

## ВИБРОИЗОЛЯЦИЯ КАБИНЫ ТРАКТОРА

А.Ф. Безручко,

доцент каф. тракторов и автомобилей БГАТУ, канд. техн. наук

Н.И. Зезетко,

гл. конструктор НТЦ ОАО «МТЗ», канд. техн. наук

*В статье представлен анализ виброизолирующих свойств резинометаллических опор тракторной кабины по частотному спектру. Приведены математические зависимости, позволяющие рассчитать параметры виброизоляции при разработке новых и модернизации применяемых конструкций резинометаллических опор.*

*Ключевые слова: вибрация, резинометаллическая опора, виброизоляция, трактор, кабина, спектр частоты.*

*Analysis of the vibration-insulating properties of rubber-metal bearings of a tractor cab by frequency spectrum is presented in the article. Mathematical dependencies that allow to optimize works on the development of new and modernization of structures of rubber-metal bearings being used are given.*

*Keywords: vibration, rubber-metal support, vibration isolation, tractor, cab, frequency spectrum.*

### Введение

Вибрация оказывает негативное влияние на здоровье человека [1] и надежность машин. Общеизвестно, что основными ее источниками на мобильных машинах являются силовые агрегаты и ходовая часть. Вибрация является также источником структурного шума, снижающего потребительские качества машин. Проблемы вибрации существуют во всех отраслях машиностроения. Основные способы борьбы с ней – снижение уровней вибрации источника (балансировка, уравнивание, уменьшение возбуждающих сил) и виброизоляция объектов, подвергающихся ее вредному воздействию. Практическое решение задачи заключается в оптимальном использовании обоих методов для получения максимального эффекта с минимальными затратами.

В данной работе не проводится анализ методик снижения вибрации источника, а только анализ эффективности наиболее распространенных виброизолирующих устройств – резинометаллических опор. Это наиболее распространенный тип виброизоляторов, применяемых в конструкциях мобильных машин, поскольку они имеют ряд преимуществ, которыми не обладают другие типы подобных устройств: способность воспринимать разнонаправленные нагрузки, долговечность, простота, низкая стоимость. Их применяют как опоры кабин, двигателей, карданных валов и т.д.

В статье использованы результаты исследований Разумовского М.А. [2], Ключкина И.И. [3]. В этих работах представлены оценочные характеристики изоляторов, даны математические зависимости для расчета виброизоляторов в одномерных схемах. Авторы анализируют не только конструкции виброизоляторов, но и схемы их установки на машинах. Несмотря на различие областей исследований (судостроение, тракторостроение), предложенные оценочные пара-

метры и математические зависимости весьма схожи. Теоретические расчеты характеристик виброизоляторов, по мнению авторов, применимы на стадии начального проектирования для приблизительного расчета упрощенных моделей. Отмечено, что действительную эффективность виброизоляторов можно определить лишь при экспериментальном исследовании. Представленные в источниках [2, 3] математические зависимости не подтверждены в полном объеме приведенными в данной статье результатами экспериментальных исследований.

В работе Разумовского М.А. приведены некоторые результаты экспериментальных исследований вибрации кабины трактора МТЗ-80. Автор провел исследования выпускаемых серийно в 70-х годах виброизоляторов кабин и дал рекомендации по схемам их расположения. В его теоретических разработках утверждается, что применение резинометаллических виброизоляторов позволяет снижать вибрацию только в зонах спектра, удаленных от резонансной частоты опоры. Предложена следующая зависимость:

$$VI = 20 \lg \left| 1 - \left( \frac{f}{f_0} \right)^2 \right|, \quad (1)$$

где  $VI$  – виброизоляция, дБ;  
 $f$  – частота исследуемого спектра, Гц;  
 $f_0$  – резонансная частота, Гц.

При выполнении исследований на современных тракторах «БЕЛАРУС» данный тезис не подтвердился. Следует отметить, что за прошедшее время конструкция трактора существенно модернизирована, некоторые системы и их компоновка изменились принципиально: конструкция кабины, мощность силовых агрегатов, вес узлов и т.д. Как следствие, изменились силы и векторы, воздействующие на виб-

роизолятор, который в настоящее время изготавливают из резины с иными качествами и он имеет другие размеры и формы.

В книге Клюкина И.И. [3] можно отметить некоторые противоречащие друг другу зависимости. В одном выражении показано, что виброизоляция  $VI$  во всем спектре увеличивается с ростом частоты  $f$ :

$$VI = 20 \lg \frac{2 \cdot f}{\pi \cdot \sqrt{C/m}}, \quad (2)$$

где  $C$  – твердость резиновой прокладки, Па·м;  
 $m$  – масса демпфируемого объекта, кг.

И в той же главе, в другом выражении утверждается обратное:

$$VI = 20 \lg \frac{1}{E(1+a \cdot f)}, \quad (3)$$

где  $E$  – статический модуль упругости, Па;  
 $a$  – некоторое положительное число.

Определенный интерес представляют теоретические исследования демпфирования вибрации резиновыми пластинами [4], но в данной работе авторы ограничились только изучением скорости затухания колебаний в зоне резонансной частоты.

Работа [5] посвящена исследованию гистерезисных явлений на резонансной частоте в абсолютно жестких опорах.

Работы [4, 5] содержат фундаментальные теоретические исследования и их применение на практике ограничивается только отдельными явлениями: резонансная частота и гистерезис. Их результаты применимы только для идеальных моделей и охватывают очень узкую область проблемы виброизоляции.

Анализ последних работ авторов, занимающихся прикладными исследованиями вибрации мобильных машин, показывает, что в основном в них исследуется влияние вибрации на шум в кабине, без какого-либо анализа эффективности виброизолирующих устройств [6, 7]. В работе Васильева А.В. [6] рассмотрены связи шума и вибрации в кабине автомобиля. В статье [7] приведены экспериментальные и теоретические исследования вибрации в кабине козловых кранов. Результаты, приведенные в данных работах [6, 7], применимы только для соответствующих типов машин, а анализ свойств демпфирующих устройств не проводится.

В источнике [8] сделана попытка изучить вибрационные характеристики кабины грузового автомобиля с целью повышения комфорта езды. Предложена динамическая модель жесткой гибкой муфты коммерческого автомобиля для расчета вклада в вибрации кабины различных источников. Окончательный

подбор виброизоляторов производился экспериментально. Авторы отнесли резинометаллические изоляторы к не эффективным, и не исследовали причины их низкой эффективности.

Целью настоящей статьи является анализ работы резинометаллических опор кабины трактора, как устройств, препятствующих распространению вибрации, и обоснование математических зависимостей, используемых для расчета ее параметров при разработке резинометаллических опор.

### Основная часть

При установке кабин тракторов массового производства применяют резинометаллические виброгасители. Данный тип опор, кроме функции гашения вибрации от источника, должен соответствовать требованиям безопасности – обеспечивать достаточную прочность при воздействии на кабину поперечных сил.

Исследования проводились на тракторе «БЕЛАРУС 1221» на стоянке, при максимальных оборотах двигателя без нагрузки. Кабина установлена на серийные резинометаллические виброгасители с твердостью 55 единиц по Шору.

Методика измерений разработана на основании рекомендаций ведущего производителя виброакустического оборудования Bruel & Kjaer [9]. Измерения производились поверенным, прибором первого класса «Октава 101ВМ» с регистрацией среднеквадратических значений ускорений, выраженных в дБ, в диапазоне частот 8-1000 Гц. Прибор настраивался в режим «локальная вибрация». Датчик AP2082M крепился в соответствующих точках измерений на клей. Выбранный прибор и датчик позволили проводить измерения в режиме реального времени. На всех приведенных ниже спектрограммах уровни вибрации представлены в виде векторной суммы ускорений, измеренных по трем осям в октавных полосах.

На рис. 1 приведены результаты проверки виброизоляционных свойств серийной опоры кабины.

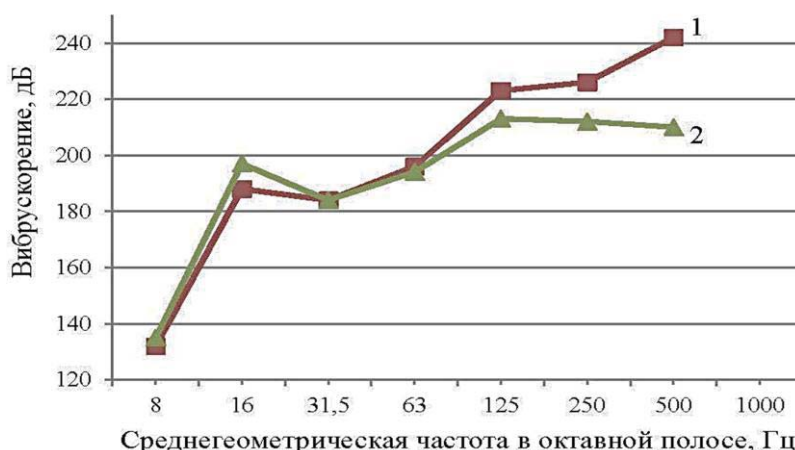


Рисунок 1. Спектр виброускорений перед и за виброизолятором кабины: 1 – виброускорение на остова трактора перед задней опорой кабины; 2 – виброускорение на кронштейне крепления кабины к задней опоре

Как видно на представленных спектрограммах, резинометаллические опоры кабины гасят вибрацию на частотах в октавных полосах 125 Гц и выше. В низкочастотной области (63 Гц и ниже) необходимого эффекта снижения нет, а в октавной полосе 16 Гц отмечено увеличение вибрации при ее прохождении через опору.

Причинами усиления вибрации опорами могут являться: специфические свойства резины, недостатки в способе установки на четыре опорные точки [2], резонансные явления или возможное совместное воздействие вышеуказанных факторов. Основываясь на теоретических исследованиях указанных выше источников, можно утверждать, что увеличение вибрации происходит только вследствие резонансных явлений. В рассматриваемом случае могут быть два типа резонансных явлений: резонанс в резиновой прокладке (волновой резонанс) и резонанс в системе кабина-виброизолятор-остов трактора. Волновой резонанс возникает при выполнении следующего условия:

$$h = n \cdot \lambda = n \cdot \frac{c}{f}; \quad n = 1, 2, 3, \dots, \quad (4)$$

где  $c$  – скорость распространения волны в среде, м/с;  
 $\lambda$  – длина волны, м;

$h$  – один из геометрических размеров опоры.

Длина волны в резине на частоте 16 Гц, в зависимости от ряда внешних факторов составляет 40...100 м. Сопоставив эту величину с размерами виброизолятора, можно утверждать, что волновой резонанс в опоре отсутствует.

Резонансная частота системы кабина-виброизолятор-остов трактора определяется по формуле [3]:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{E \cdot S}{m_k \cdot h}} \text{ Гц}, \quad (5)$$

где  $S$  – площадь поперечного сечения резиновой прокладки, м<sup>2</sup>;

$h$  – высота резиновой прокладки, м;

$m_k$  – масса кабины, действующая на одну опору, кг.

Подставив в формулу (5) значения, соответствующие параметрам проверяемого трактора «БЕЛАРУС 1221», получим  $f_0 = 15 \dots 22$  Гц. Т.е. рассчитанная резонансная частота находится в октавной полосе – 16 Гц, а отмеченное усиление вибрации является следствием резонанса системы кабина-виброизолятор-остов трактора. Все колебательные системы обладают собственной резонансной частотой, на которой колебания от источника теоретически могут усиливаться до бесконечности. В данном случае усиление колебаний наблюдается, но относительно невелико, что обусловлено физическими свойствами резины, высокими механическими потерями при деформации.

Используя выражение (5), можно определить конструкции опор с различными резонансными частотами. Таким образом, решается проблема повышенного шума в кабине, если частота резонансных колебаний системы совпадает со звуковой частотой, определяющей шум в кабине.

На высоких частотах, в октавных полосах выше 63 Гц, вибрацию можно представить как распределенную нагрузку, и ее виброизолирующий эффект определяется волновым сопротивлением материала прокладки  $\rho \cdot c$  [2]. Математически это можно представить выражением (6) [3], где предполагается, что вибрация в резиновой прокладке распространяется как звуковая волна

$$BII = 10 \cdot \lg(1 + (\pi \cdot f \cdot (\rho \cdot c)_1 \cdot h / E_d)^2), \quad (6)$$

где  $(\rho \cdot c)_1$  – волновое сопротивление звукопровода, Па·с/м;

$E_d$  – эквивалентный модуль упругости резины, Па.

$E_d$  и  $(\rho \cdot c)_1$  характеризуют физические свойства резины. Определить их точные значения весьма проблематично, а следовательно, рассчитать при практическом применении значение  $BII$  невозможно.

Выражение (6) полезно при разработке резинометаллических опор, используя которое, можно сказать, что виброизоляция на высоких частотах будет выше, если применять резиновые прокладки:

– с большей высотой  $h$ ;

– меньшим значением модуля упругости;

– большими значениями плотности резины  $\rho$ .

Низкую эффективность гашения на низких частотах можно объяснить тем, что в этом диапазоне частот резиновая прокладка воспринимает вибрацию как сосредоточенную нагрузку, т.е. ведет себя как упругость [2]. Передачу вибрации в данном случае определяют параметры колебательной системы. Для рассматриваемого примера – это кабина-виброизолятор-остов трактора. Предположительно, эффект виброизоляции можно описать уравнением (2). Для проверки этого предположения выполнен эксперимент с опорами разной жесткости (рис. 2).

Анализ спектрограммы действительно подтвер-

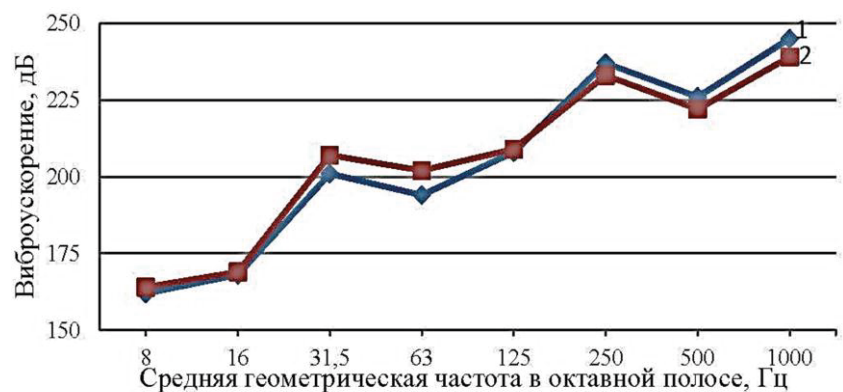


Рисунок 2. Спектр виброускорений перед и за виброизолятором кабины:  
1 – твердость резины 50 единиц по Шору;  
2 – твердость резины 40 единиц по Шору

ждает, что на низких частотах у жесткой резины виброизоляция улучшается. Для низкочастотного диапазона также подтверждается справедливость уравнения (2).

#### Заключение

1. Изменение жесткости резинометаллических опор дает различный эффект в низкочастотной и высокочастотной частях спектра. Жесткая опора эффективна для гашения низкочастотных колебаний, но ухудшает свойства опоры при гашении высокочастотных колебаний. Мягкая опора, наоборот, эффективнее на высоких частотах и снижает эффективность опоры на низких частотах.

2. Изменяя свойства применяемой в опоре резины, существенно повысить эффективность резинометаллических опор по всему спектру вибрации невозможно.

3. Приближенный расчет опор для низкочастотного спектра рекомендуется проводить по уравнению (2), для высокочастотного спектра – по уравнению (6).

#### СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Seidel, H. Long-term effects of whole-body vibration: a critical survey of the literature / H. Seidel, R. Heide // Int Arch Occup Environ Health . – 1986. – № 58 (1). – P.1-26.

2. Разумовский, М.А. Борьба с шумом на тракторах / М.А. Разумовский. – Минск: Наука и техника, 1973 . – 208 с.

3. Клюкин, И.И. Борьба с шумом и звуковой вибрацией на судах / И.И. Клюкин. – 2 изд. – Л: Судостроение, 1971. – 416 с.

4. Super damping of mechanical vibrations / Ka Yan Au-Yeung [et al.]. – Article number: 17793–2019. – Scientific Reports. – Vol. 9 [Electronic resource]. – Mode of access: <https://doi.org/10.1038/s41598-019-54343-3>. – Date of access: 28. 10. 2019.

5. Hysteretic tuned mass dampers for structural vibration mitigation / N. Carpineto [et al.] // Journal of Sound and Vibration. – 2014. – Vol. 333. – Issue 5. – P. 1302-1318.

6. Васильев, А.В. Расчет и снижение внутреннего шума и вибрации автомобилей / А.В. Васильев // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2004. – Т. 6. – №2. – С. – 390-398.

7. Кобзев, К.О. Обоснование параметров системы снижения вибрации на рабочем месте оператора козловых кранов / К.О. Кобзев // Науковедение. – 2016. – Т 8. – №5. – С. 7.

8. Research on the vibration characteristics of the commercial-vehicle cabin based on experimental design and genetic algorithm / Li-ya Wang [et al.] // Journal of Vibroengineering. – Vol. 18. – Issue 7. – P. 4664-4677 [Electronic resource]. – Mode of access: <https://doi.org/10.21595/jve.2016.17161>. – Date of access: 15.10. 2016.

9. By Mark Serridge and Torben R.Licht. Theory and application handbook. Piezoelectric accelerometer and vibration preamplifiers. – Bruel & Kjaer, 1987. – 150 s.

ПОСТУПИЛА В РЕДАКЦИЮ 22.02.2021

### Радиоволновой влагомер зерна

*Предназначен* для непрерывного измерения влажности зерна в процессе сушки на зерносушильных комплексах.

Влагомер обеспечивает непрерывный контроль влажности зерна в потоке и обеспечивает автоматическую коррекцию результатов измерения при изменении температуры материала, имеет аналоговый выход 4-20 мА, а также интерфейс RS-485.



#### Основные технические данные

Диапазон измерения влажности зерна	от 9 до 25%
Основная абсолютная погрешность	не более 0,5%
Температура контролируемого материала	от +5 до +65°C
Цена деления младшего разряда блока индикации	0,1%
Напряжение питания	220 В 50Гц,
Потребляемая мощность	30ВА