваемой также как расчетная схема вибростенда с рабочим органом в виде твердого тела, обладающего массой M и моментом инерции J ; дополнительная связь вводится на основе упругого элемента с жесткостью k_3 (рис. 1, б); крепление упругого элемента расположено в точке B твердого тела; при этом расстояние между т. B и т. O , которая представляет центр масс, определяется расстоянием (плечом) l_0 .

II. Структурные математические модели. Отображение особенностей свойств технических объектов

1. Для построения структурных математических моделей используются технологии, основанные на интегральных преобразованиях Лапласа при нулевых начальных условиях. Опуская промежуточные выкладки, связанные с построением выражений для кинетической и потенциальной энергий с последующим применением уравнения Лагранжа 2-го рода, запишем уравнения движения без детализации промежуточных выкладок для механической колебательной системы на рис. 1, а:

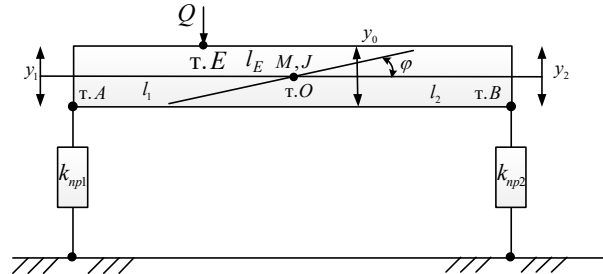


Рис. 2. Расчетная схема вибрационной технологической машины (рис. 1)

$$\bar{y}_1 [(m_1 + L)p^2 + k_1 + k_2] - \bar{y}_2 (Lp^2 + k_2) = \bar{Q}_1, \quad (1)$$

$$\bar{y}_2 [(m_2 + L)p^2 + k_2 + k_3] - \bar{y}_1 (Lp^2 + k_2) = \bar{Q}_2, \quad (2)$$

где $p = j\omega$ — комплексная переменная ($j = \sqrt{-1}$); значок \leftrightarrow над переменной обозначает ее изображение по Лапласу [15; 17].

Для механической колебательной системы на рис. 1, б система уравнений движения в операторной форме в координатах \bar{y}_1 и \bar{y}_2 имеет вид:

$$\bar{y}_1 [(Ma^2 + Jc^2)p^2 + k_1 + k_3a_1^2] - \bar{y}_2 [(Jc^2 - Mab)p^2 - k_3a_1b_1] = \bar{Q}_1, \quad (3)$$

$$\bar{y}_2 [(Mb^2 + Jc^2)p^2 + k_2 + k_3b_1^2] - \bar{y}_1 [(Jc^2 - Mab)p^2 - k_3a_1b_1] = \bar{Q}_2. \quad (4)$$

В уравнениях (3), (4) принят ряд соотношений, в которых использованы геометрические параметры, приведенные на рис. 1, б (l_1, l_2, l_0):

$$a = \frac{l_2}{l_1 + l_2}, b = \frac{l_1}{l_1 + l_2}, c = \frac{1}{l_1 + l_2}, a_1 = a - l_0c, b_1 = b + l_0c. \quad (5)$$

Подробности построения уравнений движения системы во временной области и операторной форме представлены в работах [5; 15; 17].

2. На основе уравнений (3), (4) в операторной форме для исходных расчетных схем на рис. 1, а и б могут быть построены структурные математические модели, которые приводятся на рис. 3, а, б.

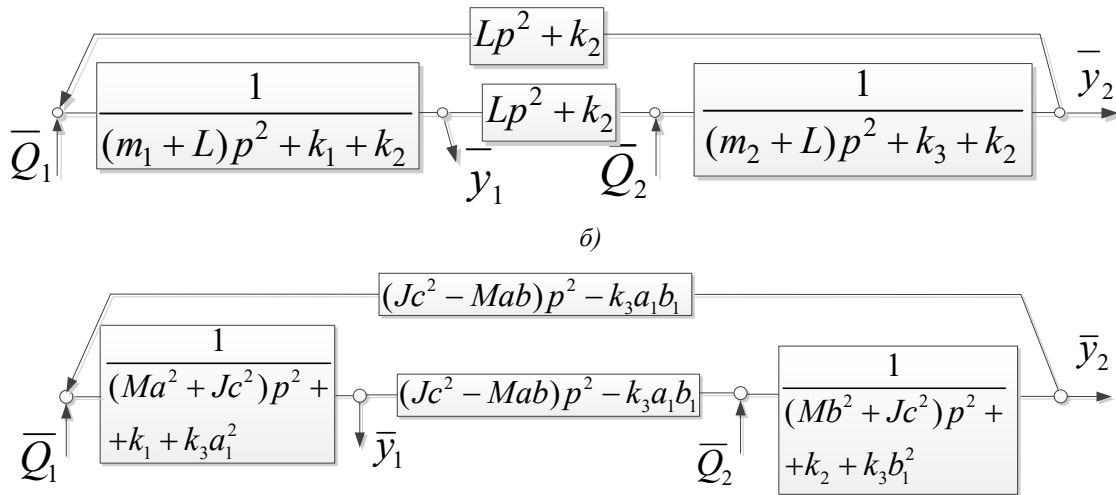


Рис. 3. Структурные схемы вибрационных технологических машин по рис. 1, а и б

Структурная схема на рис. 3, а, отображающая динамические свойства исходной механической колебательной системы на рис. 1, а, обладает особенностями по сравнению с обычными системами, которые не имеют дополнительных связей.

Во-первых, введение УПД с приведенной массой изменяет массоинерционные свойства парциальных блоков, изменяются значения парциальных частот, а также частот возможных режимов динамического гашения колебаний, в том числе и частот собственных колебаний.

Введение динамической связи Lp^2 изменяет структуру системы в межпарциальных взаимодействиях, поскольку на частоте:

$$\omega_{1нер}^2 = \frac{k_2}{L} \quad (6)$$

системы могут работать в специфическом режиме, не взаимодействуя друг с другом.

3. Можно отметить, что введение дополнительной связи может оказывать существенное влияние на формирование динамических состояний и оказывать влияние на структуру самой системы, т. е. введение дополнительной связи обладает потенциалом структурных изменений. Однако такие выводы могут оказаться зависимыми от возможностей совместных действий силовых факторов, обеспечивающих особенности движения системы в целом.

Аналогичное влияние на изменение динамических свойств системы (рис. 1, б; 2, б) оказывает введение дополнительной инерционной связи в виде массоинерционного элемента типа УПД [15].

На структурной схеме системы (рис. 2, б) происходит изменение межпарциальных связей; в частности, на частоте:

$$\omega_{2нар}^2 = \frac{k_3 a_1 b_1}{Jc^2 - Mab} \quad (7)$$

становится возможным разделение системы на несвязанные блоки.

Введение дополнительных связей оказывает влияние на значения парциальных частот, частот динамического гашения и собственных колебаний. Как и в

предыдущем случае (рис. 1, а и 2, а), связность внешних силовых воздействий оказывает влияние, что будет рассмотрено ниже.

III. Возможности структурных преобразований систем

1. Структурная схема (рис. 2, а) может быть изменена с учетом эквивалентных структурных преобразований относительно объекта m_2 , динамическое состояние которого оценивается (рис. 3).

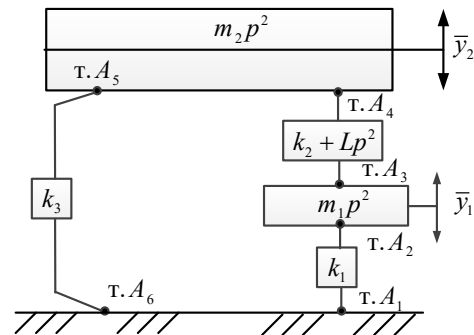


Рис. 3. Расчетная схема системы (рис. 1, а) в операторной форме с учетом структурных преобразований локального типа

Структурные образования из последовательно соединенных упругих элементов k_1, k_2 и массоинерционного элемента m_1 , по существу, представляют собой механическую цепь, которая может быть «свернута» и представлена как некоторое звено усложненной формы, обладающее приведенными жесткостями. Подобного рода вопросы о приведенных динамических жесткостях структурных образований типа квазиэлементов (квазипружин, в частности) рассматривались в работах [11; 12].

2. Оценка совместного влияния силовых факторов имеет свои особенности. Структурная схема (рис. 2, а) может быть трансформирована относительно объекта для оценки его динамического состояния — массоинерционного элемента с массой m_2 (рис. 4).

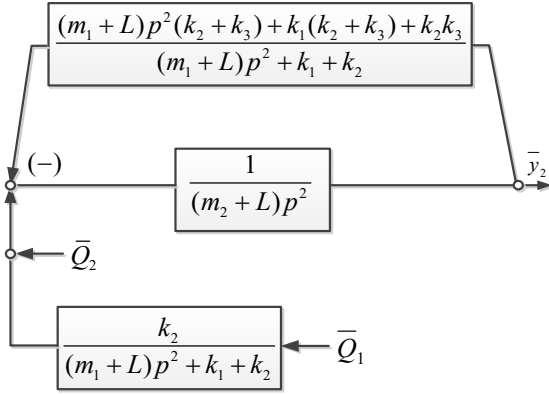


Рис. 4. Преобразованная структурная схема исходной системы (рис. 1, а)

На преобразованной структурной схеме приведенная динамическая жесткость отображается цепью отрицательной обратной связи относительно объекта m_2 выражением:

$$k_{np}(p) = \frac{(m_1 + L)p^2(k_2 + k_3) + k_1(k_2 + k_3) + k_2k_3}{(m_1 + L)p^2 + k_1 + k_2} \quad (8)$$

Выражение для динамического смещения по координате \bar{y}_2 при совместном действии двух внешних силовых факторов \bar{Q}_1 и \bar{Q}_2 примет вид:

$$\bar{y}_2(p) = \frac{\bar{Q}_2 [(m_1 + L)p^2 + k_1 + k_2] + \bar{Q}_1 k_2}{A(p)} \quad (9)$$

где

$A(p) = [(m_1 + L)p^2 + k_1 + k_2] [(m_2 + L)p^2 + k_2 + k_3] - (k_2 + L)^2$ является частотным характеристическим уравнением системы.

Используя полученные выражения для приведенной жесткости и смещения по координате \bar{y}_2 , определим динамическую реакцию связей, действующую на элемент в m_2 в тт. A_4, A_5 (рис. 3)

$$\bar{R}_{m_2} = k_{np}(p)\bar{y}_2(p) = \frac{[(k_2 + k_3)(m_1 + L)p^2 + k_1(k_2 + k_3) + k_2k_3] \{ \bar{Q}_2 [(m_1 + L)p^2 + k_1 + k_2] + \bar{Q}_1 k_2 \}}{[(m_1 + L)p^2 + k_1 + k_2] \times \dots \times A(p)} \quad (10)$$

3. При введении в рассмотрение коэффициента связности α , принимающего различные значения, условие связности между внешними возмущениями \bar{Q}_1 и \bar{Q}_2 можно записать в виде:

$$\bar{Q}_2 = \alpha \bar{Q}_1 \quad (11)$$

В этом случае (3) можно привести к виду передаточной функции, представляющей собой отношение реакции связи к внешнему воздействию:

$$W(p) = \frac{\bar{R}_{m_2}}{\bar{Q}_2} = \frac{[(k_2 + k_3)(m_1 + L)p^2 + k_1(k_2 + k_3) + k_2k_3] \{ [(m_1 + L)p^2 + k_1 + k_2] + \alpha k_2 \}}{[(m_1 + L)p^2 + k_1 + k_2] \times \dots \times A(p)} \quad (12)$$

Выражение для определения динамической реакции в т. A_6 примет вид:

$$\bar{R}_{A_6} = k_3 \bar{y}_2(p) \quad (13)$$

Вышеприведенные выкладки показывают, что для оценки динамических реакций в точках присоединения типовых элементов необходимо определение приведенных динамических жесткостей в выбранных точках и смещений, формируемых внешними возмущениями, с учетом их связности. Определение реакции в других точках системы возможно также с использованием методики, изложенной в [12].

IV. Особенности формирования динамических свойств систем при введении динамических связей и изменении условий связности

1. Приведенная динамическая жесткость, определяемая выражением (8), формируется структурным образом и реализуется как обобщенная обратная отрицательная цепь в структурной модели механической колебательной системой, отражающей свойства технического объекта в предположении, что его расчетная схема имеет вид линейной колебательной структуры с двумя степенями свободы. Приведенная динамическая жесткость зависит от частоты: при $\omega = 0$ значение k_{np} определяется выражением:

$$k'_{np}(p) = \frac{k_1(k_2 + k_3) + k_2k_3}{k_1 + k_2} \quad (14)$$

В свою очередь, при $\omega \rightarrow \infty$ k''_{np} принимает значение:

$$k''_{np}(p) = (k_2 + k_3) \quad (15)$$

На рис. 5 приведен график зависимости $k_{np}(\omega)$ при различных значениях параметров введенной в структуру дополнительной массоинерционной динамической связи в виде УПД. В модельной задаче принимаются следующие параметры системы: $m_2 = 300$ кг, $m_1 = 75$ кг, $k_1 = 5 \cdot 10^5$ Н/м, $k_2 = 0.75 \cdot k_1$, $L = 5, 20, 40, 80$ кг, $k_3 = 5 \cdot 10^5$ Н/м.

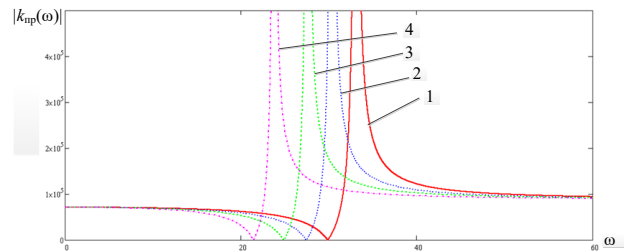


Рис. 5. Семейство зависимостей приведенной динамической жесткости $k_{np}(\omega)$ от значений массоинерционных параметров L устройства для преобразования движения: 1 – $L = 5$, 2 – $L = 20$, 3 – $L = 40$, 4 – $L = 80$

Из анализа графиков следует, что при определенных частотах величина $k_{np}(\omega)$ может принимать бесконечно большие значения; вместе с тем при некоторых значениях частот приведенная динамическая жесткость $k_{np}(\omega)$ может «обнуляться», что формирует специфические динамические режимы. Увеличение значений массоинерционных параметров дополнительной связи L приводит к смещению графиков и их характерных точек в область пониженных частот колебаний.

2. Передаточная функция системы, приведенной на рис. 1, а и рис. 2, а, может быть определена по струк-

турной схеме (рис. 4) или с использованием выражения (9), в котором учтено совместное действие силовых факторов \bar{Q}_1 и \bar{Q}_2 , связанных через коэффициент α ; таким образом:

$$W_1(p) = \frac{\bar{y}_2}{\bar{Q}_1} = \frac{\alpha [(m_1 + L)p^2 + k_1 + k_2] + (1 + \alpha)k_2}{A(p)}. \quad (16)$$

Используя параметры модельной задачи и принимая, что α изменяется в пределах $(-5, -2, -1, 0, 1, 2, 5)$, можно получить семейство амплитудно-частотных характеристик $W_1(\omega)$, приведенных на рис. 6.

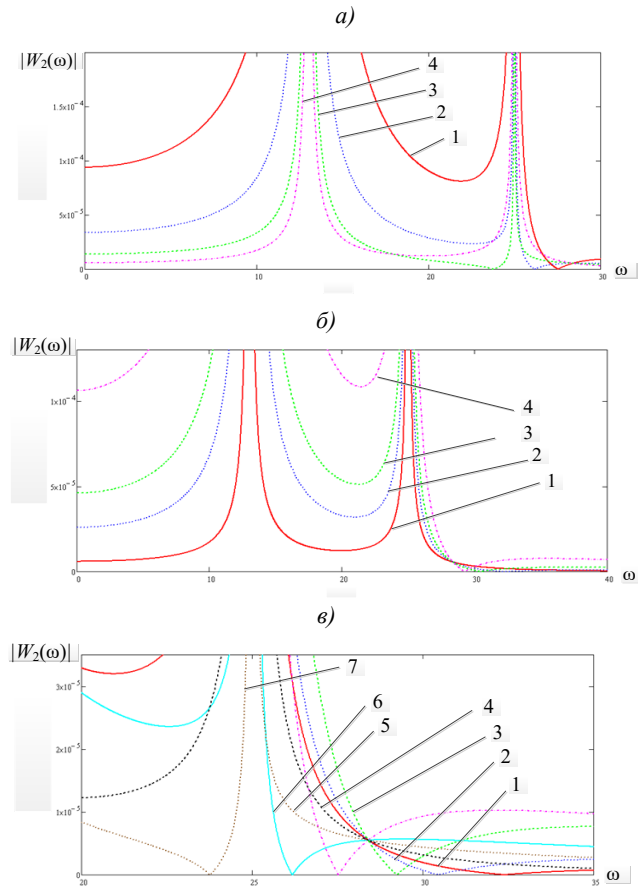


Рис. 6. Амплитудно-частотные характеристики смещения по координате \bar{y}_2 в зависимости от частоты при W_2 различных значениях α : а) 1 – $\alpha = -5$, 2 – $\alpha = -2$, 3 – $\alpha = -1$, 4 – $\alpha = 0$; б) 1 – $\alpha = 0$, 2 – $\alpha = 1$, 3 – $\alpha = 2$, 4 – $\alpha = 5$; в) смещение частоты динамического гашения колебания: 1 – $\alpha = 5$, 2 – $\alpha = 2$, 3 – $\alpha = 1$, 4 – $\alpha = 0$; 5 – $\alpha = 1$, 6 – $\alpha = 2$, 7 – $\alpha = 5$

Сравнительный анализ амплитудно-частотных характеристик в зависимости от параметров связности совместного действия силовых факторов показывает, что вариации α могут существенно влиять на формы динамических состояний рабочего органа технического объекта (в данном случае элемент массой m_2). При этом возможности варьирования свойствами динамических состояний могут быть распространены на значения частот динамического гашения колебаний.

3. Важным направлением развития системных подходов в оценке динамических состояний исследуемых систем является выделение понятий о динамических реакциях связей элементов в их точках соединения

между собой, с инерционными звеньями (m_1, m_2) и опорными поверхностями. Динамическая реакция связи, как это следует из вышеприведенных результатов, может определяться как произведение динамического смещения на величину приведенной динамической жесткости системы в рассматриваемой точке. Передаточная функция реакции связи в точке контакта элементов с массоинерционным звеном m_2 представлена выражением (12). В этом выражении учтено влияние связности действия силовых факторов через коэффициент α .

На рис. 7 приведено семейство амплитудно-частотных характеристик («динамическая реакция связи – внешнее силовое воздействие») при параметрах задачи (рис. 7, а при $\alpha = 0, -1, -2, -5$; рис. 7, б — $\alpha = 0, 1, 2, 5$).

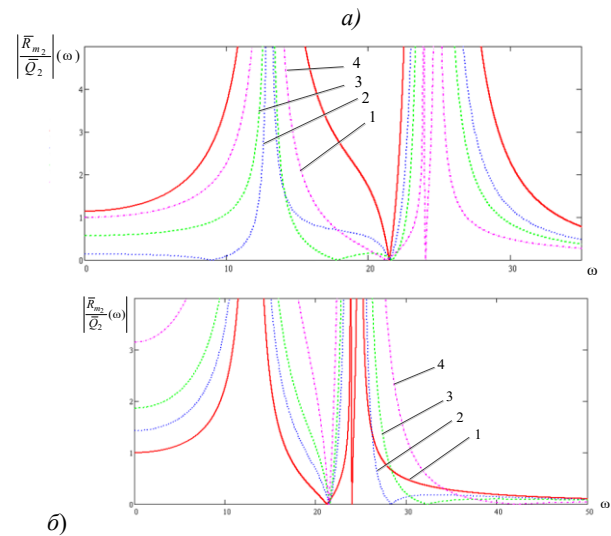


Рис. 7. Семейства амплитудно-частотных характеристик

стик $\left| \frac{\bar{R}_{m_2}}{\bar{Q}_2}(\omega) \right|$ при различных значениях коэффициента

связности внешних воздействий α : а) 1 – $\alpha = -5$, 2 – $\alpha = -2$, 3 – $\alpha = -1$, 4 – $\alpha = 0$; б) 1 – $\alpha = 0$, 2 – $\alpha = 1$, 3 – $\alpha = 2$, 4 – $\alpha = 5$

Динамические реакции связей, как это рассматривалось в работах [11; 12] могут использоваться как параметры динамических состояний, а также как смещения или движения по выбранным координатам. Вместе с тем, амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) в таких подходах имеют свои особенности. Отметим, что резкое возрастание динамических реакций связей будет наблюдаться на частотах, близких к частотам собственных колебаний. Однако резонансные эффекты могут проявляться на парциальных частотах, в частности, в рассматриваемом случае на частоте:

$$n_1^2 = \frac{k_1 + k_2}{m_1 + L}. \quad (17)$$

При введении дополнительных связей, в том числе и связности силовых факторов возбуждения, динамическое состояние будет характеризоваться специфическим режимом «обнуления» динамической реакции связи на частотах:

$$n_{10}^2 = \frac{k_1}{m_1 + L}. \quad (18)$$

$$n_{20}^2 = \frac{\alpha k_1 + k_2(1 + \alpha)}{\alpha(m_1 + L)}. \quad (19)$$

Эффект обнуления динамической реакции можно рассматривать как аналог режима динамического гашения колебаний, но в других параметрах состояния. Дальнейшая детализация системных представлений о свойствах механических колебательных систем с учетом связанности силовых факторов и введения дополнительных связей на примере механической колебательной системы с рабочим органом в виде твердого тела, обладающего массой M и моментом инерции J , рассматривается во 2-й части статьи.

Заключение. По результатам исследований, которые представлены в 1-й части статьи, можно сделать следующее заключение:

1. Динамические состояния технических и транспортных объектов, работающих в условиях интенсивного вибрационного нагружения, формируются не только на основе изменения значений параметров составляющих элементов, но и на основе введения дополнительных массоинерционных (и других) связей, которые могут быть реализованы с помощью использования различных механизмов (зубчатых, рычажных, винтовых не самотормозящихся устройств и др.).

2. В решении задач динамики, ориентированных на поиск и разработку способов и средств вибрационной защиты и виброизоляции с выделением структурных математических моделей объектов, динамическое состояние которых формируется, дополнительные связи входят в состав структурных образований в виде цепи отрицательной обратной связи, имеющей размерность жесткости.

Литература

1. Ганиев Р.Ф., Кононенко В.О. Колебания твердых тел. М.: Наука, 1976. 432 с.
2. Коловский М.З. Автоматическое управление виброзащитными системами. М.: Наука, 1976. 320 с.
3. Емельянов С.В., Коровин С.К., Ильин А.В., Фомичев В.В., Фурсов А.С. Математические методы теории управления. Проблемы устойчивости, управляемости и наблюдаемости. М.: Физматлит, 2014. 200 с.
4. Astashev V.K., Babitsky V.I., Kolovsky M.Z. Dynamics and Control of Machines. Springer, 2000. 233 p.
5. Eliseev S.V., Eliseev A.V. Theory of oscillations. Structural mathematical modeling in problems of dynamics of technical objects. Cham: Springer Nature Switzerland AG, 2019. 521 p.
6. Дембаремдикер А.Д. Амортизаторы транспортных машин. М.: Машиностроение, 1985. 199 с.
7. Блехман И.И. Вибрационная механика. М.: Наука, 1994. 394 с.
8. Ивович В.А., Днищенко В.Я. Защита от вибрации в машиностроении. М.: Машиностроение, 1990. 271 с.
9. Коган А.Я. Динамика пути и его взаимодействие с подвижным составом. М.: Транспорт, 1997. 325 с.
10. Елисеев А.В., Кузнецов Н.К., Московских А.О. Динамика машин. Системные представления, структурные схемы и связи элементов. М.: Инновационное машиностроение, 2019. 381 с.
11. Большаков Р.С. Особенности вибрационных состояний транспортных и технологических машин. Динамические реакции и формы взаимодействия элементов. Новосибирск: Наука, 2020. 411 с.
12. Кашуба В.Б., Елисеев С.В., Большаков Р.С. Динамические реакции в соединениях элементов механических колебательных систем. Новосибирск: Наука, 2016. 331 с.
13. Елисеев А.В., Сельвинский В.В., Елисеев С.В. Динамика вибрационных взаимодействий элементов технологических систем с учетом неударных связей. Новосибирск: Наука, 2015. 332 с.
14. Karnovsky I.A., Lebed E. Theory of vibration protection. Switzerland: Springer, 2016. 708 p.
15. Елисеев С.В., Резник Ю.Н., Хоменко А.П., Засядко А.А. Динамический синтез в обобщенных задачах виброзащиты и виброизоляции технических объектов. Иркутск: Изд-во ИГУ, 2008. 523 с.
16. Елисеев С.В., Артюнин А.И. Прикладная теория колебаний в задачах динамики линейных механических систем. Новосибирск: Наука, 2016. 459 с.
17. Елисеев С.В. Прикладной системный анализ и структурное математическое моделирование (динамика транспортных и технологических машин: связность движений, вибрационные взаимодействия, рычажные связи): моногр. Иркутск: ИрГУПС, 2018. 692 с.
18. Бабичев А.П. Вибрационная обработка деталей в абразивной среде. М.: Машиностроение, 1968. 92 с.
19. Вайсберг Л.А., Рубисов Л.Г. Вибрационное грохочение сыпучих материалов. Моделирование процессов и технологический расчет грохотов. СПб.: Механобртехника, 1994. 47 с.
20. Потураев В.Н., Червоненко А.Г., Ободан Ю.А. Динамика и прочность вибрационных транспортно-технологических машин. Л.: Машиностроение, 1989. 112 с.

3. Структурное образование в цепи обратной отрицательной связи колебательной структуры обобщенного вида может рассматриваться как звено, обладающее приведенной динамической жесткостью, которая зависит от частоты внешнего воздействия. Такие элементы могут рассматриваться как квазиэлементы (квазипружины или пружины с обобщенной жесткостью) и обладают возможностями создавать специфические динамические режимы, поскольку величина приведенной жесткости может принимать любое значение, от 0 до резонансных значений.

4. Связность силовых факторов, формирующего доминирующее динамическое состояние механических колебательных систем, даже в простых вариантах (постоянное значение коэффициента связности α) оказывает существенное влияние на широкий спектр динамических свойств систем.

5. В качестве параметра динамического состояния, кроме обычных координат, могут использоваться динамические реакции связей в точках соединения составляющих систему элементов между собой и объектом, динамическое состояние которого формируется. Предложено в качестве такого подхода использование передаточной функции «динамическая реакция – силовое возмущение», получены аналитические соотношения, определяющие возможности создания специфических динамических режимов; приводятся результаты численного моделирования с использованием стандартных программных средств.

Продолжение исследований представлено во второй части статьи.

21. Гончаревич И.Ф., Фролов К.В. Теория вибрационной техники и технологии. М.: Наука, 1981. 319 с.
22. Копылов Ю.Р. Динамика процессов виброударного упрочнения: моногр. Воронеж: ИПЦ «Научная книга», 2011. 569 с.
23. Быховский И.И. Основы теории вибрационной техники. М.: Машиностроение, 1968. 362 с.

References

1. Ganiev R.F., Kononenko V.O. Oscillations of solids. M.: Nauka. 1976. 432 p.
2. Kolovskij M.Z. Automatic control of vibration protection systems. M.: Nauka, 1976. 320 p.
3. Emel'yanov S.V., Korovin S.K., Il'in A.V., Fomichev V.V., Fursov A.S. Mathematical methods of control theory. Problems of stability, controllability and observability. M.: Fizmatlit, 2014. 200 p.
4. Astashev V.K., Babitsky V.I., Kolovsky M.Z. Dynamics and Control of Machines. Springer, 2000. 233 p.
5. Eliseev S.V., Eliseev A.V. Theory of oscillations. Structural mathematical modeling in problems of dynamics of technical objects. Cham: Springer Nature Switzerland AG, 2019. 521 p.
6. Dembaremdiker A.D. Shock absorbers for transport vehicles. M.: Mashinostroenie, 1985. 199 p.
7. Blekhman I.I. Vibration mechanics. M.: Nauka, 1994. 394 p.
8. Iovovich V.A., Dnishchenko V.YA. Protection against vibration in mechanical engineering. M.: Mashinostroenie, 1990. 271 p.
9. Kogan A.YA. Track dynamics and its interaction with rolling stock. M.: Transport, 1997. 325 p.
10. Eliseev A.V., Kuznecov N.K., Moskovskih A.O. Dynamics of machines. System conceptions, structural schemes and elements ties. M.: Innovacionnoe mashinostroenie, 2019. 381 p.
11. Bol'shakov R.S. Features of vibration conditions of transport and technological machines. Dynamic reactions and forms of interaction of elements. Novosibirsk: Nauka, 2020. 411 p.
12. Kashuba V.B., Eliseev S.V., Bol'shakov R.S. Dynamic reactions in the connections of the elements of mechanical vibrational systems. Novosibirsk: Nauka, 2016. 331 p.
13. Eliseev A.V., Sel'vinskij V.V., Eliseev S.V. Dynamics of vibrational interactions of elements of technological systems, taking into account non-holding ties. Novosibirsk: Nauka, 2015. 332 p.
14. Karnovsky I.A., Lebed E. Theory of vibration protection. Switzerland: Springer, 2016. 708 p.
15. Eliseev S.V., Reznik YU.N., Homenko A.P., Zasyadko A.A. Dynamic synthesis in generalized problems of vibration protection and vibration isolation of technical objects. Irkutsk: Izd-vo IGU, 2008. 523 p.
16. Eliseev S.V., Artyunin A.I. Applied theory of vibrations in problems of dynamics of linear mechanical systems. Novosibirsk: Nauka, 2016. 459 p.
17. Eliseev S.V. Applied system analysis and structural mathematical modeling (dynamics of transport and technological machines: movements connectivity, vibration interactions, lever ties): monogr. Irkutsk: IrGUPS, 2018. 692 p.
18. Babichev A.P. Vibration processing of parts in an abrasive environment. M.: Mashinostroenie, 1968. 92 p.
19. Vajsberg L.A., Rubisov L.G. Vibrating screening of bulk materials. Modeling of processes and technological calculation of screens. SPb.: Mekhanobrtekhnik, 1994. 47 p.
20. Poturaev V.N., Chervonenko A.G., Obodan YU.A. Dynamics and strength of vibration transport and technological machines. JI.: Mashinostroenie, 1989. 112 p.
21. Goncharevich I.F., Frolov K.V. Theory of vibration technology and technology. M.: Nauka, 1981. 319 p.
22. Kopylov YU.R. Dynamics of vibro-impact hardening processes: monogr. Voronezh: IPC «Nauchnaya kniga», 2011. 569 p.
23. Byhovskij I.I. Fundamentals of the theory of vibration technology. M.: Mashinostroenie, 1968. 362 p.