

УДК 622.73:621.926.002.75

Шолин М.К.

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ МЕТАЛЛОРЕЗИНОВЫХ СПЛОШНЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ВИБРОИЗОЛЯТОРОВ

Розглядається прогнозування довговічності суцільних циліндричних металевогумових віброізоляторів важких гірничо-збагачувальних машин.

FORECASTING OF DURABILITY METAL-RUBBER CONTINUOUS CYLINDRICAL VIBROISOLATORS

Forecasting durability continuous cylindrical metal-rubber vibroisolators of heavy ore dressing machines is considered.

1 Введение

Ранее [1] рассматривался расчет напряженно-деформированного состояния сплошного металлорезинового цилиндрического виброизолятора: определены напряжения в резиновом массиве (в том числе и в угловых точках), показана важная роль учета коэффициента ужесточения, возникающего на стыке резина-металл за счет так называемого эффекта торцов. Настоящая работа является продолжением [1] и рассматривает прогнозирование долговечности виброизолятора с учетом эволюции структуры, т.е. изменения со временем его основных макро- и микрохарактеристик.

Тяжелые горно-обогатительные машины — смесители, дробилки и т.д. — обладают рядом специфических технологических особенностей, и это накладывает определенные требования к их системам виброизоляции. Среди них в первую очередь следует назвать.

1. Большой вес машин и установка их на значительной высоте; например, смесители могут устанавливаться на отметке +18 м, что не всегда позволяет установить требуемые по массе фундаменты. Амплитуды колебаний подвижных частей машин (за исключением вибромашин) редко превышают (1,0÷2,0) мм и обычно находятся в пределах (0,2÷0,6) мм; диапазон частот нагружения (0...50) Гц, высшие гармоники могут достигать нескольких мегагерц.

2. Виброизоляторы, как правило, устанавливаются в опорном варианте и при нагружении испытывают статические деформации сжатия от массы машины и технологической загрузки и динамические деформации сжатия и сдвига (нередко наблюдаются эллиптические колебания) от вращения подвижных частей и движения перерабатываемого сырья: при этом деформации сдвига намного меньше деформаций сжатия и в расчетах обычно не учитываются.

3. Температура в резиновом массиве от диссипативного саморазогрева незначительна (ввиду малых амплитуд колебаний) и обычно в центре виброизолятора не превышает (2-10) °С (при температуре внешней среды 20 °С);

температура внешней среды соответствует сезонным изменениям внутрицеховой температуры горно-обогатительных предприятий.

4. Внешняя среда также соответствует условиям работы таких предприятий: повышенная концентрация озона, пыли, нередко горячая или холодная вода с повышенным содержанием pH и т.д. Такая активная среда при длительной эксплуатации приводит к коррозии металлической арматуры и появлению на свободной поверхности резины микротрещин и особого твердого слоя (так называемая «слоновая кожа»); все это повышает поврежденность и увеличивает старение внешнего слоя резины, но не является доминирующим для виброизолятора в целом именно вследствие его массивности.

5. Отказ виброизоляторов редко происходит от разрушения резинового массива или от нарушения прочности стыка резина-металл; при соблюдении технологии изготовления, правил конструирования и использовании современных адгезивов (например, клеев типа «ХЕМОСИЛ») отказ обычно связан с эволюцией структуры резины, которая приводит к выходу упругих и диссипативных характеристик материала за пределы допускаемых значений, устанавливаемых исходя из динамики машины и существующих санитарных и технологических норм.

6. В связи с этим к конструированию формы виброизолятора и к выбору подходящей марки резины предъявляются особые требования, наиболее полно они изложены в [2-6]. Из существующих многочисленных марок резин наиболее подходящими являются средненаполненные резины (наполнение техническим углеродом (20-50) масс. частей) на основе НК или СКИ-3 с усиленной защитной группой для снижения эффектов старения. В инженерной практике хорошо зарекомендовали себя резины типа 2959, 6620, 1224, 1378, 51-1714 и другие; их характеристики приведены в [2-5].

7. Виброизоляторы из таких резин при малых величинах деформаций сжатия ($\varepsilon < 0,15$) обладают квазилинейной характеристикой $\sigma \sim \varepsilon$; анализ колебаний исследуемых машин позволяет считать, что нагружение элементов происходит по гармоническому закону

$$\varepsilon(t) = \varepsilon_0 + \varepsilon \sin \omega t,$$

где ε_0 — величина статического поджатия.

Экспериментально было показано, что для исследуемых резин [4-5] статическое поджатие при $\varepsilon < 0,2$ незначительно влияет на модуль сдвига и коэффициент диссипации резины и при квазистатических расчетах его можно не учитывать; поджатие влияет на напряженно-деформированное состояние, и это следует учитывать при расчете долговечности либо при определении напряжения σ , (см. ниже уравнение (62)), или при определении $\dot{E}(t)$ и $\psi(t)$ (уравнение (52)).

2 Синергетическая модель деформирования и разрушения металлорезиновых виброизоляторов

Этому вопросу посвящена многочисленная литература [2-6]; многие исследователи сходятся во мнении, что создать единую модель, адекватно отоб-

ражающую особенности молекулярного строения резины для всех случаев нагружения весьма затруднительно. Функциональные механизмы деформирования и разрушения резины и ее физическая природа настолько специфичны и сложны, что любая модель является лишь некоторым, во многом условным, отображением того, что происходит в действительности. Существует также мнение, что именно сложность процессов, сопровождающих длительное нагружение резины (эффекты старения, влияние агрессивной внешней среды, нелинейность и т.д.) не позволяют создать такую интегральную модель, которая учитывала бы все многообразие механизмов разрушения. Тем не менее, существующие модели [2-5] успешно используются при расчетах реальных резиновых и металлорезиновых систем, и это свидетельствует о том, что, по крайней мере, в феноменологическом смысле такие модели соответствуют уровню накопленной экспериментальной информации. Известно, что длительное нагружение резины, а именно этот тип нагружения наиболее интересен для виброизоляторов машин, в которых сочетаются статические и динамические нагрузки, вызывают в резиновом массиве необратимые изменения структуры материала и, следовательно, временные изменения его микро- и макрохарактеристик. Уровень знаний в механике резины позволяют смоделировать эти изменения и создать синергетическую модель, т.е. такую модель, в которой объединятся наиболее важные механизмы разрушения, проявляющиеся в коллективно-функциональном взаимодействии и влияющие друг на друга. Такая модель с одной стороны должна учитывать по возможности наиболее широкий спектр особенностей механического поведения резин, а с другой, использовать определенные допущения, которые не позволили бы стать ей чересчур громоздкой и поэтому мало пригодной для построения адекватной математической модели.

Имеющуюся на сегодняшний день информацию в области механики резины можно изложить в виде кратких эмпирических обобщений.

1. Резину необходимо рассматривать как неоднородную систему на поверхности и в объеме; анизотропия на поверхности вызвана поверхностными эффектами с повышенной поврежденностью тонкого слоя и концентрацией микрповреждений; в объеме анизотропия вызвана неоднородностью структуры и наличием определенного уровня микрповреждений [4, 14].

2. Циклическое нагружение резины приводит к образованию субмикротрещин, которые впоследствии превращаются в микротрещины; их величина определяется структурой материала [19].

3. Микротрещины, благодаря релаксации напряжений возле них, диссипируют энергию, которая приводит к резкому повышению температуры (до 420 К) и образованию так называемых зон термомеханического разрушения; эти зоны способны на определенное время тормозить рост трещин и уменьшать скорость изменения структуры резины [4].

4. Процесс разрушения резины отличается локальностью. Сущность локальности в следующем: в резине существует неоднородность структуры, а следовательно, и неоднородность полей напряжений и температур. Поэтому

зарождение субмикротрещин и их эволюционный переход в микротрещины, концентрация последних и зарождение макротрещин носит вероятностный характер. Разрушение металлорезиновой системы начинается в локальных местах, как в объеме, так и на поверхности (очаги разрушения), т.е. в местах, где напряжения и температуры максимальны. При этом даже при зарождении и развитии магистральных трещин металлорезиновая система еще некоторое время сохраняет целостность, жесткостные и диссипативные характеристики и может соответствовать своим функциональным назначениям.

5. Процесс разрушения отличается дискретностью. В принципе это означает, что развитие микро- и макротрещин происходит в виде скачкообразно протекающих элементарных актов. В устье движущейся трещины по вероятному закону происходит слияние суб- и микродефектов и структура материала существенно изменяется в некотором локальном объеме; изменение структуры (с повышением концентрации повреждений) вызывает рост диссипации энергии, что, в свою очередь, вызывает еще большие структурные изменения материала; температура диссипативного разогрева в локальном объеме повышается вплоть до термодеструкции (расплавления) резины; трещина временно прекращает свой рост и при дальнейшем деформировании, т.е. при повышении скорости накопления упругой энергии, растет скачкообразно. На поверхности разрушения резины это вызывает определенные фрактографические особенности: бороздки, гребни, следы остановки фронта трещин и т.д. [4].

6. Основным видом разрушения большинства известных резиновых виброизоляторов при длительном циклическом нагружении является усталостное разрушение по классификации [4]. Закономерности этого разрушения предполагают наличие трех основных этапов. На первом этапе продолжительность t_1 в локальных объемах материала развивающиеся повреждения в виде субмикротрещин вследствие внешнего поля напряжений растут до некоторого критического значения, после чего объединяются в микротрещины. Развитие таких микротрещин, их слияние приводит к нарушению сплошности локального (характерного) объема, изменению структуры и зарождению макротрещины. Для ответственных силовых виброизоляторов появление макротрещин может служить отказом; для других элементов сигналом о том, что такой виброизолятор отработал основное время и его остаточный ресурс составляет менее 10 %. Длительность первого этапа составляет 90-96 % времени до полного отказа. Именно эта долговечность резины называется долговечностью при рассеянном разрушении или локальной долговечностью, обозначается t^* и определяется с помощью известных методов [4].

Второй этап характеризуется относительно медленным развитием магистральных усталостных трещин в объеме и на поверхности резинового массива; продолжительность его t_2 составляет 5-10 % времени до полного отказа.

Третий этап характеризуется быстрым развитием магистральных трещин; его продолжительность t_3 составляет 1-2 % времени до полного отказа. Как правило, на этом этапе происходит слияние макротрещин, и разделение образца на части.

Здесь уместны несколько важных замечаний.

- Природа усталостного разрушения носит вероятностный характер.
- При определении продолжительности этапов разрушения t_1 , t_2 , t_3 соблюдается неравенство $t_1 \gg t_2 \gg t_3$. Срок службы массивных резиновых виброизоляторов отождествляется со временем t_1 , определяющим локальную долговечность; именно этот срок службы и представляет основную ценность для инженерной практики.
- Срок службы $t_1 + t_2$ характеризует глобальную долговечность и определяется временем развития в трехмерном пространстве ансамбля магистральных трещин; для этого существует специальный математический аппарат, связанный с теорией трещин, здесь не рассматривается.

7. В металлорезиновых виброизоляторах в процессе их длительного циклического нагружения концентрация микроповреждений может локально возрасти на стыке резина-металл, благодаря микроструктурной неоднородности, вызванной концентрацией напряжений, а, следовательно, и температур, особенно в краевых областях. Скорость накопления таких микроповреждений может быть более высокой, чем в объеме резинового массива, и это может привести к появлению видимых на поверхности (и наблюдаемых внутри массива, например, при расчленении виброизолятора) усталостных трещин. Эти трещины растут до определенного размера, определяемого структурой материала и интенсивностью деформаций, после чего их рост прекращается вплоть до того момента, когда поврежденность материала в объеме резины достигает некоторого критического значения, определяемого временем t_1 (или t^*). В дальнейшем эти трещины, следуя вероятностной природе механизмов разрушения резин, могут медленно расти или сливаться с магистральными трещинами, приводя систему к глобальному разрушению, т.е. разделению виброизолятора на части. Здесь следует отметить, что усталостные трещины на стыке резина-металл в правильно сконструированных виброизоляторах редко определяют срок службы; при неправильном конструировании металлической арматуры и резинового массива трещины могут стать причиной отказа.

С учетом изложенного выше синергетическую модель циклического разрушения резиновых и металлорезиновых виброизоляторов можно представить следующим образом. В процессе длительного циклического нагружения концентрация субмикротрещин в объеме материала будет возрастать до того времени, когда их размеры станут критическими, и они начнут сливаться между собой, образуя микротрещины. Размер последних определяется структурой резины и составляет 10-100 мкм. На этом этапе утомления модуль сдвига (или упругости) растет примерно по экспоненциальному закону, а коэффициент диссипации почти линейно уменьшается. Такое изменение макрохарактеристик резин связано как с ростом концентрации микроповреждений, так и с общим старением материала; феноменологически это изменение является в целом результатом изменения структуры, разделить эти процессы и выделить долю, например, участия роста микроповреждений на сегодняшний день не представляется возможным.

Изменения структуры могут быть таковыми, что жесткостные и диссипативные характеристики виброизолятора могут выйти за пределы допустимых значений, величины которых определяются из условий нормального функционирования механической системы. К такому же отказу может привести и наличие чрезмерной остаточной деформации, вызванной общим старением резины.

Дальнейшее нагружение приводит к росту микротрещин, их локальному слиянию и зарождению магистральных трещин. На этой стадии разрушения виброизолятора происходит существенное изменение его физико-механических характеристик. Модуль сдвига уменьшается, а коэффициент диссипации энергии за счет высокой концентрации микрповреждений резко возрастает; его рост продолжается до отказа [2-5]. Следует подчеркнуть, что на всех стадиях разрушения виброизолятора экспериментально определяемые параметры (модуль сдвига, коэффициент диссипации энергии, коэффициент Пуассона) являются интегральными характеристиками.

Изложенная синергетическая модель наиболее полно учитывает все особенности циклического разрушения металлорезиновых систем и позволяет построить алгоритм для определения их локальной долговечности, т.е. времени до отказа системы в локальных объемах. Обычно для этого следует использовать такие макрохарактеристики системы, которые интегрально описывали бы процесс разрушения вплоть до появления магистральных трещин; с этой целью используют время t^* или количество циклов N^* . При инженерных расчетах можно использовать допускаемые значения напряжений $[\sigma]$, относительных деформаций $[\varepsilon]$ и температуры диссипативного саморазогрева $[T]$.

3 Алгоритм выбора параметров и расчета долговечности металлорезиновых виброизоляторов

Такой алгоритм будем строить на комплексном подходе к расчету металлорезиновых систем с учетом взаимосвязи аналитических расчетов, оптимального синтеза и экспериментальной информации о реологических, теплофизических и усталостных параметрах резины и виброизолятора. Алгоритм является обобщенным и включает в себя решение ряда промежуточных задач, имеющих вполне самостоятельное значение. Согласно алгоритму последовательность решения задач принимается следующей.

1. Для рассматриваемой машины при решении соответствующих уравнений движения определяется приведенная жесткость виброизолирующей системы и необходимые диссипативные свойства; методами рационального конструирования определяются геометрические размеры виброизоляторов; методом оптимального синтеза или с учетом экспериментального опыта выбирается подходящая марка резины, и определяются ее физико-механические и теплофизические характеристики;

2. С учетом реологических характеристик резины определяются жесткостные параметры виброизоляторов; при необходимости может быть выполнено изменение их геометрических размеров или формы;

3. Производится прогнозирование долговечности виброизолятора с учетом доступной экспериментальной информации: эффекты старения, действие внешней агрессивной среды и т.д.

Процедура прогнозирования долговечности металлорезиновых систем предусматривает решение взаимосвязанных между собой следующих уравнений:

- уравнений равновесия и совместности деформаций для определения напряженно-деформированного состояния виброизолятора;
- реологических уравнений, учитывающих вязкоупругие эффекты в резине для определения ее реологических параметров;
- уравнение теплопроводности с внутренним источником тепла для определения температурного поля в резиновом массиве;
- критериальных уравнений разрушения, связывающих параметры разрушения системы со временем наработки до отказа.

Рассмотрим эти уравнения более подробно.

3.1 Расчет напряженно-деформированного состояния

Для рассматриваемого металлорезинового сплошного цилиндрического виброизолятора (рис. 1) расчет НДС излагается в [1]. Приведем здесь основные выражения. В рамках линейной теории при отсутствии массовых сил и в предположении о нежимаемости материала ($V = \text{const}$) квазистатические уравнения равновесия имеют вид [4].

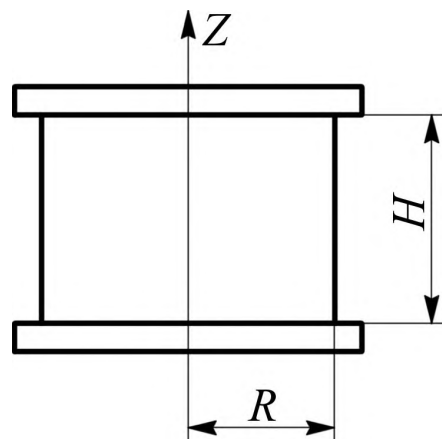


Рис. 1 – Расчетная схема сплош-

$$\Delta \bar{u} + \frac{1}{1-2\nu} \text{grad div } \bar{u} = 0. \quad (1)$$

Соотношения Коши для деформаций имеют вид

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} (u_{ij} + u_{ji}). \quad (2)$$

Уравнения состояния через амплитуды для общего случая можно записать в виде

$$\bar{\sigma}_{ij} = 2\bar{G} \left(\bar{\varepsilon}_{ij} + \frac{\bar{\nu}}{1-2\bar{\nu}} \bar{\eta} \right), \quad (3)$$

где для рассматриваемого случая $\bar{\eta} = \bar{\varepsilon}_{ij}$.

В уравнении (3) параметры напряженно-деформированного состояния удобно записать в комплексной форме в виде

$$\tilde{G}' = \tilde{G}'(\omega, T) + i\tilde{G}''(\omega, T); \quad (4)$$

$$\tilde{\nu}' = \tilde{\nu}'(\omega, T) + i\tilde{\nu}''(\omega, T). \quad (5)$$

В приведенных уравнениях приняты следующие обозначения: \bar{u} – вектор перемещений; ν – коэффициент Пуассона; Δ – оператор Лапласа; G – модуль сдвига; u_{ij} , ε_{ij} , σ_{ij} – компоненты вектора перемещений, тензоров дефор-

мации и напряжений соответственно; ω — частота; T — температура; δ_{ij} — символ Кронекера; $i, j, k=x, y, z$, условие несжимаемости записывается в виде $\varepsilon_{ij} = u_{ij}$.

Для цилиндрической системы координат (r, z, θ) в комплексной форме уравнения равновесия, определяющие уравнения и соотношения Коши удобно представить в виде [2]

$$\begin{aligned}\tilde{\sigma}_{r\theta} + \frac{1}{r}(\tilde{\sigma}_r - \tilde{\sigma}_\theta + \tilde{\sigma}_{rz,z} + y\tilde{b}_r) &= 0; \\ \tilde{\sigma}_{rz} + \frac{1}{r}\tilde{\sigma}_r + \tilde{\sigma}_z + y\tilde{b}_z &= 0; \\ \tilde{\varepsilon}_r = \tilde{u}_{r,r}; \quad \tilde{\varepsilon}_\theta = \frac{1}{r}\tilde{u}_r; \quad \tilde{\varepsilon}_z = \tilde{u}_{z,z}; \\ \tilde{\varepsilon}_{rz} &= \frac{1}{2}(\tilde{u}_{r,z} + \tilde{u}_{z,r});\end{aligned}\tag{6}$$

$$\tilde{u}_{(r,z,\theta)} = \tilde{u}_{(r,z,\theta)}(r, z); \quad \tilde{b}_{(r,z)} = \tilde{b}_{(r,z)}(r, z)$$

где \tilde{b} — заданная функция.

При этом компоненты напряжений можно записать в виде

$$\tilde{\sigma}_r = 2\tilde{G}\left(\tilde{\varepsilon}_r + \frac{\nu}{1-2\nu}\tilde{\eta}\right);\tag{7}$$

$$\tilde{\sigma}_z = 2\tilde{G}\left(\tilde{\varepsilon}_z + \frac{\nu}{1-2\nu}\tilde{\eta}\right);\tag{8}$$

$$\tilde{\sigma}_\theta = 2\tilde{G}\left(\tilde{\varepsilon}_\theta + \frac{\nu}{1-2\nu}\tilde{\eta}\right);\tag{9}$$

$$\tilde{\sigma}_{rz} = 2\tilde{G}\tilde{\varepsilon}_{rz}; \quad \tilde{\eta} = \tilde{\varepsilon}_r + \tilde{\varepsilon}_z + \tilde{\varepsilon}_\theta.\tag{10}$$

Рассмотрим напряженно-деформированное состояние сплошного цилиндра с зашпеленными торцами. Используем уравнения равновесия (6) при $r \leq R$, $|z| \leq H$, $\tilde{b}_r = \tilde{b}_z = 0$ и следующие граничные условия

$$\tilde{u}_x = \pm a_0, \quad \tilde{u}_y = 0, \quad \text{при } x = \pm x_0;\tag{11}$$

$$\sigma_y = 0, \quad \sigma_{xy} = 0 \quad \text{при } y = 1.\tag{12}$$

Здесь $y = r/R$; $x = z/R$; $x_0 = H/R$; циклическое деформирование осуществляется по закону $a(t) = a_0 \sin \omega t$.

Для учета степени ужесточения или эффекта на торцах введен специальный коэффициент $\tilde{\beta}$, являющийся отношением некоторого условного модуля упругости резинометаллического элемента E_y , к модулю упругости резины E , т.е.

$$\tilde{\beta} = \frac{\tilde{E}_y}{E}.\tag{13}$$

3.2 Определение реологических характеристик виброизоляторов

Для большинства мало- и средненаполненных резин, используемых в общем машиностроении при изготовлении металлорезиновых виброизоляторов

зависимость между напряжением и деформацией считается линейной и при изучении последствий и релаксации записывается в виде (для малых деформаций)

$$\sigma(t) = E_t \varepsilon(t), \quad (14)$$

где E_t – временной оператор, параметры которого не зависят от σ или ε .

Временные операторы E_t , описывающие механическую реакцию вязкоупругого материала, могут быть получены различными способами. Для резины наиболее удобно использовать интегральные операторы типа Вольтерра с ядрами последствий и релаксации

$$E_t = E_0 (1 - K^*), \quad (15)$$

где $K^* \varphi(t) = \int_{-\infty}^t K(t, \tau) \varphi(\tau) d\tau$; $K(t, \tau)$ – ядро релаксации.

Или

$$E_t^{-1} = E_0^{-1} (1 + R^*), \quad (16)$$

где $R^* \varphi(t) = \int_{-\infty}^t R(t, \tau) \varphi(\tau) dt$ – ядро ползучести.

Если свойства материала не изменяются со временем, то ядра $R(t, \tau)$ и $K(t, \tau)$ зависят только от разности аргументов $t - \tau$, поэтому можно полагать, что [2]

$$K(t, \tau) = K(t - \tau), \quad (17)$$

$$R(t, \tau) = R(t - \tau). \quad (18)$$

Основные уравнения линейной теории вязкоупругости, запишутся в виде

$$\sigma(t) = E_0 \left[\varepsilon(t) - \int_{-\infty}^t K(t - \tau) \varepsilon(\tau) d\tau \right]; \quad (19)$$

$$\varepsilon(t) = \frac{1}{E_0} \left[\sigma(t) + \int_{-\infty}^t R(t - \tau) \sigma(\tau) d\tau \right], \quad (20)$$

где E_0 – модуль упругости резины;

$\varepsilon(t)$ и $\sigma(t)$ – деформация и напряжение в момент времени t ;

t – время наблюдения;

τ – время, предшествующее моменту наблюдения;

$K(t - \tau)$ и $R(t - \tau)$ – ядра релаксации и ползучести.

В качестве ядра для рассматриваемых резин наибольшее распространение получила дробноэкспоненциальная функция $\mathcal{E}_\alpha(-\beta, t - \tau)$ Работнова [2-6]; она позволяет описывать релаксационный спектр в большом интервале времени, включая и начало отсчета

$$\mathcal{E}_\alpha(-\beta, t - \tau) = \chi(t - \tau)^\alpha \sum_{n=0}^{\infty} \frac{(-\beta)^n (t - \tau)^{n(1+\alpha)}}{\Gamma[(n+1)(1+\alpha)]}, \quad (21)$$

$$-1 < \alpha < 0, \quad \beta = \frac{1}{t_0^{1+\alpha}}, \quad \chi = \frac{\lambda}{t_0^{1+\alpha}},$$

$$\lambda = \frac{E_0 - E_\infty}{E_0} \quad \text{или} \quad \lambda = \frac{G_0 - G_\infty}{G_0};$$
(22)

где α, β, λ – параметры ядра, имеющие конкретный физический смысл и являющиеся реологическими параметрами резины;

$\Gamma(\dots)$ – гамма-функция заданного параметра;

E_∞, G_∞ – установившиеся значения модуля упругости и сдвига резины, определяемые как $E_\infty = \lim_{\omega \rightarrow 0} E(\omega)$, $G_\infty = \lim_{\omega \rightarrow 0} G(\omega)$;

E_0, G_0 – мгновенные значения модуля упругости и модуля сдвига материала.

Параметр λ называют дефектом модуля; параметр t_0 – обобщенным временем релаксации, а параметр α – параметром дробности; его можно выразить через дефект модуля λ и максимальное значение спектра ρ_{\max} в виде

$$\alpha = -1 + \frac{4}{3} \pi^{-1} \arctg(2\pi\rho_{\max} \lambda^{-1}).$$
(23)

Синус и косинус преобразования Фурье были получены ранее [2] и для дробно-экспоненциальной функции выражаются соотношениями

$$A(\omega) = \frac{\chi(\omega^{1+\alpha} \cos \delta + \beta)}{\omega^{2(1+\alpha)} + 2\beta\omega^{1+\alpha} \cos \beta + \beta^2};$$
(24)

$$B(\omega) = \frac{\chi(\omega^{1+\alpha} \sin \delta)}{\omega^{2(1+\alpha)} + 2\beta\omega^{1+\alpha} \cos \beta + \beta^2}.$$
(25)

Параметры $A(\omega)$ и $B(\omega)$ можно выразить через параметры петли гистерезиса в виде

$$A = 1 - \sqrt{\left(\frac{P_1}{P_0}\right)^2 - \frac{\psi^2}{\pi^2}},$$
(26)

$$B = \frac{\psi}{2\pi} = \frac{S_1}{2\pi S_0},$$
(27)

где ψ – коэффициент диссипации энергии;

S_1 – площадь петли гистерезиса;

S_0 – площадь прямоугольного треугольника со сторонами X_0 и P_0 , т.е. полная энергия деформирования при идеальной упругости материала;

X_0 и P_1 – соответственно амплитуды перемещения и усилия;

P_0 – амплитуда усилия в предположении об идеальной упругости материала.

Реологические параметры резины исследуемого виброизолятора определяли по приведенным формулам согласно методике [2]; при этом параметры α и t_0 вычислялись согласно выражению

$$\alpha = 1 - \frac{4}{\pi} \arctg \frac{\psi_{\max}}{\pi\lambda};$$
(28)

$$t_0 = \omega_0^{-1},$$
(29)

где ω — частота при которой наблюдается максимум коэффициента диссипации, т.е. $\psi = \psi_{\max}$; при этом величина усилия P_0 определялась графически из асимптотического условия при больших частотах нагружения, $\omega \gg 100$ Гц.

$$\lim_{\omega \rightarrow \infty} P(\omega) = P_0.$$

Для резины 2959 (или ее аналога 6620) реологические параметры имели следующие значения (для малых амплитуд и частот в диапазоне 10-20 Гц): $E_\infty = 3,7$ МН/м²; $E_g = 4,8$ МН/м²; $E_0 = 5,3$ МН/м²; $\psi = 0,31$; $\alpha = -0,60$; $\beta = 1,06$; $\lambda = 0,58$.

При гармоническом нагружении модули резины могут быть представлены также в комплексной форме

$$E^* = E' + iE'', \quad G^* = G' + iG'', \quad (30)$$

где G' , E' — динамические модули, характеризующие упругие свойства резины при сдвиге и сжатии;

G'' , E'' — модули потерь, характеризующие диссипативные свойства резины.

В этом случае для тангенса угла потерь $\tan \delta$ и для модулей потерь справедливы следующие выражения

$$\begin{aligned} \tan \delta &= \frac{G''}{G'} \quad \text{или} \quad \tan \delta = \frac{E''}{E'}; \\ G'' &= |G^*| \sin \delta \quad \text{или} \quad E'' = |E^*| \sin \delta; \\ G' &= |G^*| \cos \delta \quad \text{или} \quad E' = |E^*| \cos \delta; \\ |G^*| &= \sqrt{G'^2 + G''^2} \quad \text{или} \quad |E^*| = \sqrt{E'^2 + E''^2}. \end{aligned} \quad (31)$$

Уравнения (19) и (20) позволяют учесть и старение материала. В этом случае:

$$\begin{aligned} G(t) &= G_0 \sqrt{[1 - f(t)A(\omega)]^2 + [f(t)B(\omega)]^2}, \\ \psi(t) &= 2\pi f(t)B(\omega), \\ f(t) &= \frac{\psi(t_i)}{\psi_0}, \end{aligned}$$

где $\psi(t_i)$ — значение коэффициента поглощения при некотором времени t_i ;

ψ_0 — исходное значение при $t = 0$.

Трудность использования этих уравнений состоит в том, что функция $f(t)$ достаточно точно может быть определена только экспериментально, что связано с большим объемом исследований.

3.3 Определение полей температур от диссипативного саморазогрева

Этому вопросу посвящена обширная литература [2-6, 8-15]. Для виброизоляторов рассматриваемого типа поле температур в резиновом массиве можно описать уравнением

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} = a_T \theta + \frac{W(\theta, x_i, P, K_c)}{C \rho_p}, \quad (32)$$

где θ — приращение температуры нагрева резинового виброизолятора;
 a_T — коэффициент температуропроводности;
 x_i — координаты;
 P — концентрация накопленной поврежденности;
 C — теплоемкость резины;
 ρ_p — плотность резины;
 W — функция диссипации;
 K_c — параметр, характеризующий влияние внешней агрессивной среды.

Для стационарного температурного режима, характерного для большинства виброизоляторов, уравнение теплопроводности можно записать в виде

$$\Delta\theta + \frac{W(\theta, x_i, P, K_c)}{\lambda_p} = 0, \lambda_p = a_T c \rho_p; \quad (33)$$

с соответствующими граничными и начальными условиями, отражающими свободный теплообмен на поверхности виброизолятора с окружающей средой

$$-\lambda_p \frac{\partial T}{\partial \bar{n}} + \alpha\theta = 0 \quad \text{на } S_v, \quad (34)$$

$$T = T_0(\bar{x}) \quad \text{при } t = 0,$$

где α — коэффициент теплоотдачи;
 S_v — поверхность виброизолятора;
 \bar{n} — единичная внешняя нормаль.

Для определения температуры виброизолятора использовался алгоритм [2, 3] в том числе и номограммы; температура в резиновом массиве определялась также экспериментально с помощью термодатчиков по известной методике [2].

Уравнение (34) позволяет вычислить температуру в резиновом массиве от диссипативного саморазогрева; в инженерном смысле эта температура может служить показателем долговечности виброизолятора. Длительными экспериментальными исследованиями [3-5] установлено, что рабочая температура виброизоляторов (для наиболее опасной области — очага разрушения) не превышает $T_p \leq (80 - 90)^\circ\text{C}$, что можно считать допустимым значением, характеризующим возможность длительной эксплуатации.

Таким образом критерий разрушения по критической температуре диссипативного саморазогрева можно выразить в виде

$$T \leq [T_p]. \quad (35)$$

Это неравенство с определенными допущениями можно считать термомеханическим критерием разрушения.

3.4 Определение локальной долговечности металлорезиновых виброизоляторов

Для определения долговечности виброизоляторов необходимо решить критериальные уравнения разрушения; применительно к конкретному случаю. Наиболее полно разработаны два критерия [4]:

- критерий по развивающейся в процессе длительного циклического нагружения виброизолятора поврежденности $P(t)$

$$\Delta P_{кр} = \int_0^{t^*} \dot{P}(t) dt, \quad (36)$$

где $\Delta P_{кр}$ — критическое значение поврежденности в резине, металлорезиновая система локально разрушится при условии $P(t) \geq \Delta P_{кр}$;

- энергетический критерий диссипативного типа по допускаемой плотности энергии разрушения

$$\Delta U_p^* = \int_0^{t^*} \dot{U}_p dt. \quad (37)$$

Этот критерий допускает две формы записи критериального уравнения

$$\int_0^{t^*} \frac{D'(\omega, T, t)}{\Delta U_p^*(T)} dt = 1, \quad \int_0^{t^*} \frac{D'(\omega, T, t)}{\Delta U_g^*(T)} dt = 1, \quad (38)$$

где D' — диссипативная функция, определяемая как

$$D' = \frac{\omega}{2} \left[2G''(|\varepsilon_{xx}|^2 + |\varepsilon_{yy}|^2 + |\varepsilon_{zz}|^2 + 2|\varepsilon_{xy}|^2) + \frac{K'' - 2G''}{3} (|\varepsilon_{xx} + \varepsilon_{yy} + \varepsilon_{zz}|)^2 \right]; \quad (39)$$

ΔU_p^* — критическое значение энергии разрушения;

ΔU_g^* — критическое значение энергии, диссипируемой в материале;

K'' — модуль потерь при объемном деформировании;

ε_{xx} , ε_{yy} , ε_{zz} — комплексные амплитуды компоненты тензора деформаций.

4 Критерии отказа металлорезиновых виброизоляторов

В практике эксплуатации машин время безотказной работы виброизоляторов определяется его конструкцией, качеством изготовления, условиями эксплуатации и нестабильностью механических характеристик от агрессивной внешней среды или от старения. Применительно к виброизоляторам рассматриваемого типа причины отказов можно классифицировать следующим образом:

- эксплуатационные: непредвиденное увеличение нагрузки, уменьшение режима нагружения машины, вследствие изменения технологии, ухудшение внешней среды и появление агрессивных компонентов: температуры, масел, щелочей, солнечной радиации и т.д.
- технологические: несоответствие выбранной марки резины условиям эксплуатации, недоувулканизация или перевулканизация; недостаточная прочность стыка резина — металл;
- конструктивные: неправильная конструкция узла нагружения; неправильная конструкция виброизолятора, несоответствие жесткостных и диссипативных параметров виброизолятора заданным;
- недопустимое изменение физико-механических характеристик виброизолятора во времени эксплуатации за счет старения и поврежденности материала;
- разрушение резинового элемента за счет роста магистральных трещин;
- разрушение металлорезинового виброизолятора за счет отрыва резины от металла при недостаточно прочном стыке или за счет роста усталостных трещин.

Если виброизолятор сконструирован правильно и эксплуатация осуществляется согласно техническим требованиям, то наиболее вероятным критерием отказа виброизолятора является выход физико-механических характеристик за пределы допускаемых.

5 Изменение физико-механических характеристик металлорезиновых виброизоляторов в процессе длительного циклического нагружения.

Известно [2-6], что в процессе длительного хранения или нагружения реологические характеристики резины не остаются постоянными, а со временем претерпевают изменения. Такие изменения могут происходить и от действия внешней среды: тепла, масел, щелочей, солнечной радиации. В ряде случаев именно они являются основной причиной отказа, т.к. параметры системы могут выйти за пределы допустимых. Такие процессы, как правило, охватывают все механические, химические и электрические явления, которые в своем синергетическом взаимодействии приводят к необратимому изменению структуры резины. Причин временных изменений параметров резины довольно много [16-18], но в механике обычно фигурируют две: структурирование и деструкция. Структурирование приводит к увеличению жесткостных характеристик и снижению диссипации и появлению остаточных деформаций; деструкция связана с разрушением молекулярной сетки и приводит к снижению жесткости системы. Для исследуемой резины преобладающим является структурирование.

Известно [2-5], что со временем параметры резины могут изменяться на 50 % и более и без учета таких изменений расчет виброизолятора, особенно прогнозирование долговечности, будет неполным. При этом наиболее достоверные данные можно получить в процессе длительного нагружения. Именно такие данные были получены при наблюдении за системой виброизоляции смесителя со следующими параметрами:

- общая вертикальная статическая нагрузка на систему виброизоляции — 343,3 кН;
- количество виброизоляторов: опорных — 26, упорных — 8;
- статическая нагрузка на один опорный виброизолятор — 15,0 кН;
- виброизоляторы металлорезиновые типа ВРМ903 [5] с размерами резинового элемента: диаметр 180 мм, высота 100 мм;
- резина 2959 со следующими начальными физико-механическими характеристиками: условно-равновесный модуль упругости $E_{\infty} = 3,7 \text{ МН/м}^2$; динамический (при частоте вынужденных колебаний смесителя $\omega = 14 \text{ Гц}$ и малых амплитудах нагружения $A < 10 \text{ мм}$, т.е. $\varepsilon < 10 \%$) модуль упругости $E_g = 4,8 \text{ МН/м}^2$; коэффициент диссипации энергии $\psi = 0,31$.

Наблюдение за системой виброизоляции в общей сложности велось в течение 15 лет: периодически виброизоляторы (не менее трех) извлекались из системы и подвергались комплексу механических испытаний по методикам [2-4]. Результаты испытаний представлены на рис. 2, рис. 4.

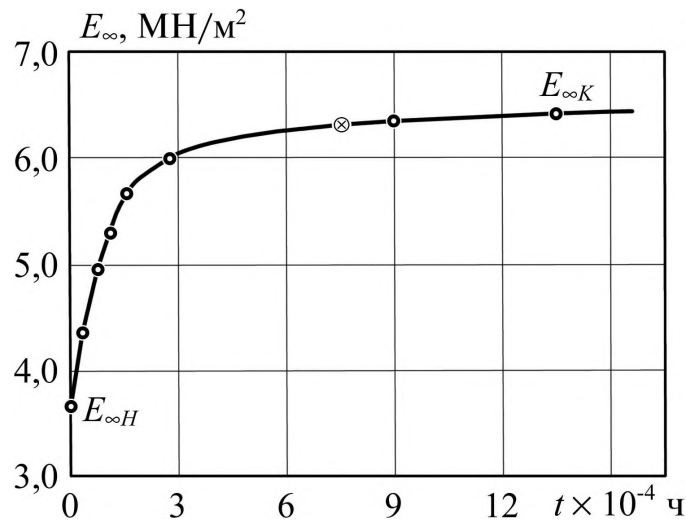


Рис. 2 – Временная зависимость условно равновесного модуля сжатия: \otimes – нижняя граница срока службы виброизолятора (примерно 10 лет)

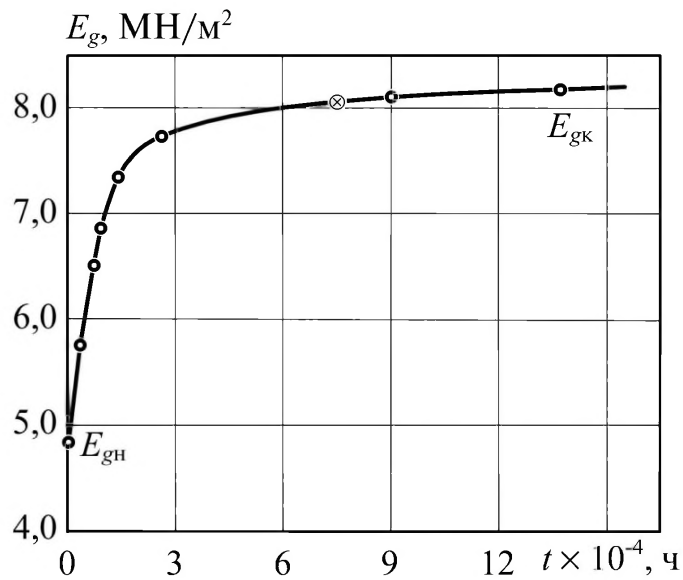


Рис. 3 – Временная зависимость динамического модуля сжатия: \otimes – нижняя граница срока службы виброизолятора

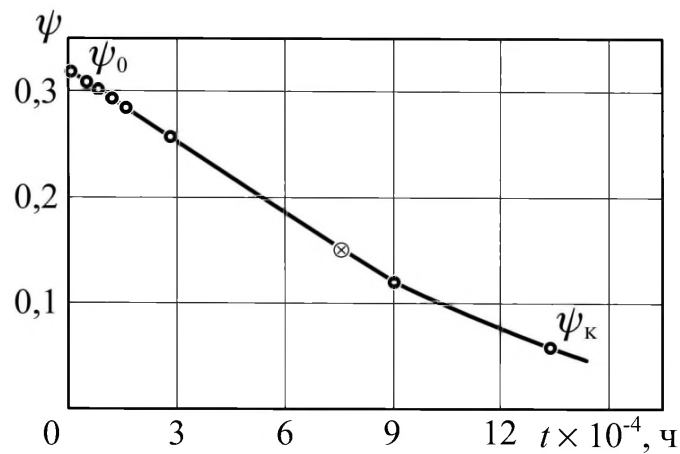


Рис. 4 – Временная зависимость коэффициента поглощения энергии: \otimes – нижняя граница срока службы виброизолятора

Обработка результатов испытаний проводилась согласно методике [4, 19]; как видно изменения условно-равновесного модуля упругости и динамического модуля упругости происходило по экспоненциальному закону; функциональная зависимость $E(t)$ может быть принята в виде

$$\begin{aligned} E_{\infty}(t) &= E_{\infty H} + (E_{\infty K} - E_{\infty H}) \exp(k_E t) \\ E_g(t) &= E_{gH} + (E_{gK} - E_{gH}) \exp(k_E t), \end{aligned} \quad (40)$$

где $E_{\infty H}$ и E_{gH} – начальные значения соответственно статического и динамического модуля упругости;

$E_{\infty K}$ и E_{gK} – их конечные значения.

Для виброизолятора ВРМ903: $E_{\infty H} = 37,0$ МПа, $E_{\infty K} = 62,9$ МПа; $E_{gH} = 48,0$ МПа; $E_{gK} = 81,6$ МПа, константа скорости $k_E = 1,1 \cdot 10^{-5}$ ч⁻¹.

Функциональная зависимость $\psi(t)$ практически линейная

$$\psi(t) = \psi_0 - k_{\psi} t, \quad (41)$$

где ψ_0 – начальное значение коэффициента поглощения энергии;

k_{ψ} – константа скорости.

Для рассматриваемого виброизолятора: $\psi_0 = 0,31$; $k_{\psi} = 0,083 \cdot 10^{-8}$ с⁻¹.

Следует подчеркнуть, что за время эксплуатации виброизолятора ($t \cong 15$ лет) модуль упругости изменился на 70 %, а коэффициент диссипации энергии более чем на 300 %, что в целом свидетельствует об изменении структуры материала, изменении его релаксационных свойств и потере способности поглощать энергию механических колебаний.

На практике такие изменения основных параметров резины привели к следующему: система виброизоляции сохраняла эффективность в течение примерно 9-10 лет (около 70-85 тыс. часов); при дальнейшей эксплуатации параметры резины вышли за пределы допустимых, остаточная деформация виброизолятора составила 6 % (6 мм) и система виброизоляции потеряла свое функциональное назначение: амплитуда колебаний корпуса смесителя превысила санитарные нормы.

6 Прогнозирование долговечности металлорезиновых виброизоляторов с учетом изменения во времени механических характеристик

Как уже отмечалось, такое прогнозирование будем вести по трем, совершенно различным критериям разрушения: по энергетическому критерию диссипативного типа, по критерию развивающейся в резине поврежденности и по допустимым напряжениям и деформациям сжатия; критерий по допустимой температуре разогрева резины ($T_p \leq 80-90$ °С) в данном случае неприемлем, т.к. температура диссипативного разогрева в сочетании с внешним температурным полем при эксплуатации в условиях горно-металлургических предприятий намного ниже допустимой рабочей температуры резины.

6.1 Прогнозирование долговечности виброизоляторов с использованием энергетического критерия разрушения

Аналитические выражения для рассматриваемого случая имеют вид [4]:

$$\int_0^{t^*} \dot{U}_p dt = \int_0^{t^*} (\sigma_{ij} \dot{\epsilon}_{ij} dt + \chi - \dot{q}) dt; \quad (42)$$

$$\int_0^{t^*} \dot{U}_p dt = \Delta U_p^*; \quad (43)$$

$$N^* = \frac{\Delta U_p^*}{0,5 |E^*| \epsilon^2 \psi (1 - \eta_T) f(x, y, z)} \quad (44)$$

где $t^* = \frac{2\pi}{\omega} N^*$ — время до локального разрушения виброизолятора;
 N^* — количество циклов до локального разрушения виброизолятора;
 $|E^*|$ — абсолютное значение комплексного модуля упругости;
 ϵ — относительная деформация виброизолятора;
 ΔU_p^* — предельное (критическое) значение плотности энергии, идущей на разрушение резины;
 ψ — коэффициент диссипации энергии;
 η_T — коэффициент, показывающий какая часть диссипируемой в резине энергии расходуется на теплообразование;
 $f(x, y, z)$ — функция, характеризующая распределение полей напряжений и деформаций в нагруженном виброизоляторе;
 \dot{q} — тепловой поток;
 χ — энергия внешней агрессивной среды, например, энергия внешнего теплового поля.

В рассматриваемом случае нагружение виброизолятора характеризуется стационарным полем температур от диссипативного саморазогрева, и поэтому параметр η_T в первом приближении можно принимать не зависящим от условий нагружения и температуры внешней среды; его можно принимать также постоянным по объему резины.

При таких допущениях критериальное уравнение (44) для центральной области виброизолятора можно записать в более упрощенном виде

$$N^* = \frac{\Delta U_p^*}{0,5 |E^*| \epsilon^2 \psi \eta_p}, \quad (45)$$

где $\eta_p = 1 - \eta_T$ — коэффициент, характеризующий часть энергии, идущей непосредственно на разрушение структуры резины; для резины 2959 $\eta_p = 0,52$ [4].

Или с учетом

$$\eta_p = \frac{\Delta U_p^*}{\Delta U_g^*} \quad (46)$$

получаем

$$N^* = \frac{\Delta U_g^*}{0,5|E^*|\varepsilon^2\psi}, \quad (47)$$

где ΔU_g^* — критическое (допускаемое) значение плотности энергии, диссипируемой в виброизоляторе при нагружении.

Если параметры резины $|E^*|$ и ψ зависят от времени нагружения виброизолятора, то выражение (47) можно переписать в виде

$$N^* = \frac{\Delta U_g^*}{0,5|E^*(t)|\varepsilon^2\psi(t)}, \quad (48)$$

или

$$\frac{\varepsilon^2}{2} \cdot \frac{\omega}{2\pi} \int_0^{t^*} |E^*(t)|\psi(t)dt = \Delta U_g^*. \quad (49)$$

Следует отметить, что здесь время до локального разрушения виброизолятора t^* отождествляется с разрушением центральной области резинового массива.

Перепишем эволюционные уравнения для динамического модуля упругости и коэффициента диссипации энергии в виде

$$E_g(t) = E_{gн} + (E_{gк} - E_{gн})\exp(k_E t),$$

$$\psi(t) = \psi_н - k_\psi t.$$

При подстановке этих выражений в (49) получим уравнение в виде

$$E_{gк}\psi_к t^{*2} - \frac{E_{gк}k_E\psi}{2} t^{*2} + \frac{k_\psi(E_{gк} - E_{gн})}{k_E^2} \cdot [\exp(-k_E t^*)(k_E t^* + 1) - 1] +$$

$$+ \frac{\psi_к(E_{gк} - E_{gн})}{k_E^2} [\exp(-k_E t^*) - 1] = \frac{4\pi}{\varepsilon^2\omega} \Delta U_g^*. \quad (50)$$

Пренебрегая последними двумя членами уравнения (50) ввиду их малости, получаем

$$E_{gк}\psi_к t^{*2} - \frac{E_{gк}k_E\psi}{2} t^{*2} = \frac{4\pi}{\varepsilon^2\omega} \Delta U_g^*. \quad (51)$$

Экспериментальные данные и анализ уравнения (51) показывают, что основной вклад в долговечность виброизолятора вносит изменение коэффициента диссипации энергии; за 15 лет нагружения модуль упругости изменился на 70 %, а коэффициент диссипации более чем на 300 %. Поэтому прогнозирование долговечности можно проводить по формуле [4]

$$\Delta U_p^* = \frac{\eta_p \varepsilon^2 E_{gк}(N^*)}{2} (\psi_0 N^* - k_\psi N^{*2}). \quad (52)$$

Пример. Рассмотрим прогнозирование долговечности виброизолятора типа ВРМ903 из резины 2959 при следующих параметрах уравнения (52):

$$\psi_0 = 0,31; \quad \eta_p = 0,52; \quad E_{\text{гк}} = 81,6 \text{ МН/м}^2; \quad k_\psi = 0,083 \cdot 10^{-8} \text{ с}^{-1};$$

$$\Delta U_p^* = 0,6 \cdot 10^{12} \text{ Дж/м}^3; \quad \varepsilon = 0,3 \cdot 10^{-6} \text{ м.}$$

При этом величина ΔU_p^* получена в [4] для резины 2959, исследуемой при малых (относительный сдвиг $\gamma = 0,01$) деформациях сдвига в течение более 70000 часов циклического нагружения, что весьма близко к условиям эксплуатации металлорезинового виброизолятора ВРМ903 в условиях эксплуатации смесителя. Величина относительного сжатия резинового элемента $\varepsilon = 0,003$, что соответствует максимальным амплитудам колебаний корпуса смесителя.

При решении квадратичного уравнения

$$0,6 \cdot 10^{12} = \frac{0,52 \cdot (3 \cdot 10^{-6})^2 \cdot 81,6 \cdot 10^6}{2} (0,31 N^* - 0,083 \cdot 10^{-8} N^{*2})$$

получаем $N^* = 1,3 \cdot 10^{10}$ циклов.

При частоте нагружения 14 Гц и круглосуточной работе (в год $4,4 \cdot 10^8$ циклов) это соответствует примерно 29 годам эксплуатации. Такая долговечность не противоречит ранее полученным экспериментальным данным для резины 2959 [4]: резинометаллические шарниры типа ШРМ102 при деформациях циклического сдвига ($\gamma = 0,02$), используемые в качестве упругих звеньев вибрационных конвейеров КВ2Т (частота колебаний 12,6 Гц), в условиях химического предприятия отработали примерно 26 лет; из наблюдаемой партии шарниров (около 300 образцов) вышло из строя два элемента вследствие отрыва резинового массива от металлической арматуры, остальные находились в нормальном (с точки зрения сохранности геометрической формы и целостности резинового массива) состоянии.

Как видно, долговечность виброизоляторов ВРМ903 $t^* = 29$ лет соответствует локальной долговечности центральной области резинового массива, и не противоречит эксплуатационным данным; в принципе долговечность до отказа может быть и больше. На практике же следует учитывать, прежде всего, функциональное назначение виброизолятора.

Рассмотрим с этой точки зрения систему виброизоляции смесителя. До виброизоляции амплитуда колебаний корпуса смесителя составляла (0,22-0,5) мм, после виброизоляции — 0,035 мм; эксплуатация осуществлялась в течение 15 лет. За это время виброизоляторы получили примерно (без учета простоев на ремонт смесителя) $6,6 \cdot 10^9$ циклов нагружения. Длительная эксплуатация привела к изменению жесткостных и диссипативных свойств резины: модуль упругости изменился на 70 %, коэффициент диссипации на 300 %. Это, в свою очередь, привело к изменению параметров виброизоляции: амплитуда колебаний корпуса смесителя через 10 лет увеличилась до 0,33 мм, что не соответствовало ни санитарным, ни технологическим нормам. На практике система виброизоляции соответствовала требуемым нормам примерно в течение 9-10 лет (т.е. $(4 \div 4,4) \cdot 10^9$ циклов нагружения). Следует также отметить, что остаточная деформация резинового массива при этом составила 6 мм, т.е. 6 %.

Таким образом, критерием отказа виброизолятора будет выход параметров за пределы допускаемых значений; на рис. 2 – рис. 4 эти значения параметров отмечены и составляют: $\psi_{пред} = 0,12-0,15$; $E_{гпред} = 81,0 \text{ МН/м}^2$; $E_{\infty} = 6,2 \text{ МН/м}^2$.

Уравнения (37), (38), (42)-(44) являются универсальными и позволяют включать в алгоритм определения локальной долговечности вязкоупругой системы такие эффекты как старение материала, действие внешней активной среды, физическую нелинейность, например за счет амплитудной зависимости модуля сдвига и эффекта на торцах, за счет сложного напряженного состояния и т.д.

Перепишем уравнение (38) в виде

$$t^* = \Delta U_g^* / D(\bar{x}, t, e), \quad (53)$$

где D – полная механическая энергия, которая рассеивается в резине при циклическом нагружении

$$D = \frac{\omega}{2} (\sigma_{ij}'' \varepsilon_{ij}' - \sigma_{ij}' \varepsilon_{ij}''); \quad (54)$$

\bar{x} – координаты рассматриваемой области резинового массива;

e – интенсивность деформаций;

В зависимости от требуемой точности уравнение (53) позволяет использовать три метода: первый метод – локальный позволяет определить t^* в произвольных точках (в основном в центральной области) резинового массива (кроме угловых точек); второй метод – локально-усредненный, использует усредненные по объему значения усредненной функции D , которая имеет вид

$$\bar{D} = \langle D(\bar{x}, t) \rangle = \frac{1}{V} \int_V D(\bar{x}, t) dV \quad (55)$$

Третий метод предполагает исследование угловых точек вязкоупругой системы.

Для рассматриваемого виброизолятора

$$\bar{D} = \frac{C \omega \psi A^2}{4\pi V}, \quad (56)$$

где A – амплитуда деформации;

V – объем резинового массива;

C – жесткость резинового элемента;

$$C = \frac{E_{\infty} F}{H} \beta_n; \quad (57)$$

F – площадь резинового элемента;

H – высота резинового элемента;

β_n – коэффициент заделки элемента или коэффициент ужесточения на торцах

$$\beta_n = \frac{1-\nu}{(1+\nu)(1-2\nu)+15,42\nu(1-\nu)x_0^2}, \quad (58)$$

$$x_0 = H/R;$$

R – радиус элемента.

Тогда уравнение (53) можно переписать в виде

$$t^* = \frac{4\pi\Delta U_g^* V H}{\omega \psi A^2 E F \beta_n} \quad (59)$$

Уравнение (59) позволяет учесть особенности на торцах виброизолятора с помощью параметра β_n .

6.2 Прогнозирование долговечности виброизоляторов по критерию развивающейся в резине поврежденности

Для этого воспользуемся термофлуктуационной теорией прочности и критерием (36) длительного разрушения резин. Критерий постулирует следующее: вязкоупругая система локально разрушится при условии, что накапливаемая в течение времени поврежденность $P(t)$ достигает некоторого критического значения $\Delta P_{кр}$. При этом разрушение рассматривается как процесс накопления повреждений, зависящий от температуры, условий нагружения и активности внешней среды. Экспериментально установлено, что на поверхности и в объеме резины приращение накопления повреждений ΔP (в основном разрывов в молекулярной цепи) подчиняется закономерностям реакции первого порядка и описывается уравнением типа

$$\Delta P_{кр}(t) = \Delta P_{\infty} [1 - \exp(-k_{\sigma} t)] \quad (60)$$

где k_{σ} — константа скорости;

ΔP_{∞} — приращение накопления перенапряженных в молекулярных цепях связей, способных порваться под действием тепловых флуктуаций.

В целом термофлуктуационная теория прочности твердых тел предполагает, что разрушение представляет собой кинетический процесс, активированный внешним механическим полем и температурой и подчиняющийся уравнению Журкова

$$t = \tau_0 \exp\left(\frac{U_0 - \gamma\sigma}{RT}\right), \quad (61)$$

где τ_0 , γ , R — постоянные;

U_0 — энергия активации;

σ — напряжение в резине.

Величины ΔP_{∞} , $\Delta P_{кр}$, U_0 , γ были найдены экспериментально для ряда резин в [4]; там же получено и критериальное уравнение вида

$$t^* = \tau_0 \ln \frac{\Delta P_{\infty}}{\Delta P_{\infty} - \Delta P_{кр}} \exp\left[\frac{U_0 - \gamma(\sigma, T)\sigma}{RT}\right]. \quad (62)$$

Здесь: $\tau_0 = 10^{-13} \text{ с}^{-1}$; $R = 8,32 \cdot 10^3 \text{ Дж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К})$.

Функция поврежденности резины $\ln\left(\frac{\Delta P_{\infty}}{\Delta P_{\infty} - \Delta P_{кр}}\right)$ определялась при экспериментальных исследованиях модельных образцов; $\Delta P_{кр} = (3,5 \div 3,7) \cdot 10^{19} \text{ 1/см}^3$ для объема резинового массива; в относительных единицах $\Delta P_{кр} = 5,2 \div 5,6$; $\Delta P_{\infty} = 7,0 \div 7,5$; для исследуемой резины при $T = 335 \text{ К}$ функция поврежденности принималась $3,5 \div 4,5$ [4].

Энергия активации резины U_0 зависит в основном от поля напряжений и определяется из зависимости $U_0(\sigma)$, полученной экспериментально; для напряжений порядка 0,1-0,3 МПа величина $U_0 = (120-134) \cdot 10^6$ Дж/кмоль; постоянная γ характеризует влияние полей температур и напряжений на процесс разрушения и при температурах $T \leq 345$ К можно принимать: при $\sigma \leq 0,15$ МПа, $\gamma = 32 \div 36$; при $\sigma \leq 0,25$ МПа, $\gamma = 25 \div 27$.

Пример. Определим локальную долговечность виброизолятора ВРМ903 при следующих параметрах уравнения (62):

$$\tau_0 = 10^{-13} \text{ с}^{-1}; \gamma = 26,6; R = 8,32 \cdot 10^3 \text{ Дж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К});$$

$$U_0 = 125,4 \cdot 10^6 \text{ Дж}/\text{кмоль}; \sigma = 0,18 \div 0,24 \text{ МПа};$$

$$\ln\left(\frac{\Delta P_\infty}{\Delta P_\infty - \Delta P_{кр}}\right) = 4,5;$$

температура нагрева образца $T = 299$ К определялась как эквивалентная температура по ГОСТ 9.713-86 [7].

$$t^* = 10^{-13} \cdot 4,5 \cdot \exp\left(\frac{125,4 \cdot 10^6 - 26,6 \cdot 0,18 \cdot 10^6}{8,32 \cdot 10^3 \cdot 299}\right) = 4,51 \cdot 10^8 \text{ с}.$$

Т.е. долговечность до отказа составляет примерно 14 лет, что меньше, чем по формуле (52), но ближе к реальному сроку эксплуатации 9÷10 лет.

Критерий разрушения (62) наиболее полно отражает физическую сущность процесса разрушения резины, так как включает в себя и микроструктурные характеристики материала и его макрохарактеристики. Он довольно прост и имеет малый объем вычислительных работ. Однако он обладает рядом недостатков, не позволяющим его широко использовать в инженерной практике. Прежде всего, это необходимость располагать довольно широким спектром экспериментальных данных; при наличии экспериментальной информации он не только позволяет прогнозировать долговечность образца, но и выбрать подходящую марку резины или назначить более правильный режим нагружения.

6.3 Прогнозирование долговечности виброизоляторов по инженерным критериям разрушения.

При прогнозировании долговечности по таким критериям в качестве параметров, характеризующих поле нагружений и поле температур виброизолятора, используют допускаемые значения температур, напряжений и деформаций. Для массивных металлорезиновых виброизоляторов из средненаполненных резин такие допускаемые значения были получены рядом авторов. Среди них В.Н. Потураев, Б.М. Горелик, Е.Т. Григорьев, В.И. Дырда, Гебель, Кервисон, Деви и другие; полученные результаты обобщены в разное время в [2-5] и для резины 2959 сведены в табл. 1.

Если для рассматриваемого виброизолятора в качестве условия длительного срока службы выбрать критерий разрушения по допускаемым относительным деформациям сжатия (при статическом и динамическом нагружении условие $T < T_{кр}$ безусловно соблюдается), то:

при статическом сжатии $\varepsilon_{ст} = 12 \%$; $\varepsilon_{ст} < [\varepsilon]$;
 при динамическом сжатии $\varepsilon_{дин} = 0,3 \%$; $\varepsilon \ll [\varepsilon]$.

Таблица 1 – Допускаемые значения напряжений и деформаций для виброизоляторов при сжатии

Тип резины	При статическом нагружении		При длительном циклическом нагружении*	
	σ , МПа	ε , %	σ , МПа	ε , %
2959	0,9 ÷ 1,1	15 ÷ 20	0,4	5 ÷ 10

Примечание: Режим нагружения предполагает $T < T_{кр}$ и в этом случае $t^ > 5000$ ч.

Как видно, условия соблюдены, и можно утверждать, что долговечность виброизолятора до отказа будет $t^* > 5000$ часов, что и подтверждается практикой. Такая односторонняя оценка не позволяет прогнозировать реальный срок службы виброизолятора, но с довольно большой точностью позволяет установить гарантированную (при соблюдении правил конструирования, технологии изготовления и условий эксплуатации) нижнюю границу наработки на отказ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Шолин М.К. Расчет жесткостных параметров сплошных резинометаллических виброизоляторов тяжелых горно-обогатительных машин // Геотехническая механика. – 2002. – № 31. – С. 42-49.
2. Потураев В.Н., Дырда В.И., Круш И.И. Прикладная механика резины. -Киев: Наук. думка, 1975. – 216 с.
3. Потураев В.Н., Дырда В.И. Резиновые детали машин. – М.: Машиностроение, 1977. – 216 с.
4. Дырда В.И. Прочность и разрушение эластомерных конструкций в экстремальных условиях. – Киев: Наукова думка, 1988. – 232 с.
5. Дырда В.И., Чижик Е.Ф. Резиновые детали в машиностроении. – Днепропетровск: Полиграфист, 2000. – 581 с.
6. Ляпунов В.Т., Лавендел Э.Э., Шляпочников С.А. Резиновые виброизоляторы. – Ленинград: Судостроение, 1988. – 214 с.
7. ГОСТ 9.713-86. Метод прогнозирования изменения свойств при термическом старении; введен с 01.01.1988 г., – М.: Издательство стандартов, 1987. – 8 с.
8. Потураев В.Н. Резиновые и резинометаллические детали машин. – М.: Машиностроение, 1966. – 300 с.
9. Потураев В.Н., Дырда В.И., Санкин В.А. Методика расчета диссипативного разогрева резиновых амортизаторов горных машин / АН УССР. Ин-т гео-техн. механики. – Днепропетровск, 1973. – 26 с. – Библиогр. 5 назв. – Деп. в ВИНТИ 29.11.73, № 7486-73.
10. Потураев В.Н., Дырда В.И., Санкин В.А. О теплообразовании в резиновых призматических элементах при циклических деформациях сжатия и сдвига // Каучук и резина. – 1973. – № 9. – С. 41-44.
11. Потураев В.Н., Дырда В.И., Мазнецова А.В. Основы расчета долговечности резиновых деталей горно-металлургических машин // Тр. Междунар. симпоз. по динамике тяжелых машин горн, и металлург, пром-сти. – Донецк. -1974. – С. 233-239.
12. Потураев В.Н., Дырда В.И., Надутый В.П. Резина в горном деле. М.: Недра, 1974. – 152с.
13. Потураев В.Н., Дырда В.И., Мазнецова А.В. Некоторые вопросы прочности и разрушения вязкоупругих систем // Реология полимерных и дисперсных систем и реофизика. – 1975. – № 2. – С. 149-156.
14. Регель В.Р., Слуцкер А.И., Томашевский Э.Е. Кинетическая природа прочности твердых тел. – М.: Наука, 1974. – 560 с.
15. Гринченко В.Т., Карнаухов В.Г., Сенченков І.К. Напружно-деформований стан і температурне поле суцільного в'язкопружного скінченного циліндра при його кінематичному збудженні // Доп. АН УРСР. Сер. А. – 1974. – С. 150-153
16. Бартнев Г.М., Зуев Ю.С. Прочность и разрушение высокоэластичных материалов. – М.: Химия, 1964. – 387 с.
17. Бартнев Г.М. Взаимосвязь процессов вязкоупругости и разрушения некристаллических полимеров // Релаксационные явления в полимерах. – Л.: Химия, 1972. – С.76-87.
18. Бартнев Г.М., Зеленов Ю.В. Курс физики полимеров. – Л.: Химия, 1976. – 287 с.

УДК 625.142.42;625.143.5

Говоруха В.В.

РЕЛЬСОВЫЙ ПУТЬ СОВМЕЩЕННОЙ КОЛЕИ С УДЛИНЕННЫМИ ЖЕЛЕЗОБЕТОННЫМИ ШПАЛАМИ И УПРУГИМИ СКРЕПЛЕНИЯМИ КПП-1 И КПП-5

Розглядаються проблеми розвитку колійного господарства України в контексті підвищення їх технічного рівня.

RAIL PATH OF THE COMBINED TRACK WITH OBLONG REINFORCED-CONCRETE CROSS TIES AND ELASTIC FASTENINGS КПП-1 AND КПП-5

The problems of a development of a travelling economy of Ukraine in a context of a heightening of their technological level are considered.

Развитие трансъевропейской сети играет важную роль в формировании систем перевозок Укрзализныци [1,2]. В связи с этим повышение качества работы путевого хозяйства оказывает содействие возрастанию конкурентоспособности железных дорог и влияет на технико-экономические показатели работы области [3].

Для решения этих важных вопросов Главное управление путевого хозяйства Укрзализныци уделяет большое значение развитию путевого хозяйства и повышению технического уровня колеи к европейским стандартам для обеспечения скоростного движения поездов, увеличения пропускной и провозной возможности железных дорог.

Рядом с существующими достижениями в путевом хозяйстве [4] Главное управление путевого хозяйства совместно с Научно-конструкторским технологическим бюро путевого хозяйства Укрзализныци (НКТБ ЦП УЗ), заводами-производителями и специалистами служб колеи Львовской железной дороги выполнили разработку и внедрение в производство новой совмещенной рельсовой колеи 1520 и 1435 мм с железобетонными шпалами и промежуточным упругим рельсовым скреплением.

Капитальный ремонт совмещенной рельсовой колеи начался в 2000 году на Львовской железной дороге, где свыше 150 лет тому построена совмещенная рельсовая колея протяженностью 153,4 км. Проведение работ выполняется по новым современным технологиям с использованием комплекса машин и современной конструкции совмещенной рельсовой колеи.

На протяжении свыше 150 лет совмещенная рельсовая колея эксплуатировалась с деревянными шпалами и костыльным промежуточным скреплением без применения машин и механизмов для капитального ремонта [5]. При этом скорость движения поездов равнялась 20-40 км/ч, а на текущее содержание колеи, при маленьком сроке службы деревянных шпал и костыльного скрепления, нужны были значительные эксплуатационные затраты, поскольку совме-