

ЧАСТОТНАЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ФУНКЦИЯ СИСТЕМЫ КАК ОСНОВА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЧАСТОТ СОБСТВЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ

С. В. ЕЛИСЕЕВ, НГУЕН ДЫК ХУИНЬ

Иркутский государственный университет путей сообщения, Российская Федерация

Обеспечение надежной работы многих технологических и транспортных машин является комплексной технической проблемой, которая возникает в различных формах на всех стадиях жизненного цикла машин. Большое значение в процессах обоснования принципов работы и определения динамического качества создаваемых машин имеют методы математического моделирования [1], на основе которых развиваются способы и средства оценки, анализа и контроля динамических состояний. Одним из основных подходов в этом плане является частотный анализ. Особое внимание при этом уделяется оценке спектров собственных частот колебаний. В настоящее время известны и развиты многие методы определения частот собственных колебаний, что нашло отражение в работах [2, 3].

В последние годы заметное развитие получили структурные математические методы в форме теории цепей, теории графов, теории автоматического управления, что инициирует интерес к разделам теории колебаний, связанным с определением частот собственных колебаний.

В предлагаемой работе развивается метод определения частот собственных колебаний механических колебательных систем с сосредоточенными параметрами на основе использования частотной энергетической функции.

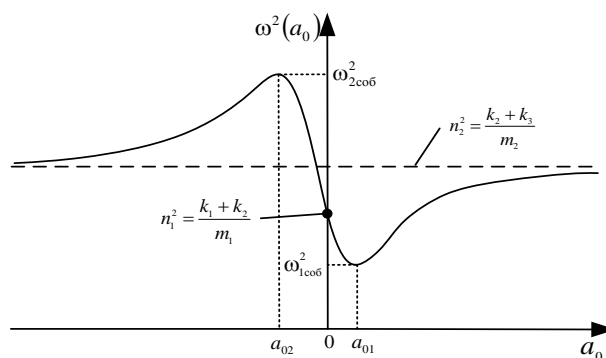
1 Некоторые общие положения. На предварительном этапе собственных колебаний в системе с несколькими степенями свободы в линейных предположениях возможно использование частотной энергетической функции на основе отношения потенциальной и кинетической энергий, что при учете коэффициента связности колебаний амплитуд (например, в системе с двумя степенями свободы) позволяет построить некоторый теоретический базис в изучении связи между значениями частот собственных колебаний и коэффициентом связности колебаний в формах свободных движений. Ряд деталей приводится в работе [1]. Если рассмотреть в качестве примера линейную механическую систему (горизонтальные положения) с массами m_1 и m_2 при жесткостях пружин k_1, k_2, k_3 , то частотная энергетическая функция принимает вид

$$\omega^2(i) = \frac{k_1 + k_2 + i^2(k_2 + k_3) - 2k_2i}{m_1 + m_2i^2}, \quad (1)$$

где i – коэффициент связности амплитуд в свободных формах колебаний системы.

Частотная энергетическая функция определяется из отношения потенциальной энергии к кинетической энергии колебаний системы. При экстремальных значениях функции, дифференцируемой по коэффициенту i , могут быть найдены соответствующие значения частот собственных колебаний и соответственно коэффициент связности. График частотной энергетической функции показан на рисунке 1.

Рисунок 1 – График частотной энергетической функции в зависимости от коэффициента распределения амплитуд i в формах колебаний



2 Особенности динамических свойств. В работах [4, 5] приведены аналитические решения и соответствующие численные эксперименты. График зависимостей частот приведен на рисунке 2 в качестве примера влияния различных параметров элементов системы.

Для системы с твердым телом аналогичная частотная энергетическая функция принимает вид

$$\omega^2(i) = \frac{k_1 + k_2i^2}{Ma^2 + Jc^2 + i^2(Mb^2 + Jc^2) + 2(Mab - Jc^2)i}. \quad (2)$$

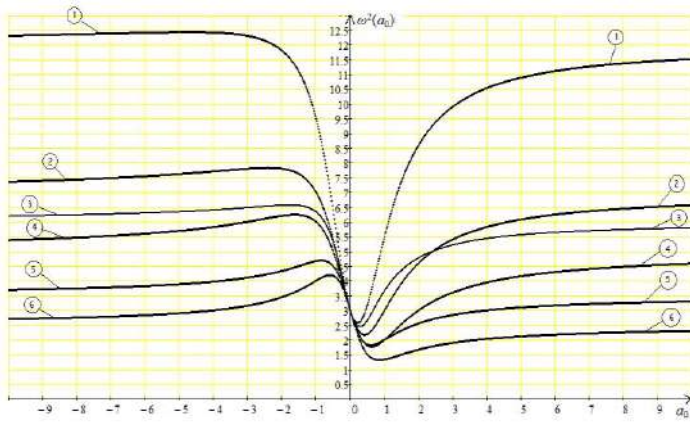
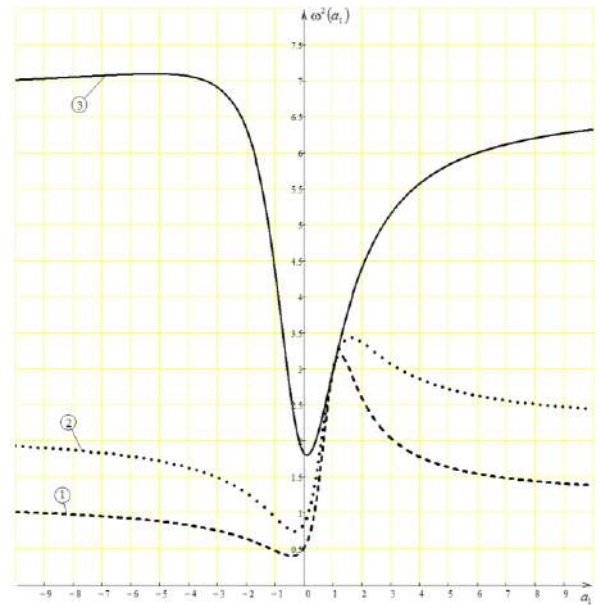


Рисунок 2 – Графики частотной энергетической функции в зависимости от коэффициента распределения амплитуд при разных значениях масс и жесткостей ($m_1 = m, k_1 = k, k_2 = 2k$):
 1 – при $m_2 = m, k_3 = 10k$; 2 – при $m_2 = m, k_3 = 5k$;
 3 – при $m_2 = m, k_3 = 3k$;
 4 – при $m_2 = 2m, k_3 = 10k$; 5 – при $m_2 = 2m, k_3 = 5k$; 6 – при $m_2 = 2m, k_3 = 3k$

Семейство графиков при различных параметрах системы приведено на рисунке 3.

Рисунок 3 – Семейство графиков $\omega^2(a_1)$ при различных значениях параметров системы
 $k_1 = k, k_2 = 2k, l_1 = 0,3 \text{ м}, l_2 = 0,5 \text{ м}$:
 1 – при $J = 1M$; 2 – при $J = 0,5M$;
 3 – при $J = 0,1M$



3 Введение дополнительных связей. Введение устройств для преобразования движения приведено на рисунке 4, а, б, в.

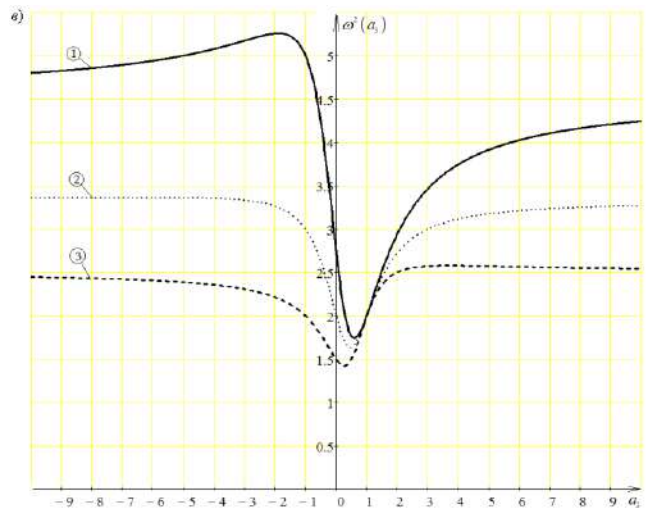
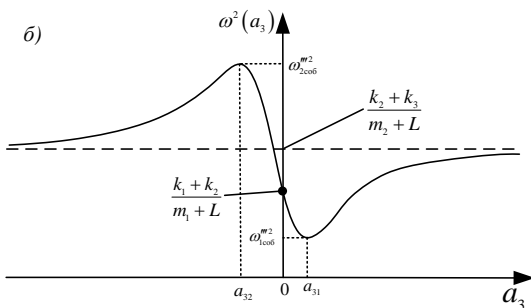
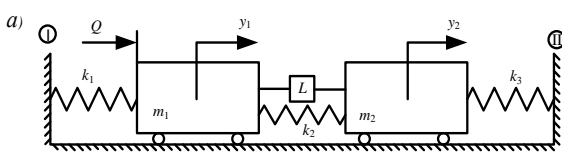


Рисунок 4 – Введение устройств для преобразования движения:

а – расчетная схема линейной механической колебательной системы с двумя степенями свободы с устройством для преобразования движения; б – график зависимости частота от передаточного отношения \bar{y}_2 / \bar{y}_1 в системе с устройством для преобразования движения;

в – семейство графиков $\omega^2(a_3)$ при различных значениях параметров системы $k_1 = k, k_2 = 2k, k_3 = 3k, l_1 = 0,3 \text{ м}, l_2 = 0,5 \text{ м}$:
 1 – при $L = 0,1m_2$; 2 – при $L = 0,5m_2$; 3 – при $L = m_2$

Выражение для частотной передаточной функции с устройством для преобразования движения имеет вид

$$\omega^2(i) = \frac{k_1 + k_2 + k_2 i^2 + k_3 i^2 - 2k_2 i}{m_1 + L + m_2 i^2 + Li^2 - 2Li} \quad (3)$$

Таким образом, определение частот собственных колебаний с учетом особенностей связности движений по отдельным координатам может стать направлением исследований, полезным для технических приложений.

Список литературы

- 1 Елисеев, С. В. Прикладная теория колебаний в задачах динамики линейных механических систем / С. В. Елисеев, А. И. Артюнин. – Новосибирск : Наука, 2016. – 459 с.
- 2 Определение частот собственных колебаний механических колебательных систем: особенности использования частотной энергетической функции. Ч. I / С. В. Елисеев [и др.] // Вестник Иркутского гос. технич. ун-та. – 2016. – № 6 (113). – С. 26–33.
- 3 Определение частот собственных колебаний механических колебательных систем: особенности использования частотной энергетической функции. Ч. II / С. В. Елисеев [и др.] // Вестник Иркутского гос. технич. ун-та. – 2016. – № 7 (114). – С. 10–23.
- 4 Возможности развития метода преобразования структурных схем в задачах динамики виброзащитных систем. Ч. I / А. П. Хоменко [и др.] // Вестник ВСГУТУ. – Улан-Удэ, 2016. – № 3. – С. 5–12.
- 5 Хоменко, А. П. Возможности развития метода преобразования структурных схем в задачах динамики виброзащитных систем. Ч. II / А. П. Хоменко [и др.] // Вестник ВСГУТУ. – Улан-Удэ, 2016. – № 4(61). – С. 53–63.

УДК 621.534; 62.752, 629.4.015

ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЕ СВЯЗИ В ЗАДАЧАХ ДИНАМИКИ ТЕХНИЧЕСКИХ ОБЪЕКТОВ: ДИНАМИЧЕСКОЕ ГАШЕНИЕ КОЛЕБАНИЙ

С. В. ЕЛИСЕЕВ, А. Н. ТРОФИМОВ

Иркутский государственный университет путей сообщения, Российская Федерация

А. Г. ПНЁВ

Улан-Удэнский лопастной завод, Российская Федерация

Многие технические объекты, работающие в условиях вибрационного нагружения, подвержены ситуациям, создаваемым неожиданными выбросами колебаний, развитием вибрационных отклонений в узких частотных диапазонах, что требует разработки и применения различных устройств, используемых в защищаемых структурах как дополнительные связи [1, 2]. Введение дополнительных связей приводит к изменению динамических состояний, однако такие подходы требуют предварительных расчетов, выбора управляющих или настроечных факторов. Определенными преимуществами в таких задачах обладают методы структурного математического моделирования. Использование структурных моделей [1, 2] позволяет применять передаточные функции и частотные методы анализа, характерные для теории автоматического управления [2].

В предлагаемом докладе развивается метод построения математических моделей для динамического синтеза гасителей колебаний.

1 Построение структурных математических моделей. По существу, задача оценки динамических свойств технического объекта начинается с формирования расчетной схемы, которая интерпретируется как механическая колебательная система с несколькими степенями свободы. Структурное математическое моделирование предполагает переход к математическим моделям в виде структурных схем эквивалентных в динамическом отношении систем автоматического управления, что требует определенных технологий [1, 2] и использования аналитического аппарата [3].

Автором рассмотрен подход в формировании структуры и особенностей вибрационного поля твердого тела на упругих опорах с использованием динамического гасителя (или корректора), точка приложения которого может менять свое положение. Расчетная схема рабочего органа и динамического гасителя приводятся на рисунке 1.

Структурная математическая модель системы в координатах \bar{y}_1 , \bar{y}_2 и \bar{y}_3 приведена на рисунке 2.