

АМОРТИЗАТОРЫ С СИЛОВОЙ ХАРАКТЕРИСТИКОЙ, ИМЕЮЩЕЙ УЧАСТКИ КВАЗИНУЛЕВОЙ ЖЕСТКОСТИ ПРИ НАЛИЧИИ ТРЕНИЯ

Chock absorbers which have power characteristic with quazinull rigidity at presence of friction

The paper is devoted to creation of elastic-systems with quazinull rigidity at presence of a hysteresis. Such characteristics of the given systems for which the area of a hysteresis loop is equal to an impact energy are gained, i.e. the opportunity of loss for one running of the system of all impact energy is theoretically shown. It is supposed to use the given system for simultaneous protection of the equipment against impacts and vibrations.

А. Н. Зотов,
И.Е. Ишемгужин,
А.Р. Атнагулов,
Е.И. Ишемгужин

Уфимский государственный
нефтяной технический
университет

Одним из показателей эффективности работы амортизаторов, как известно, является коэффициент передачи силы K_c , который равен отношению наибольшей силы, передаваемой защищаемому объекту, к амплитуде гармонической возмущающей силы [1].

Коэффициент K_c становится меньше единицы (применение данного амортизатора эффективно) при $\nu \geq \sqrt{2}$, где ν — отношение частоты возмущающей силы к частоте собственных колебаний амортизатора. Для линейных виброизоляторов невозможно успешно гасить колебания на частотах, когда $\nu < \sqrt{2}$ (K_c становится больше 1). Обычно принимают $\nu \geq 4$. При этом K_c должен быть меньше 1/15 [1]. То есть, на достаточно широком диапазоне частот применение линейных виброизоляторов неэффективно в принципе. Дополнительное демпфирование уменьшает коэффициент передачи силы K_c только в окрестности резонансной зоны, где он больше единицы, и увеличивает его (по сравнению со случаем низкого демпфирования) в области высоких частот. Чем меньше собственная частота виброизолятора, тем уже диапазон частот возмущающей силы, при котором $K_c > 1$. В пределе, она должна быть близка к нулю, т. е. жесткость линейного виброизолятора должна стремиться к нулю (тогда при нулевом демпфировании коэффициент K_c будет равен нулю).

Системы с квазинулевой жесткостью (первым предложил такие системы в 1967 году профессор Алабужев П. М.) находят применение в различных областях техники, в частности, в виброзащитных креслах, защите по-

движных составов от вибрации на железной дороге и в некоторых других областях [2,3]. Несмотря на очевидные достоинства, на сегодняшний день, использование подобных систем не получило широкого распространения.

К недостаткам существующих виброзащитных систем с квазинулевой жесткостью следует отнести отсутствие демпфирования. Защита от ударных воздействий здесь не может быть достаточно эффективной в принципе (нет поглощения энергии).

До настоящего времени не созданы амортизаторы, которые одновременно эффективно защищают от воздействия и ударов и вибраций, хотя эта задача поставлена уже давно [4]. При этом известно, что амортизаторы, предназначенные для защиты от вибраций, не обеспечивают защиты от ударов большой амплитуды и длительности, так как при ударе необходим значительный «ход» системы защиты.

Известны амортизаторы, имеющие характеристику, изображенную на рисунке 1.

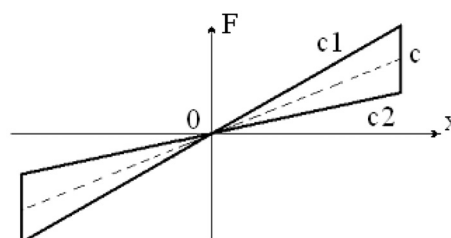


Рисунок 1. Характеристика листовых рессор железнодорожных вагонов.

c_1 и c_2 — коэффициенты упругости, соответствующие верхней и нижней ветвям характеристики;
 c — эквивалентный коэффициент упругости, соответствующий частоте возникновения резонанса.

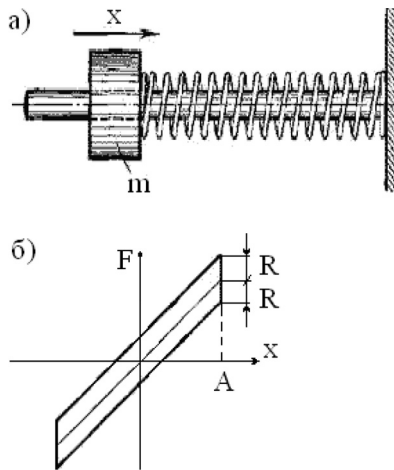


Рисунок 2. Система с трением (а) и ее силовая характеристика при наличии сухого трения (б)

Расчет колебаний при данной силовой характеристике достаточно сложен. В источнике [5] такой расчет занимает несколько страниц. Треугольная форма характеристики здесь обусловлена силами сухого трения.

Как видно из рисунка 1, при увеличении амплитуды колебаний передаваемая сила (F) увеличивается, а следовательно, увеличивается и коэффициент передачи силы K_c .

Для простейшей упругой системы с трением, изображенной на рисунке 2, сила сухого трения при ходе в одну сторону — добавляется, а в другую сторону — вычитается (рисунок 2). Расчет колебаний при подобной петле гистерезиса можно найти в (1).

Известны силовые характеристики, описываемые формулой (1) — рисунок 3 [6] (штриховые линии). Дифференциальное уравнение (2) описывает вынужденные колебания тела массой при воздействии гармонической возмущающей силы частотой p и амплитуды x_0 . В источнике [6] приведено решение уравнения (1):

$$m \cdot \ddot{x} + F0 \cdot \text{sign}(x) = x_0 \cdot \cos(p \cdot t), \quad (1)$$

где t — время.

Амплитуда вынужденных колебаний, описываемых дифференциальным уравнением (1) будет определяться следующим уравнением [6]:

$$A = \frac{1}{p^2 \cdot m} \cdot \left(\frac{\pi^2 \cdot F0}{8} + x_0 \right) \quad (2)$$

Добавляя силу сухого трения (как для системы, изображенной

на рисунке 2), получим характеристику, изображенную на рисунке 3 (сплошные линии).

При воздействии гармонической вынуждающей силы с частотой p и амплитудой x_0 движение будет описываться двумя дифференциальными уравнениями. На первом этапе, при перемещении из нулевого положения в крайнее (рисунок 3 — правая ветвь характеристики — движение вправо до остановки по стрелке; время движения — τ) движение будет описываться следующим дифференциальным уравнением:

$$m \cdot x_I'' = x_0 \cdot \cos(p \cdot t + \varphi) - F1 \quad (3)$$

На втором этапе (из крайнего положения в нулевое) движение будет описываться уже другим дифференциальным уравнением (рисунок 3 — правая ветвь характеристики — движение влево по стрелке):

$$m \cdot x_{II}'' = x_0 \cdot \cos(p \cdot t + \varphi) \quad (4)$$

Начальные условия для этих двух дифференциальных уравнений представлены системой (5).

$$\begin{cases} x_I(t=0) = 0; & x_{II}(t = \frac{\pi}{p}) = 0; & x_I'(t=0) = -x_{II}'(t = \frac{\pi}{p}) \\ x_I'(t = \tau) = 0; & x_{II}'(t = \tau) = 0; & x_I(t = \tau) = x_{II}(t = \tau) \end{cases} \quad (5)$$

Учитывая начальные условия (5), и, решая уравнения (3) и (4) получим следующую систему уравнений:

$$\begin{cases} -\frac{x_0}{m \cdot p^2} \cdot \cos \varphi + C2 = 0 \\ -\frac{x_0}{m \cdot p^2} \cdot \cos(\pi + \varphi) + C3 \cdot \frac{\pi}{p} + C4 = 0 \\ -\frac{x_0}{m \cdot p} \cdot \sin \varphi + C1 = \frac{x_0}{m \cdot p} \cdot \sin(\pi + \varphi) - C3 \\ -\frac{x_0}{m \cdot p} \cdot \sin(p \cdot \tau + \varphi) - \frac{F1}{m} \cdot \tau + C1 = 0 \\ -\frac{x_0}{m \cdot p} \cdot \sin(p \cdot \tau + \varphi) + C3 = 0 \\ -\frac{F1}{2 \cdot m} \cdot \tau^2 + C1 \cdot \tau + C2 = C3 \cdot \tau + C4 \end{cases} \quad (6)$$

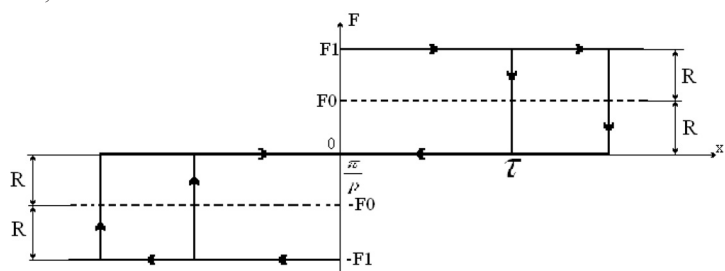


Рисунок 3. Зависимость восстанавливающей силы в зависимости от перемещения

Имеем шесть неизвестных: $C1, C2, C3, C4, \tau, \varphi$. Решение данных шести уравнений является весьма сложным. Удалось свести систему из этих шести уравнений к двум: (7) и (8).

$$\varphi = \arccos \left[\frac{p \cdot F1 \cdot \pi}{4 \cdot x_0} \cdot \tau - \frac{F1 \cdot p^2}{4 \cdot x_0} \cdot \tau^2 \right] \quad (7)$$

$$\frac{x_0}{p} \cdot \sin(p \cdot \tau + \varphi) = \frac{F1}{2} \cdot \tau \quad (8)$$

Подставив значение φ из уравнения (7) в уравнение (8), и, численно решая полученное уравнение, определяем значение τ — система решена.

Постоянные интегрирования равны:

$$\begin{cases} C1 = \frac{F1 \cdot \tau}{2 \cdot m}; C2 = \frac{x_0}{m \cdot p^2} \cos \varphi \\ C3 = -C1 \\ C4 = -\frac{x_0}{m \cdot p^2} \cos \varphi + \frac{F1}{2 \cdot m} \tau \cdot \frac{\pi}{p} \end{cases} \quad (9)$$

Координаты x_I и x_{II} :

$$x_I = -\frac{x_0}{m \cdot p^2} \cos(p \cdot t + \varphi) - \frac{F1 \cdot t^2}{2 \cdot m} + C1 \cdot t + C2$$

$$x_{II} = -\frac{x_0}{m \cdot p^2} \cos(p \cdot t + \varphi) + C3 \cdot t + C4$$

Амплитуда рассмотренных колебаний: $A = x_I(\tau) = x_{II}(\tau)$.

Данное аналитическое решение проверялось численно в пакете «Математика 5». Численное решение уравнений (3) и (4) подтвердило их аналитическое решение (системы (6) и (10)).

Преимуществом амортизаторов с характеристикой, представленной на рисунке 3 (сплошные линии), является то, что в этом случае коэффициент передачи силы — величина постоянная, не зависящая от амплитуды колебаний ($K_c = \frac{F1}{x_0}$).

Задавая значение $F1$, можно получить необходимый коэффициент передачи силы. Другим преимуществом подобной характеристики является наличие петель гистерезиса, а следовательно, энергия колебаний будет рассеиваться, что уменьшит их амплитуду. Так оно получается и по расчетам.

Например, для следующих параметров упругой системы, имеющей характеристику, как на рисунке 3: $m=0$ кг, $x_0=200$ Н, $p=15$ Гц, $F1=50$ Н — амплитуда колебаний равна $A=0,052$ м. Для характеристики, описываемой уравнением (1) ($F0=F1$, гистерезис отсутствует), амплитуда колебаний будет равна $A=0,116$ м, т.е. более чем в два раза больше.

На рисунке 4 представлены амплитудно-частотные характеристики упругих систем с вышеприведенными параметрами, имеющими характеристики, изображенные на рисунке 3 (1 — без гистерезиса: $F_0=F_1$; 2 — с гистерезисом).

Преимущества амортизаторов с силовой характеристикой, изображенной на рисунке 3 (с гистерезисом), эффективны не только для виброзащиты, но и для ударозащиты.

Современные амортизаторы могут поглощать до 75% энергии удара за одно колебание (такие амортизаторы, например, используются в шасси самолетов).

Для рассматриваемых в этой статье амортизаторов с силовой характеристикой, изображенной на рисунке 3 (сплошные линии) теоретически возможно гасить всю энергию удара за одно колебание.

Получение упругих систем с участками квазиулевой жесткости в большом диапазоне перемещений [7, 8] позволяет получить силовые характеристики не только такого вида, как на рисунке 3, но и такого как на рисунке 5 (величина b определяется сухим трением). При определенной массе защищаемого от вибрации и ударов тела (Mg — рисунок 5 — слева) силовая характеристика станет такой как на рисунке 5 — справа.

Получим уравнения колебаний при данной характеристике. Для исследования данной нелинейной системы целесообразно также применить метод поэтапного интегрирования, разбив период колебаний $T=2\pi/p$ на четыре этапа (рисунок 5):

- 1) движение из нулевого положения в крайнее — по ходу часовой стрелки;
- 2) возвращение из крайнего в нулевое положение;
- 3) движение из нулевого положения в другое крайнее положение — против хода часовой стрелки;
- 4) возвращение из крайнего в нулевое положение.

Характеристика симметрична относительно полупериода. Поэтому первый и второй этапы происходят за первый полупериод

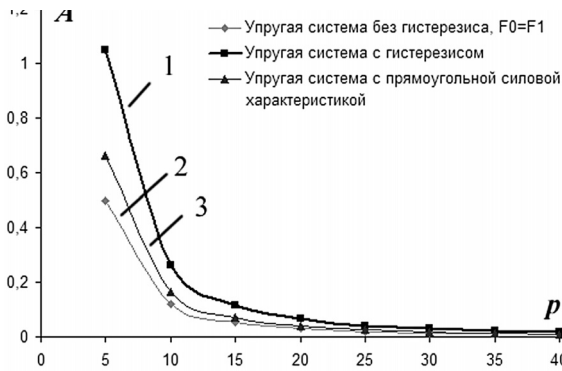


Рисунок 4. Амплитудно-частотные характеристики при различных силовых характеристиках

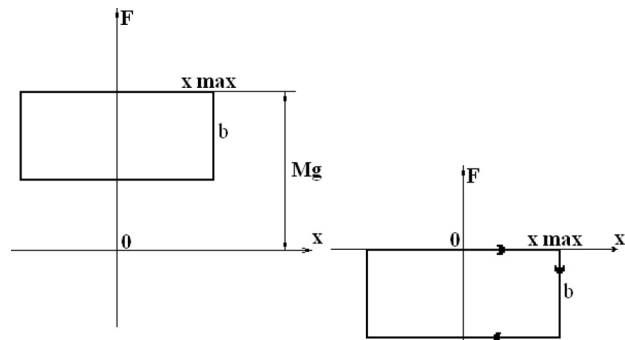


Рисунок 5. Силовая характеристика с прямоугольной петлей гистерезиса

$T=2\pi/p$, а второй и третий этапы — за второй полупериод π/p . Движение на первом и четвертом этапах при гармонической возмущающей силе описывается уравнением (11):

$$m \cdot x_1'' = F \cdot \sin(p \cdot t + \varphi) \quad (11)$$

где F — модуль возмущающей силы.

Движение на втором и третьем этапах описывается следующим уравнением.

$$m \cdot x_2'' = -b + F \cdot \sin(p \cdot t + \varphi) \quad (12)$$

Обозначим через τ пока неизвестную продолжительность отклонения из нулевого положения в крайнее. В связи с этим этапы будут происходить в следующие промежутки времени:

$$\begin{aligned} &1) 0 \leq t \leq \tau, 2) \tau \leq t \leq \pi/p, \\ &3) \pi/p \leq t \leq \pi/p + \tau, 4) \pi/p + \tau \leq t \leq 2 \cdot \pi/p. \end{aligned} \quad (13)$$

Решением уравнений (11) и (12) является система (14).

$$\begin{aligned} x_1 &= -\frac{F}{m \cdot p^2} \cdot \sin(p \cdot t + \varphi) + C_1 \cdot t + C_2 \\ x_2 &= -\frac{b \cdot t^2}{2 \cdot m} - \frac{F}{m \cdot p^2} \cdot \sin(p \cdot t + \varphi) + C_3 \cdot t + C_4 \end{aligned}$$

Для определения четырех постоянных интегрирования C_i , а также τ и φ воспользуемся начальными и конечными условиями движения на отдельных этапах, а также условиями сопряжения.

Подставим в уравнения системы (14) следующие граничные условия:

$$\begin{aligned} &1) t = 0: x_{10} = 0; 2) t = \tau: x_{1\tau}' = 0; \\ &3) t = \tau: x_{2\tau}' = 0; 4) t = \tau: x_{1\tau} = x_{2\tau}; \\ &5) t = \pi/p: x_{2\pi/p} = 0; 6) x_{10}' = -x_{2\pi/p}' \end{aligned} \quad (15)$$

Решив полученную систему уравнений, найдем:

$$\begin{aligned} C_1 &= \frac{F}{m \cdot p} \cos(p \cdot \tau + \varphi); C_2 = \frac{F}{m \cdot p^2} \cdot \sin(\varphi); \\ C_3 &= \frac{b \cdot \tau}{m} + \frac{F}{m \cdot p} \cdot \cos(p \cdot \tau + \varphi); \\ C_4 &= \frac{F}{m \cdot p^2} \cdot \sin(\varphi) - \frac{b \cdot \tau^2}{2 \cdot m}; \end{aligned} \quad (16)$$

После ряда преобразований получим систему из двух трансцендентных уравнений.

$$\begin{aligned} \varphi &= \arccos\left(\frac{b \cdot \pi}{2 \cdot F} - \frac{b \cdot p \cdot \tau}{2 \cdot F}\right) - p \cdot \tau \\ \frac{2 \cdot F}{p^2} \cdot \sin(\varphi) - \frac{b \cdot \tau^2}{2} - \frac{b \cdot \pi^2}{2 \cdot p^2} + \frac{b \cdot \pi \cdot \tau}{p} + \\ &+ \frac{F \cdot \pi}{p^2} \cdot \cos(p \cdot \tau + \varphi) = 0 \end{aligned} \quad (17)$$

Из этой системы уравнений можно определить τ и φ . Постоянная из первого уравнения системы (17) подставляется во второе уравнение и после этого оно численно решается (определяем τ). После определения всех неизвестных получаем амплитуду вынужденных колебаний в зависимости от частоты вынуждающей силы.

$$A = |x_1(\tau)| = \left| -\frac{F}{m \cdot p^2} \cdot \sin(p \cdot \tau + \varphi) + C_1 \cdot \tau + C_2 \right| \quad (18)$$

Амплитудно-частотная характеристика построенная по формуле (18) представлена на рисунке 4.

Рассмотренные характеристики можно получить за счет известных конструктивных решений [6,7]. Амортизаторы с такими характеристиками предполагается использовать для защиты нефтепромыслового оборудования.

Выводы

1. В работе показано, что при наличии квазииндулевой жесткости и сухого трения воз-

можно получение силовой характеристики с гистерезисом, содержащим участки прямоугольной формы, что позволяет разработать принципиально новые конструкции амортизаторов для одновременной защиты механизмов от воздействия вибраций и ударов

2. Амортизаторы с указанной характеристикой могут найти широкое использование в составе нефтепромыслового оборудования, работающего в условиях одновременного воздействия вибрационных и ударных нагрузок.

ЛИТЕРАТУРА

1. Пановко Я. Г. Основы прикладной теории колебаний и удара — Л.: Политехника. 1990. — 272 с.: ил. — ISBN 5-7325-0096-0.

2. Савельев Ю. Ф. Метод эффективной виброзащиты подвижного состава и экипажа на основе дополнительных механических устройств со знакопеременной упругостью: Монография. — Омск.: Омский гос. университет путей сообщения, 2003.—107 с.

3. Технологии защиты от вибрационного воздействия различных объектов и систем, 2001 Институт технической механики НАНУ и НКАУ (<http://itm.dp.ua/RUS/Technol/Tech1701.html>).

4. В.С. Ильинский Защита РЭА и прецизионного оборудования от динамических воздействий. Москва «Радио и связь». 1982г.

5. Бать М. И., Джанелидзе Г. Ю., Кельзон А. С. Теоретическая механика в примерах и задачах, т. 3, Москва, «Наука», 1973 г., 488 с.

6. Магнус К. Колебания: Введение в исследование колебательных систем. Пер. с нем. — М.: Мир, 1982.—304 с., ил.

7. Зотов А. Н. «Виброизолятор нелинейного принципа действия». Механика и процессы управления, т. 2, труды XXXIV Уральского семинара по механике и процессам управления, Екатеринбург, 2004 г., 435 с.

8. Зотов А. Н. «Виброизоляторы с квазииндулевой жесткостью». Научно-технический и производственный сборник статей III международной научно-технической конференции «Вибрация машин, снижение, защита», Донецк, 23—25 мая 2005 г. 51—54 с.

www.ogbus.ru

Гагев Н.Б.

КРАТКОСРОЧНОЕ ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ОБЪЕМА ГАЗОПОТРЕБЛЕ-

НИЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ИСКУССТВЕННЫХ НЕЙРОННЫХ СЕТЕЙ

http://www.ogbus.ru/authors/Agayev/Agayev_1.pdf

В работе предлагается специальная методика для краткосрочного прогнозирования объема потребления газа. Для получения более точного графика объема газопотребления в прогнозируемый период используются результаты трех независимых нейронных сетей. Первая нейронная сеть прогнозирует значение объема потребляемого в каждом интервале рассматриваемого периода с использованием метода окон или метода Z. Вторая нейронная сеть предсказывается с использованием максимального и минимального значения нагрузок в прогнозируемом периоде. Третья нейронная сеть предсказывает будущий тренд на основе оптимальной экстраполяции стохастической функции газопотребления. Ответы, полученные от трех нейронных сетей, обрабатываются в специальном блоке. Задачами этого блока являются анализ точности прогнозирования нейронных сетей в предыдущий момент времени и корректировка ответов одной нейронной сети по результатам другой. На основании результатов полученных выходов трех нейронных сетей формируется выход как взвешенное среднее.

Использование результатов трех независимых нейронных сетей улучшает качество прогнозирования объема газопотребления и повышает доверие к полученным прогнозам. Анализ и обработка результатов показывает, что предлагаемая нейронная сеть повышает точность прогнозирования примерно на 0.5%, что позволяет увеличить экономический эффект при оперативно-диспетчерском управлении систем газоснабжения.

Васильев Д.Ю., Кузнецов В.А., Чувывров А.Н.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВА-

НИЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПОТОКОВ В ЦЕНТРИФУГАХ ИМЕЮЩИЕ КАВЕРНЫ, РАЗЛИЧНОЙ ПРАВИЛЬНОЙ ГЕОМЕТРИЧЕСКОЙ ФОРМЫ

http://www.ogbus.ru/authors/Vasilyev/Vasilyev_1.pdf

Представлены результаты численного исследования влияния кориолисовой силы и различных профилей поперечного сечения на протекание волновых процессов в центрифугах. Важной особенностью данной работы является разработка численного метода решения уравнений волнового движения путем описания профиля поперечного сечения моделируемых каверн рядами степенных функций, что существенно облегчает решение задач такого рода. Движение жидкости происходит из-за разности уровней жидкости в начале и на конце каверн.

Чиркова А.Г., Рубцов А.В., Наумкин Е.А., Гайдукевич У.П.

КОМПЛЕКСНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПОВЕДЕНИЯ ОБОЛОЧКОВОЙ КОНСТРУКЦИИ ИЗ АУСТЕНИТНОЙ СТАЛИ, БЫВШЕЙ В ЭКСПЛУАТАЦИИ, ПРИ ДЕФОРМИРОВАНИИ ВНУТРЕННИМ ДАВЛЕНИЕМ

http://www.ogbus.ru/authors/Chirkova/Chirkova_2.pdf

Исследования посвящены оценке предельного состояния труб змеевиков реакционных печей. Изучение змеевиков показало возникновение различных дефектов связанных с пластическим деформированием, потерей устойчивости формы и появлением трещин. Фрагмент трубы реального змеевика с деформированным участком использован для создания оболочковой конструкции, испытанной на специальном стенде на действие внутреннего давления. При этом контролировалось изменение магнитных и акустических характеристик конструкционного материала.

www.ogbus.ru