

УДК: 53.99.02

## ПРОБЛЕМА СНИЖЕНИЯ ВИБРАЦИОННЫХ ВОЗДЕЙСТВИЙ РЕЛЬСОВОГО ТРАНСПОРТА НА ОКРУЖАЮЩИЕ ОБЪЕКТЫ

© Александр Евгеньевич Божко<sup>1</sup>, Виталий Львович Крупенин<sup>2</sup>,  
Олег Олегович Мугин<sup>2</sup>, Константин Борисович Мягкохлеб<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, г. Харьков  
[mkb2004@ukr.net](mailto:mkb2004@ukr.net)

<sup>2</sup>Федеральное государственное бюджетное учреждение науки Институт машиноведения  
им. А.А. Благонравова Российской академии наук, Россия, Москва  
[omugin@imash.ru](mailto:omugin@imash.ru)

**Аннотация:** Рассматриваются вопросы снижения вибрационных воздействий, вызываемых вагонами метрополитена. Уменьшение вибрации осуществляется при помощи 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.

**Ключевые слова:** Метрополитен, вибрация, виброударные режимы, гидроопора, жесткость, тележка, путь.

## PROBLEM OF REDUCTION OF VIBRATION INFLUENCES OF RAIL TRANSPORT ON SURROUNDING OBJECTS

A.Bozhko<sup>1</sup>, V.Krupenin<sup>2</sup>, O.Mugin<sup>2</sup>, K. Myagkokhlib<sup>1</sup>

<sup>1</sup>The A.N. Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems of the National Academy of Sciences of Ukraine (IPMash NAS of Ukraine)

<sup>2</sup>Federal budget-funded research Institute of Machines Science named after A.A. Blagonravov of the Russian Academy of Scienc

**Abstract.** Questions of reduce vibration caused by trains underground. Vibration reduction is carried out using the placement under way topside hydraulic vibration isolators with internal inertial elements. Predicted enhancement of the effect of vibration isolation (by 6-30 dB), while maintaining the required value of the static stiffness.

**Keywords:** Underground, vibration, vibro-impact regimes, Hydro, stiffness, trolley, path.

В настоящее время транспортная сеть в мегаполисах невозможно представить без наиболее совершенного вида массового транспорта - метрополитена, позволяющего обеспечить наибольший провоз пассажиров. Рост интенсивности движения на линиях, их более все увеличивающаяся загрузка и строительство новых линий метрополитена, приводят к необходимости учета возможных воздействий поездов на окружающую застройку.

Любой вид транспорта, особенно рельсовый, является источником колебаний, передающихся через грунтовую среду на расположенные вблизи транспортных магистралей объекты 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 - источники повышенной вибрации, которая распространяется через грунт и передается на фундаменты зданий, расположенных в технической зоне метрополитена [2]. Поэтому необходимо снижать уровни

вибрации и структурного шума в застройке, прилегающей к проектируемым и строящимся линиям метрополитена.

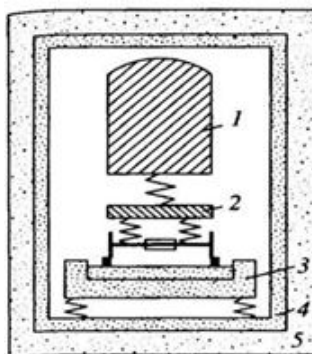


Рис.1

В данной статье предлагается метод снижения вибрации, возникающей от движения состава через рельсы на основание (грунт) путем размещения под верхним строением пути гидравлических виброизоляторов с внутренними инерционными элементами.

На рис. 1 представлена модель системы подвижного состава метрополитена (на примере вагона подвижного состава), состоящая из вагона 1, тележки вагона 2, тоннеля, пути 3 и обделки тоннеля 4, опирающейся на грунт 5.

Основным источником возбуждения вибрации оказывается точка взаимодействия колес тележки поезда с рельсами. Поэтому главная задача – 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 её последующем распространении по грунту и действию на расположенные вблизи наземные объекты.

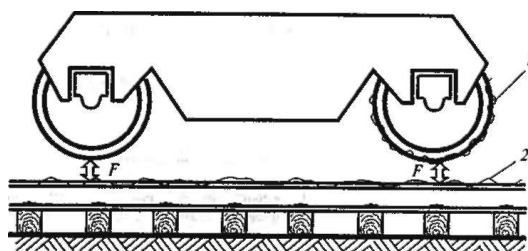


Рис.2. Взаимодействие подвижного состава и пути при движении: 1 — неровности на поверхности катания колеса; 2 — волнообразный износ на по-верхности катания рельса.

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).

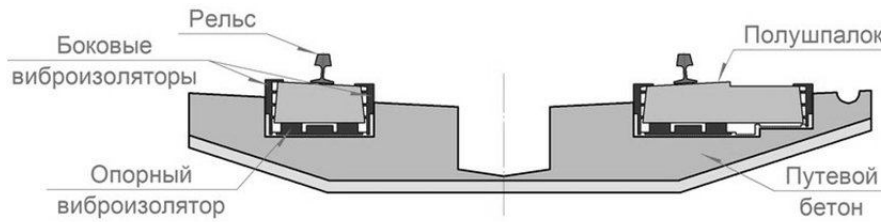


Рис. 3

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, выполненный 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.)

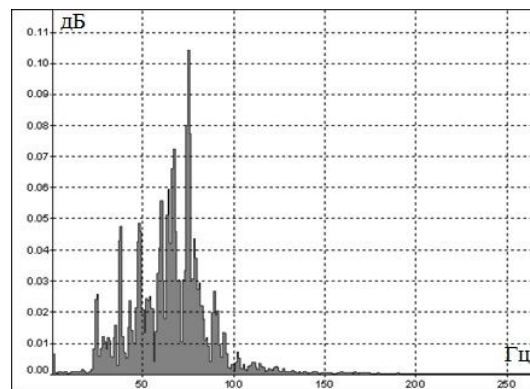


Рис. 4. Спектры вертикальных виброускорений колебаний грунта в районе рельсовой трассы.

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.

Изобразим систему, приведенную на (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. 6).

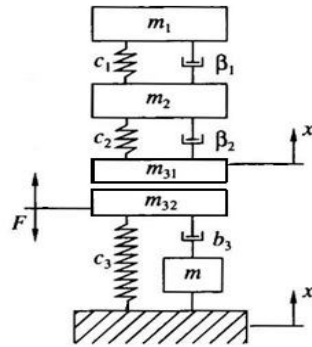


Рис. 5. Модель механической системы с гидропорой.

Здесь  $m_1$  - масса вагона,  $m_2$  - масса тележки,  $\beta_1$  - конструктивное демпфирование подвески вагона,  $\beta_2$  - 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

Вагон подвижного состава с тележкой, содержащий 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 имеет место ударные нагрузки, которые будем выражать их как взаимодействие:  $m_{31}$  и  $m_{32}$ . В статье рассматриваем задачу без ударов, в последующих работах задача с ударами будет рассмотрена.

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

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

где  $\omega$  - 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  $F$  составит

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

где  $D_0$  - динамическая жесткость объекта (вагона и тележки),  $D_1$  - суммарная динамическая жесткость виброизолятора и основания,  $\omega$  - частота,  $m_{32}$  - масса пути.

Динамическая жесткость объекта

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

$\omega$  - частота,  $i$  - мнимая единица,  $c_1$  - жесткость подвески выгона,  $c_2$  - жесткость подвески тележки,  $m_1$  - масса вагона,  $m_2$  - масса тележки,  $\beta_1$  - конструктивное демпфирование подвески вагона,  $\beta_2$  - 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.

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

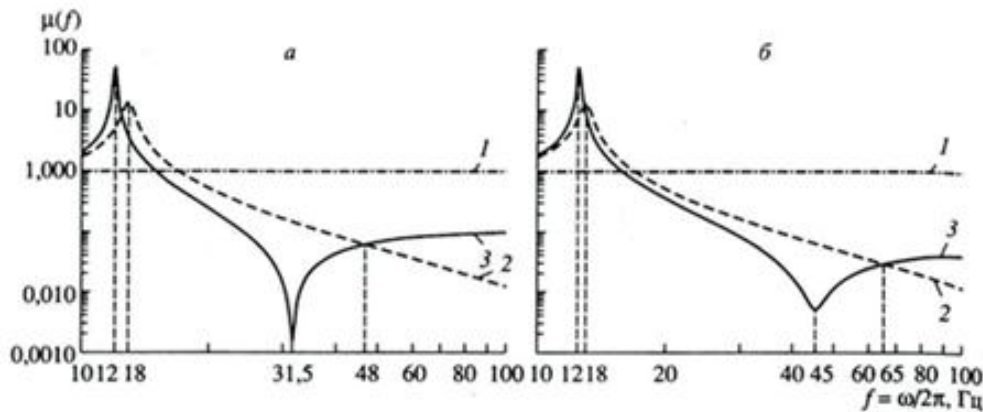


Рис. 6. Зависимости коэффициентов передач.

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 (настроенного на частоту 31,5 (а) и 45 Гц (б)) с внутренними инерционными 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 и внутренними инерционными элементами будет находиться на частоте более низкой (смещается влево), чем у обычной системы виброизоляции. Кроме того, частота резонанса виброизолятора с внутренними инерционными элементами совпадает с частотой нуля коэффициента передачи.

Таким образом, вибрация на частоте резонанса гидропоры не будет передана на основание. Кроме того существует диапазон частот, около которого коэффициент передачи стремиться 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.

В таблице 1 приведен анализ частотных зависимостей коэффициента передачи виброизолятора с внутренними инерционными элементами, настраиваемыми на частоты 31,5 и 45 Гц.

Таблица 1.

Характеристика виброизолятора	Виброизолятор с внутренними инерционными 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

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

На рис. 7 представлена экспериментально полученная частотная зависимость коэффициента передачи для виброизолятора (гидроопоры) 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

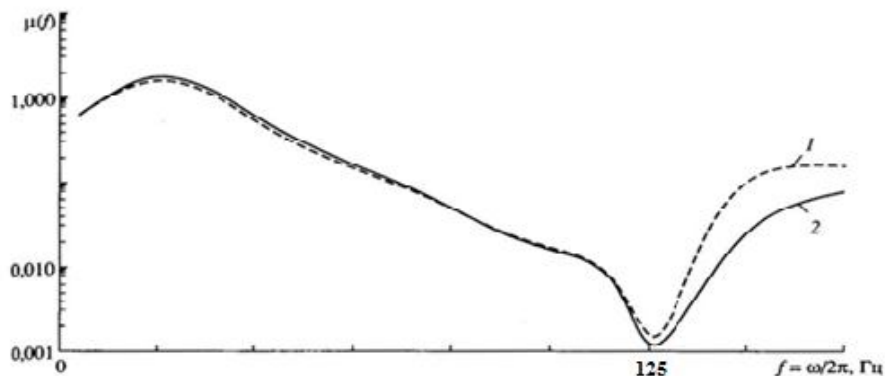
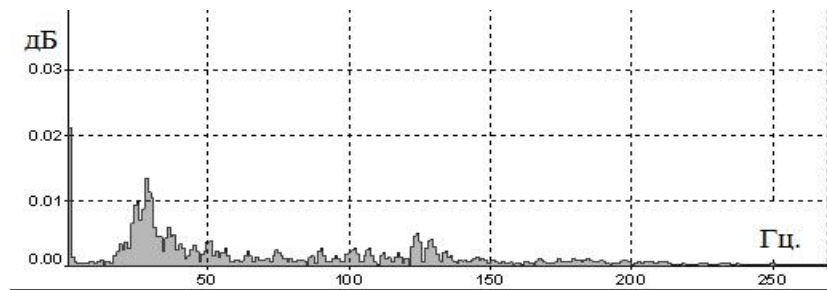


Рис. 7 Частотная зависимость коэффициента передач гидроопоры

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





**Рис. 8.** Спектры вертикальных виброускорений колебаний грунта в районе рельсовой трассы после установки виброизоляторов.

Анализ рис. 5 и 8 показывает, что эффективность виброзащитной оболочки по данным измерений составляет: 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 обеспечивает усиление эффекта виброизоляции 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.

В заключение сделаем несколько принципиальных замечаний.

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

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

Предложенные модели позволяют также исследовать и вибрацию, возникающую ввиду движения наземного рельсового транспорта.

Работа выполнена при поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (проект № 13-08-90419 Укр\_ф\_а) и Государственного фонда фундаментальных исследований Украины (проект № Ф53.7/038).

### Список литературы

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