УДК 621.534; 62.752; 629.4.015 DOI: 10.18324/2077-5415-2018-2-7-13

Соотношения динамических реакций связей в соединениях элементов колебательных структур как параметр динамического состояния системы

С.В. Елисеев[1a], И.С. Ситов[2b], Выонг Куанг Чык[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]trucvq1990@gmail.com
[a]https://orcid.org/0000-0001-6876-8786, [b]https://orcid.org/0000-0001-6785-632X,
[c]https://orcid.org/0000-0003-3026-5301
Статья поступила 25.04.2018, принята 7.5.2018

Оценка уровня вибрационных воздействий на элементы технологических и транспортных машин — это один из важнейших подходов в обеспечении их надежности и безопасной эксплуатации. Целью исследования является разработка метода построения математических моделей технических объектов, вибрационные взаимодействия которых оцениваются динамическими реакциями связей элементов между собой и опорными поверхностями. Используются подходы, основанные на развитии методов структурного математического моделирования. Вводятся понятия о динамических реакциях характерных точек механических колебательных систем, передаточных функциях реакций связей и их частотных характеристиках. Показаны особенности динамических свойств систем и возможности появления новых динамических эффектов. В качестве дополнительных связей вводится устройство для преобразования движения. Показано, что параметром динамического состояния системы может быть выбрано отношение динамических реакций связей на объекте защиты и на опорной поверхности. Получены аналитические зависимости для определения коэффициента динамичности реакций.

Проведено численное моделирование в рамках модельной задачи, выявлены динамические эффекты, отражающие свойства системы в возможностях создания зон подавления внешних воздействий при варьировании настроечных параметров. Показаны возможности реализации таких подходов через изменение соотношений жесткостей пружин в «каскаде».

Ключевые слова: динамические реакции связей; передаточные функции; устройства для преобразования движения; динамические жесткости.

Relationships of dynamic reactions of ties in joints of elements of vibrational structures as a parameter of the dynamic state of the system

S.V. Eliseev[1a], I.S. Sitov[2b], Q.T. Vuong[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]trucvq1990@gmail.com
[a]https://orcid.org/0000-0001-6876-8786, [b]https://orcid.org/0000-0001-6785-632X,
[c]https://orcid.org/0000-0003-3026-5301
Received 25.04.2018, accepted 7.05.2018

Level assessment of vibration effects on the elements of technological and transport machines is one of the most important approaches in ensuring their reliability and operational safety. The purpose of the research is to develop a method for constructing mathematical models of technical objects which vibrational interactions are estimated by dynamic reactions of the bonds of the elements between themselves and the supporting surfaces. Approaches based on the development of methods of structural mathematical modeling are used. The concepts of dynamic reactions of characteristic points of mechanical oscillatory systems, transfer functions of tie reactions and their frequency characteristics are introduced. The features of the system's dynamic properties and the possibilities of the appearance of new dynamic effects are shown. As additional connections, a device for the transforming motion is introduced. It is shown that the parameter of the dynamic state of the system can be chosen to be the ratio of the dynamic reactions of ties on the object of protection and on the support surface. Analytic dependences for determining the dynamic reactions coefficient are obtained.

Numerical modeling is performed in the framework of the model problem; dynamic effects, reflecting the properties of the system in the possibilities of creating zones of suppression of external influences when varying by tuning parameters, are revealed. The possibilities of implementing such approaches are shown through a change of relations of spring stiffness in the "cascade".

Keywords: dynamic reactions of ties; transfer functions; device for transforming motion; dynamic stiffness.

Введение

Надежность и безопасность функционирования многих технических объектов, работающих в условиях динамических нагружений, зависят от уровня и форм возникающих вибраций. Управление динамическими состояниями технических объектов обеспечивается введением в структуру систем специальных средств и устройств, позволяющих удерживать возникающие динамические процессы в определенных пределах. Поиск способа и средств вибрационной защиты как одна из актуальных задач современного машиноведения нашел отражение в работах отечественных и зарубежных специалистов [1, 2]. Снижение вибрационного фона технологических и транспортных машин предполагает внимание к оценке динамических возможностей технических объектов на всех стадиях их жизненного цикла, в частности, при проведении предпроектных исследований и предварительных расчетов [3, 4].

Большое распространение в решении задач динамики получило использование расчетных схем технических объектов с последующей унификацией приемов, подходов и методов оценки динамических состояний. В этом направлении разработаны и применяются различные методы построения математических моделей и технологий их преобразования, позволяющих учитывать особенности конструктивно-технических форм объектов, условия формирования динамических состояний при действии различных внешних возмущений и др.

Определенными преимуществами в оценке динамических эффектов при введении в состав механических колебательных систем как расчетных схем технических объектов обладают методы структурного математического моделирования [5–7]. В рамках такого подхода механической колебательной системе с несколькими степенями свободы сопоставляется структурная математическая модель в виде структурной схемы эквивалентной в динамическом отношении системы автоматического управления [7–9]. Дальнейшее использование аналитического аппарата теории автоматического управления обеспечивает возможности применения развитых технологий частотного анализа динамических свойств систем.

В предлагаемой статье получила развитие методологическая основа оценки динамических свойств механических колебательных систем как физических моделей технических объектов при действии периодических внешних возмущений. Предлагается новый подход к оценке динамических состояний на основе введения таких параметров, как динамические реакции связей взаимодействующих элементов, что требует определенных разработок технологий структурных преобразований математических моделей и соответствующих способов оценки динамических состояний.

I. Некоторые общие положения. Многие технические объекты, в частности тяговые электрические двигатели транспортных средств (локомотивов), рассматриваются как системы с двумя степенями свободы, состоящие из твердого тела, совершающего плоские колебательные движения. Внешние воздействия в таких задачах определяются периодическими движениями опорной поверхности и полагаются известными. Принципиальная схема технического объекта подобного рода (в частности, тягового двигателя локомотива) с расчетной схемой в виде механической колебательной системы с двумя степенями свободы приведена на рис. 1.

Движение системы рассматривается в системе координат y_1, y_2, связанных с неподвижным базисом. В системе используются упругие элементы с жесткостями k_1, k_2, k_3 и дополнительные связи в виде устройства для преобразования движения (УПД). Технический объект в виде твердого тела, совершающего вертикальные колебания на упругих опорах, может быть представлен, как показано на рис. 1, механической колебательной системой.

В состав системы входят две упругие ветви, одна определяется последовательным соединением упругого элемента k_1 и блока из параллельно работающих пружины k_2 и устройства для преобразования движения с приведенной массой L.

Характерными точками соединения трех элементов ветви являются тт. (B), (B_1), (B_2). Вторая упругая ветвь представлена пружиной с коэффициентом жесткости k_3 с характерными точками присоединения — т. (A) и т. (A_1). Опорная поверхность совершает гармонические вибрации $z(t)$. Объект обладает массой m; УПД в рассматриваемом случае реализуется винтовым несамотормозящимся механизмом с гайкой-маховиком массой L; величина этой приведенной массы зависит от параметров УПД:

$$L = \frac{J}{r_{\text{ср}}^2 \operatorname{tg}^2\alpha}, \tag{1}$$

где J — момент инерции гайки-маховика; $r_{\text{ср}}$ — средний радиус резьбы; α — угол наклона винтовой линии [9].

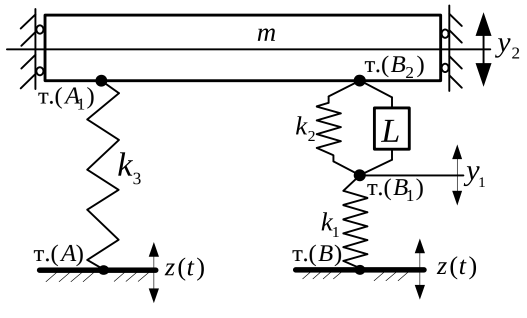


Рис. 1. Расчетная схема технического объекта в виде механической колебательной системы (тт. (A), (A_1), (B) – (B_2) — характерные точки, в которых возникают динамические реакции связей

Движение системы рассматривается в координатах y_1 и y_2: y_2 определяет положение объекта m, а координата y_1 — положение т. (B_1), в которой происходит соединение трех типовых элементов системы (пружины с жесткостями k_1 и k_2 с УПД, имеющим приведенную массу L). Предполагается, что система обладает линейными свойствами и совершает колебания относительно поло-

жения статического равновесия. Система координат связана с неподвижным базисом, силы сопротивления полагаются исчезающими малыми.

1. Математическая модель технического объекта по рис. 1 может быть представлена в виде системы обыкновенных дифференциальных уравнений 2-го порядка с постоянными коэффициентами. Используя методику, приведенную в [7], найдем выражения для кинетической и потенциальной энергий системы в координатах y_1, y_2:

$$\mathrm{T} = \frac{1}{2} m \dot{y}_2^2 + \frac{1}{2} L (\dot{y}_2 - \dot{y}_1)^2 , \qquad (2)$$

$$\Pi = \frac{1}{2} k_1 (y_1 - z)^2 + \frac{1}{2} k_2 (y_2 - y_1)^2 + \frac{1}{2} k_3 (y_2 - z)^2 . \qquad (3)$$

Проведем вспомогательные выкладки и запишем уравнения в координатах y_1, y_2 во временной области:

$$\ddot{y}_1 L + y_1 (k_1 + k_2) - \ddot{y}_2 L - y_2 k_2 = k_1 z , \qquad (4)$$

$$\ddot{y}_2 (m + L) + y_2 (k_2 + k_3) - \ddot{y}_1 L - y_1 k_2 = k_3 z . \qquad (5)$$

После преобразований Лапласа при нулевых начальных условиях система уравнений (4), (5) может быть представлена в операторной форме:

$$\bar{y}_1 [L p^2 + (k_1 + k_2)] - \bar{y}_2 (L p^2 + k_2) = k_1 \bar{z} , \qquad (6)$$

$$\bar{y}_2 [(m + L) p^2 + k_2 + k_3] - \bar{y}_1 (L p^2 + k_2) = k_3 \bar{z} , \qquad (7)$$

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

Структурная математическая модель в виде структурной схемы эквивалентной в динамическом отношении системы автоматического управления приведена на рис. 2.

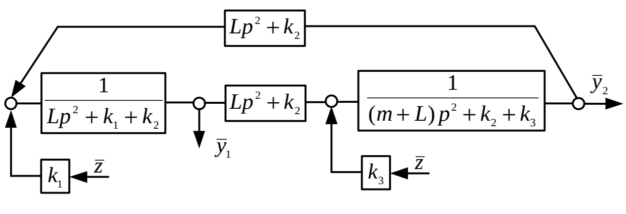


Рис. 2. Структурная математическая модель (структурная схема) технического объекта по рис. 1

Структурная модель (рис. 2) отображает специфические свойства системы; структура системы сформирована из двух парциальных блоков, имеющих упруго-инерционные межпарциальные связи. При частоте внешнего возмущения:

$$\omega^2 = \frac{k_2}{L} \qquad (8)$$

взаимодействие между парциальными частотами может нарушаться. Для оценки особенностей динамических свойств систем при внешнем гармоническом возмущении (в данном случае это кинематическое возмущение *z(t)*) определенное значение имеют парциальные частоты:

$$n_1^2 = \frac{k_1 + k_2}{L} , \qquad (9) \qquad\qquad n_2^2 = \frac{k_2 + k_3}{m + L} , \qquad (10)$$

которые в некотором смысле предопределяют возможности реализации в системе режимов динамического гашения колебаний.

2. Передаточные функции исходной системы по рис. 1 могут быть определены из структурной математической модели или структурной схемы на рис. 2:

$$W_1(p) = \frac{\bar{y}_1}{\bar{z}} = \frac{k_1 [(m + L) p^2 + k_2 + k_3)] + k_3 (L p^2 + k_2)}{A(p)} , \qquad (11)$$

$$W_2(p) = \frac{\bar{y}_2}{\bar{z}} = \frac{k_3 (L p^2 + k_1 + k_2) + k_1 (L p^2 + k_2)}{A(p)} , \qquad (12)$$

где:

$$A(p) = (L p^2 + k_1 + k_2)[(m + L) p^2 + k_2 + k_3)] - (L p^2 + k_2)^2 \qquad (13)$$

— является характеристическим частотным уравнением системы.

Для оценки динамических реакций связей используется методологическая основа, представленная в работе [7], в соответствии с которой динамическая реакция в характерных точках исходной системы, т. е. в точках соединения или контактного взаимодействия ее элементов, может быть найдена как произведение динамической жесткости на величину динамического смещения по рассматриваемой координате.

В общем случае динамическая жесткость зависит от частоты колебаний системы (в данном случае от частоты внешнего гармонического кинематического воздействия). В приложении таких подходов к конкретным схемам обычно выделяют динамическую жесткость фрагментов системы и динамические жесткости отдельных элементов или типовых элементарных звеньев.

В работах [1, 5, 7] приводятся данные о составе набора типовых элементарных звеньев с рассмотрением упругих, диссипативных, инерционных свойств элементов и УПД. В операторной форме (рис. 2) передаточные функции элементарных звеньев, входящих в структурную математическую модель, имеют соответственно вид: $W_{\text{упр}}(p) = k$ — для обычной линейной системы (k — жесткость пружины); $W_{\text{дисс}}(p) = bp$ — для диссипативного звена (демпфер вязкого трения); $W_{\text{инер}}(p) = mp^2$ (или Lp^2) — для инерционного звена или устройства для преобразования движения.

В рамках структурного математического моделирования каждое из типовых элементарных звеньев, по существу, рассматривается как звено, в котором входным сигналом являются динамические смещения, а выходным — усилие (силовой фактор).

В выражениях для передаточных функций системы (11), (12) динамическая жесткость будет определяться путем конверсии этих выражений, что предопределяет представление о характеристическом уравнении (13), т. е. знаменателе передаточных функций (11), (12) как динамической жесткости системы в целом. Если динамическая жесткость системы в целом равна нулю, то это означает, что при действии гармонического внешнего воздействия будет развиваться резонансный режим, когда движение соответствующего инерционного элемента, к которому прикладывается внешнее возмущение, в своих движениях не будет встречать противодействия; динамическая жесткость системы в целом при этом становится равной нулю.

3. Если система имеет две степени свободы, то ее динамическая жесткость в целом будет принимать нулевые значения дважды; такие частоты являются частотами собственных колебаний. Структурная схема на рис. 2 при рассмотрении динамических реакций в характерных точках, например, в т. (B_2), может быть преобразована к виду, как показано на рис. 3 *а*, *б*. В этом случае элемент m является объектом, динамическое состояние которого оценивается; передаточная функция объекта интерпретируется интегрирующим звеном 2-го порядка $(1/mp^2)$.

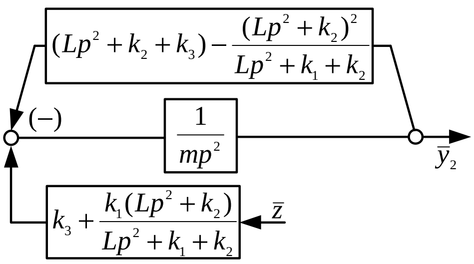


Рис. 3. Структурная схема исходной системы на рис. 2 при исключении координаты y_1

В структурной схеме на рис. 3 цепь отрицательной обратной связи относительно объекта m представляет собой, в физическом смысле, динамическую жесткость структурного образования, состоящего из двух ветвей: первая — это пружина с жесткостью k_3, вторая — обладает динамической жесткостью фрагмента системы из элементов k_1, k_2 и L (каскада), что уже упоминалось выше.

На основе таких представлений динамические реакции связей в характерных точках системы (A), (A_1), (B), (B_1), (B_2) могут быть записаны в виде:

$$\left|\bar R_A\right| = \left|\bar R_{A_1}\right| = k_3\cdot\bar y_2,\ \left|\bar R_B\right| = \left|\bar R_{B_1}\right| = k_1\cdot\bar y_1,\ \left|\bar R_{B_2}\right| = \bar k_{\text{пр}}\cdot\bar y_2, \quad (14)$$

где $\bar y_1 = W_1(p)\bar z$, $\bar y_2 = W_2(p)\bar z$, $\bar k_{\text{пр}}(p) = k_3 + \dfrac{k_1(Lp^2+k_2)}{Lp^2+k_1+k_2}$.

Динамическая жесткость $\bar k_{\text{пр}}$ в выражениях (13) может быть определена так же, как передаточная функция цепи отрицательной цепи обратной связи. На структурной схеме (рис. 3) это можно представить в виде выражения для приведенной динамической жесткости:

$$\bar k_{\text{пр}}(p) = \frac{k_3(Lp^2+k_1+k_2)+k_1(Lp^2+k_2)}{Lp^2+k_1+k_2}, \quad (15)$$

что совпадает с ранее полученными результатами в (14). Таким образом, динамические реакции, характеризующие свойства подвески, могут быть записаны в виде:

$$\bar R_{m_2} = \bar k_{\text{пр}}\cdot\bar y_2 = \frac{\bar z[k_3(Lp^2+k_1+k_2)+k_1(Lp^2+k_2)]\times \times[k_3(Lp^2+k_1+k_2)+k_1(Lp^2+k_2)]}{(Lp^2+k_1+k_2)A(p)}$$

или:

$$\bar R_{m_2} = \frac{\bar z[Lp^2(k_1+k_3)+k_1k_2+k_1k_3+k_2k_3]^2}{(Lp^2+k_1+k_2)A(p)}. \quad (16)$$

$$\begin{gathered}\bar R_{\text{опор}} = \bar R_A + \bar R_B = k_3\cdot\bar z\cdot W_2(p) + k_1\cdot\bar z\cdot W_1(p) = \\ = \frac{k_3\cdot\bar z\cdot[k_3(Lp^2+k_1+k_2)+k_1(Lp^2+k_2)] + k_1\cdot\bar z\cdot[k_1[(m+L)p^2+k_2+k_3)]+k_3(Lp^2+k_2)]}{A(p)}.\end{gathered} \quad (17)$$

4. Для характеристики свойств подвески вводится передаточная функция динамических связей между реакциями опорной поверхности $\left|\bar R_{\text{опор}}\right|$ и реакций связей $\left|\bar R_{m_2}\right|$, создаваемых внешним кинематическим возмущением $\bar z$:

$$N(\omega) = \frac{\bar R_{m_2}}{\bar R_{\text{опор}}} = \frac{[-L\omega^2(k_1+k_3)+k_1k_2+k_1k_3+k_2k_3]^2}{\{-[k_3^2L+k_1^2(m+L)+2k_1k_3L]\omega^2 + k_3^2(k_1+k_2)+k_1^2(k_2+k_3)+2k_1k_2k_3\}\times(-L\omega^2+k_1+k_2)}. \quad (18)$$

Из анализа (18) следует, что график $N(\omega)$ будет иметь одну частоту «обнуления» числителя:

$$\omega^2_{\text{дин}} = \frac{k_1k_2+k_1k_3+k_2k_3}{L(k_1+k_3)}. \quad (19)$$

Знаменатель выражения (18) может «обнуляться» на двух частотах:

$$\omega'^2_{10\text{соб}} = \frac{k_1+k_2}{L}, \quad (20)$$

$$\omega'^2_{20\text{соб}} = \frac{k_3^2(k_1+k_2)+k_1^2(k_2+k_3)+2k_1k_2k_3}{k_3^2L+k_1^2(m+L)+2k_1k_3L}. \quad (21)$$

Отметим, что выражение (20) совпадает с выражением (9) для определения парциальной частоты.

Введение отношения для динамических реакций $N(\omega)$ в характерных точках подвески (опорная поверхность и объект защиты) имеет определенный смысл в том, что кинематические параметры движения и возникающие динамические усилия в сочленениях элементов должны определенным образом соотноситься друг с другом. При изменениях параметров динамического нагружения система должна определенными образом реагировать (или настраиваться). В данном случае предлагается введение настроечного параметра в виде соотношения коэффициентов жесткостей двух ветвей подвески (k_1 и k_3). Физические возможности реализации таких подходов существуют на практике и применяются в системах активной виброзащиты.

II. Оценка динамических свойств системы.

Обозначим:

$$k_2 = \beta \cdot k_1,\ k_3 = \gamma \cdot k_1, \qquad (22)$$

тогда выражения (11), (12) соответственно трансформируются:

$$W_1(p) = \frac{\bar{y}_1}{\bar{z}} = \frac{k_1[(m+L)p^2 + \beta k_1 + \gamma k_1)] + \gamma k_1(Lp^2 + \beta k_1)}{A_1(p)}, \qquad (23)$$

$$W_2(p) = \frac{\bar{y}_2}{\bar{z}} = \frac{\gamma k_1(Lp^2 + k_1 + \beta k_1) + k_1(Lp^2 + \beta k_1)}{A_1(p)}, \qquad (24)$$

где:

$$A_1(p) = (Lp^2 + k_1 + \beta k_1)[(m+L)p^2 + \beta k_1 + \gamma k_1)] - (Lp^2 + \beta k_1)^2. \qquad (25)$$

1. Отношение динамических реакций связей, представленное выражением (18), можно записать в виде:

$$N(\omega) = \frac{[-L\omega^2(1+\gamma) + k_1(\beta + \gamma + \beta\gamma)]^2}{\{-[m + L(1+\gamma)^2]\omega^2 + k_1[\beta(1+\gamma)^2 + \gamma^2 + \gamma]\} \times (-L\omega^2 + k_1 + \beta k_1)}. \qquad (26)$$

Из анализа передаточной функции (23) следует, что по координате $\bar{y}_1$ возможны два резонансных режима. Частоты резонансов или собственных колебаний определяются решением характеристического частотного уравнения (25). При этом необходимо отметить, что значения частот собственных колебаний зависят от настроечных параметров β и γ, а также от величины приведенной массы L УПД.

По координате $\bar{y}_1$ возможен режим динамического гашения колебаний на частоте:

$$\omega^2_{1\text{дин}} = \frac{k_1(\beta + \gamma + \gamma\beta)}{m + L(1+\gamma)}. \qquad (27)$$

По координате $\bar{y}_2$ частота динамического гашения колебаний составляет:

$$\omega^2_{2\text{дин}} = \frac{k_1(\beta + \gamma + \gamma\beta)}{L(1+\gamma)}. \qquad (28)$$

При $L = 0$ в системе возможен режим динамического гашения колебаний только по координате $\bar{y}_1$.

Отношение динамических реакций связей $N(\omega)$ можно назвать коэффициентом динамичности реакций, так как он характеризует особенности передачи силовых воздействий от опорной поверхности к объекту.

В общем случае $N(\omega)$ может иметь нулевое значение на частоте:

$$\omega^2_{N\text{дин}} = \frac{k_1(\beta + \gamma + \beta\gamma)}{L(1+\gamma)}, \qquad (29)$$

что следует из «обнуления» числителя (26).

В свою очередь, $N(\omega)$ имеет бесконечно большие значения на двух частотах:

$$\omega^2_{\text{дин}N_1} = \frac{k_1(1+\beta)}{L}, \ (30) \quad \omega^2_{\text{дин}N2} = \frac{k_1[\beta(1+\gamma)^2 + \gamma^2 + \gamma]}{m + L(1+\gamma)^2}. \ (31)$$

При увеличении частоты внешнего воздействия ($\omega^2 \to \infty$) $N(\omega)$ стремится к предельному значению:

$$\underset{\omega \to \infty}{N(\omega)} = \frac{L(1+\gamma)^2}{m + L(1+\gamma)^2}. \qquad (32)$$

2. Частотные характеристики (ЧХ) реакций связей приведены на рис. 4 *а*, *б*. Для примера в модельной задаче выбраны следующие параметры: m = 1 000 *кг*, L = 100 *кг*, k_1 = 1 000 *Н/м*, β = 1.

а)

б)

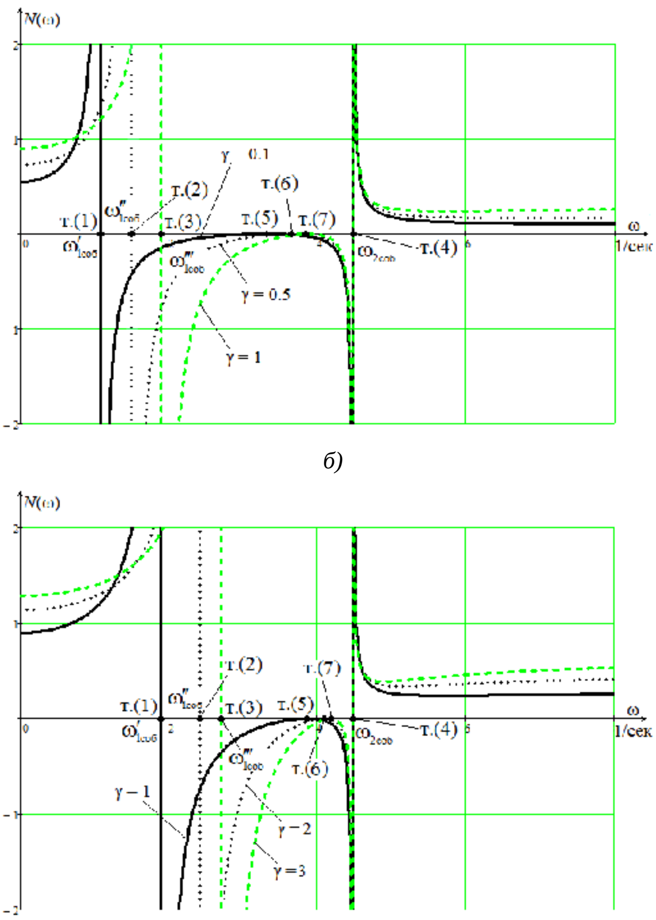


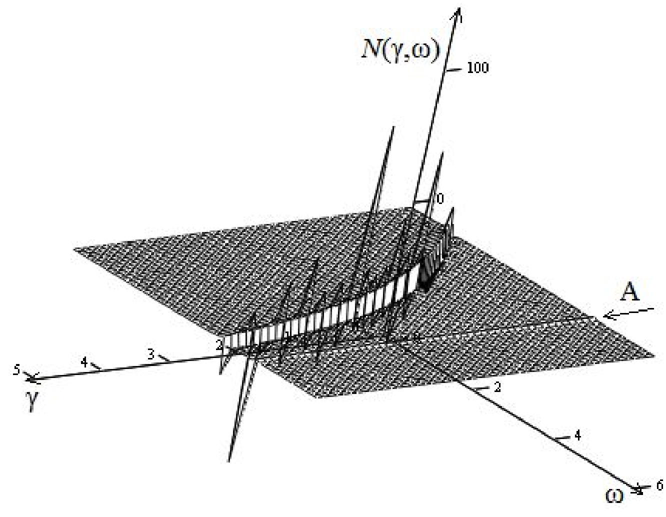
Рис. 4. Частотные характеристики реакций связей в характерных точках механической колебательной системы (тт. (A), (A_1), (B), (B_2)):*а*) γ = 0.1, 0.5, 1; *б*) γ = 1, 2, 3

На рис. 4 *а*, *б* тт. (1), (2), (3), (4) отражают сдвиг вправо (в сторону увеличения) частот резонансного возрастания $N(\omega)$. Точки на оси абсцисс (тт. (1), (2), (3), (4)) отражают положения соответствующих частот возрастания амплитуд $N(\omega)$ до больших значений. При сравнении тт. (1) – (4) на рис. 4 *а* и тт. (1) – (4) на рис. 4 *б* наблюдается сдвиг частот вправо, до совпадения тт. (4) на рис. 4 *б* при увеличении настроечного параметра.

В предельных случаях (рис. 4 *б*) точки могут совпадать, что свидетельствует о сильном влиянии настроечных параметров на распределение динамических реакций во взаимодействиях элементов системы. При сравнении ЧХ при разных γ отметим, что частота динамического гашения колебаний (тт. (5), (6), (7)) сдвигается вправо до т. (4), что связано с раздельной зависимостью динамических состояний от настроечных параметров β и γ.

2. На рис. 5 приведены ЧХ динамических реакций в изометрической форме, где пространственное распределение графиков зависимостей *N*(ω) имеет дополнительную ось координат, по которой откладывается настроечный параметр γ.

а)



б)

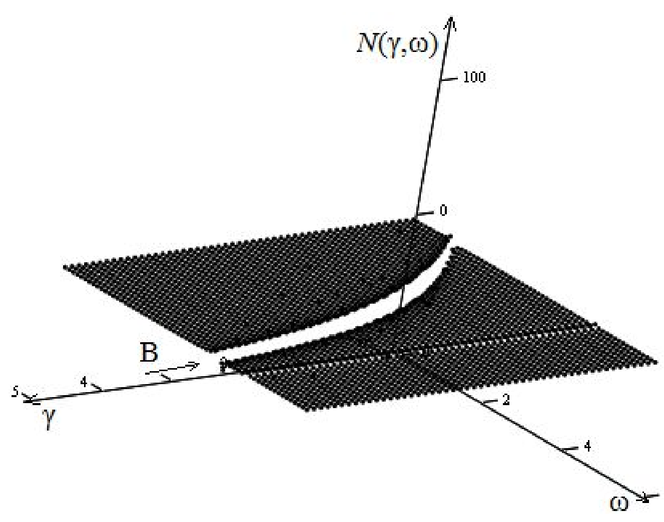


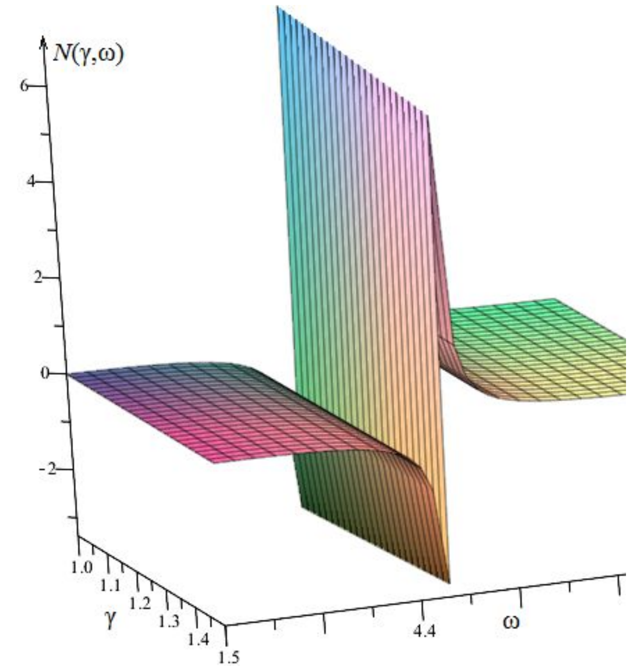
Рис. 5. График зависимостей *N*(ω) в изометрической форме: *а* — график поверхности; *б* — точки данных

На рис. 5 показано изометрическое представление ЧХ соотношений динамических реакций в зависимости от частоты внешнего воздействия при учете глубокого варьирования параметров. На рис. 5 *а* обозначены зоны резкого изменения значений *N*(ω), которое происходит на частотах возрастания (или усиления) передачи силовых возмущений.

На пространственной диаграмме (рис. 5 *а*) представлены две области значений интенсивного возрастания динамических реакций; зона, отмеченная стрелкой А (рис. 5 *а*) в детализированном виде приводится на рис. 6 *а*.

На рис. 6 *б* представлена общая картина изменений в значениях и формах коэффициентов динамичности, что дает возможности оценить общие условия влияния настроечных параметров на динамические свойства системы подвески.

а)



б)

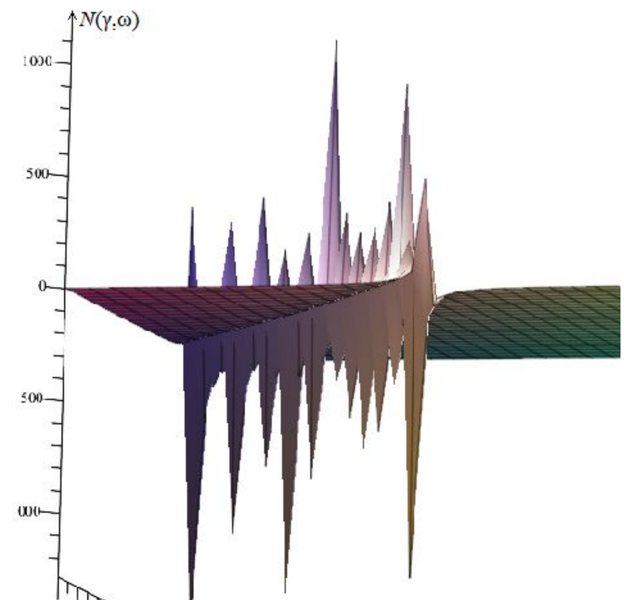


Рис. 6. Детализированный вид графиков по рис. 5: *а* — зона, отмеченная стрелкой А (рис. 5 *а*); *б* — зона, отмеченная стрелкой В (рис. 5 *б*)

Заключение

В работе развиваются новые методологические подходы в оценке динамических свойств механических колебательных систем, рассматриваемых как расчетные схемы технических объектов. Показано, что традиционные представления о формировании динамических свойств механических колебательных систем, в том числе подвесок и систем подрессоривания транспортных средств, основанные на сравнительном анализе кинематических параметров, могут быть дополнительно детализированы с учетом динамических реакций связей.

В работе вводится ряд новых понятий, отражающих особенности динамических взаимодействий элементов систем, что находит соответствующее отражение в частотных характеристиках динамических реакций связей. Такие подходы создают предпосылки для развития комплексного анализа общей картины взаимодействия элементов системы и создания условий для повышения надежности работы узлов машин, проектируемых с учетом более сложной системы вибрационных нагружений при интенсивной эксплуатации машин.

В целом, работа связана с разработкой нового метода оценки динамических свойств объектов, вибрационных нагружений, а также технологий его реализации на примере анализа модели транспортной подвески в виде механической системы с двумя степенями свободы.

Литература

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

2. Clarence W., De Silva P. Vibration. Fundamentals and Practice. Boca Raton, London, New York, Washington, D.C.: CRC Press, 2000. 957 p.

3. Доронин С.В., Лупехин А.М., Москвичев В.В., Шокин Ю.И. Моделирование прочности и разрушения несущих конструкций технических систем. Новосибирск: Наука, 2005. 250 с.

4. Harris C.M.,Piersol A.G. Shock and Vibration Handbook. New York: McGraw – Hill Book Co, 2002. 1457 p.

5. Белокобыльский С.В., Елисеев С.В., Ситов И.С. Динамика механических систем. Рычажные и инерционно-упругие связи. СПб.: Политехника, 2013. 319 с.

6. Тарасик В.П. Математическое моделирование технических систем. 2-е изд. испр. и доп. Минск: Дизайн ПРО, 2004. 640 с.

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

8. Коловский М.З. Автоматическое управление виброзащитными системами. М.: Наука, 1976. 320 с.

9. Фролов К.В., Фурман Ф.А. Прикладная теория виброзащитных систем. М.: Машиностроение, 1980. 276с.

References

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

2. Clarence W., De Silva R. Vibration. Fundamentals and Practice. Boca Raton, London, New York, Washington, D.C.: CRC Press, 2000. 957 p.

3. Doronin S.V., Lupekhin A.M., Moskvichev V.V., Shokin Yu.I.Strength modeling and destruction of load-bearing structures of technical systems. Novosibirsk: Nauka, 2005. 250 p.

4. Harris S.M., Piersol A.G. Shock and Vibration Handbook. New York: McGraw - Hill Book So, 2002. 1457 p.

5. Belokobyl'skij S.V., Eliseev S.V., Sitov I.S. Dynamics of mechanical systems. Lever and inertial-elastic ties. SPb.: Politekhnika, 2013. 319 p.

6. Tarasik V.P.Mathematical modeling of technical systems. 2-e izd. ispr. i dop. Minsk: Dizajn PRO, 2004. 640 p.

7. Eliseev S.V., Artyunin A.I.Applied theory of oscillations in problems of dynamics of linear mechanical systems. Novosibirsk: Nauka, 2016. 459 p.

8. Kolovskij M.Z.Automatic control of vibration protection systems. M.: Nauka, 1976. 320 p.

9. Frolov K.V., Furman F.A.Applied theory of vibration protection systems. M.: Mashinostroenie, 1980. 276 p.