

УДК 622.002.5-752.2

## ВЛИЯНИЕ ЭФФЕКТА СТАРЕНИЯ НА АМПЛИТУДУ КОЛЕБАНИЙ РЕЗИНОВЫХ ВИБРОИЗОЛЯТОРОВ ГОРНЫХ МАШИН

К.А. Зиборов<sup>1</sup>, А.А. Логинова<sup>2</sup>

<sup>1</sup>кандидат технических наук, заведующий кафедры основ конструирования механизмов и машин, Государственное высшее учебное заведение «Национальный горный университет», г. Днепропетровск, Украина, e-mail: [ziborov@nmu.org.ua](mailto:ziborov@nmu.org.ua)

<sup>2</sup>аспирант, Государственное высшее учебное заведение «Национальный горный университет», г. Днепропетровск, Украина, e-mail: [LoginovaA@nmu.org.ua](mailto:LoginovaA@nmu.org.ua)

**Аннотация.** Рассмотрен вопрос, связанный с изменением физико-механических свойств и структуры резины при длительной эксплуатации или хранении, т.е. эффект старения. Рассмотрены причины и получена функциональная зависимость, определяющая изменение жесткостных характеристик и диссипации резины во времени на основе теории наследственности Больцмана-Вольтерра. Указанными зависимостями дополнен алгоритм расчёта систем виброизоляции горных машин и получена временная зависимость амплитуды колебаний этих систем.

**Ключевые слова:** виброизоляция, упругие элементы, амплитуда колебаний резиновых виброизоляторов.

## THE IMPACT OF THE AGING EFFECT ON THE RUBBER OSCILLATION AMPLITUDE OF VIBRATION ISOLATORS MINING MACHINES

Kirill Ziborov<sup>1</sup>, Anastasia Loginova<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Ph.D., The Head of Machinery Design Fundamentals Department, State Higher Educational Institution "National Mining University", Dnepropetrovsk, Ukraine, e-mail: [ziborov@nmu.org.ua](mailto:ziborov@nmu.org.ua)

<sup>2</sup>Postgraduate, State Higher Educational Institution "National Mining University", Dnepropetrovsk, Ukraine, e-mail: [LoginovaA@nmu.org.ua](mailto:LoginovaA@nmu.org.ua)

**Abstract.** The change of physical and mechanical properties and rubber structure with long-term operation or storage, i.e. the effect of aging are considered. The reasons for and obtained the function determining the change in stiffness and damping characteristics of the rubber over time on the basis of the Boltzmann-Volterra's theory of heredity. This dependence is supplemented by an algorithm calculating the vibration control mining machines and systems obtained time dependence of the oscillation amplitude of these systems.

**Keywords:** vibration insulation, elastic elements, the oscillation amplitude of rubber vibration isolators.

**Введение.** Сопrotивляемость материалов внешним силовым воздействиям в значительной степени обязана способности диссипировать ими

энергию внешнего воздействия. В то же время способность диссипировать энергию для разных материалов различна.

Стремление более полно описать механическое поведение вязкоупругих материалов привело к созданию многочисленных реологических моделей, являющихся по существу комбинацией упругих и вязких элементов [1]. Известно, что для описания резины, как вязкоупругого материала с наследственностью, наиболее подходящими являются следующие теории: теория вязкого трения Кельвина-Фохта; теория вязкого трения Максвелла и теория наследственности Больцмана-Вольтерра.

В работах [2,3] подробно рассмотрены особенности применения указанных теорий и сделан вывод, что математическая модель с использованием интегральных соотношений Больцмана-Вольтерра основана на более строгих предположениях и более точно учитывает вязкоупругие свойства резины, чем модель Кельвина-Фохта. Она наиболее эффективна при исследовании нелинейных систем, переходных процессов в колебательных системах, а также при исследовании систем, реологические характеристики которых существенно зависят от времени и режима нагружения.

**Цель работы:** уточнить алгоритм расчёта колебаний упругих систем в применении к расчёту систем виброизоляции горных машин за счёт более точного учёта вязкоупругих свойств резины.

#### Изложение основного материала

Рассмотрим машины, которые в процессе эксплуатации испытывают стационарные динамические нагрузки, возникающие по различным конструктивным и технологическим причинам. К ним относятся смесители, дробилки, вибрационные питатели, грохоты и т.д. Во всех этих машинах вибрация приводит к увеличению динамических напряжений в деталях и узлах, к повышенному звуковому давлению, к ухудшению технологии переработки материала и интенсивному износу деталей [5,6].

Кинематическую схему таких машин в общем случае можно представить в виде одномассной системы (рис. 1) с упруго-вязкой подвеской и одной степенью свободы, т.к. угловые колебания считаются незначительными. Математическая модель системы должна описывать поступательные колебания, а также учитывать влияние и диссипативных сил. Основным источником нелинейности машин рассматриваемого типа является нелинейная характеристика возмущаю-

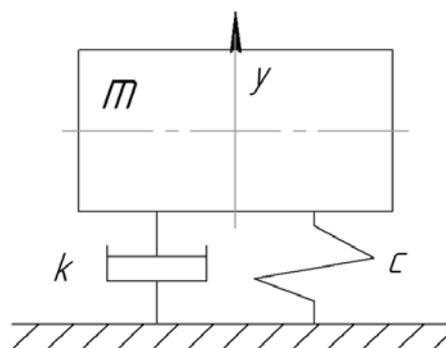


Рис. 1 – Модель системы с одной степенью свободы

щей силы и нелинейность упругой подвески.

В этом случае уравнение колебаний записывают в известном виде

$$\ddot{y} + 2n\dot{y} + \omega_0^2 y = P \sin \omega t. \quad (1)$$

Решение этого уравнения достаточно подробно изложено в [2].

Обычно в качестве элементов упругой подвески используют резиновые детали специальной конструкции. Для виброизоляции машин испытывающих значительные динамические нагрузки резина на сегодняшний день не может быть заменена ни одним из существующих материалов. Она обладает способностью к большим обратимым деформациям, имеет высокие упругие и диссипативные свойства, не имеет внезапности отказа, а её усталостные характеристики превышают все существующие конструкционные материалы.

К недостаткам следует отнести зависимость вязкоупругих свойств от режима нагружения, агрессивной среды и времени эксплуатации. К тому же резина не подчиняется упрощённым моделям Кельвина-Фохта, а её диссипативные свойства не являются прямо пропорциональными скорости деформирования. Тем не менее, в теории колебаний используют именно эти уравнения благодаря хорошо разработанному математическому аппарату. В последнее время появились и другие подходы к рассмотрению этого вопроса.

Рассмотрим применение метода, предусматривающего, что механическая реакция резины описывается интегральным соотношением типа Больцмана-Вольтерра с ядрами релаксации и последствия. В этом случае уравнение (1) в операторной форме переписывается в виде

$$\ddot{y} + C_t y = q_1 \sin \omega t,$$

где  $C_t$  – оператор жёсткости упругой подвески.

$$C_t = C_0 [1 - \chi \mathcal{E}_\alpha^*(-\beta)]; \quad (2)$$

$$\mathcal{E}_\alpha^*(-\beta) \varepsilon(t) = \int_0^t \mathcal{E}_\alpha^*(-\beta, t - \tau) \varepsilon(\tau) d\tau; \quad (3)$$

$$\mathcal{E}_\alpha^*(-\beta, t - \tau) = (t - \tau)^\alpha \sum_{n=0}^{\infty} \frac{(-\beta)^n (t - \tau)^{n(n+2)}}{\Gamma[(n+1)(1+\alpha)]}, \quad (4)$$

где  $C_0$  – мгновенное значение жёсткости упругой подвески;  $\mathcal{E}_\alpha(-\beta, t - \tau)$  – экспоненциальная функция дробного порядка типа Ю. Работнова;  $\alpha, \beta, \lambda$  – реологические параметры резины;  $\Gamma$  – гамма-функция.

Основные соотношения для определения реологических параметров резины имеют вид:

$$\psi = 2\pi B(\omega); \quad (5)$$

$$\frac{E_d}{E_0} = 1 - A(\omega); \quad (6)$$

$$A_r = \frac{\omega^{1+\alpha} \cos \delta + \beta}{\omega^{2(1+\alpha)} + 2\omega^{1+\alpha} \beta \cos \delta + \beta^2}; \quad (7)$$

$$B_r = \frac{\omega^{1+\alpha} \sin \delta}{\omega^{2(1+\alpha)} + 2\omega^{1+\alpha} \beta \cos \delta + \beta^2}; \quad (8)$$

$$\lambda = \frac{E_0 - E_\infty}{E_0}; \quad \alpha = 1 - \frac{4}{\pi} \arctg \frac{\psi_{max}}{\pi \lambda}; \quad (9)$$

$$t_0 = [\omega(\psi_{max})]^{-1}; \quad \beta = \frac{1}{t_0^{1+\alpha}}; \quad \chi = \frac{\lambda}{t_0^{1+\alpha}},$$

где  $A$  и  $B$  – реологические характеристики резины (синус- и косинус-преобразование Фурье дробно-экспоненциальной функции);  $\psi$  – коэффициент диссипации энергии;  $E(\omega)$  – текущее значение модуля упругости;  $E_0$  – мгновенное значение модуля упругости;  $t_0$  – обобщённое время релаксации.

С учётом приведенных соотношений выражение амплитуды колебаний будет иметь вид

$$A = \frac{q_1}{\sqrt{[\omega_0^2(1-\chi A r) - \omega^2]^2 + \chi B r^2 \omega_0^4}}, \quad (10)$$

где  $\omega_0$  – частота собственных колебаний идеально упругой системы.

Экспериментальные данные по старению резины 2959 были получены в работе [3] и могут быть аппроксимированы следующим уравнением (11).

Функциональная зависимость динамического модуля Юнга может быть описана соотношением:

$$E_d(t) = E_{d1} + (E_{d2} - E_{d1})(1 - \exp(-k_e t)), \quad (11)$$

где  $E_{d1}, E_{d2}$  – начальное и конечное значение динамического модуля;  $k_e$  – константа скорости.

Дополнив стандартный алгоритм расчета, приведенный в [9] зависимостью (11), получим временную зависимость амплитуды колебаний на примере виброизоляционной системы с одной степенью свободы со следующими исходными данными: масса системы –  $m = 900$  кг; частота вынужденных колебаний  $\omega = 20$  Гц.

Данные для расчёта: время функционирования системы – 12 лет;  $\alpha = 0,5$ ;  $\beta = 0,2$ ;  $\gamma = 0,7$ .

**Вывод.** Представленная функциональная зависимость, определяющая изменение жесткостных характеристик во времени, применённая в известном алгоритме расчёта системы виброизоляции горных машин позволяет получить данные по изменению амплитуды колебаний данных систем во времени расчётным путём.

Таким образом, с учётом эффекта старения, для системы виброизоляции исследуемой машины получены следующие результаты: при длительных циклических нагружениях фактическая амплитуда колебаний достигнет своего максимума, т.е. величины 1,3 мм через 58 000 часов ( $\approx 7$  лет).

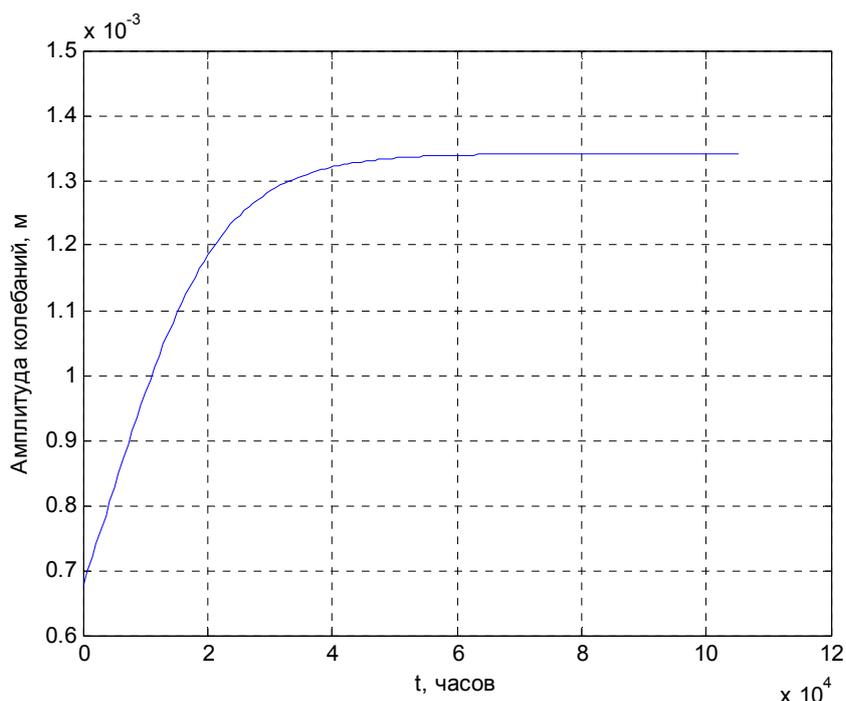


Рис. 2 – Временная зависимость амплитуды колебаний

### ЛИТЕРАТУРА

1. Зіборов К.А. Влияние конструкции и материала выходных звеньев шахтных локомотивов на формирование момента сопротивления при нестационарном движении / К.А. Зіборов // Вісник Донбаської державної машинобудівної академії – Д. : Донбаська державна машинобудівна академія, 2013. – №1(30). – С. 53-58.
2. Вибрация в технике: В 6 т. / Под ред. Фролова В.К. – М.: Машиностроение, 1981. – Т. 6. – 456 с.
3. Булат, А.Ф., Прикладная механика упругонаследственных сред / А.Ф. Булат, В.И. Дырда, Е.Л. Звягельский, А.С. Кобец. – К.: Наук. думка, 2012. –614 с.
4. Булат, А.Ф. Закономерность разрушения эластомеров при длительном циклическом нагружении / А.Ф. Булат, В.В. Говоруха, В.И. Дырда // Геотехническая механика: Межвед. сб. научн. тр. – Днепропетровск. – 2004. – Вып. 52. – С. 395.
5. Зиборов К.А. Динамический дисбаланс ротора ударно-центробежных дробилок и условия, обеспечивающие его динамическое совершенство / К.А. Зиборов, А.А. Логинова // Современные инновационные технологии подготовки инженерных кадров для горной промышленности и транспорта 2015» / ДВНЗ "НГУ" – Днепропетровск, 2015. – С. 15-18.
6. Филимонихн Г.Б. Узагальнений емпіричний критерій стійкості основного руху і його застосування до ротора на двох осесиметричних пружних опорах / Г.Б. Филимонихн, И.И. Филимонихина // Машинознавство2007. – С. 22-27.