

МЕТОДЫ И ПРИБОРЫ КОНТРОЛЯ

УДК 629.7.018.4
 DOI: 10.22213/2413-1172-2025-4-64-72

Оценка ресурсных показателей резинометаллических виброизоляторов систем виброзащиты приборов и оборудования

М. Ю. Сергаева, кандидат технических наук, Омский государственный технический университет, Омск, Россия
Е. Б. Чарушина, кандидат технических наук, Омский государственный технический университет, Омск, Россия

Основное назначение виброизолирующих конструкций – поглощение возмущений от источника на амортизируемый объект или с объекта на основание технической системы. Соответственно, возникает задача обеспечения виброзащиты амортизируемого объекта и виброизоляция источника возмущений. Наиболее важной частью любого типа виброизолятора является его упругий элемент, изготавливаемый из эластичного материала. Конструкция виброизоляторов должна обеспечивать возможность их использования как в опорной, так и в подвесной схемах нагружения. Конструктивное исполнение технических систем в особых случаях не предусматривает замены виброизоляторов предельно долгое время. Применение резинометаллических виброизоляторов в системах виброзащиты механизмов и оборудования, функционирующих в условиях повышенных вибрационных нагрузок продолжительный срок, требует оценки их ресурсных показателей с целью определения возможности дальнейшей эксплуатации. С этой целью в настоящей работе представлена методика экспериментальных работ, на основе которой могут проводиться исследования резинометаллических виброизоляторов с нелинейными нагрузочными характеристиками. Определена амплитудно-температурная модель эксплуатации виброизолятора, исследованы шесть режимов динамического нагружения конструкции при различных амплитудно-частотных и температурных нагрузках. При этом исследовалось напряженно-деформированное состояние резинового массива конструкции. В результате проведенных работ выявлены три предельных состояния, определяющие работоспособность изделия, – деформация ползучести, жесткость, прочность – и установлены их критерии. Степень разрушения резинометаллических виброизоляторов оценивается по изменению перечисленных выше основных эксплуатационных характеристик. Работоспособность виброизолятора в целом будет зависеть от прочностных характеристик резинового массива, который является наиболее уязвимым элементом конструкции. При разработке резинометаллических виброизоляторов следует стремиться к равномерному распределению напряжений в резиновом массиве и исключать их концентрации. Применение разработанной методики экспериментальных исследований позволяет определять ресурс и прогнозировать срок службы виброизоляторов систем защиты от вибрационных и ударных нагрузок авиационного оборудования.

Ключевые слова: система виброзащиты, критерии отказа, предельное состояние, резинометаллический виброизолятор.

Введение

В связи с созданием современной высокотехнологичной техники в энергетической и авиационной отрасли, воздействием вибрационных и ударных нагрузок при эксплуатации возможны повреждения и преждевременные отказы приборов и оборудования. Из этого следует, что одной из актуальных задач является разработка эффективных систем защиты механизмов и их элементов от вибрационного и ударного воздействия.

Одним из современных способов виброзащиты является применение виброизоляции, при котором между объектом и основанием устанавливается виброизолятор, препятствующий передаче колебательных нагрузок от источника на защищаемый элемент. Вибрации возникают при работе двигателей, насосов, бортового оборудования авиационной техники и ударных воздействиях. Негативное воздействие вибрационных колебательных процессов снижает эксплуатационный срок рассматриваемого оборудования. Кроме того, повышенные требования к надежности подобного рода оборудования и тенденция

к увеличению ресурсных показателей определяют цель создания методик проведения экспериментальных исследований по определению действительного технического состояния отработавших или находящихся в эксплуатации виброизоляторов с возможностью продления их срока службы.

В работах многих авторов уделено внимание теоретическим и исследовательским аспектам виброзащитных методов и средств [1, 2], в том числе и теории, рассматривающей нелинейные эффекты, резко ухудшающие виброзащитные характеристики и приводящие к интенсивному механическому воздействию на оборудование [3].

В эксплуатационном режиме механизмы и оборудование должны быть обеспечены виброзащитой от постоянно действующей вибрационной нагрузки в диапазоне частот 10...2000 Гц с амплитудой 0,5...1,0 мм и ударных воздействий максимального ускорения до 4g, возникающих, например, при запуске и остановке высокоэнергетического оборудования, взлете и посадке авиационной техники.

Практический опыт применения резинометаллических конструкций показывает, что важнейший функциональный параметр – динамическая жесткость виброизолятора – определяется величиной больших статических эксплуатационных нагрузок и физико-механическими свойствами марки резины. Использование резинового элемента позволяет разрабатывать конструкции виброизоляторов с требуемыми упругими характеристиками. При этом следует учитывать, что с течением времени происходит изменение физико-механических характеристик резины, вызываемое старением и усталостью, а также отмечается сравнительно высокая частота собственных колебаний (20...30 Гц) резинометаллических конструкций [4].

Цель исследования – на основе комплексных экспериментальных исследований разработать методику проведения работ по оценке ресурсных показателей резинометаллических виброизоляторов, отработавших назначенный срок службы, и определения возможности их дальнейшей эксплуатации.

Постановка задачи

Для подтверждения установленного срока эксплуатации рассматриваемого резинометаллического виброизолятора (10 лет) и возможности продления ресурсных показателей за пределы назначенного ресурса требуется оценка его действительного технического состояния. Ставится задача проведения экспериментально-исследовательских работ, на основе которых будет разработана методика проведения экспериментальных исследований изделия, позволяющих сделать вывод о возможности продления его ресурса или невозможности дальнейшей эксплуатации. При этом необходимо определить предельные состояния и критерии отказа конструкции, так как на сегодняшний день при достижении изделием назначенного ресурса его демонтируют, но заложенные при проектировании и изготовлении ресурсные запасы оказываются не израсходованными полностью.

Основные положения

Оценка работоспособности виброизолятора (рис. 1) проводится на основании следующих положений:

- работоспособность конструкции ограничивается критериями отказа, которые формулируются как предельно допустимые состояния; отказом изделия является момент достижения одного из них [5, 6];
- рассматриваются три вида предельного состояния конструкции: достижение критических значений по ползучести и жесткости, уменьшение прочности до потери сплошности резинового массива.

Создание трехмерной модели исследуемого виброизолятора осуществлялось в системе автоматизиро-

ванного проектирования Pro/ENGINEER. Исследуемый виброизолятор предлагается как конструкция с повышенными виброизолирующими свойствами за счет нелинейности нагрузочной характеристики виброизолятора.

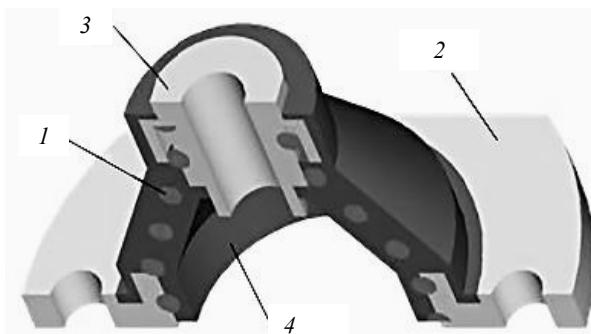


Рис. 1. 3D-модель резинометаллического виброизолятора:
1 – пружина; 2 – фланец; 3 – втулка; 4 – резина

Fig. 1. 3D model of a rubber-metal vibration isolator:
1 - spring; 2 - flange; 3 - bushing; 4 - rubber

Нелинейный характер достигается особым механизмом движения армированной резиновым массивом пружины под действием нагрузки. Витки пружины поочередно перемещаются по высоте, начиная с нижнего витка, при этом имеют различный диаметр, следовательно, различные жесткостные параметры. Механические характеристики материалов элементов конструкции виброизолятора приведены в таблице 1.

Вследствие сдвиговых деформаций резины, которые под действием вибрационных и ударных нагрузок являются циклическими, виброизоляция становится эффективной в широком диапазоне частот. В зависимости от нагрузки для эксплуатационных режимов величина деформации исследуемого виброизолятора составляет от 2 до 7 мм, частота собственных колебаний 7...12 Гц, что обеспечивает переход вибрации 20...40 дБ в диапазоне частот 20...10000 Гц.

Одним из основных эксплуатационных параметров виброизолятора является его жесткостная характеристика [7]. Для проведения экспериментальных исследований жесткость C виброизолятора принята эквивалентной величине просадки ε при нагрузке, равной номинальному значению, и определяется зависимостью

$$C = \frac{P}{\varepsilon},$$

где P – нагрузка; ε – просадка.

Таблица 1. Характеристики материалов элементов конструкции виброизолятора

Table 1. Characteristics of materials of vibration isolator design elements

Элемент	Модуль Юнга, Н/м ²	Коэффициент Пуассона	Модуль сдвига, Н/м ²	Предел текучести, Н/см ²	Плотность, кг/м ³
Пружина	$2,06 \cdot 10^{11}$	$3,00 \cdot 10^{-1}$	$7,92 \cdot 10^{10}$	$8,00 \cdot 10^4$	$7,85 \cdot 10^3$
Резина	$8,00 \cdot 10^6$	$4,70 \cdot 10^{-1}$	$2,72 \cdot 10^4$	–	$1,12 \cdot 10^3$
Втулка	$2,00 \cdot 10^{11}$	$3,00 \cdot 10^{-1}$	$5,2 \cdot 10^{10}$	$7,80 \cdot 10^4$	$7,85 \cdot 10^3$

В случае нелинейного характера нагружения вида

$$P = C_1 \varepsilon + C_2 \varepsilon^2,$$

значение жесткости рассчитывается по формуле

$$C = \frac{P}{\varepsilon(1 + \chi \varepsilon)},$$

где $\chi = C_2 / C_1$ – экспериментальный коэффициент нелинейности.

Исходя из общепринятых положений, процесс разрушения резины происходит в несколько этапов [8, 9]:

- разрыв связей структуры;
- образование повреждений на структурном уровне;
- переход повреждений в микротрещины;
- образование и рост магистральной трещины.

В экспериментальных исследованиях, отраженных во многих источниках [10–12], отмеченные этапы объединены в две стадии разрушения материалов. Первая стадия состоит в появлении и накоплении повреждений или дефектов, при суммировании которых образуется макротрещина. При второй стадии разрушения происходит распространение образовавшейся макротрещины, что может привести к разделению материала на части.

Исследование напряженно-деформированного состояния изделий указывает на появление усталостных трещин как наиболее вероятное – в опасных зонах с максимальной концентрацией напряжений [13, 14]. Для конструкций виброизоляторов зоны появления трещин на поверхности резинового массива приведены на рисунке 2.

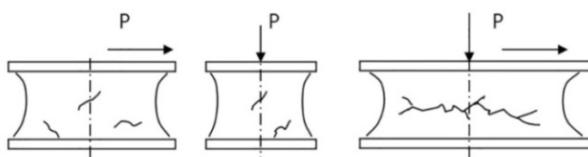


Рис. 2. Зоны появления трещин на поверхности резинового массива

Fig. 2. Areas where cracks appear on the surface of the rubber array

В реальных условиях изготовления материалов, в том числе резины, создаются неоднородные структуры, имеющие различные технологические включения. При воздействии нагрузки на неоднородный по структуре материал напряжения концентрируются вблизи имеющегося дефекта.

Методика экспериментальных исследований

В процессе эксплуатации систем виброзащиты авиационного оборудования на резинометаллические виброизоляторы оказывают воздействие следующие факторы:

- постоянная статическая нагрузка от веса оборудования;

- динамическая нагрузка, вызванная колебанием амортизированного оборудования от вибрации и ударов;

- тепловое влияние окружающей среды.

Статические нагрузки вызывают, главным образом, ползучесть и статическую усталость, а действие вибрационных и ударных нагрузок является причиной возникновения циклической усталости, что приводит в конечном итоге к потере работоспособности конструкции.

Отмеченные выше три фактора позволяют составить модель эксплуатации, основными элементами которой являются динамическое и температурное воздействия. В реальных условиях эксплуатации сочетание комбинаций амплитуд динамических и температурных нагрузок носит случайный характер, то есть при моделировании все комбинации режимов можно считать равновероятными [15]. Это допущение позволяет построить амплитудно-температурную модель эксплуатации виброизолятора, которая предусматривает шесть режимов динамического нагружения при соответствующих амплитудно-частотных и температурных воздействиях (табл. 2).

Таблица 2. Режимы модели эксплуатации виброизоляторов

Table 2. Modes of operation models of vibration isolators

№ режима	Амплитуда F , мм	Частота циклов нагружения f , Гц	Температура T , °C
1	1,5	9,5	29
2	1,5	9,5	22
3	1,0	9,5	24
4	0,75	9,5	63
5	0,25	8,5	68
6	–	–	70

Исходя из опыта эксплуатации систем виброзащиты бортового авиационного оборудования, а также проведенных экспериментальных исследований можно отметить предельные состояния при следующих критериях. При изменении деформации ползучести (высоты виброизолятора) на 10 % от толщины резинового массива установлен первый критерий предельного состояния. Вторым предельным критерием определено изменение жесткости на 50 % от номинального значения. Третьим критерием является потеря прочности конструкции до 30 % от начальной (для статической нагрузки). Согласно полученным критериям предельных состояний конструкции методика проведения экспериментальных исследований виброизолятора включает испытания, которые проводятся по каждому критерию отдельно:

- изменение деформации ползучести;
- определение жесткостных характеристик;
- уменьшение прочности (с сохранением сплошности конструкции).

Описание экспериментов и их результаты

Приведены: экспериментальное оборудование, порядок, содержание и результаты экспериментальных работ по определению основных ресурсных по-

казателей резинометаллического виброизолятора согласно установленным критериям предельных состояний конструкции [16].

Экспериментальная установка для исследования работоспособности виброизоляторов предназначена для возбуждения вибрационно-динамических нагрузок на испытуемые изделия. Кинематическая схема такой экспериментальной установки показана на рисунке 3.

Установленные на столе шесть образцов виброизоляторов испытывают ударно-вибрационное нагружение случайного характера, имитирующее динамическое воздействие.

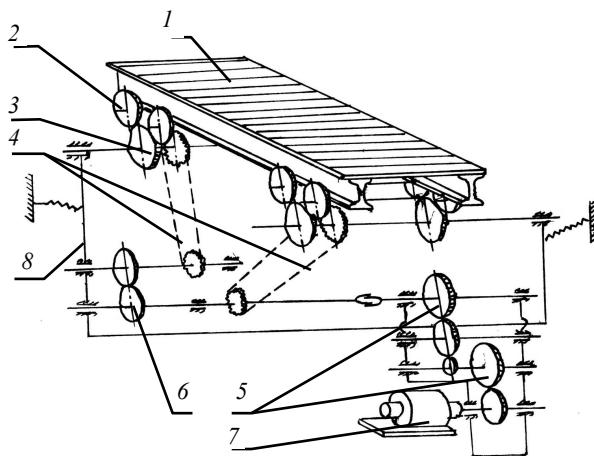


Рис. 3. Кинематическая схема экспериментальной установки для исследования работоспособности виброизоляторов: 1 – стол; 2 – приемные колеса; 3 – кулачковые колеса; 4 – цепная передача; 5, 6 – зубчатая передача; 7 – электродвигатель; 8 – упругая платформа

Fig. 3. Kinematic diagram of the experimental setup for studying the performance of vibration isolators: 1 - table; 2 - receiving wheels; 3 - cam wheels; 4 - chain transmission; 5, 6 - gear transmission; 7 - electric motor; 8 - elastic platform

В результате получено число циклов нагружения образцов до момента их разрушения (табл. 3).

Таблица 3. Ресурсные испытания шести образцов виброизоляторов

Table 3. Resource tests of six samples of vibration isolators

№ образца	1, 2	3, 4	5, 6
Амплитуда деформирования, мм	2,0	3,5	5,0

В процессе испытаний контролировались следующие параметры:

- номер образца;
- амплитуда деформации и соответствующее ей число циклов нагружения;
- частота деформирования;
- температура массива резины;
- нагрузочная характеристика и высота образца.

Порядок проведения экспериментов

1. Проведены испытания на деформацию ползучести. Результаты показали изменение высоты виброизолятора во времени под действием вибрации

и изменения температуры окружающей среды (рис. 4). Происходит увеличение деформации резинометаллического виброизолятора, которое характеризуется как явление ползучести [17].

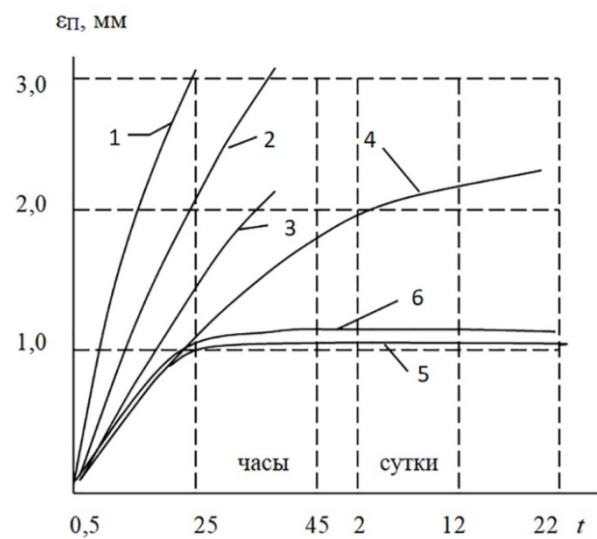


Рис. 4. Изменение виброползучести ε_{Π} резиновых виброизоляторов

Fig. 4. Changing the vibration creep ε_{Π} of rubber vibration isolators

Полученные кривые показывают увеличение ползучести для более высокой температуры окружающей среды при одном и том же амплитудном режиме нагружения (режимы 1, 2) согласно таблице 2.

Уменьшение амплитудного параметра приводит к более пологой форме кривых ползучести (режимы 3, 4). В режиме 5 амплитуды динамических нагрузок малы, ползучесть имеет ограничение, и ее величина со временем совпадает с ползучестью статического нагружения (режим 6). Следовательно, при малых амплитудах динамического воздействия возможно прогнозирование деформации резины по результатам исследований ползучести в статике.

При необходимости проведения ускоренных экспериментальных испытаний процесс ползучести интенсифицируют повышением температуры окружающей среды в соответствии с порядком и правилами ускоренного старения резин по ГОСТ 9.024-74 «Единая система защиты от коррозии и старения. Резины. Методы испытаний на стойкость к термическому старению». Величина ползучести при этом фиксируется как изменение линейных размеров резинового массива, помещенного в термостат.

2. При изменении жесткости происходит деформация виброизолятора на определенную величину под действием заданной нагрузки. Виброизолятор должен обладать определенной жесткостью как мерой сопротивляемости упругого резинового массива действию нагрузки. Выход значения жесткости в процессе эксплуатации за пределы допуска определяет срок службы виброизоляторов [18].

Проведенные эксперименты показывают, что виброизоляторы с различной конфигурацией резинового массива в силу неодинакового распределения напряжений обладают различной жесткостью [19]. Следовательно, определяющим фактором жесткости является не только упругость резины, но и форма резинового элемента конструкции.

Результаты исследований резинового элемента цилиндрической формы приведены на рисунке 5. Они представлены кривыми изменения статической жесткости виброизоляторов при старении (воздействии повышенной температуры) в свободном состоянии (кривая 1) и под действием нагрузки (кривая 2).

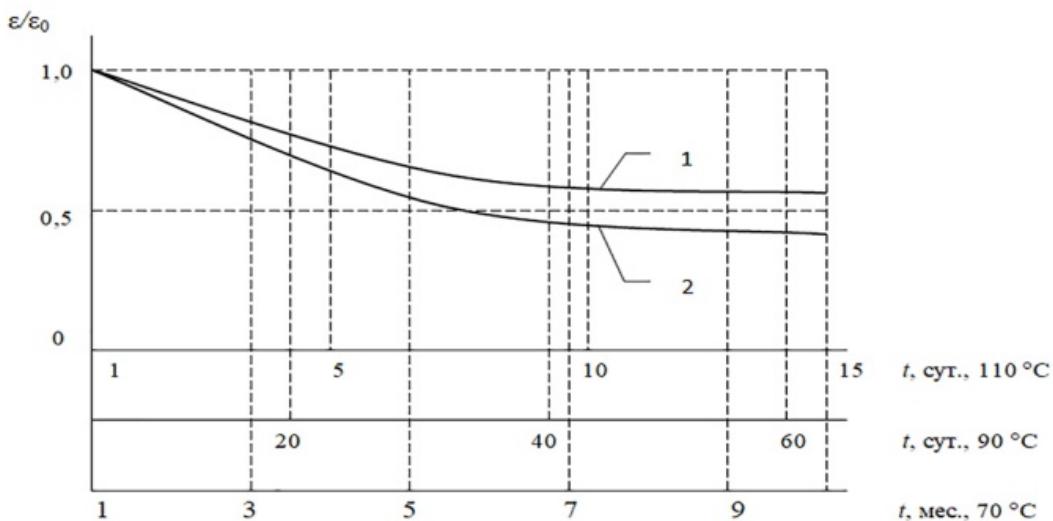


Рис. 5. Графики изменения жесткости виброизоляторов: 1 – в свободном состоянии; 2 – под нагрузкой

Fig. 5. Graphs of changes in the stiffness of vibration isolators: 1 - in the free state; 2 - under load

Если виброизолятор находится под нагрузкой, то величина жесткости C обратно пропорциональна его деформации. Тогда ее изменение можно представить как функцию $\varepsilon/\varepsilon_0$, где ε – деформация после старения, ε_0 – деформация до старения. Таким образом, согласно графикам:

- уменьшение деформации означает увеличение жесткости виброизоляторов при их старении;
- при воздействии температуры происходит увеличение жесткости в любом случае: при старении под нагрузкой или в свободном состоянии.

3. На третьем этапе исследований определяются статическая, ударная и вибрационная прочности. Для имитации ударного воздействия применялся маятниковый копер.

В ходе эксперимента измерялось максимальное усилие (или деформация) в условиях квазистатического нагружения, выдерживаемое виброизолятором без проявления повреждений резинового массива. При этом фиксировалась величина нагрузки, вызвавшая образование повреждений материала конструкции, что может использоваться для принятия решения о пригодности виброизоляторов, поскольку в этом случае наступает процесс разрушения.

При необходимости подтверждения требуемого уровня статической прочности нагрузка производится лишь до заданного значения. Если при этом нет проявления новых или развития имеющихся повреждений, то прочность считается не ниже установленной величины [20].

Далее определяется максимальное число ударов, выдерживаемое виброизолятором без потери целостности. В заключение на виброизолятор оказывалось вибрационное воздействие фиксируемой длительностью, при которой конструкция сохраняет свою работоспособность.

Результаты экспериментальных исследований изменения статической прочности P_{ct} виброизолятора под действием нагрузки и температуры окружающей среды приведены на рисунке 6.

Для определения прочностных показателей часто необходимы кривые усталости материалов изделий. На рисунке 7 приведены кривые усталости, полученные для партии резинометаллических виброизоляторов, работающих на сдвиг, и изготовленных из двух типов резины. Стрелка ограничивает нижнюю границу долговечности виброизоляторов, при которой у 20 % образцов произошло появление усталостных трещин на поверхности резины, что послужило критерием отказа.

Отрицательное влияние температуры разогрева резинового массива на долговечность конструкции благодаря увеличению диссипативного разогрева показано на рисунке 8.

На графиках для двух разных марок резины указана установившаяся температура центральной части резинового массива при его утомлении. В эксперименте критерием разрушения выбран предельный уровень температуры разогрева, равный 150 °C.

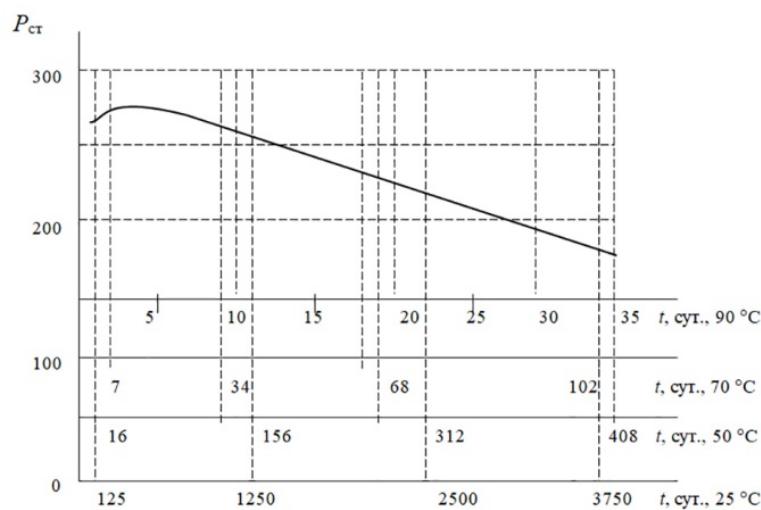


Рис. 6. Статическая прочность резинового виброизолятора при изменении температуры

Fig. 6. Static strength of the rubber vibration isolator when the temperature changes

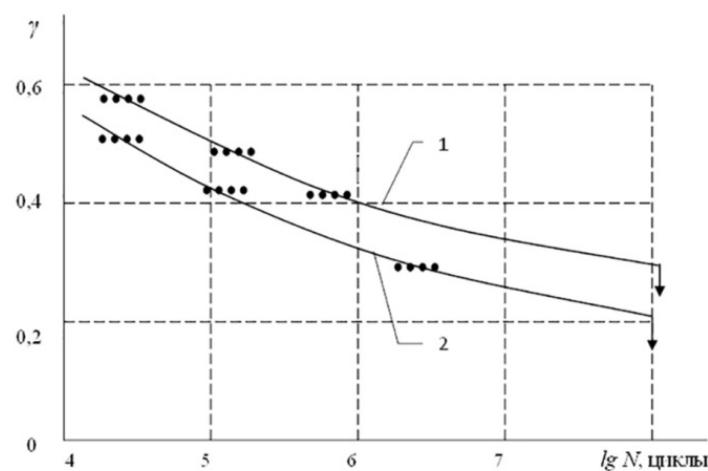


Рис. 7. Кривые усталости резин: 1 – резина марки 1562; 2 – резина марки 1224

Fig. 7. Rubber fatigue curves: 1 - rubber grade 1562; 2 - rubber grade 1224

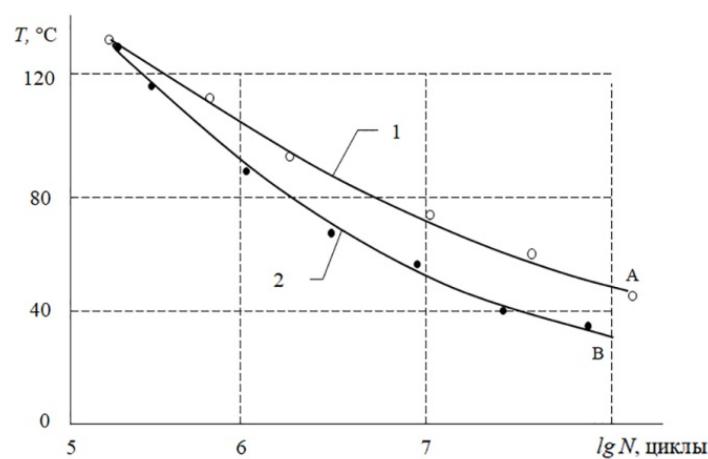


Рис. 8. Зависимость долговечности виброизоляторов от температуры диссипативного разогрева:
1 – резина марки 1562; 2 – резина марки 1224

Fig. 8. Dependence of the durability of vibration isolators on the temperature of dissipative heating:
1 - rubber grade 1562; 2 - rubber grade 1224

На кривой 1 точка *A* определяет ресурс виброзолятора из резины марки 1562, при этом температура диссипативного разогрева в центре приблизительно 56 °C, величина ресурса составила $(29\ldots35)\cdot10^3$ часов при относительном сдвиге 0,3. Точка *B* получена для аналогичного виброзолятора, в котором температура диссипативного разогрева составила около 34 °C при величине относительного сдвига 0,2. Таким образом, при одинаковых температурах саморазогрева и различных уровнях напряженно-деформированного состояния виброзоляторы имеют практически одинаковый ресурс.

Обсуждение результатов экспериментов

В результате проведенных экспериментальных исследований отмечается, что о степени разрушения резинометаллических виброзоляторов можно судить по изменению во времени их основных эксплуатационных характеристик: деформации ползучести, жесткости, прочности. Наиболее «слабым» звеном в конструкции виброзолятора является армирующая резина. Работоспособность виброзолятора в целом будет зависеть от прочностных характеристик резинового массива. При этом следует учитывать возможность появления усталостных трещин на поверхности резины, которые могут достигать критических размеров, отслоение армирующей резины в местах вулканизации к металлическому фланцу и недопустимый диссипативный разогрев резины определенной марки – как дополнительный фактор, ускоряющий процесс разрушения.

Выводы

Проведенные комплексные экспериментальные исследования позволяют сделать заключение о достижении поставленной цели и сформулировать следующие выводы.

1. На основе проведенных экспериментов разработана методика проведения экспериментальных исследований резинометаллических виброзоляторов по оценке показателей их работоспособности, включающая работы по определению деформации ползучести резины, жесткости конструкции, прочностных характеристик.

2. Полученные результаты позволяют обоснованно определить критерии отказа и предельные состояния резинометаллических виброзоляторов по деформации ползучести, жесткости, прочности (образование повреждений, потеря целостности, отказ работоспособности). В эксплуатационных условиях отмеченные предельные состояния возможны при следующих критериях:

- изменение жесткости до 50 % от номинального значения. При возрастании жесткости на 50 % виброзоляция ухудшается на 3,5 дБ, а при ее уменьшении свыше 50 % происходит недопустимое снижение прочности конструкции;

- уменьшение статической прочности до 30 % от начальной при сохранении виброзолятором сплошности при двух ударах на величину свободного хода;

- деформация ползучести до 10 % от толщины резинового массива в направлении действия веса амор-

тизируемого оборудования, что соответствует уменьшению высоты виброзоляторов на 1…3 мм с момента начала эксплуатации.

3. Предлагаемая методика экспериментальных исследований может быть рекомендована для обоснованного определения ресурса находящихся в эксплуатации резинометаллических виброзоляторов систем виброзащиты авиационного оборудования в условиях циклической нагрузки, а также прогнозирования сроков продления их ресурсных показателей.

Библиографические ссылки

1. Малинецкий Г. Г., Потапов А. В., Подлазов А. В. Нелинейная динамика. Подходы, результаты, надежды. М. : КомКнига, 2023. 280 с. ISBN 978-5-9710-0543-8
2. Данилов Ю. А. Лекции по нелинейной динамике: Элементарное введение. М.: МЦНМО, 2023. 308 с. ISBN 978-5-4439-1622-4
3. Шеховцов В. В. Виброзоляторы в конструкциях колесных и гусеничных машин. М. ; Вологда : Инфра-Инженерия, 2024. 444 с. ISBN 978-5-9729-1975-8
4. Синильщиков В. Б., Мелихов К. В., Кунавич С. А. Анализ работы арочного эластомерного амортизатора при сложном нагружении // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2021. № 12. С. 73–82. DOI: 10.18698/0536-1044-2021-12-73-82
5. Маклаков С. Ф., Мишин В. А., Яцков И. А. К разработке устройств для защиты оборудования от динамических нагрузок на основе упругопластических амортизаторов // Известия ТулГУ. Технические науки. 2021. Вып. 8. С. 167–173. DOI: 10.24412/2071-6168-2021-8-167-174
6. Курбонов Ш. Х., Сулайманов С. С. Расчет защитных средств, обоснование схемы звуковиброзолирующих кабин // Universum: технические науки : электронный научный журнал. 2022. № 2(95). DOI: 10.32743/UniTech.2022.95.2.13088
7. Дик Дж.С. Как улучшить резиновые смеси. 1800 практических рекомендаций для решения проблем / под ред. Б. Л. Смирнова ; пер. с англ. СПб. : Профессия, 2016. 352 с.
8. Работнов Ю. Н. Элементы наследственной механики твердых тел. М. : Ленанд, 2020. 384 с.
9. Каримбаев Т. Д. Оценка усталостной долговечности изделий из композиционных материалов // Авиационные двигатели. 2020. № 4 (9). С. 75–93.
10. Вахрушева Я. А., Юматов О. Б., Чайкун А. М. Современные тенденции в области морозостойких резин на основе полярных и неполярных каучуков (обзор) // Труды ВИАМ. 2022. № 8 (114). С. 77–87. DOI: 10.18577/2307-6046-2022-0-8-77-87
11. Sergaeva M.Yu., Lyubyykh A.M. (2022) On application of rubber-metal seismic isolating supports of a ball tank under seismic load. Journal of Physics: Conf. Series, 2182, 012062. DOI: 10.1088/1742-6596/2182/1/012062
12. Вибропротыжания космических аппаратов. / Б. П. Сустина, Н. А. Тестоедов, А. Г. Рудометкин [и др.]. М. : Наука, 2000. 171 с. ISBN 5-02-031551-6
13. Высоцкая Н. Д., Шабанов Н. П. Исследование точности численных решений при расчете цилиндрического амортизатора сжатия // Известия сельскохозяйственной науки Тавриды. 2024. № 37 (200). С. 199–208.
14. Сергаева М. Ю., Любых А. М. Обоснование применения резинометаллических сейсмозолирующих опор шарового резервуара в условиях сейсмической нагрузки // Динамика систем, механизмов и машин. 2021. Т. 9, № 1. С. 73–83. DOI: 10.25206/2310-9793-9-1-73-83

15. *Tsyss V.G., Strokov I.M., Sergaeva M.Yu.* (2020) Possibilities for calculating rubber-cord shells in modern finite-element analyses packages. *Journal of Physics: Conf. Series*, 1441, 012123. DOI: 10.1088/1742-6596/1441/1/012123

16. Стеценко Н. С. Нелинейные эффекты, моделируемые вязкоупругой моделью максвелловского типа при конечных деформациях // Известия РАН. Механика твердого тела, 2020. № 5. С. 76–86. DOI: 10.31857/S0572329920040121

17. Сергаева М. Ю., Строков И. М., Сергаев А. А. Оценка прочностных характеристик гибкого соединительного патрубка трубопроводных систем на основе численного исследования напряженно-деформированного состояния // Динамика систем, механизмов и машин. 2020. Т. 8, № 1. С. 82–89. DOI: 10.25206/2310-9793-8-1-82-89

18. Ильюшин А. А. Пластичность // Основы общей математической теории. М. : Ленанд, серия: Физико-математическое наследие, 2020. 272 с.

19. Бурьян Ю. А., Зубарев А. В., Поляков С. Н. Оценка вибропротекции в механической системе «гибкая вставка – трубопровод – вибропротекторы подвески» // Омский научный вестник. 2020. № 6 (174). С. 9–14. DOI: 10.25206/1813-8225-2020-174-9-14

20. Sergaeva M.Yu., Strokov I.M., Sergaev A.A. (2021) Estimation of pipeline systems flexible connecting pipe strength properties based on numerical study of strain-stress state. *Journal of Physics*, 1791, 012024. DOI: 10.1088/1742-6596/1791/1/012024.

References

1. Malinetsky G.G., Potapov A.B., Podlazov A.V. (2023) *Nelineinaya dinamika. Podkhody, rezul'taty, nadezhdy* [Nonlinear Dynamics. Approaches, Results, Hopes]. Moscow: KomKniga Publ., 280 p. ISBN 978-5-9710-0543-8 (in Russ.).
2. Danilov Yu.A. (2023) *Lektsii po nelineinoi dinamike: Ehlementarnoe vvedenie* [Lectures on Nonlinear Dynamics: Elementary Introduction]. Moscow: MCNO Publ., 308 p. ISBN 978-5-4439-1622-4 (in Russ.).
3. Shekhovtsov V.V. (2024) [Vibration Isolators in the Designs of Wheeled and Tracked Vehicles]. Moscow ; Vologda: Infra-Engineering Publ., 444 p. ISBN 978-5-9729-1975-8 (in Russ.).
4. Sinilshchikov V.B., Melikhov K.V., Kunavich S.A. (2021) [Analysis of the Operation of an Arched Elastomeric Shock Absorber under Complex Loading]. *Izvestiya vysshih uchebnyh zavedenij. Mashinostroenie*, no. 12, pp. 73-82. DOI: 10.18698/0536-1044-2021-12-73-82 (in Russ.).
5. Maklakov S.F., Mishin V.A., Yaitskov I.A. (2021) [On the Development of Devices for Protecting Equipment from Dynamic Loads Based on Elastoplastic Shock Absorbers]. *Vestnik Tul'skogo gosudarstvennogo universiteta. Tekhnicheskie nauki*, iss. 8, pp. 167-173. DOI: 10.24412/2071-6168-2021-8-167-174 (in Russ.).
6. Kurbonov Sh.Kh., Sulaimanov S.S. (2022) [Calculation of protective equipment, justification of the design of sound-vibration insulating booths]. *Universum: tekhnicheskie nauki: elektronnyj nauchnyj zhurnal*, no. 2(95). DOI: 10.32743/UniTech.2022.95.2.13088 (in Russ.).
7. Dick J.S. (2016) [How to improve rubber compounds. 1800 practical recommendations for solving problems]. St. Petersburg: Profession Publ., 352 p. (in Russ.).
8. Rabotnov Yu.N. (2020) *Ehlementy nasledstvennoi mehaniki tverdykh tel* [Elements of hereditary mechanics of solids]. Moscow: Lenand Publ., 384 p. (in Russ.).
9. Karimbaev T.D. (2020) [Evaluation of fatigue life of products made of composite materials]. *Aviacionnye dvigateli*, no. 4 (9), pp. 75-93 (in Russ.).
10. Vakhrusheva Ya.A., Yumashev O.B., Chaykun A.M. (2022) [Current trends in the field of frost-resistant rubbers based on polar and non-polar rubbers (review)]. *Trudy VIAM*, no. 8 (114), pp. 77-87. DOI: 10.18577/2307-6046-2022-0-8-77-87 (in Russ.).
11. Sergaeva M.Yu., Lyubykh A.M. (2022) On application of rubber-metal seismic isolating supports of a ball tank under seismic load. *Journal of Physics: Conf. Series*, 2182, 012062. DOI: 10.1088/1742-6596/2182/1/012062
12. Soustin B.P., Testoedov N.A., Rudometkin A.G. (2000) [Vibration testing of spacecraft]. Moscow: Nauka Publ., 171 p. ISBN 5-02-031551-6 (in Russ.).
13. Vysotskaya N.D., Shabanov N.P. (2024) [Study of the accuracy of numerical solutions in calculating a cylindrical compression shock absorber]. *Novosti sel'skohozyajstvennoj nauki Tavridy*, no. 37 (200), pp. 199-208 (in Russ.).
14. Sergaeva M.Yu., Lyubykh A.M. (2021) [Justification of the use of rubber-metal seismic isolator bearings for a spherical reservoir under seismic loading]. *Dinamika sistem, mehanizmov i mashin*, vol. 9, no. 1, pp. 73-83. DOI: 10.25206/2310-9793-9-1-73-83 (in Russ.).
15. Tsyss V.G., Strokov I.M., Sergaeva M.Yu. (2020) Possibilities for calculating rubber-cord shells in modern finite-element analyses packages. *Journal of Physics: Conf. Series*, 1441, 012123. DOI: 10.1088/1742-6596/1441/1/012123
16. Stetsenko N.S. (2020) [Nonlinear effects modeled by a Maxwell-type viscoelastic model under finite strains]. *Izvestiya Rossiskoj akademii nauk. Mekhanika tvyordogo tela*, no. 5, pp. 76-86. DOI: 10.31857/S0572329920040121 (in Russ.).
17. Sergaeva M.Yu., Strokov I.M., Sergaev A.A. (2020) [Evaluation of the strength characteristics of a flexible connecting pipe of pipeline systems based on a numerical study of the stress-strain state]. *Dynamics of Systems, Mechanisms and Machines*, vol. 8, no. 1, pp. 82-89. DOI: 10.25206/2310-9793-8-1-82-89 (in Russ.).
18. Ilyushin A.A. (2020) [Plasticity]. *Dynamics of Systems, Mechanisms and Machines*. Moscow: Lenand Publ., series: Physics and Mathematics Heritage, 272 p. (in Russ.).
19. Buryan Yu.A., Zubarev A.V., Polyakov S.N. (2020) "Evaluation of vibration isolation in the mechanical system "flexible insert - pipeline - suspension vibration isolators". *Omskij nauchnyj vestnik*, no. 6 (174), pp. 9-14. DOI: 10.25206/1813-8225-2020-174-9-14 (in Russ.).
20. Sergaeva M.Yu., Strokov I.M., Sergaev A.A. (2021) Estimation of pipeline systems flexible connecting pipe strength properties based on numerical study of strain-stress state. *Journal of Physics*, 1791, 012024. DOI: 10.1088/1742-6596/1791/1/012024

Evaluation of Rubber-Metal Vibration Isolator Resource Indicators of Vibration Protection Systems of Aviation Equipment

M.Yu. Sergaeva, PhD in Engineering, Omsk State Technical University, Omsk, Russia
E.B. Charushina, PhD in Engineering, Omsk State Technical University, Omsk, Russia

The main purpose of vibration-insulating structures is to absorb source disturbances to a damped object or from an object to the base of a technical system. Hence, the task of damped object vibration protection and vibration insulation of a disturbance source appears. The most important part of a vibration isolator is its elastic element, made of an elastic material. The design of vibration isolators should provide their application in both reference and suspension loading diagrams. The design of technical systems in special cases does not provide for the vibration isolator replacement for an extremely long time. Application of rubber-metal vibration isolators in vibration protection systems for mechanisms and equipment working under increased continuous vibration loads requires an assessment of life-time rate so as to determine the possibility of their further operation. In this regard, a method for conducting experimental studies being the basis for research rubber-metal vibration isolator with nonlinear load characteristics, was developed in the present paper. The amplitude-temperature model of a vibration isolator operation was determined, six of dynamic loading modes of a structure at various amplitude-frequency and temperature loads were studied. Moreover, stress-strain state of a structure rubber array was studied. As a result of the work carried out, three limiting states defining the product operability – strength, rigidity, creep deformation along with their criteria were established. Rubber-metal vibration isolator failure level is assessed with regard to the principal operation characteristics listed above. Vibration isolator performance as a whole depends on the strength characteristics of a rubber array being the most vulnerable structural element. When designing rubber-metal vibration isolators, one should strive for a uniform stress distribution in a rubber array avoiding their concentrations. The application of the developed experimental research methodology makes it possible to determine the life time and predict the service life of vibration isolators in vibration and shock protection systems for various equipment.

Keywords: vibration protection system, failure criteria, limit state, rubber-metal vibration isolator.

Получено 15.09.2025

Образец цитирования

Сергаева М. Ю., Чарушина Е. Б. Оценка ресурсных показателей резинометаллических виброизоляторов систем виброзащиты приборов и оборудования // Вестник ИжГТУ имени М. Т. Калашникова. 2025. Т. 28, № 4. С. 64–72. DOI: 10.22213/2413-1172-2025-4-64-72

For Citation

Sergaeva M.Yu., Charushina E.B. (2025) [Evaluation of Rubber-Metal Vibration Isolator Resource Indicators of Vibration Protection Systems of Aviation Equipment]. *Vestnik IzhGTU imeni M.T. Kalashnikova*, vol. 28, no. 4, pp. 64-72. DOI: 10.22213/2413-1172-2025-4-64-72 (in Russ.).