

Транспорт

УДК 62.752, 621:534;833; 888.6, 629.4.015;02
DOI: 10.30987/article_5b05328cca3ff2.74700194

С.В. Елисеев, Р.С. Большаков, А.В. Николаев

РАЗВИТИЕ ПОДХОДОВ В ЗАДАЧАХ ДИНАМИКИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН И ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ ПРИ ВИБРАЦИОННЫХ НАГРУЖЕНИЯХ

Разработан метод построения математических моделей для определения динамических реакций между элементами системы при внешних воздействиях. Используются подходы, основанные на аналитическом аппарате теории автоматического управления. Предложен ряд новых критериев для оценки динамических свойств систем. Предложена

технология структурных преобразований исходной математической модели с выделением объекта, динамическое состояние которого оценивается.

Ключевые слова: динамическая реакция, динамическая жесткость, передаточная функция, динамическое гашение колебаний.

S.V. Eliseev, R.S. Bolshakov, A.V. Nikolaev

APPROACH DEVELOPMENT IN PROBLEMS OF PROCESSING MACHINE AND VEHICLE DYNAMICS AT VIBRATION LOADINGS

Methodological positions in the problems of the dynamic state assessment in mechanical oscillating systems through the definition of dynamic reactions in joints of system elements are under development.

The possibilities of dynamic property changes in vehicle suspension systems at device introduction for motion transformation are under consideration.

The research purpose consists in the development of a method for simulator formations to determine and estimate of dynamic reactions arising between system elements at external impacts.

The approaches based on an analytical apparatus of the theory of automated control are used. Analytical apparatus of the theory of automated control are used. Transfer functions are used for the estimate of dynamic properties.

A technology for the definition and assessment of dynamic reactions arising in the system at the simul-

taneous joint action of external disturbances is developed.

It is shown that the introduction of additional ties in the system results in the occurrence of new dynamic effects which are realized as additional modes of oscillation dynamic extinguishing.

There is offered a number of new criteria for the assessment of system dynamic properties on the basis of the correlation use of dynamic reactions of ties in the points of suspension element contacts.

A technology of structural transformations in the initial simulator with the emphasis on the object a dynamic state of which is assessed as a separate element of an integrating type with the reverse negative circuit in the physical sense corresponding to the shown dynamic rigidity forming a dynamic reaction is offered.

Key words: dynamic reaction, dynamic rigidity, transfer function, oscillation dynamic extinguishing.

Введение

Безопасность работы технологических машин и транспортных средств в условиях интенсивного динамического нагружения является важным направлением в обеспечении динамического качества и конкурентоспособности современных технических средств [1]. Задачам динамики машин, оценке уровня динамических взаимодействий элементов технических объектов, изучению возможностей проявления различных динамических эффектов, вызывающих дополнительные нагрузки, уделяется большое внимание, особенно на

этапах предварительных проектно-поисковых исследований, связанных с созданием новых технических решений [2 - 4]. Многие задачи оценки динамических свойств технических объектов при действии на них вибрационных нагрузок решаются при использовании расчетных схем в виде механических колебательных систем с несколькими степенями свободы, что дает определенные возможности в оценке форм динамических взаимодействий и определении требований к соответствующим структурным решениям, которые предо-

пределяются свойствами составляющих элементов. Ряд вопросов построения расчетных схем технических объектов, особенностей их элементной базы и возможностей формирования и оценки динамических состояний технических объектов рассмотрен в работах [5 - 8]. В последние годы большое внимание уделяется развитию методов структурного математического моделирования, нашедших отражение в работах по теории цепей и теории графов, теории автоматического управления [9 - 11].

Развитие представлений об общностях динамических процессов нашло отражение в направлениях поиска и разработки новых способов и средств управления динамическим состоянием технических объектов и использования нетрадиционных средств преобразования движений в соединениях элементов обычных

механических колебательных систем [12 - 14].

Расширение набора типовых элементов в структурах расчетных схем технических объектов стимулирует развитие методов структурного математического моделирования, в основе которого лежат представления о возможностях построения математических моделей механических колебательных систем с сосредоточенными параметрами в виде структурных схем эквивалентных в динамическом отношении систем автоматического управления.

В предлагаемой работе развивается метод построения математических моделей, позволяющий оценивать динамические свойства механических колебательных систем при введении в их структуру новых элементов в виде устройств для преобразования движения при одновременном действии нескольких периодических внешних возмущений.

Некоторые общие положения

Рассматривается расчетная схема технических объектов, имеющих так называемую подвеску для защиты от внешних воздействий. Такого рода задачи характерны для транспортных средств различного назначения, в частности для защиты тяговых двигателей локомотивов различного назначения. Некоторые возможности реализации типовых подходов рассмотрены, к примеру, в работах [15 - 17].

На рис. 1 приведена расчетная схема тягового двигателя с элементами упругой подвески и дополнительными устройствами для преобразования движения. Объект защиты, динамическое состояние которого оценивается, представляет собой твердое тело с массой M и моментом инерции J относительно центра тяжести. Объект (M, J)

опирается в точках A и B на опорные поверхности I и II , которые совершают гармонические синфазные колебания, определяемые функциями $z_1(t)$, $z_2(t)$. Составляющими опорных устройств являются упругие элементы в виде линейных пружин с коэффициентами жесткости k_1 и k_2 , имеющие контакты с опорными поверхностями соответственно в точках A и B . Кроме того, параллельно пружинам вводятся устройства для преобразования движения (УПД), обладающие соответственно приведенными массами L_1 и L_2 . Такие устройства могут быть реализованы в различных конструктивно-технических вариантах, в частности на основе несамотормозящихся винтовых механизмов, где L соответствует приведенной массе гайки-маховика [5; 14].

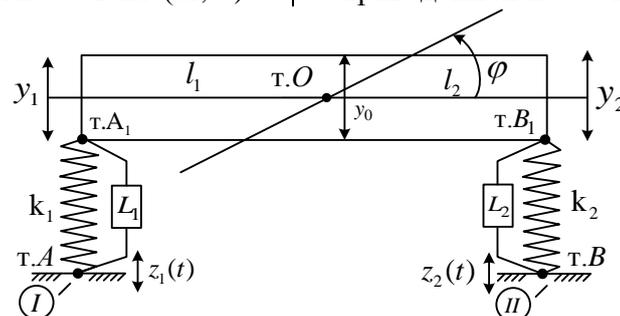


Рис. 1. Принципиальная схема подвески тягового двигателя:

I, II - опорные поверхности; O - центр тяжести объекта; l_1, l_2 - расстояния до центра тяжести; y_0, φ - координаты центра тяжести

В точках A_1 и B_1 элементы подвески присоединяются к объекту защиты. Параллельное соединение пружины и УПД, которые воспринимают внешние возмущения со стороны опорной поверхности в точках A и B , передает усилие соответственно в точках A_1 и B_1 . При этом происходит трансформация усилия. Особенность рассматриваемой задачи заключается в том, что объект (M, J) воспринимает одновременно возмущение в двух точках с опорными поверхностями I и II (рис. 1). Пред-

полагается, что система обладает линейными свойствами при исчезающе малых силах сопротивления. Движение рассматривается в системах координат y_1 и y_2 , y_0 и φ , связанных с неподвижным базисом. Задача исследования заключается в оценке динамических состояний, особенность которых формируется наличием в структуре системы дополнительных элементов в виде УПД, а также и тем, что в системе реализуется одновременное совместное действие двух внешних силовых факторов.

Метод построения математической модели, структурные формы и их преобразования

1. Для построения математической модели системы (рис. 1) запишем выраже-

ния для кинетической и потенциальной энергий:

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

$$\Pi = \frac{1}{2} k_1 (y_1 - z_1)^2 + \frac{1}{2} k_2 (y_2 - z_2)^2.$$

Используем соотношения между системами координат

$$y_0 = ay_1 + by_2, \varphi = c(y_2 - y_1), y_1 = y_0 - l_1 \varphi, y_2 = y_0 + l_2 \varphi,$$

где $a = \frac{l_2}{l_1 + l_2}, b = \frac{l_1}{l_1 + l_2}, c = \frac{1}{l_1 + l_2}$.

Реализуя подход на основе уравнения Лагранжа 2-го рода [5], получим в координатах y_1 и y_2 математическую модель в ви-

де двух обыкновенных линейных уравнений 2-го порядка с постоянными коэффициентами:

$$y_1''(Ma^2 + Jc^2 + L_1) + k_1 y_1 + y_2''(Mab - Jc^2) = k_1 z_1 + z_2 L_1, \quad (1)$$

$$y_2''(Mb^2 + Jc^2 + L_2) + k_2 y_2 + y_1''(Mab - Jc^2) = k_2 z_2 + z_2 L_2. \quad (2)$$

После преобразований Лапласа при нулевых начальных условиях система

уравнений (1), (2) может быть представлена в операторной форме:

$$\bar{y}_1 (Ma^2 + Jc^2 + L_1) p^2 + k_1 \bar{y}_1 + \bar{y}_2 (Mab - Jc^2) p^2 = \bar{z}_1 (k_1 + L_1 p^2), \quad (3)$$

$$\bar{y}_2 (Mb^2 + Jc^2 + L_2) p^2 + k_2 \bar{y}_2 + \bar{y}_1 (Mab - Jc^2) p^2 = \bar{z}_2 (k_2 + L_2 p^2), \quad (4)$$

где $p = j\omega$ ($j = \sqrt{-1}$) - комплексная переменная; значок « \leftarrow » над переменной соответствует её изображению по Лапласу [5; 9].

Система уравнений (3), (4) является математической моделью системы, так же как и уравнения (1), (2), но в операторной форме. На основе (3), (4) может быть построена структурная математическая модель исходной системы в виде структур-

ной схемы эквивалентной в динамическом отношении системы автоматического управления (рис. 2).

Такая структурная математическая модель состоит из двух блоков, каждый из которых называется парциальной системой. Парциальные системы, в свою очередь, соединены звеньями, отражающими межпарциальные взаимодействия.

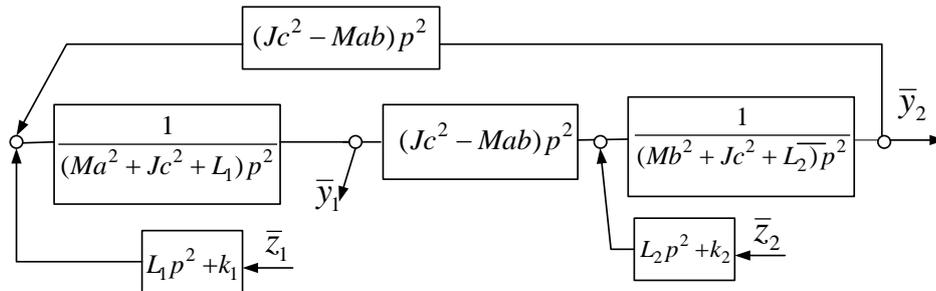


Рис. 2. Структурная схема (структурная математическая модель) исходной механической колебательной системы (рис. 1)

2. На основе структурной схемы можно сделать некоторые заключения, в частности о том, что система имеет цеп-

$$n_1^2 = \frac{k_1}{Ma^2 + Jc^2 + L_1},$$

Между тем парциальными системами реализуется инерционный тип динамических связей. Полагая систему линейной, отметим, что при действии на систему од-

амортизирующий блок имеет нулевую динамическую жесткость и не оказывает динамического действия. Такая же ситуация

Отметим также, что кинематические возмущения \bar{z}_1 и \bar{z}_2 в соответствии со структурной схемой могут рассматривать-

$$\bar{Q}_1 = (k_1 + L_1 p^2) \bar{z}_1,$$

Запишем передаточные функции системы при внешних кинематических возмущениях \bar{z}_1 и \bar{z}_2 , связанных условием

$$\bar{z}_2 = \alpha \bar{z}_1, \tag{5}$$

ную структуру и обладает двумя парциальными частотами, которые определяются выражениями

$$n_2^2 = \frac{k_2}{Mb^2 + Jc^2 + L_2}.$$

новременно двух факторов возможно использование принципа суперпозиции.

Рассматриваемая система обладает таким свойством, что при воздействии \bar{z}_1 на частоте

$$n_{10нар}^2 = \frac{k_1}{L_1}$$

будет характерна и для второго амортизирующего блока:

$$n_{2нар}^2 = \frac{k_2}{L_2}.$$

ся как эквивалентные силовые, что определяется соотношениями

$$\bar{Q}_2 = (k_2 + L_2 p^2) \bar{z}_2.$$

где α - коэффициент связности внешних воздействий.

Передаточные функции системы в этом случае, то есть при учете условия (5), примут вид

$$W_1(p) = \frac{\bar{y}_1}{\bar{z}_1} = \frac{(k_1 + L_1 p^2) [(Mb^2 + Jc^2 + L_2) p^2 + k_1] + \alpha (k_2 + L_2 p^2) (Jc^2 - Mab) p^2}{A(p)}, \tag{6}$$

$$W_2(p) = \frac{\bar{y}_2}{\bar{z}_2} = \frac{\alpha (k_2 + L_2 p^2) [(Ma^2 + Jc^2 + L_1) p^2 + k_1] + (k_1 + L_1 p^2) (Jc^2 - Mab) p^2}{A(p)},$$

где $A(p)$ является характеристическим частотным уравнением:

$$A(p) = [(Ma^2 + Jc^2 + L_1) p^2 + k_1] [(Mb^2 + Jc^2 + L_2) p^2 + k_2] - (Jc^2 - Mab)^2 p^4.$$

3. Из вышеприведенного следует, что если обозначить числитель (5) через $A_1(\omega)$, а числитель (6) через $A_2(\omega)$, то становится возможным получить значения соответствующих частот динамического гашения колебаний как по координате \bar{y}_1 , так и по координате \bar{y}_2 .

При решении биквадратного уравнения $A_1(\omega) = 0$ в общем случае при заданных параметрах α можно получить две частоты динамического гашения колебаний. При анализе уравнения $A_2(\omega) = 0$ по координате \bar{y}_2 также в общем случае возможным становится получение двух значений частот динамического гашения колебаний при фиксированном значении коэффициента связности внешних воздействий α .

Варьируя α , можно существенным образом изменять амплитудно-частотные характеристики. При этом большое значение имеет степень близости частот дина-

мического гашения колебаний к частотам собственных колебаний. Интерес представляют возможности резких изменений амплитуд колебаний по координатам \bar{y}_1 и \bar{y}_2 .

Поскольку порядок уравнений $A_1(\omega)$, $A_2(\omega)$ и $A(\omega)$ один и тот же (биквадратные уравнения), то при $p \rightarrow \infty$ амплитудно-частотные характеристики по координатам \bar{y}_1 и \bar{y}_2 стремятся к постоянным значениям ($W_1(p) \rightarrow const, W_2(p) \rightarrow const$).

Совместное действие двух внешних возмущений при наличии их связности (например через коэффициент связности α) может рассматриваться как способ изменения динамического состояния объекта. Некоторые особенности таких подходов рассмотрены в работах [18; 19].

Динамические реакции в точках контакта элементов подвески с опорными поверхностями и объектом

Структурная схема (или структурная математическая модель) исходной системы

может быть трансформирована и представлена схемами, как показано на рис. 3.

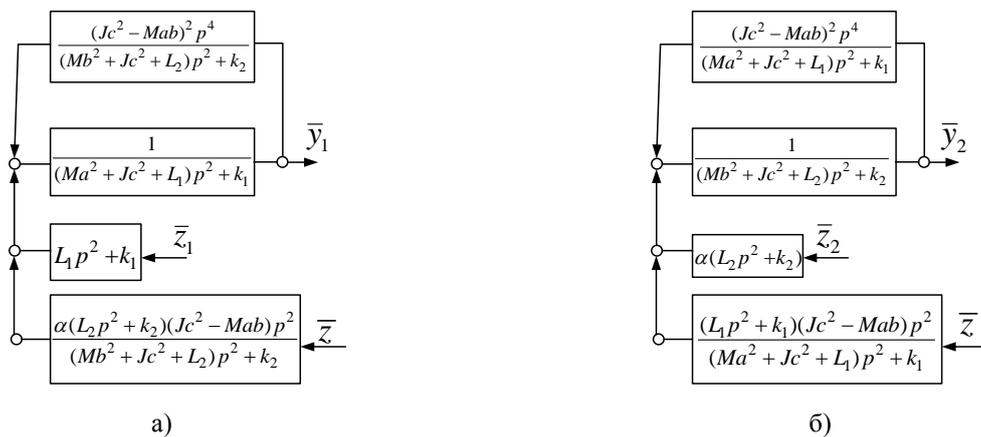


Рис. 3. Структурная схема системы на рис. 1 с выделением координат, характеризующих состояние объекта: а - \bar{y}_1 ; б - \bar{y}_2

На рис. 3 объект, динамическое состояние которого оценивается, представлен парциальными системами по соответствующим координатам \bar{y}_1 и \bar{y}_2 . Для определения динамических реакций в точках контакта элементов (A, A_1, B, B_1) необходимо структурные схемы на рис. 3 преоб-

разовать таким образом, чтобы объект защиты был представлен в виде интегрирующего звена 2-го порядка (рис. 4). Преобразование реализуется переносом упругих инерционных связей (k_1, k_2, L_1 и L_2) в соответствующие цепи обратных связей.

На рис. 4 приведены результаты структурных преобразований по отноше-

нию к схемам на рис. 3.

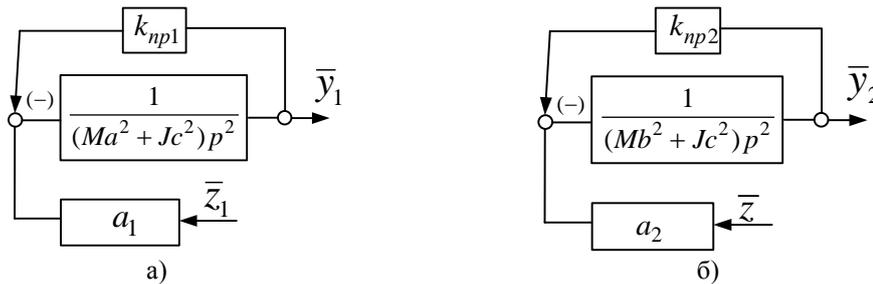


Рис. 4. Структурные схемы по рис. 3, приведенные к виду, удобному для определения динамических жесткостей в точках A, A_1 (а) и B, B_1 (б)

В результате преобразований структурных схем на рис. 4 исходные формы структурных математических моделей могут быть приведены к виду, обеспечивающему определение параметров в упрощенной форме. По существу, первоначальная система с двумя степенями свободы приводится к обобщенной форме в виде сис-

темы с одной степенью свободы. В такой системе масса объекта, приведенная к точке A_1 и точке B_1 , может рассматриваться как приведенная масса в системе с одной степенью свободы. В этом случае на рис. 4а обратная цепь отрицательной связи определится выражением

$$\bar{k}_{np1}(p) = \frac{(k_1 + L_1 p^2) \left[(Mb^2 + Jc^2 + L_2) p^2 + k_2 \right] - (Jc^2 - Mab)^2 p^4}{(Mb^2 + Jc^2) p^2 + k_2}. \quad (7)$$

В свою очередь, приведенные параметры внешних воздействий примут вид

$$a_1 = \frac{(k_1 + L_1 p^2) \left[(Mb^2 + Jc^2 + L_2) p^2 + k_2 \right] + \alpha (k_2 + L_2 p^2) (Jc^2 - Mab)^2 p^4}{(Mb^2 + Jc^2 + L_2) p^2 + k_2}. \quad (8)$$

Соответственно по координате \bar{y}_2 получим:

$$\bar{k}_{np2}(p) = \frac{(k_2 + L_2 p^2) \left[(Ma^2 + Jc^2 + L_1) p^2 + k_1 \right] - (Jc^2 - Mab)^2 p^4}{(Ma^2 + Jc^2 + L_1) p^2 + k_1}, \quad (9)$$

$$a_2 = \frac{\alpha (k_2 + L_1 p^2) \left[(Ma^2 + Jc^2 + L_1) p^2 + k_1 \right] + (k_1 + L_1 p^2) (Jc^2 + Mab) p^2}{(Ma^2 + Jc^2) p^2}.$$

Таким образом, при построении упрощенных структурных моделей (приведенных к формам базовой модели с одной степенью свободы) по координатам \bar{y}_1 и \bar{y}_2 можно отметить, что динамические жесткости квазипружин $\bar{k}_{np1}(p)$ и $\bar{k}_{np2}(p)$ являются дробно-рациональными выражениями. Из анализа выражений (7) и (9)

следует, в частности, что по каждой из координат \bar{y}_1 и \bar{y}_2 возможно возникновение режима динамического гашения колебаний, при которых $\bar{y}_1 = 0, \bar{y}_2 = 0$. Такие эффекты возникают на парциальных частотах n_1^2 и n_2^2 .

Определение динамических реакций в точках соединения массоинерционных и упругих элементов системы

Реакции в точках A и A_1 равны по величине и направлены в противоположные стороны, то есть $|\bar{R}_A| = |\bar{R}_{A1}|$.

В свою очередь,

$$\bar{R}_{A1} = \bar{k}_{np1}(p)\bar{y}_1,$$

где \bar{y}_1 соответствует смещению в точке A_1 .

Передаточная функция системы в соответствии со структурной схемой на рис. За определится как

$$W_1'(p) = \frac{\bar{y}_1}{\bar{z}} = \frac{a_1}{[(Ma^2 + Jc^2)p^2 + \bar{k}_{np1}]},$$

где a_1 определяется выражением (8), \bar{k}_{np1} - выражением (7).

Реакции в точках B и B_1 также будут, в силу специфики амортизирующих устройств, равны по величине и направлены противоположно друг другу: $\bar{R}_{B1} = |\bar{R}_B| = \bar{k}_{np2}(p)\bar{y}_2$ [9].

Передаточная функция по координате \bar{y}_2 имеет вид

$$W_2'(p) = \frac{\bar{y}_2}{\bar{z}_1} = \frac{a_2}{[(Mb^2 + Jc^2)p^2 + \bar{k}_{np2}]}$$

Для оценки динамических свойств исходной системы введем понятие об отношении реакций связей, что определяется выражением

$$N = \frac{\bar{R}_{A1}}{\bar{R}_{B1}} = \frac{\bar{R}_A}{\bar{R}_B} = \frac{[(Mb^2 + Jc^2)p^2 + \bar{k}_{np2}]a_1}{[(Ma^2 + Jc^2)p^2 + \bar{k}_{np1}]a_2},$$

где

$$\frac{a_1}{a_2} = \frac{\left\{ (k_1 + L_1 p^2) [(Mb^2 + Jc^2 + L_2)p^2 + k_2] + \dots \right.}{\left[(Mb^2 + Jc^2 + L_2)p^2 + k_2 \right] \times \alpha(k_2 + L_1 p^2) \times \dots} \dots \frac{\left. + \alpha(k_2 + L_2 p^2)(Jc^2 - Mab)^2 p^4 \right\} (Ma^2 + Jc^2)p^2}{\left[(Ma^2 + Jc^2 + L_1)p^2 + k_1 \right] + (k_1 + L_1 p^2)(Jc^2 + Mab)p^2}. \quad (10)$$

Отношение реакций в точках A , B_1 является дробно-рациональным выражением. В числителе и знаменателе (10) стоят полиномы третьего порядка относительно p_2 . При $p = 0$ отношение реакций имеет вид

$$N_0 = \frac{k_1^3}{k_2^2 k_1} = \frac{k_1^2}{k_2^2}. \quad (11)$$

Выражение (11) определяет соотношение между реакциями в точках A_1 и B_1 при действии статических нагрузок. При $p \rightarrow \infty$ N представляет собой постоянное отношение

$$N'_{p \rightarrow \infty} = \frac{[L_1(Mb^2 + Jc^2 + L_2) - \alpha L_2(Jc^2 - Mab)](Ma^2 + Jc^2 + L_1)}{[L_2(Ma^2 + Jc^2 + L_1) - L_1(Jc^2 - Mab)](Mb^2 + Jc^2 + L_2)}. \quad (12)$$

В общем случае из свойств полиномов третьего порядка в числителе и знаменателе отношения реакций (10) можно предполагать возможности обнуления как числителя, так и знаменателя.

В частности, на частоте

$$\omega_1^2 = \frac{k_1}{Ma^2 + Jc^2 + L_1},$$

равной парциальной частоте n_1^2 , числитель (12) станет равным нулю, что соответствует обнулению координаты \bar{y}_1 . Нулевые значения в числителе (12) могут

быть также получены при соответствующих коэффициентах биквадратного уравнения. На полученных частотах динамическая реакция \bar{R}_{A1} обнуляется, при этом выполняется условие $N = 0$.

В знаменателе (12) при частоте

$$\omega_2^2 = \frac{k_2}{Mb^2 + Jc^2 + L_2},$$

равной парциальной частоте системы (по координате \bar{y}_2), отношение реакции принимает значение $N \rightarrow \infty$.

Отношение реакций в точках A , A_1 и B , B_1 имеет свои особенности. Поскольку $|\bar{R}_A| = |\bar{R}_{A1}|$ и $|\bar{R}_B| = |\bar{R}_{B1}|$, то дина-

мические неровности по вертикали от точки контакта с опорной поверхностью до объекта передаются без изменения. В свою очередь, динамические реакции в точках A и B , A_1 и B_1 будут различными, что дает представление о распределении нагрузок, передающихся на объект со стороны основания.

Как было уже упомянуто, динамическая реакция может быть определена как произведение динамической жесткости на динамическое смещение.

Для точки A_1 динамическая реакция определяется выражением

$$\bar{R}_{A1} = \bar{k}_{np1} \bar{y}_1 = \frac{\left\{ (L_1 p^2 + k_1) \left[(Mb^2 + Jc^2 + L_2) p^2 + k_2 \right] - (Jc^2 - Mab)^2 p^4 \right\} \times \dots}{\left[(Mb^2 + Jc^2 + L_2) p^2 + k_2 \right] A(p)} \dots \times \frac{\left\{ (L_1 p^2 + k_1) \left[(Mb^2 + Jc^2 + L_2) p^2 + k_2 \right] + \alpha (L_2 p^2 + k_2) (Jc^2 - Mab)^2 p^4 \right\}}{\dots}, \quad (13)$$

где

$$A(p) = \left[(Ma^2 + Jc^2 + L_1) p^2 + k_1 \right] \left[(Mb^2 + Jc^2 + L_2) p^2 + k_2 \right] - (Jc^2 - Mab)^2 p^4. \quad (14)$$

Числитель передаточной функции (14) приводится к кубическому выражению $W_{\bar{R}_A} = \frac{\bar{R}_2}{\bar{z}}$, откуда следует, что амплитудно-частотная характеристика (АЧХ) будет иметь три режима динамического гашения колебаний и три резонанса - один

на парциальной частоте в системе $\left[(Mb^2 + Jc^2 + L_2) p^2 + k_2 \right]$, а также на частотах собственных колебаний. Частоты режимов динамического гашения колебаний зависят от параметров связности внешних сил α .

Заключение

Для оценки динамических свойств, при которой основное внимание уделяется реакциям в точках контактных взаимодействий, предложен метод построения математических моделей. Идея метода заключается в возможности трансформации на основе структурных преобразований исходной системы с несколькими степенями свободы к системе с одной степенью свободы по отношению к выделенному объекту, динамическое состояние которого оценивается. То есть исходная система приводится к базовой модели из одного массонерционного элемента, цепи отрицатель-

ной обратной связи и приведенного возмущения.

В физическом смысле передаточная функция цепи отрицательной обратной связи соответствует динамической жесткости, что позволяет определить динамическую реакцию как произведение динамической жесткости на динамическое смещение. Реакция системы представляет собой дробно-рациональное выражение. Режимы динамического гашения (обнуление реакции) фиксируются из условия равенства нулю полинома числителя (13). Кроме того, возможно возникновение дополнительных режимов, определяемых парциальными

ми частотами, что связано с проявлениями совместного действия внешних возмущений. Предложены аналитические соотношения для определения величин реакций в местах контактирования элементов и их

соотношений в различных точках объекта, динамическое состояние которого оценивается, в зависимости от коэффициента связности α двух одновременно действующих сил.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лонцих, П.А. Динамическое качество машин и оборудования как инструмент обеспечения надежности производства и конкурентоспособности процессов / П.А. Лонцих, С.В. Елисеев. - Иркутск: ИрГТУ, 2014. - 322 с.
2. De Silva, C.W. *Vibration: Fundamentals and Practice* / Clarence W. De Silva. - Boca Raton; London; New York; Washington, D.C.: CRC Press, 2000. - 957 p.
3. Белокобыльский, С.В. Динамика систем с сухим трением и ее приложение к задачам горной механики / С.В. Белокобыльский. - М.: Машиностроение, 2002. - 209 с.
4. Хоменко, А.П. Динамика и управление в задачах виброзащиты и виброизоляции подвижных объектов / А.П. Хоменко. - Иркутск: ИГУ, 2000. - 293 с.
5. Елисеев, С.В. Динамический синтез в обобщенных задачах виброзащиты и виброизоляции технических объектов / С.В. Елисеев, Ю.И. Резник, А.П. Хоменко, А.А. Засядко. - Иркутск: ИГУ, 2008. - 523 с.
6. Karnovsky, I.A. *Theory of Vibration Protection* / I.A. Karnovsky, E. Lebed. - Switzerland: Springer International Publishing, 2016. - 708 p.
7. Елисеев, С.В. Мехатронные подходы в динамике механических колебательных систем / С.В. Елисеев, Ю.И. Резник, А.П. Хоменко. - Новосибирск: Наука, 2011. - 384 с.
8. Елисеев, С.В. Прикладная теория колебаний в задачах динамики линейных механических систем / С.В. Елисеев, А.И. Артюнин. - Новосибирск: Наука, 2016. - 459 с.
9. Атабеков, Г.И. Основы теории цепей / Г.И. Атабеков. - СПб.: Лань, 2009. - 432 с.
10. Бакалов, А.Н. Теория цепей / А.Н. Бакалов. - М.: Наука, 2006. - 657 с.
11. Белокобыльский, С.В. Динамика механических систем. Рычажные и инерционно-упругие связи / С.В. Белокобыльский, С.В. Елисеев, И.С. Ситов. - СПб.: Политехника, 2013. - 319 с.
12. Белокобыльский, С.В. Прикладные задачи структурной теории виброзащитных систем / С.В. Белокобыльский, С.В. Елисеев, В.Б. Кашуба. - СПб.: Политехника, 2013. - 374 с.
13. Eliseev, S.V. Dynamics of mechanical systems with additional ties / S.V. Eliseev, A.V. Lukyanov, Yu.N. Reznik, A.P. Khomenko. - Irkutsk: ISU, 2006. - 315 p.
14. Белокобыльский, С.В. Самоорганизация взаимодействия элементов механических систем в соединениях с устройствами для преобразования движения / С.В. Белокобыльский, С.В. Елисеев, В.Б. Кашуба, Р.С. Большаков // Системы. Методы. Технологии. - 2016. - № 1 (29). - С. 7-18.
15. Белокобыльский, С.В. Упругое звено в рычажных соединениях с устройством для преобразования движения / С.В. Белокобыльский, С.В. Елисеев, И.С. Ситов // Системы. Методы. Технологии. - 2013. - № 4 (20). - С. 7-10.
16. Кашуба, В.Б. Динамические реакции в соединениях элементов механических колебательных систем / В.Б. Кашуба, С.В. Елисеев, Р.С. Большаков. - Новосибирск: Наука, 2016. - 331 с.
17. Ротенберг, Р.В. Подвеска автомобиля. Колебания и плавность хода / Р.В. Ротенберг. - М.: Машиностроение, 1972. - 392 с.
18. Елисеев, С.В. Кинематическое возмущение в механических колебательных системах: связность воздействий и ее влияние на динамические свойства / С.В. Елисеев, А.И. Артюнин, К.Ч. Выонг // Вестник СамГУПС. - 2017. - № 1 (35). - С. 12-21.
19. Елисеев, С.В. Взаимодействие внешних возмущений - возможности изменения динамических свойств механических колебательных систем / С.В. Елисеев, В.Б. Кашуба, К.Ч. Выонг, Н.Ж. Кинаш // Системы. Методы. Технологии. - 2017. - № 4 (36). - С. 7-17.
1. Lontsykh P.A., Eliseev S.V. Dynamical quality of machines and equipment as instrument to ensure of reliability of production and competitiveness of processes. Irkutsk: Irkutsk State Technical University, 2014. - 322 p.
2. Clarence W. De Silva. *Vibration. Fundamentals and Practice*. Boca Raton, London, New York, Washington, D.C., CRC Press, 2000. 957 p.
3. Belokobyiski S. V. *Dinamika sistem s suhim treniem i ee prilozhenie k zadacham gornoj mekhaniki*. M.: Mashinostroenie, 2002. - 209 s.
4. Khomenko A. P. *Dinamika i upravlenie v zadachakh vibrozashity i vibroizolyatsii podvizhnykh obektov* / A. P. Khomenko. - Irkutsk: IGU, 2000. - 293 p.
5. Eliseev S. V., Reznik Yu. I., Khomenko A. P., Zasyadko A. A. *Dinamicheski sistez v obobshennykh*

- zadachakh vibrozashityi i vibroizolyatsii tekhnicheskikh obektov. – Irkutsk: IGU. 2008. – 253 p.
6. Karnovsky I.A., Lebed E. Theory of Vibration Protection. Springer International Publishing, Switzerland, 2016. – 708 p.
 7. Eliseev S. V., Reznik Yu. I., Khomenko A. P. Mekhatronyie podkhodyi v dinamike mekhanicheskikh kolebatel'nykh system. – Novosibirsk: Nauka, 2011. – 384 p.
 8. Eliseev S.V., Artyunin A.I. Prikladnaya teoriya kolebanij v zadachah dinamiki linejnyh mekhanicheskikh sistem / S.V. Eliseev, A.I. Artyunin. – Novosibirsk.: Nauka, 2016. – 459 s.
 9. Atabekov G.I. Osnovy teorii cepej. SPb.: Izdatel'stvo «Lan'», 2009. — 432 s
 10. Bakalov A.N. Teoriya cepej. M.: Nauka. 2006. – 657 s
 11. Belokobyiski S. V., Eliseev S. V., Sitov I. S. Dinamika mekhanicheskikh kolebatel'nykh system. – Irkutsk: IrGUPS. 2012. – 156 p.
 12. Belokobyil'skij S.V., Eliseev S.V., Kashuba V.B. Prikladnye zadachi strukturnoj teorii vibrozashchitnyh sistem.- SPb: Politehnika. 2013. – 374 s.
 13. Eliseev S.V., Lukyanov A.V., Reznik Yu.N., Khomenko A.P. Dynamics of mechanical systems with additional ties. Irkutsk.: ISU. 2006. – 315 p.
 14. Belokobyil'skij S.V., Eliseev S.V., Kashuba V.B., Bol'shakov R.S. Samoorganizaciya vzaimodejstviya ehlementov mekhanicheskikh sistem v soedineniyah s ustrojstvami dlya preobrazovaniya dvizheniya // Sistemy. Metody. Tekhnologii. 2016. № 1 (29). S. 7-18.
 15. Belokobyil'skij S.V., Eliseev S.V., Sitov I.S. Uprugoe zveno v rychaznyh soedineniyah s ustrojstvom dlya preobrazovaniya dvizheniya // Sistemy. Metody. Tekhnologii. 2013. № 4 (20). S. 7-10.
 16. Kashuba V.B., Eliseev S.V., Bol'shakov R.S. Dinamicheskie reakcii v soedineniyah ehlementov mekhanicheskikh kolebatel'nyh sistem. – Novosibirsk: Nauka, 2016. – 331 s.
 17. Rotenberg R.V. Podveska avtomobilya. Kolebaniya i plavnost' hoda. Moskva: Mashinostroenie, 1972. — 392 s.
 18. Eliseev S.V., Artyunin A.I., Vyong K.CH. Kinematicheskoe vozmushchenie v mekhanicheskikh kolebatel'nyh sistemah: svyaznost' vozdeystvij i ee vliyanie na dinamicheskie svojstva // Vestnik SamGUPS. 2017. № 1 (35). S. 12-21.
 19. Eliseev S.V., Kashuba V.B., Vyong K.CH., Kinash N.ZH. Vzaimodejstvie vneshnih vozmushchenij - vozmozhnosti izmeneniya dinamicheskikh svojstv mekhanicheskikh kolebatel'nyh sistem // Sistemy. Metody. Tekhnologii. 2017. № 4 (36). S. 7-17.

Статья поступила в редколлегию 15.03.18.

*Рецензент: д.т.н., профессор
Кузнецов Н.К.*

Сведения об авторах:

Елисеев Сергей Викторович, д.т.н., профессор, директор - гл. науч. сотрудник Научно-образовательного центра современных технологий, системного анализа и моделирования ИрГУПС, e-mail: eliseev_s@inbox.ru.

Большаков Роман Сергеевич, к.т.н., ст. науч. сотрудник Научно-образовательного центра совре-

Eliseev Sergey Victorovich, D. Eng., Prof., Director-Chief Research Worker of Scientific Educational Center of Modern Technologies, System Analysis and Modeling of IrSUC, e-mail: eliseev_s@inbox.ru.

Bolshakov Roman Sergeevich, Can. Eng., Senior Research Worker of Scientific Educational Center of

менных технологий, системного анализа и моделирования ИрГУПС, e-mail: bolshakov_rs@mail.ru.

Николаев Андрей Владимирович, мл. науч. сотрудник Научно-образовательного центра современных технологий, системного анализа и моделирования ИрГУПС, e-mail: nikolaev_av@irgups.ru.

Modern Technologies, System Analysis and Modeling of IrSUC, e-mail: bolshakov_rs@mail.ru.

Nikolaev Andrey Vladimirovich, Junior Scientific Worker of Scientific Educational Center of Modern Technologies, System Analysis and Modeling of IrSUC, e-mail: nikolaev_av@irgups.ru.