

Гребенюк С.Н., канд. техн. наук
(ЗНУ)

НАПРЯЖЁННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ РЕЗИНОВОГО ВИБРОИЗОЛЯТОРА С КОМПОЗИТНЫМИ ВСТАВКАМИ

Гребенюк С.М., канд. техн. наук
(ЗНУ)

НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН ГУМОВОГО ВИБРОИЗОЛЯТОРА З КОМПОЗИТНИМИ ВСТАВКАМИ

Grebennyuk S.N., Ph. D. (Tech.)
(ZNU)

STRESS-STRAIN STATE OF THE RUBBER VIBRATION ISOLATOR WITH THE COMPOSITE INSETS

Аннотация. В работе рассматриваются два варианта конструкции виброакустического изолятора со слоем композиционного материала. На основе метода конечных элементов получено напряженно-деформированное состояние конструкции. Для улучшения сходимости результатов использовалась моментная схема конечного элемента для слабосжимаемых и композиционных материалов. С помощью программного комплекса «МИРЕЛА+» проанализировано влияние объемного содержания волокон в композите на величину осадки виброизолятора при различных режимах нагружения. Анализ напряженно-деформированного состояния виброизолятора показал, что вне зависимости от расположения композиционного слоя увеличение доли волокна (от 0 до 0,3) в нем уменьшает максимальную осадку конструкции на 25-30 %.

Ключевые слова: виброизолятор, напряженно-деформированное состояние, метод конечных элементов, резина, композиционный материал

Одной из актуальных проблем является защита машин, механизмов, зданий, сооружений от вибраций, возникающих по причинам техногенного и естественного характера. Анализ конструктивных особенностей вибро- и сейсмоизоляции машин, зданий, сооружений, инфраструктурных объектов показывает, что одним из наиболее перспективных направлений является применение виброизоляторов на основе резинометаллических конструкций.

В этом направлении имеются следующие исследования. Так, экспериментальные и аналитические методы расчёта виброизоляторов представлены в работе [1]. Сложность процесса деформирования таких элементов конструкций приводит к необходимости применения численных методов, в частности метода конечных элементов [2, 3].

Виброакустические изоляторы представляет собой упругие опоры, которые используются при виброизоляции машин обще-



го, горно-металлургического, агропромышленного комплекса и в специальной виброакустической технике. Конструкция виброакустического изолятора разработана в ИГТМ НАН Украины (г. Днепрпетровск) и состоит из двух металлических пластин и присоединённого к ним резинового элемента в виде цилиндра с вогнутой боковой поверхностью (рисунок 1).

Для улучшения виброизоляционных и прочностных характеристик приведённого изолятора была предложена его модификация, в которой предполагается наличие в резиновом массиве вставки из резинокордного материала. Для исследования напряжённо-деформированного состояния рассмотрим конструктивные варианты, представленные на рис. 2.

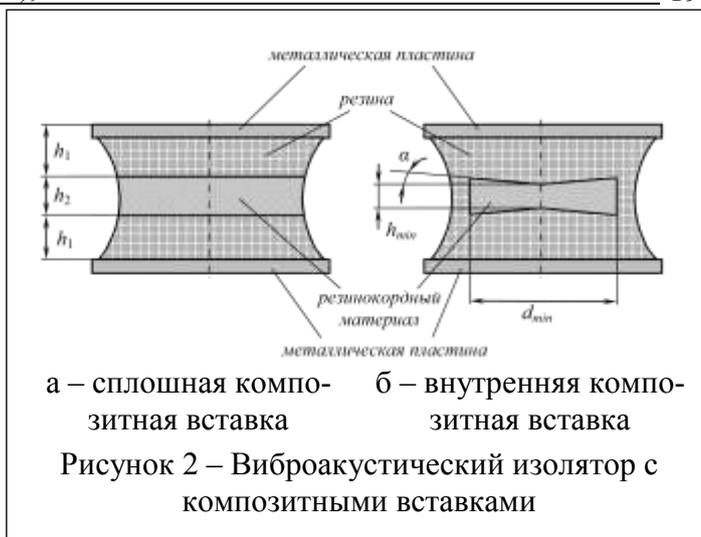
Одним из основных расчётов при проектировании виброизоляционных амортизаторов является статический прочностной расчёт. Для этого необходимо определить напряжённо-деформированное состояние виброизолятора при реальных условиях нагружения. Конструктивная сложность виброизолятора, наличие разнородных материалов в конструкции, а также сложные граничные условия не дают возможности применить к такому расчёту аналитические методы. Поэтому при расчёте таких конструкций целесообразно применять численные методы, в частности, метод конечных элементов.

Для того чтобы нивелировать негативные свойства традиционного метода конечных элементов, такие как неучёт смещений конечного элемента как абсолютно жёсткого целого, учёт эффекта «ложного» сдвига и для слабосжимаемых материалов (каковым является резина) учёт слабой сжимаемости, применим моментную схему конечного элемента [6].

Согласно данной схеме компоненты вектора перемещений аппроксимируются рядом Тейлора. Аналогичным образом аппроксимируются компоненты вектора деформаций, а для слабосжимаемых материалов – ещё и функция изменения объёма. После этого, согласно определённым правилам, в разложении деформаций и функции изменения объёма опускается из разложения ряд слагаемых. Такой подход позволяет улучшить сходимость получаемых результатов в сравнении с традиционным методом конечных элементов.

Так, для параллелепипедного конечного элемента с линейной аппроксимацией перемещений указанные разложения выглядят следующим образом. Компоненты вектора перемещений имеют вид:

$$u_{k'} = \omega_{k'}^{(000)} + \omega_{k'}^{(100)} \psi^{(100)} + \omega_{k'}^{(010)} \psi^{(010)} + \omega_{k'}^{(001)} \psi^{(001)} + \omega_{k'}^{(110)} \psi^{(110)} + \omega_{k'}^{(101)} \psi^{(101)} + \omega_{k'}^{(011)} \psi^{(011)} + \omega_{k'}^{(111)} \psi^{(111)}, \quad (1)$$



где $\omega_k^{(pqr)}$ – коэффициенты разложения; $k' = 1, 2, 3$ – направления глобальной декартовой системы координат; $\psi^{(pqr)}$ – набор степенных координатных функций вида:

$$\psi^{(pqr)} = \frac{(x_1)^p (x_2)^q (x_3)^r}{p!q!r!}, \quad (2)$$

$p = 0, \dots, M$; $q = 0, \dots, N$; $r = 0, \dots, L$ – степени аппроксимирующего полинома по соответствующим координатным направлениям; x_1, x_2, x_3 – координаты местной, связанной с конечным элементом системы координат.

Выражения для компонент тензора деформаций запишутся следующим образом:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{11} &= e_{11}^{(000)} + e_{11}^{(001)} \psi^{(001)} + e_{11}^{(010)} \psi^{(010)} + e_{11}^{(011)} \psi^{(011)}; \\ \varepsilon_{22} &= e_{22}^{(000)} + e_{22}^{(001)} \psi^{(001)} + e_{22}^{(100)} \psi^{(100)} + e_{22}^{(101)} \psi^{(101)}; \\ \varepsilon_{33} &= e_{33}^{(000)} + e_{33}^{(010)} \psi^{(010)} + e_{33}^{(100)} \psi^{(100)} + e_{33}^{(110)} \psi^{(110)}; \\ \varepsilon_{12} &= e_{12}^{(000)} + e_{12}^{(001)} \psi^{(001)}; \quad \varepsilon_{13} = e_{13}^{(000)} + e_{13}^{(010)} \psi^{(010)}; \quad \varepsilon_{23} = e_{23}^{(000)} + e_{23}^{(100)} \psi^{(100)}, \end{aligned} \quad (3)$$

где $e_{ij}^{(pqr)}$ – коэффициенты разложения деформаций.

Для линейного закона аппроксимации приближённое значение функции изменения объёма имеет вид

$$\theta = \xi^{(000)}, \quad (4)$$

где $\xi^{(000)}$ – коэффициент разложения функции изменения объёма.

Процедура формирования матрицы жёсткости конечного элемента на основе предложенных разложений описана в работах [2, 3].

В результате конечно-элементного подхода приходим к необходимости решения системы линейных алгебраических уравнений вида:

$$[K]\{u\} = \{P\}, \quad (5)$$

где $[K]$ – глобальная матрица жёсткости конструкции; $\{u\}$ – вектор узловых перемещений; $\{P\}$ – вектор узловых нагрузок.

Описанная процедура построения матрицы жёсткости и определения напряжённо-деформированного состояния конструкции реализована в программном комплексе «МРЕЛА+» [3], с помощью которого решена следующая задача.

Рассмотрим два конструктивных варианта виброакустического изолятора (рис. 2). Размеры изолятора: $H = 0,1$ м, $D = 0,18$ м, $h_1 = 0,035$ м, $h_2 = 0,03$ м, $d_{\min} = 0,12$ м, $\alpha = 10^\circ$, $h_{\min} = 0,02$ м. Прикладываемые нагрузки: $P = 0,1$ МПа, $Q = 0,05$ МПа. Материал резинового элемента – резина марки 2959, со следующими механическими характеристиками: коэффициент Пуассона $\nu = 0,49$, мо-

дуль упругости $E = 5,28$ МПа. В резинокордном материале в качестве резиновой матрицы выступает резина марки 2959, а в качестве корда волокна с механическими характеристиками: коэффициент Пуассона $\nu = 0,3$, модуль упругости $E = 1277,5$ МПа.

Максимальная осадка конструкции в зависимости от объёмной доли волокна в композите для различных схем армирования и нагружения показана на рис. 3, рис. 4.

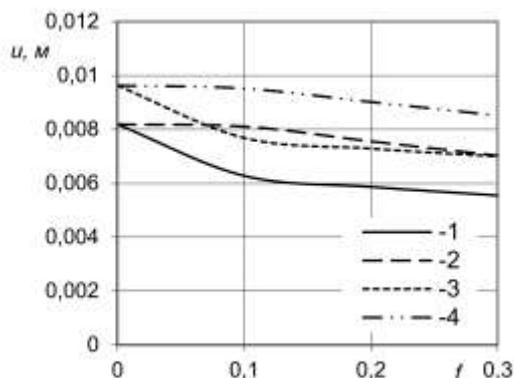
Характер распределения перемещений и напряжений (первое направление – направление действия сдвиговой нагрузки) для различных схем армирования волокнами и различных схем нагружения показан на рис. 5 – рис. 8.

Анализируя напряжённо-деформированное состояние виброизолятора можно сделать следующие заключения: вне зависимости от расположения композиционного слоя увеличение доли волокна (от 0 до 0,3) в нём уменьшает максимальную осадку конструкции (25-30) %.

Армирование в окружном направлении уменьшает величину максимальной осадки в сравнении с радиальным армированием на (12-20) %. Конструктивное представление виброизолятора со сплошным расположением композиционного слоя снижает максимальную осадку на величину до 15 % в сравнении с внутренним расположением композиционного слоя.

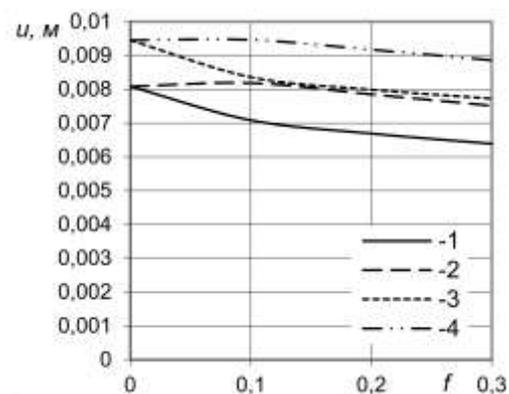
Максимальные значения сжимающих напряжений, возникающие в виброisolаторе, при различных схемах армирования больше для случая внутреннего расположения композиционного слоя в сравнении со сплошным расположением (до 20 %).

Таким образом, рассмотрены различные конструктивные решения для виброизолятора с композиционным слоем и их влияние на величину осадки в условиях действия механических нагрузок.



1 – осевое нагружение, окружное армирование, 2 – осевое нагружение, радиальное армирование, 3 – осевое и сдвиговое нагружение, окружное армирование, 4 – осевое и сдвиговое нагружение, радиальное армирование

Рисунок 3 – Максимальный прогиб виброизолятора со сплошным композиционным слоем



1 – осевое нагружение, окружное армирование, 2 – осевое нагружение, радиальное армирование, 3 – осевое и сдвиговое нагружение, окружное армирование, 4 – осевое и сдвиговое нагружение, радиальное армирование

Рисунок 4 – Максимальный прогиб виброизолятора с внутренним композиционным слоем

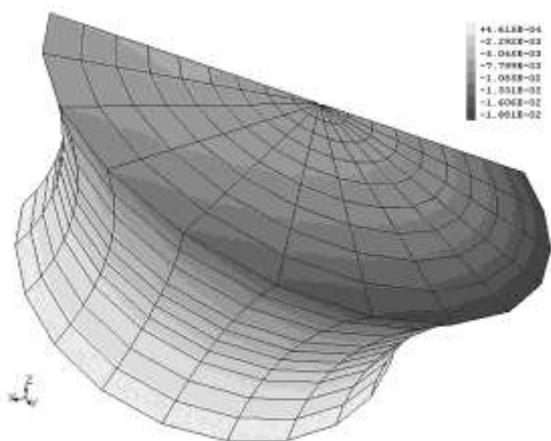


Рисунок 5 – Распределение осевых перемещений виброизолятора со сплошным композиционным слоем при осевом и сдвиговом нагружении (радиальное армирование, $f = 0,2$)

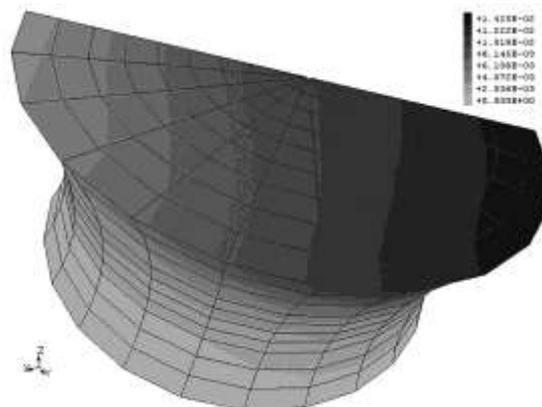


Рисунок 6 – Распределение напряжений σ_{11} виброизолятора со сплошным композиционным слоем при осевом и сдвиговом нагружении (радиальное армирование, $f = 0,2$)

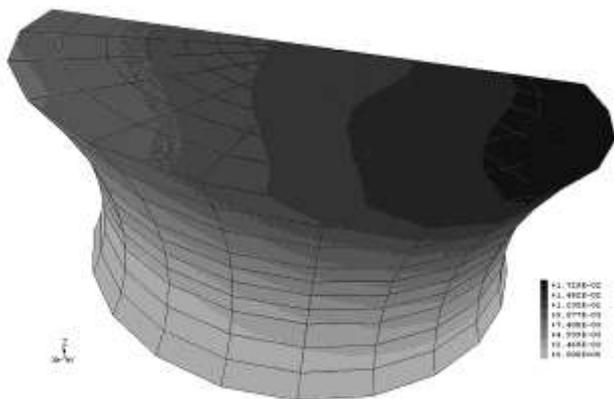


Рисунок 7 – Распределение напряжений σ_{11} виброизолятора с внутренним композиционным слоем при осевом и сдвиговом нагружении (радиальное армирование, $f = 0,2$)

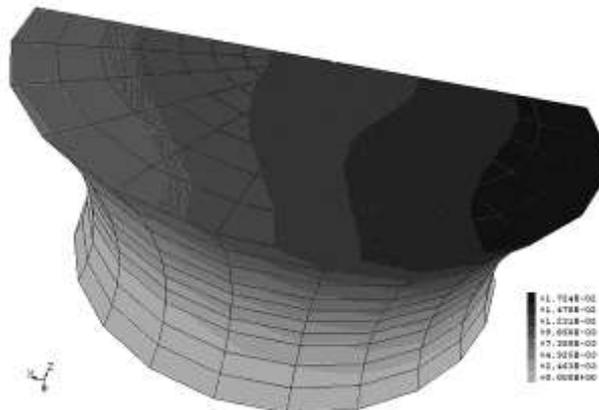


Рисунок 8 – Распределение напряжений σ_{11} виброизолятора с внутренним композиционным слоем при осевом и сдвиговом нагружении (окружное армирование, $f = 0,2$)

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Прикладная механика упруго-наследственных сред: В 3-х томах. Т. 1. Механика деформирования и разрушения эластомеров / А.Ф. Булат, В.И. Дырда, Е.Л. Звягельский, А.С. Кобец. – К.: Наук. думка, 2011. – 568 с.
2. Дырда В.И. Аналитические и численные методы расчета резиновых деталей / В.И. Дырда, С.Н. Гребенюк, С.И. Гоменюк. – Днепрпетровск-Запорожье: Запорожский национальный университет, 2012. – 370 с.
3. Метод конечных элементов в вычислительном комплексе «МИРЕЛА+» / В.В. Киричевский, Б.М. Дохняк, Ю.Г. Козуб, С.И. Гоменюк, Р.В. Киричевский, С.Н. Гребенюк. – К.: Наук. думка, 2005. – 403 с.
4. Marvalova, V. Viscoelastic properties of filled rubber. Experimental observations and material modeling / V. Marvalova // Engineering Mechanics. – 2007. – Vol. 14, No. 1/2. – Pp. 81-89.
5. Gonzalez, M.N. Influence of rubber pre-processing on the rheological behavior of SBS/Crumb rubber-modified bitumen / M.N. Gonzalez, M.H. Wagner // Annual Transactions of the Nordic Rheology Society. – 2009. – Vol. 17.

REFERENCES

1. Bulat, A.F., Dyrda, V.I., Zvyagilskiy, Ye.L., Kobets, A.S. (2011), *Prikladnaya mekhanika uprugonasledstvennykh sred. Tom 1. Mehanika deformirovaniia i razrusheniia elastomerov* [Applied mechanics of elastic-hereditary media. Vol. 1. Mechanics of deforming and breaking down of elastomers], Naukova dumka, Kiev, Ukraine.
2. Dyrda, V.I., Grebenyuk, S.N. and Gomenyuk, S.I. (2012), *Analiticheskiye i chislennyye metody rascheta rezinovykh detaley* [Analytical and numerical methods for calculating rubber parts], Zaporizhzhya National University, Dnepropetrovsk-Zaporozhye, Ukraine.
3. Kirichevskiy, V.V., Dokhnyak, B.M., Kozub, Yu.G., Gomenyuk, S.I., Kirichevskiy, R.V. and Grebenyuk, S.N. (2005), *Metod konechnykh elementov v vychislitel'nom komplekse "MIRELA+"* [The finite element method in the computational complex "MIRELA+"], Naukova dumka, Kiev, Ukraine.
4. Marvalova, B. (2007), "Viscoelastic properties of filled rubber. Experimental observations and material modelling", *Engineering Mechanics*, vol. 14, no. 1/2, pp. 81-89.
5. Gonzalez, M.N. and Wagner, M.H. (2009), "Influence of rubber pre-processing on the rheological behavior of SBS/Crumb rubber-modified bitumen", *Annual Transactions of the Nordic Rheology Society*, vol. 17.

Об авторе

Гребенюк Сергей Николаевич, кандидат технических наук, заведующий кафедрой математического анализа Запорожского национального университета (ЗНУ), Запорожье, Украина, mf@znu.edu.ua

About the author

Grebenyuk Sergey Nikolayevich, Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Head of the Department of Mathematical Analysis in Zaporizhzhya National University (ZNU), Zaporizhzhya, Ukraine, mf@znu.edu.ua

Анотація. У роботі розглядаються два варіанти конструкції віброакустичного ізолятора з шаром композиційного матеріалу. На основі методу скінченних елементів отримано напружено-деформований стан конструкції. Для поліпшення збіжності результатів використовувалася моментна схема кінцевого елемента для слабостискувальних і композиційних матеріалів. За допомогою програмного комплексу «MIRELA+» проаналізовано вплив об'ємного вмісту волокон в композиті на величину осадки віброізолятора при різних режимах навантаження. Аналіз напружено-деформованого стану виброізолятора показав, що незалежно від розташування композиційного шару збільшення частки волокна (від 0 до 0,3) у ньому зменшує максимальну осадку конструкції на 25-30%.

Ключові слова: віброізолятор, напружено-деформований стан, метод кінцевих елементів, гума, композиційний матеріал

Abstract. Two alternative structures of vibroacoustic isolator with a composite material layer are considered in the paper. The stress-strain state of the structure was obtained by finite elements method. To improve convergence of the results a moment scheme of the finite element was used for the weakly-compressible and composite materials. Interdependence between volume content of the composite fibers and size of the vibration isolator settling was analyzed by means of the program complex "MIRELA+". Analysis of stress-strain state of the vibration insulator has shown that increase of the fiber layer (from 0 to 0.3) reduces maximum settlement of the structure by 25-30% regardless of the location of the composite layer.

Keywords: vibration isolator, stress-strain state, the finite elements method, rubber, composite material

Статья поступила в редакцию 03.02.2015

Рекомендовано к печати д-ром техн. наук, проф. В.И. Дырдой

Губенко Д.И., инженер
(ГП «КБ «Южное» им. М.К. Янгеля»)

ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАВИСИМОСТИ НАДЕЖНОСТИ ШАХТНОЙ ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ СЕТИ ОТ УТЕЧЕК СЖАТОГО ВОЗДУХА

Губенко Д.І., инженер
(ДП «КБ «Південне» ім. М.К. Янгеля»)

ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАЛЕЖНОСТІ НАДІЙНОСТІ ШАХТНОЇ ПНЕВМАТИЧНОЇ МЕРЕЖІ ВІД ВИТОКІВ СТИСНЕНОГО ПОВІТРЯ

Gubenko D.I., M.S (Tech.)
(SE «Design Office «Yuzhnoye» by M.K. Yangel»)

STUDY OF DEPENDENCE BETWEEN THE MINE PNEUMATIC SYSTEM RELIABILITY AND COMPRESSED AIR LEAKAGES

Аннотация. В статье исследовано влияние утечек сжатого воздуха на надёжность работы шахтной пневматической сети при нарушении её герметичности. Исследования выполнены на основании методов прикладной теории надёжности с выбором вероятности безотказной работы шахтной пневматической сети в качестве показателя надёжности. В построенной математической модели оценки показателей надёжности использован экспоненциальный закон распределения времени безотказной работы. Получена зависимость вероятности безотказной работы пневматической системы шахты от её суммарной негерметичности. Показано, что вероятность безотказной работы шахтной пневматической сети в течении восьмичасового рабочего дня может быть менее 50 % в зависимости от степени негерметичности сети. Применение полученных результатов позволит повысить требования по обеспечению надёжности и эффективности работы пневматического оборудования на горнодобывающих предприятиях.

Ключевые слова: шахтная пневматическая сеть, надёжность, сжатый воздух, утечка, негерметичность, время безотказной работы.

Надёжность системы или элемента в общем случае является сложным механизмом, который характеризуется способностью системы или элемента выполнять заданные функции, обусловленные безотказностью, долговечностью и ремонтпригодностью. Основным и наиболее важным в обеспечении надёжности технических систем и элементов, которые могут быть невосстанавливаемыми и восстанавливаемыми, является свойство безотказности, которое оценивается по количественным показателям надёжности [1].

Наиболее часто надёжность технической системы или элемента оценивается по вероятности безотказной работы $p(\tau)$. Поэтому для оценки надёжности снабжения шахтных потребителей сжатым воздухом, производимым шахтным компрессорным хозяйством и транспортируемым по трубопроводным сетям, применим именно этот количественный показатель надёжности.

Основываясь на принципиальной схеме компрессорного хозяйства горнодобывающего предприятия, приведённой в работе [2], примерную структурную