

УДК: 53.99.02

А. Е. Божко* чл.-кор НАН Украины**В. Л. Крупенин**** д-р техн. наук**О. О. Мугин**** канд. техн. наук**К. Б. Мягкохлеб*** канд. техн. наук* Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины
(г. Харьков, e-mail: mkb2004@ukr.net)** ФГБУН Институт машиноведения им. А. А. Благонравова РАН
(Россия, г. Москва, e-mail: omugin@imash.ru)

СНИЖЕНИЕ УРОВНЯ ВИБРАЦИИ, ПЕРЕДАВАЕМОЙ ТРАНСПОРТОМ В ОКРУЖАЮЩУЮ СРЕДУ

Рассматривается проблема подавления вибрации, создаваемой поездами метрополитена. Снижение вибрации, возникающей при взаимодействии железнодорожного состава и рельсов в контакте "рельс-колесо", осуществляется посредством размещения под верхним строением пути гидравлических виброизоляторов с внутренними инерционными элементами. Прогнозируется усиление эффекта виброизоляции (на 6–30 дБ) при сохранении необходимой величины статической жесткости.

Розглядається проблема заглушення вібрації, що створюється потягами метрополітену. Зниження вібрації, що виникає при взаємодії залізничного складу і рейок в контакт "рейка-колесо" здійснюється через розміщення під верхньою будовою колії гідравлічних віброізоляторів з внутрішніми інерційними елементами. Прогнозується посилення ефекту віброізоляції (на 6–30 дБ) при збереженні необхідної величини статичної жорсткості.

Введение

Современную транспортную сеть в крупных городах и мегаполисах невозможно представить без наиболее совершенного вида массового транспорта – метрополитена, позволяющего обеспечить наибольший провоз пассажиров. Рост интенсивности движения на линиях, их более интенсивная загрузка и строительство новых линий метрополитена приводят к необходимости учета возможных воздействий поездов на окружающую застройку.

Основная часть

Любой вид транспорта, особенно рельсовый, является источником колебаний, передающихся через грунтовую среду на расположенные вблизи транспортных магистралей сооружения и вызывающих их вибрацию, которая сказывается как на техническом состоянии зданий, так и на санитарно-гигиенических условиях пребывания в них людей. Поэтому в последнее время в нормативные документы вводятся все более жесткие нормы на вибрацию и шум [1].

Известно, что линии метрополитена мелкого заложения являются источником повышенной вибрации, которая распространяется по грунту и передается на фундаменты зданий, расположенных в технической зоне метрополитена [2]. Поэтому возникает необходимость снижения уровней вибрации и структурного

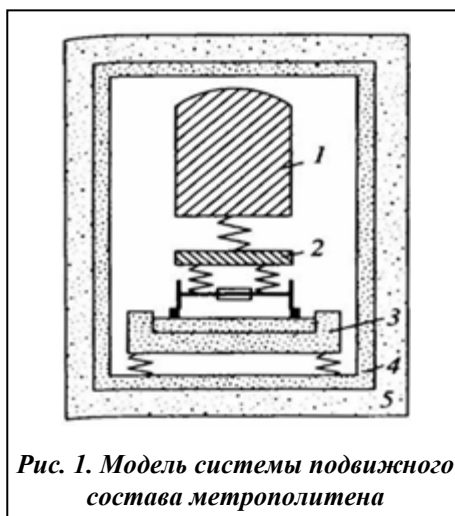


Рис. 1. Модель системы подвижного состава метрополитена

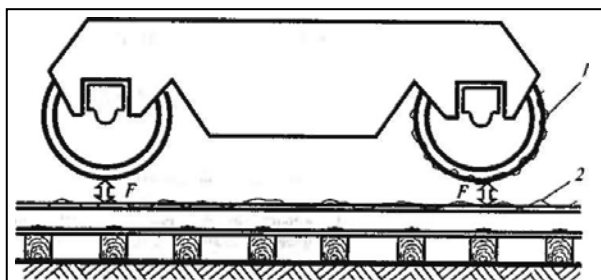


Рис. 2. Взаимодействие подвижного состава и пути при движении:

- 1 – неровности на поверхности катания колеса;
2 – волнообразный износ на поверхности катания рельса

тоннеля, пути 3 и обделки тоннеля 4, опирающейся на грунт 5.

Основным источником возбуждения вибрации является точка взаимодействия колес тележки поезда и рельсов, поэтому основная задача – это снижение вибрации, возникающей при взаимодействии подвижного состава и верхнего строения пути (рельсов) в контакте «рельс–колесо» (рис. 2) на станциях метрополитена и в тоннелях, а также при их последующем распространении по грунту и действию на расположенные вблизи наземные сооружения.

При рассмотрении данной задачи мы находимся в системе координат, связанных поездом при установившемся равномерном движении поезда в продольном направлении.

Применяемые сейчас пути виброизоляции можно разделить на два класса:

1. Виброизоляция колеса (покрытие резиной обода) рельсового транспорта (Великобритания, Германия)
2. Виброизоляция пути (Россия, Украина, США, Япония).

Упомянем запатентованную и применяемую в России так называемую сборную резиновую виброзащитную оболочку для верхнего строения пути, изображенную на рис. 3.

Эта виброзащитная оболочка монтируется на полушпалке и помещается в жесткий короб из стеклофибробетона. В коробе размещены и прижаты к полушпалку резиновые опорный и боковые виброизолирующие элементы.

Исследования, проведенные Общероссийским общественным объединением «Тоннельная ассоциация России» [2], показали, что превышение уровня вибрации на станциях метрополитена и в тоннелях над санитарными нормами наблюдается в октавах с центральными частотами 16, 31,5 и 63 Гц. (рис. 4.)

Снижение вибрации в полосе частот 16–67 Гц можно выполнить применением виброизоляторов с внутренними инерциальными элементами [3]. Результатом является снижение динамической жесткости виброизолятора в определенном заранее заданном частотном диапазоне.

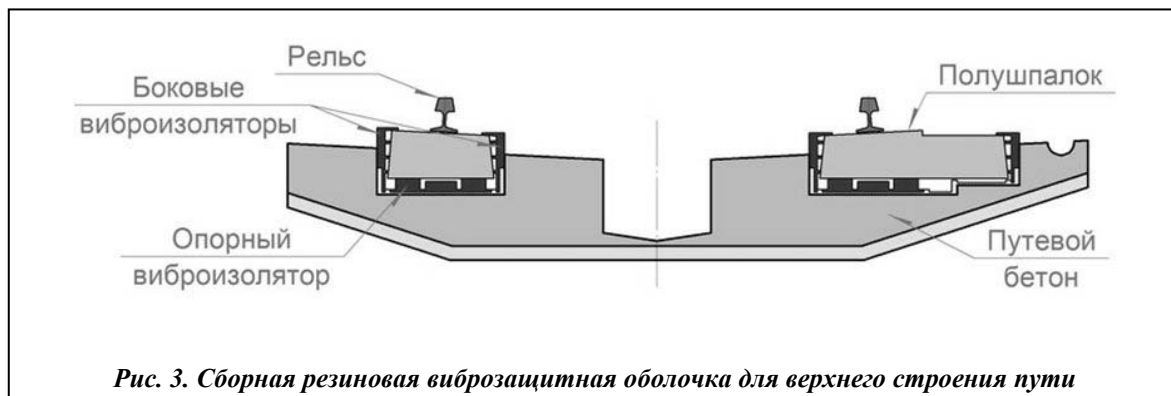


Рис. 3. Сборная резиновая виброзащитная оболочка для верхнего строения пути

Изобразим систему рис. 2 с добавлением на участке путь – основание гидравлического виброизолятора в виде эквивалентной механической системы, используя при расчетах методы теории цепей, импеданса и теорему Тевинина об эквивалентной системе [3–5] (рис. 5). Здесь m_1 – масса вагона; m_2 – масса тележки; β_1 – конструктивное демпфирование подвески вагона; β_2 – конструктивное демпфирование подвески тележки; c_1 – жесткость подвески вагона; c_2 – жесткость подвески тележки; b_3 – линейное демпфирование виброизолятора; c_3 – жесткость виброизолятора; m – масса инерционного трансформатора; x – перемещение верхнего строения пути; x_1 – перемещение грунта

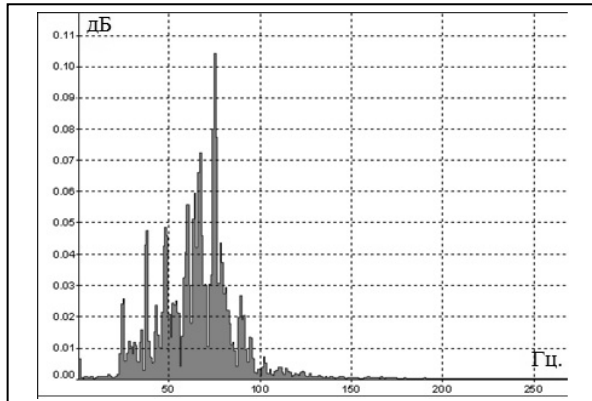


Рис. 4. Спектры вертикальных виброускорений колебаний грунта в районе рельсовой трассы

Вагон подвижного состава с тележкой, содержащие пружины и демпферы, устанавливается на рельсовый путь (верхнее строение пути), опирающийся на дополнительный элемент – инерционный трансформатор с приведенной массой m . Возбуждающая сила F действует через массу m_{31} (колесо) на массу m_{32} (путь). При некоторых условиях наступает разрыв, тогда имеют место ударные нагрузки [6], которые будем выражать как взаимодействие тел с массами m_{31} и m_{32} . В данной работе рассматривается задача в пренебрежении ударами, учет соударений предполагается провести в последующих работах.

Динамическая жесткость рассматриваемого виброизолятора, в отличие от обычного (у которого приведенная масса $m = 0$), будет

$$\left| \frac{F}{x}(i) \right| = D = \left[\left[(-\omega^2 m)^{-1} + (i\omega b_3)^{-1} \right]^{-1} + c_3 \right], \quad (1)$$

где ω – частота; i – мнимая единица; b_3 – линейное демпфирование виброизолятора; c_3 – жесткость виброизолятора; m – масса инерционного трансформатора.

На виброизолятор установлены массы вагона, тележки и рельсового пути. Суммарная динамическая жесткость D_c такой системы при действии на массу силы F

$$D_c = D_0 + D_1 - (m_3 \omega^2), \quad (2)$$

где D_0 – динамическая жесткость объекта (вагона и тележки); D_1 – суммарная динамическая жесткость виброизолятора и основания; ω – частота, m_{32} – масса пути.

Динамическая жесткость объекта

$$D_0 = \left\{ [c_2(1 + i\beta_2)]^{-1} + \left[[c_1(1 + i\beta_1)]^{-1} - (m_1 \omega^2)^{-1} \right]^{-1} - m_2 \omega^2 \right\}^{-1}, \quad (3)$$

где ω – частота; i – мнимая единица; c_1 – жесткость подвески вагона; c_2 – жесткость подвески тележки; m_1 – масса вагона; m_2 – масса тележки; β_1 – конструктивное демпфирование подвески вагона; β_2 – конструктивное демпфирование подвески тележки.

Суммарная динамическая жесткость виброизолятора и основания

$$D_1 = \left(\frac{1}{D} + \frac{1}{D_f} \right)^{-1}, \quad (4)$$

где D – динамическая жесткость виброизолятора; D_f – динамическая жесткость основания.

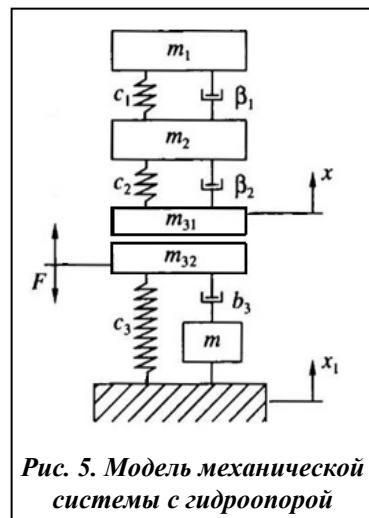


Рис. 5. Модель механической системы с гидропорой

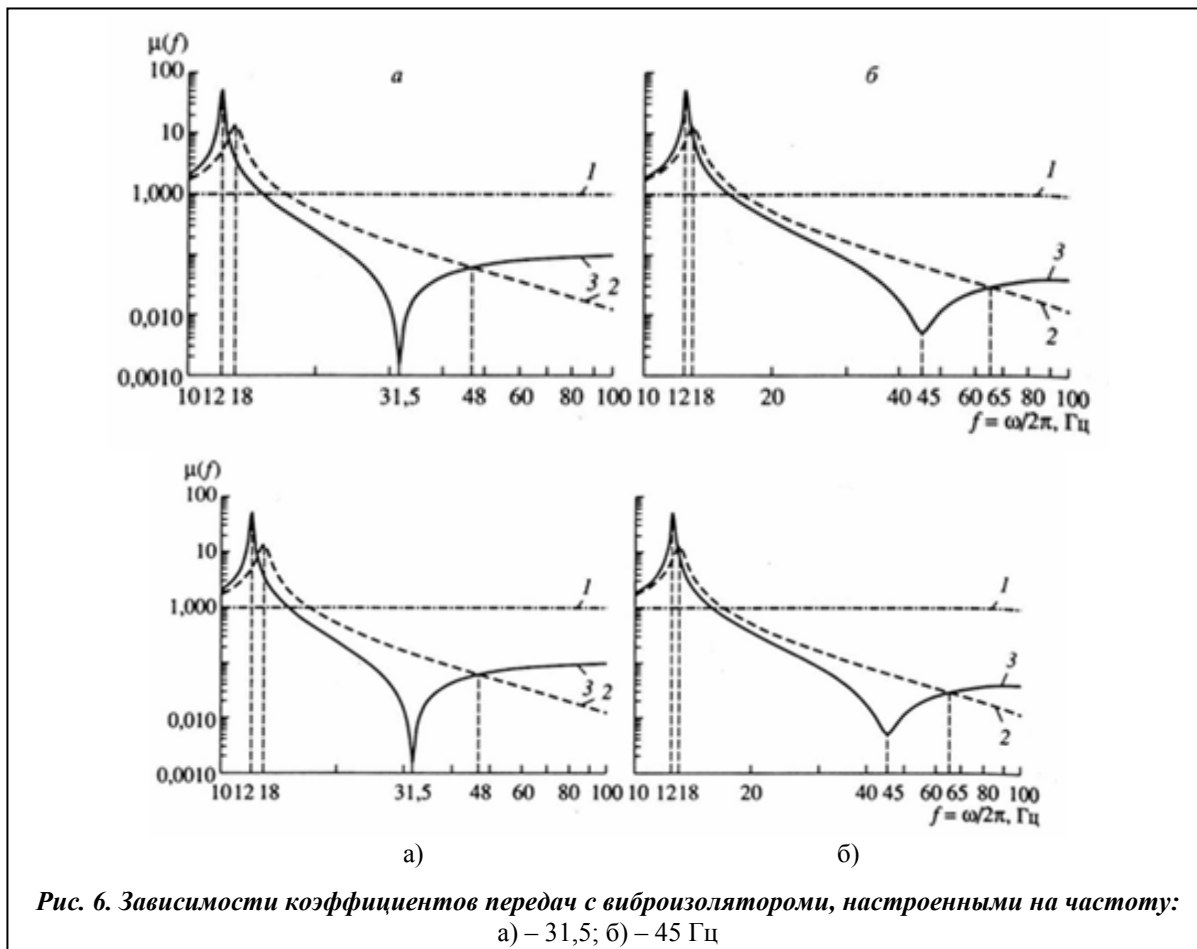


Рис. 6. Зависимости коэффициентов передач с виброизоляторами, настроенными на частоту: а) – 31,5; б) – 45 Гц

Для определения эффективности работы виброизолятора введем передаточную функцию F_f функцию по силе $T(i) = \frac{F_f}{F}(i)$, где F – сила, возникающая в контакте колесо-рельс; F_f – сила, действующая на основание.

Из передаточной функции, построенной с помощью формул (1)–(4), получаем коэффициент передачи $\mu(\omega) = |T(i)|$. На рис. 6 приведены зависимости коэффициентов передач от частоты.

Сравним на рис. 6 кривые коэффициентов передач для систем виброизоляции с виброизолятором (настроенным на частоту 31,5 (а) и 45 Гц (б)) с внутренними инерциальными элементами (кривые 3), обычным виброизолятором с приведенной массой $m = 0$ (кривые 2) и без виброизолятора (кривые 1).

Из анализа кривых рис. 6 видно, что резонансная частота системы с виброизолятором с внутренними инерциальными элементами будет находиться на частоте более низкой (смещается влево), чем у обычной системы виброизоляции. Кроме того, частота резонанса динамической жесткости виброизолятора с внутренними инерциальными элементами совпадает с частотой нуля коэффициента передачи.

Таким образом, вибрации на частоте резонанса динамической жесткости гидропоры не будут переданы на основание. Кроме того, существует диапазон частот, около которого коэффициент передач стремится к минимуму, что, с одной стороны, позволяет снизить требования к точности изготовления гидропор, а с другой – расширить полосу частот, на которых гидропора будет эффективно работать.

Частотные зависимости коэффициента передачи виброизолятора с внутренними инерциальными элементами, настраиваемыми на частоты 31,5 и 45 Гц.

| Характеристика виброизолятора | Виброизолятор с внутренними инерциальными элементами | Виброизолятор с внутренними инерциальными элементами |
|---|--|--|
| частота настройки, Гц | 31,5 | 45 |
| смещение резонансного пика в сторону более низких частот | наблюдается | наблюдается |
| величина снижения вибрации на частоте настройки, дБ | 6–14 | 6–12 |
| снижение вибрации в полосе частот по сравнению с обычной виброизоляцией, Гц | 12–45 | 12–65 |

В таблице приведен анализ частотных зависимостей коэффициента передачи виброизолятора с внутренними инерциальными элементами, настраиваемыми на частоты 31,5 и 45 Гц.

Также данная система может быть успешно применена для виброзащиты путевого пространства скоростных поездов типа «Красная стрела», «Сапсан» и т. п. при скоростях движения 200–280 км/ч с частотами максимальных виброускорений, передаваемых на грунт, будут приближаться к 130 Гц.

На рис. 7 представлена экспериментально полученная частотная зависимость коэффициента передачи для виброизолятора (гидропоры) с использованием инерционности и демпфирования (при настройке виброизолятора на частоту 130 Гц): 1 – белый шум (max); 2 – белый шум (min). Виброизолятор нагружали статической нагрузкой 700 кг. Испытания проводили на экспериментальном стенде, который снабжен электронно-измерительной системой, позволяющей проводить измерения различных вибрационных характеристик процесса, в том числе комплексной жесткости и механического импеданса.

Из анализа кривых, представленных на рис. 7, видно, что эффект повышенной виброизоляции наблюдается в полосе частот 115–135 Гц. Настройка такого виброизолятора на частоту 45 Гц возможна путем уменьшения толщины и увеличения числа промежуточных камер, а также другими изменениями. Сложность течения жидкости в камерах требует для получения желаемого результата дополнительных теоретических и экспериментальных исследований.

На рис. 8 показаны экспериментально полученные спектры вертикальных виброускорений колебаний грунта при виброизоляции рельсовой трассы.

Анализ рис. 5 и 8 показывает, что эффективность виброзащитной оболочки по данным измерений составляет

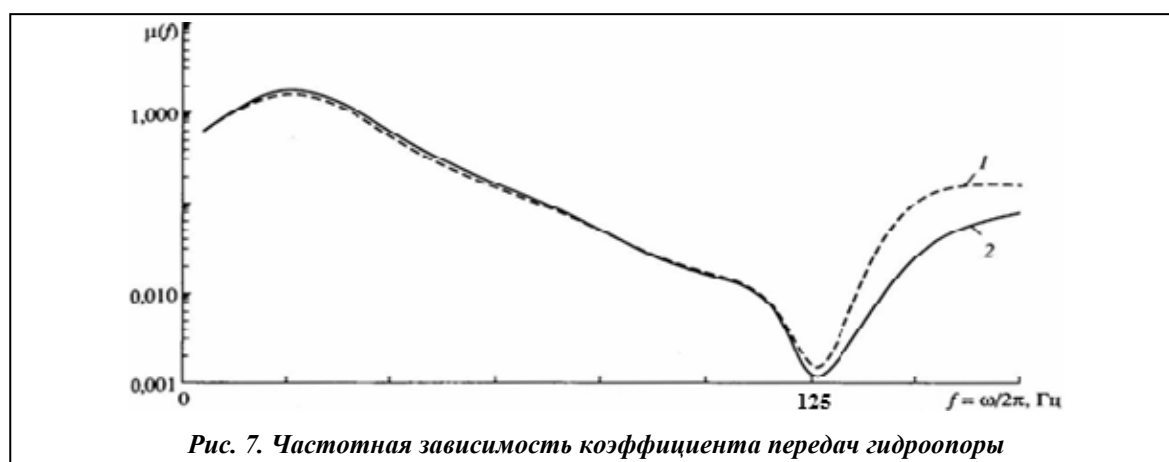
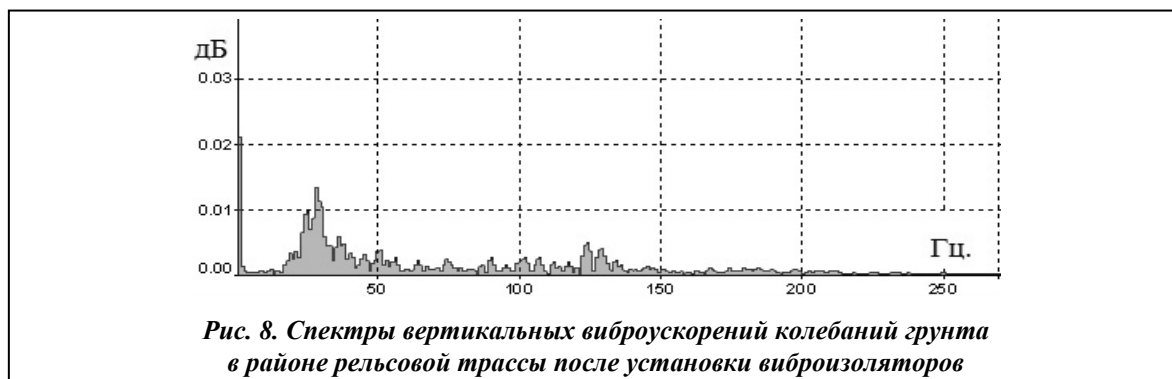


Рис. 7. Частотная зависимость коэффициента передач гидропоры



1. В октавной полосе 31,5 Гц: 6 дБ – на частоте 25 Гц; 18,3 дБ – на частоте 37,5 Гц.

2. В октавной полосе 63 Гц: 22,5 дБ – на частоте 50 Гц; 30,7 дБ – на частоте 66,7 Гц.

Полученные результаты свидетельствуют об усилении эффекта виброизоляции пути при помощи виброизоляторов с внутренними инерциальными элементами в полосе частот 16-67 Гц на 6 – 30,7 дБ при сохранении необходимой величины статической жесткости и, следовательно, устойчивости объектов при установке их на виброизоляторы.

На динамику подобных систем большое влияние могут оказать соударения элементов конструкций [6]. Учет этих факторов будет проведен в дальнейших работах.

Выводы

В заключение сделаем несколько принципиальных замечаний.

1. Необходимость обращения к подобным задачам диктуется, прежде всего, тем обстоятельством, что защита зданий и сооружений в городах от разрушения, вызванного воздействием вредных воздействий вибраций, приобретает особую актуальность с ростом скоростей и интенсивностью движения.

2. Вибрации, передаваемые через грунт на конструкции зданий, воспринимаются как неприятные низкочастотные колебания, ухудшающие самочувствие людей и работу прецизионных приборов или как беспокоящий шум (гул).

3. Предложенные модели позволяют также исследовать и вибрации, возникающие от движения наземного рельсового транспорта.

Статья выполнена при финансовой поддержке Росийского фонда фундаментальных исследований (проект № 13-08-90419) и Государственного фонда фундаментальных исследований Украины (проект № Ф53.7/038).

Литература

1. СНиП 23-03-2003. Защита от шума. – М.: Госстрой России, 2003. – 200 с.
2. Комплекс нормативных документов по оценке шума и вибрации от метрополитена. Сб. нормативных документов МОО «Тоннельная ассоциация». – М.: ТИМР, 1998. – 320 с.
3. Гордеев Б. А. Системы виброзащиты с использованием инерционности и диссипации реологических сред / Б. А. Гордеев, В. И. Ерофеев, А. В. Синев, О. О. Мугин. – М.: Физматлит, 2004. – 176 с.
4. Сирил М. Справочник по ударным нагрузкам / М. Сирил, Харрис, И. Чарльз, Крид. – Л.: Судостроение, 1980. – 360 с.
5. Обморшев А. Н. Введение в теорию колебаний / А. Н. Обморшев. – М.: Наука, 1965. – 276 с.
6. Babitsky Vladimir I. Vibration of Strongly Nonlinear Discontinuous Systems/ Vladimir I. Babitsky, Vitaly L. Krupenin. – Berlin: Springer, 2001. – 380 p.

Поступила в редакцию
7.08.13