

В.И. Дырда, д-р техн. наук, профессор,  
Н.И. Лисица, канд. техн. наук, ст. научн. сотр.  
(ИГТМ НАН Украины),  
Н.Н. Лисица, инженер, ассистент  
(ДНУ им. О. Гончара)

## СОЗДАНИЕ ВИБРОИЗОЛЯТОРОВ ДЛЯ ГОРНЫХ МАШИН

**Аннотация.** Приведены результаты исследований по обоснованию параметров, разработке конструкций и опыту эксплуатации резиновых и резинометаллических виброизоляторов в виброизолирующих системах горных машин различного технологического назначения.

**Ключевые слова:** виброизолятор, виброизолирующая система, горная машина, срок службы

V.I. Dyrda, D. Sc. (Tech.), Professor,  
N.I. Lisitsa, Ph. D. (Tech.), Senior Researcher  
(IGTM NAS of Ukraine),  
N.N. Lisitsa, Engineer, Assistant  
(DNU named by O. Gonchar)

## CREATING VIBRATION ELIMINATORS TO VIBROINSULATION OF MINING MACHINES

**Abstract.** The results of feasibility studies of parameters, development of designs and operating experience of rubber and rubber vibration insulators in antivibration systems for mining machines various technological purposes are given.

**Keywords:** vibration insulator, antivibration system, mining machine, lifetime

Дальнейшая интенсификация работ в современной промышленности требует создания новых технологий, что приводит к модернизации выпускаемой машиностроительной продукции и созданию принципиально новых машин. Так в связи с широким использованием технологии переработки материалов с самотечным его транспортированием по высоте и многоярусным расположением оборудования с интенсивным динамическим воздействием возникает проблема обеспечения высокой эффективности их виброизоляции при безфундаментной установке [1]. Специфика работы машин зачастую не позволяет решать проблемы уменьшения вибрации и шума за счёт снижения виброактивности источника. Поэтому эффективными являются способы, связанные с уменьшением вибрации на пути ее распространения, т.е. отражение вибраций на границе раздела двух тел с помощью виброизолирующих систем. Широкое распространение, как в Украине, так и за рубежом получили виброизолирующие системы с использованием эластомерных конструкций на основе резин [2, 3]. Наибольшее распространение в практике получили упругие элементы в виде сплошных или полых резиновых и резинометаллических цилиндров с различной формой свободной поверхности. Полые цилиндрические резиновые элементы, как правило, используются для виброизоляции машин сравнительно небольшой (до (20-30) т) массы; сплошные и резинометаллические виброизоляторы применяются для виброизоляции тяжёлых (30 т и более) машин. Длительный опыт эксплуатации виброизолирующих систем в условиях горного, горно-металлургического производства показал, что использование таких виброизоляторов позволяет повысить долговечность и надёжность машин,

обеспечить выполнение санитарных норм на площадках обслуживания оборудования и тем самым защитить обслуживающий персонал и опорные конструкции от вредного действия вибрационных нагрузок.

Остаются нерешёнными задачи оптимального проектирования виброизолирующих систем, включающие обеспечение необходимого качества виброизоляции с одновременным обеспечением допустимых перемещений и устойчивости виброизоляторов.

Цель статьи – разработка, исследование и расчёт резиновых виброизоляторов высокой несущей способности для низкочастотной виброизоляции машин.

**Основная часть.** В отделе механики эластомерных конструкций горных машин

Института геотехнической механики Национальной академии наук Украины (ИГТМ НАН Украины) разработаны параметрические ряды элементов типа ВРМ (виброизолятор резинометаллический), ВР (виброизолятор резиновый) и ВН (виброизолятор низкочастотный) (рис. 1), обеспечивающие собственные частоты виброизолированных объектов в диапазоне (0,5-2,8) Гц при массе объектов от 50 кг до 200 т. Новизна разработанных конструкций виброизоляторов заключается в выборе соответствующей формы и силовой характеристики с различной степенью нелинейности. Типоразмерный ряд виброизоляторов типа ВРМ (рис. 1, а) имеет диаметры 200, 300 и 400 мм с толщиной резинового слоя 5, 10, 20, 40 и 70 мм. Конструкция виброизоляторов позволяет составлять их в стопки, что даёт возможность перекрывать практически любой диапазон жесткостей и нагрузок.

Виброизоляторы типа ВР (рис. 1, б) представляют собой полые цилиндрические виброизоляторы со сложной свободной поверхностью. Криволинейная форма внутренней и наружной поверхностей обеспечивает увеличенную площадь теплоотвода и позволяет создавать виброизоляторы меньшей высоты при той же величине коэффициента жёсткости, что повышает устойчивость опор. Виброизоляторы имеют диаметр 100, 160, 200, 230 мм и высоту 80, 150, 180, 200 мм соответственно.

Виброизоляторы типа ВН (рис. 1, в) представляют собой полуусечённую полусферу. При деформациях сжатия практически работает только верхняя выпук-



лая часть виброизоляторов, за счёт чего достигается уменьшение вертикальной жёсткости по сравнению с виброизоляторами в форме цилиндров со сложной формой свободной поверхности. При деформации сдвига в работу включаются более толстые стенки, за счёт чего достигается увеличение сдвиговой жёсткости и повышение устойчивости машин на виброизоляторах. Величина жёсткости может варьироваться путём изменения толщины стенки и условий нагружения. Виброизоляторы имеют высоту 35, 60, 115 мм при диаметре 145, 145, 285 мм соответственно.

В основу выбора, расчёта и конструирования виброизоляторов приняты следующие положения:

- выбор и обоснование параметров упругой подвески дробилок осуществляется с учётом ужесточения материала виброизолятора в динамике [4]:

$$C_{\partial} = NC_0,$$

где  $C_0, C_{\partial}$  – жёсткость резинового элемента соответственно в статике и динамике;

$N$  – коэффициент динамичности, учитывающий ужесточение виброизолятора при колебаниях (в зависимости от частоты и марки резины,  $N = 1,1-1,3$ );

- расчёт жёсткости виброизоляторов выполняется с учётом полученного аналитически и проверенного экспериментально коэффициента изменения жёсткости, зависящего от типа и формы упругого элемента [5]:

$$C = \beta C_0,$$

где  $\beta$  – коэффициент ужесточения виброизолятора

$$\beta = \frac{2 \int_{r_0}^{R_0} r \sigma_z(r, H) dr}{|E^*| (R_0^2 - r_0^2) (w_0 / H)},$$

$R_0$  и  $r_0$  – наружный и внутренний радиусы сечения, принятого за отсчётное,  $R_0 = D/2, r_0 = d/2$ ;

$w_0$  – заданное смещение торца виброизолятора;

$H$  – высота виброизолятора;

$r, z$  – радиальная и осевая координаты;

$\sigma_z$  – нормальное напряжение;

- долговечность виброизоляторов определяется по энергетическим критериям с учётом данных, полученных экспериментально [6]:

$$t^* = \frac{\Delta U_g^*}{D'},$$

где  $t^*$  – время до разрушения локального объёма;

$\Delta U_g^*$  – критическое значение диссипируемой в материале энергии;

$D'$  – усреднённая за цикл диссипативная функция.

Диссипативная функция  $D$  определяется по формуле

$$D = \frac{\omega}{2} \left[ 2G'' \left( |\varepsilon_{rr}|^2 + |\varepsilon_{zz}|^2 - |\varepsilon_{\varphi\varphi}|^2 + 2|\varepsilon_{zr}|^2 \right) + \frac{K'' - 2G''}{3} |\varepsilon_{rr} + \varepsilon_{zz} + \varepsilon_{\varphi\varphi}|^2 \right],$$

где  $\varepsilon_{rr}, \varepsilon_{zr}, \varepsilon_{zz}, \varepsilon_{\varphi\varphi}$  – комплексные амплитуды компонент тензора деформации;  
 $G''$  и  $K''$  – мнимые части комплексных модулей сдвига

$$G(\omega, T) = G'(\omega, T) + iG''(\omega, T),$$

и объёмного расширения

$$K(\omega, T) = K'(\omega, T) + iK''(\omega, T).$$

Учёт влияния бесфундаментной установки источников вибрации на эффективность виброизоляции [1], коэффициент передачи  $K$  с учётом податливости фундамента определяется функцией

$$K = \left| 1 + \frac{1}{\eta_s \left( \frac{1}{\eta_\phi} + \frac{1}{\eta_m} \right)} \right|,$$

где  $\eta_s$  – импеданс виброизолятора;  
 $\eta_\phi$  – импеданс фундамента (перекрытия);  
 $\eta_m$  – импеданс машины.

Все перечисленные типы виброизоляторов прошли проверку на различных типах горных машин.

**Виброзащитные системы тяжёлых вентиляторов ВДН-17 и ВСК-16.** Работа вентиляторов сопровождается повышенной виброактивностью, усиливающейся в процессе эксплуатации, что связано с износом подшипников и неравномерным налипанием частиц материала на колеса [7]. Так, до виброизоляции вентиляторов максимальная амплитуда виброперемещений поддерживающих конструкций составляла (0,076-0,366) мм для ВДН-17 при уровнях шума (95-108) дБ и (0,066-0,156) мм для ВСК-16 при уровнях шума (103-111) дБ. Для вентилятора ВДН-17 (масса 5,8 т) разработана виброизолирующая система на основе опорных резиновых виброизоляторов ВР-204 (12 шт.;  $D = 230$  мм;  $H = 200$  мм;  $C = 300$  кН/м). В качестве ограничителей колебаний в горизонтальной плоскости применены резиновые виброизоляторы ВР-203 ( $D = 200$  мм;  $H = 180$  мм;  $C = 200$  кН/м), установленные под углом  $30^\circ$  к вертикальной оси в количестве 4 штук с предварительным поджатием (5-10) %. Значения виброперемещений опорных конструкций после виброизоляции составили (0,024-0,028) мм при уровнях шума (92-94) дБ. Для вентилятора ВСК-16 (масса 10,7 т) разработана виброизолирующая система на основе резино-металлических виброизоляторов типа ВРМ-903 (10 шт.;  $D = 200$  мм;  $H = 120$  мм;  $C = 1,3$  МН/м) в качестве опорных и виброизоляторов ВР-203 в качестве ограничителей колебаний в горизонтальной плоскости, которые установлены аналогично с ограничителями вентилятора ВДН-17. Значения виброперемещений опорных конструкций после виброизоляции составила (0,008-0,026) мм при уровнях шума (84-101) дБ. Срок службы виброизоляторов до начала превышения допустимых уровней вибраций составил 6 лет.

#### **Виброизолирующие системы грануляторов, окомкователей и смесителей.**

Анализ экспериментальных исследований по определению вибронгруженности перекрытий показал, что для гранулятора СВГ.148Л (маса 152 т) и окомкователей ОБ 5-3,2×12,5 (масса 120 т) и смесителей ОБ-7 (масса 160 т) основными источниками вибраций являются: неуравновешенность привода; неравномерность износа бандажей и опорных роликов; лавинообразное перемещение материала в бара-

банах. Виброизолирующие системы представляют собой общую раму, на которой смонтированы барабан и привод. Между рамой и перекрытием расположены опорные виброизоляторы в количестве 25-35 штук в зависимости от типа машины. Опорные виброизоляторы представляют собой стопки из двух виброизоляторов ВРМ-904 ( $D = 300$  мм;  $H = 70$  мм;  $C = (10-15)$  МН/м). Для предоставления боковых смещений рамы виброизолирующая система снабжена упорными виброизоляторами в количестве 12-18 штук. В качестве упорных виброизоляторов использованы элементы типа ВРМ-903.

Виброперемещения перекрытий при жёсткой установке машин составляли (0,06-0,11) мм; после установки на виброизоляторы (0,009-0,017) мм. Срок службы виброизоляторов до начала превышения допустимых уровней виброизоляции составил 4-5 лет.

**Виброизолирующие системы вихревых смесителей.** Для вихревых смесителей фирмы Siemens (AG-1019, BG-1019) массой 30 т и завода УЮМЗ (BC-360) массой 40 т по аналогии с вышеперечисленными грануляторами окомкователями были разработаны виброизолирующие системы на общей раме. Система состоит из 28 опорных и 8 упорных виброизоляторов типа ВРМ-903. Амплитуда виброперемещений перекрытия до виброизоляции составила (0,18-0,22) мм; после виброизоляции – 0,027 мм. Система виброизоляции оставалась эффективной в течение более 8 лет эксплуатации. После 13 лет эксплуатации вследствие старения резины вертикальная жёсткость виброизоляторов увеличилась в среднем на (60-65) %, что привело к выходу жесткостных характеристик системы за допустимые пределы и уровни вибронагруженности перекрытий значительно повысились. После замены виброизоляторов на новые виброперемещения перекрытия со стороны разгрузочных устройств составило 0,034 мм, что обусловлено значительным износом смесителя и изменением расстановки лопаток.

**Виброизоляция дробилок [8]. Дисковая дробилка ЗДД-4** (ОАО «Алчевский КХЗ»). Дисковая дробилка (масса 10 т, число оборотов ротора 2000 об/мин) установлена на лёгком фундаменте на отметке 0 м. При работе дробилки наблюдались повышенные вибрации пола и стен близлежащих зданий. Так, величины виброускорений пола при среднегеометрической частоте 31,5 Гц составляли (1,2-1,9)  $\text{м/с}^2$  при амплитудах виброперемещений (0,09-0,11) мм, что значительно превышает допустимые значения как для обслуживающего персонала, так и для строительных конструкций.

Виброизолирующая система дисковой дробилки выполнена безрамной конструкцией с использованием 12 виброизоляторов типа ВР-903М (статическая жёсткость на сжатие 1100 кН/м). После установки виброизолирующей системы величины виброускорений составляют 0,2  $\text{м/с}^2$ , а величины виброперемещений (0,02-0,024) мм. Виброизоляторы смонтированы в августе 2002 г. и сохраняют работоспособность по настоящее время.

**Молотковые дробилки.** Виброизоляция молотковых дробилок различных типов выполнялась в безрамном варианте – виброизоляторы устанавливались непосредственно под дробилкой, а соединение жёсткоустановленного двигателя и дробилки осуществлялось посредством упругой муфты; на общей раме – виброизоляторы устанавливались между полом и рамой, на которой монтировались при-

водной двигатель и дробилка, соединение между которыми осуществлялось жёсткой муфтой. В зависимости от условий эксплуатации виброизолирующие системы как на общей раме, так и в безрамном варианте могут иметь дополнительные упорные виброизоляторы.

**Дробилки СМД-147** (п/о «Аммофос», г. Череповец). Молотковые дробилки СМД-147 (масса двигателя и дробилки с материалом 3 т; частота вынужденных колебаний 16,6 Гц) расположены на отметке +8,4 м и значения виброперемещений перекрытия до виброизоляции 0,2 мм со стороны двигателя и 0,66 мм со стороны дробилки. Виброизолирующая система (на общей раме), состоящая из 6 опорных виброизоляторов типа ВР-204 (статическая жёсткость на сжатие – 350 кН/м) и 4 опорных виброизоляторов типа ВР-203 (жёсткость на сжатие 300 кН/м), расположенных наклонно по углам рамы (рис. 2). Расстановка опорных виброизоляторов по сторонам рамы выполнена из условия их равномерного нагружения. После установки дробилки на виброизолирующую систему



Рис. 2 – Молотковая дробилка СМД-147

максимальная амплитуда виброперемещений перекрытия составила 0,024 мм, что ниже санитарных норм для обслуживающего персонала. Срок службы виброизоляторов – свыше 8 лет.

**Дробилки ДМРЭ.** Виброизоляция молотковых дробилок типа ДМРЭ осуществлялась как на общей раме – ДМРЭ 1000×1000 (ОАО «Днепродзержинский КХЗ») и ДМРЭ 1450×1300 (ОАО «Алчевский КХЗ»), так и в безрамном варианте – ДМРЭ 1450×1300 (ОАО «Запорожжокс»). Для виброизоляции дробилки ДМРЭ 1000×1000 (масса дробилки, электродвигателя, рамы составила 13,9 т; частота вынужденных колебаний – 16,6 Гц) было использовано 10 виброизоляторов типа ВР-903М (статическая жёсткость на сжатие – 1100 кН/м), а для дробилки ДМРЭ 1450×1300 (масса дробилки, двигателя, рамы – 27,0 т; частота вынужденных колебаний – 12,4 Гц) было использовано 15 виброизоляторов типа ВР-903М со статической жёсткостью 1400 кН/м. Для виброизолирующих систем на общей раме упорные виброизоляторы не изменялись.



Рис. 3 – Угол дробилки с виброизоляторами ВР-903М



При безрамном варианте виброизоляции дробилки ДМРЭ 1450×1300 (рис. 3) (масса дробилки – 18 т, частота вынужденных колебаний – 16,6 Гц) также использованы виброизоляторы ВР-903М – 12 штук опорных и 4 упорных, расположенных по углам дробилки.

Данные по определению виброускорений и виброперемещениям дробилок до и после установки на виброизоляторы приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Результаты измерений вибронегруженности опорных конструкций дробилок

Тип дробилки	При жёсткой установке	После виброизоляции	
	Виброускорение, м/с <sup>2</sup>	Виброускорение, м/с <sup>2</sup>	Амплитуда виброперемещений, мм
ДМРЭ 1000×1000 (на общей раме)	2,15-2,62	0,087-0,095	0,004-0,0045
ДМРЭ 1450×1300 (на общей раме)	3,2-5,9 (со стороны двигателя)	0,1-0,16 (со стороны двигателя)	0,02-0,023 (со стороны двигателя)
	2,4-6,1 (со стороны разгрузки)	0,15-0,2 (со стороны разгрузки)	0,024-0,027 (со стороны разгрузки)
ДМРЭ 1450×1300 (безрамная конструкция)	0,75-0,98 (со стороны двигателя)	0,2 (со стороны двигателя)	0,023 (со стороны двигателя)
	3,46-5,5 (со стороны разгрузки)	0,15-0,2 (со стороны разгрузки)	0,024 (со стороны разгрузки)
Гранично допустимые нормы для обслуживающего персонала	0,2	0,2	0,028

Анализ табл. 1 показывает, что в обоих случаях исполнения виброизолирующих систем удаётся значительно снизить динамические нагрузки на поддерживающие конструкции и довести значения вибронегруженности до санитарных норм.

**Конусные инерционные дробилки КИД\*** («Механобр»). Использование в дробилках КИД динамического принципа обеспечения движения конуса вместо кинематического позволило перейти к значительно более высокой частоте качаний конуса и к гораздо большим усилиям дробления, что особенно важно при разрушении особо прочных материалов. Как результат, в дробилках КИД удалось получить ряд значительных технологических преимуществ, в частности, обеспечить степень дробления материалов, в несколько раз превышающую достижимую в обычных дробилках. Кроме того, конструктивная особенность КИД позволяет применить эффективную систему виброизоляции, существенно облегчающую фундаменты. Виброизолирующая система для дробилок КИД должна обеспечивать не только эффективную виброизоляцию, но и необходимый колебательный режим корпуса дробилки.

Для параметрического ряда дробилок КИД-300, КИД-450, КИД-600, КИД-900, КИД-1200 применены резиновые осесимметричные пустотелые виброизоляторы со сложной формой свободной поверхности типа ВР. На рис. 4 приведен пример использования виброизолятора ВР-203 на дробилке КИД-450. Опыт эксплуатации дробилок с резиновыми виброизоляторами показал, что параметры вибрации находятся в пределах заданных значений; значительно (в 3-5 раз) снизились передаваемые на поддерживающие конструкции динамические нагрузки; в 3 раза уменьшились амплитуды колебаний корпуса при переходе через резонанс; на

10 % увеличился выход мелких фракций. Срок службы виброизоляторов составляет 2-4 года в зависимости от условий эксплуатации.

Для дробилок КИД-2200 (масса подвижных частей 150 т) использованы резинометаллические виброизоляторы типа ВРМ-902, которые набираются в стопки по 5 штук (рис. 5). Опыт эксплуатации таких виброизоляторов показал их достаточную эффективность – частота собственных колебаний дробилки в горизонтальной плоскости составляет 0,7 Гц, в вертикальной – 2,5 Гц; срок службы виброизоляторов около 7000 часов, что в 4 раза превышает срок службы ранее применявшихся пневматических.

Учитывая некоторые недостатки работы резинометаллических виброизоляторов, для дробилок КИД-1500 и КИД-1700 разработаны и испытаны резиновые виброизоляторы ВР-905 и ВР-906, которые имеют одинаковые наружный и внутренний диаметры и отличаются только толщиной. Они набираются в стопки через одинаковую взаимозаменяемую металлическую арматуру (рис. 6, а). Соединение резиновых элементов с металлической арматурой осуществляется без вулканизации. На рис. 6, б представлена виброизолирующая опора дробилки КИД-1500 с виброизоляторами ВР-906.

В настоящее время виброизолирующие опоры дробилки КИД-1500 проходят промышленные испытания. Нарботка виброизоляторов составила около 5000 часов, и они продолжают работать с заданными параметрами.

#### **Выводы и перспективы дальнейшего развития.**

1. Промышленная проверка резиновых и резинометаллических виброизоляторов на различных типах машин показала их высокую эффективность и работоспособность.

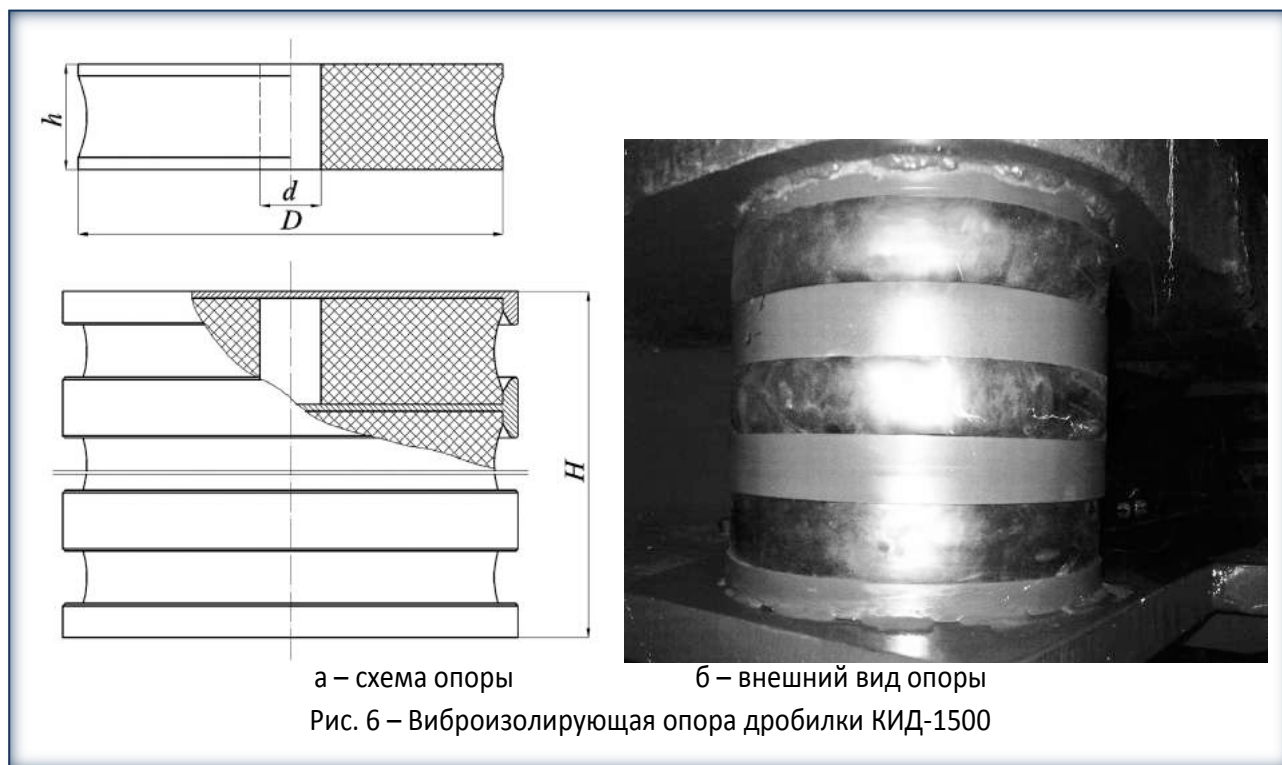


Рис. 4 – Дробилка КИД-450 с виброизоляторами ВР-203



Рис. 5 – Виброизолирующая опора дробилки КИД-2200





2. Применение виброизоляторов позволило существенно снизить динамические нагрузки на опорные конструкции и улучшить санитарно-гигиенические условия труда.

3. Применение параметрических рядов резиновых и резинометаллических виброизоляторов в виброизолирующих системах машин различного технологического назначения позволяет увеличить срок службы их основных узлов и деталей, повысить производительность.

4. Разработанные конструкции виброизоляторов могут успешно применяться для виброизоляции машин различного технологического назначения во многих отраслях промышленности.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. О методах повышения эффективности виброизоляции при бесфундаментной установке источников интенсивных вибраций / В.Д. Афанасьев, А.Р. Арутюнян, В.И. Дырда, Н.И. Лисица, Н.Н. Лисица // Геотехническая механика: Межвед. сб. научн. тр. / Институт геотехнической механики НАН Украины. – Днепропетровск, 2006. – Вып. 63. – С. 178-185.
2. Дырда В.И., Чижик Е.Ф. Резиновые детали в машиностроении. – Днепропетровск: Полиграфист, 2000. – 584с.
3. Дырда В.И., Маркелов А.Е. Резиновые детали технологических машин. – Москва; Днепропетровск: Авантаж, 2008. – 316с.
4. Мазнецова А.В. Влияние деформации и статического сдвига на динамические свойства резиновых элементов машин. – Днепропетровск, 1981. – 10 с. – Деп. в ВИНТИ 01.08.81. № 3411-81.
5. Дырда В.И. Применение  $\beta$  – метода для расчета резинометаллических вибросейсмоблоков / Дырда В.И., Твердохлеб Т.Е., Лисица Н.И., Лисица Н.Н. // Геотехническая механика: Межвед. сб. науч. тр. Институт геотехнической механики НАН Украины. – Днепропетровск, 2010. – Вып. 86. – с.178-185.
6. Дырда В.И. Прочность и разрушение эластомерных конструкций в экстремальных условиях. – Киев: Наукова думка, 1988. – 232 с.
7. Гордиенко, Н.А. Виброзащитные системы для тяжёлых вентиляторов / Н.А. Гордиенко, А.В. Коваль, Н.И. Лисица, Е.Ю. Заболотная, Н.Н. Лисица // Тр. II Междунар. симп. по механике эластомеров, 23-26 июня 1997 г. – Днепропетровск: Полиграфист, 1998. – Т. 3. – С. 294-299.
8. Лисица, Н.И. Опыт применения эластомерных конструкций для виброизоляции дробилок / Н.И. Лисица / Геотехническая механика: ММежвед. сб. научн. тр. / Институт геотехнической механики НАН Украины. – Днепропетровск, 2007. – Вып. 70. – С. 149-155.

## REFERENCES

1. Afanasev, V.D., Arutyunyan, A.R., Dyrda, V.I., Lisitsa, N.I. and Lisitsa, N.N. (2006), "About methods of raise of efficiency of vibration insulation at without base installation of sources of intensive vibrations", *Geo-Technical Mechanics*, no. 63, pp. 178-185.
2. Dyrda, V.I. and Chyzhyk, E.F. (2000), *Rezinovye detail v mashinostroenii* [Rubber details in engineering industry], Poligrafist, Dnepropetrovsk, Ukraine.
3. Dyrda, V.I. and Markelov, A.E. (2008), *Rezinovye detali tekhnologicheskikh mashin* [Rubber details of technological machines], Avantazh, Dnepropetrovsk, Ukraine.
4. Maznetsova, A.V. (1981), *Vliyaniye deformatsii i staticheskogo sdviga na dinamicheskiye svoystva rezinovykh elementov mashin* [Influence of shear deformation on static and dynamic properties of the rubber machine parts], Dnepropetrovsk, USSR, Dep. v VINITI 01.08.81., no. 3411-81.
5. Dyrda, V.I., Tverdokhleby, T.E., Lisitsa, N.I. and Lisitsa, N.N. (2010), "Application  $\beta$  - a method for calculation rubber-metal vibro-seismo-blocks", *Geo-Technical Mechanics*, no. 86, pp. 178-185.
6. Dyrda, V.I. (1988), *Procnost i razrushenie elastomernykh konstruksiy v ekstremalnykh usloviyakh* [Strength and destruction of elastic measures of designs in extreme conditions], Naukova dumka, Kiev, Ukraine.
7. Gordienko, N.A., Koval, A.V., Zabolotnaya, E.Yu., Lisitsa, N.I. and Lisitsa, N.N. (1998), "Protective systems from vibration for heavy ventilating fans", *Tr. Mezhdunarodnyy simpozium po mekhanike elastomerov* [IRS-1998], Dnepropetrovsk, Ukraine, June.
8. Lisitsa, N.I. (2007), "Experience of application of elastic measures of designs for vibroizolation of crushers", *Geo-Technical Mechanics*, no. 70, pp. 149-155.

---

**Об авторах**

**Дырда Виталий Илларионович**, доктор технических наук, профессор, заведующий отделом механики эластомерных конструкций горных машин, Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова Национальной академии наук Украины (ИГТМ НАНУ), Днепропетровск, Украина, vita.igtm@mail.ru

**Лисица Николай Иванович**, кандидат технических наук, старший научный сотрудник отдела механики эластомерных конструкций горных машин, Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова Национальной академии наук Украины (ИГТМ НАНУ), Днепропетровск, Украина

**Лисица Наталья Николаевна**, ассистент кафедры компьютерных технологий, факультет прикладной математики, Днепропетровский национальный университет им. О. Гончара, Днепропетровск, Украина

---

**About the authors**

**Dyrda Vitaly Illarionovich**, Doctor of Technical Sciences (D. Sc.), Professor, Head of Department of Elastomeric Component Mechanics in Mining Machines, M.S. Polyakov Institute of Geotechnical Mechanics under the National Academy of Science of Ukraine (IGTM, NASU), Dnepropetrovsk, Ukraine, vita.igtm@mail.ru

**Lisitsa Nikolay Ivanovich**, Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Senior Researcher, Senior Researcher in Department of Elastomeric Component Mechanics in Mining Machines, M.S. Polyakov Institute of Geotechnical Mechanics under the National Academy of Science of Ukraine (IGTM, NASU), Dnepropetrovsk, Ukraine

**Lisitsa Natalya Nikolaevna**, Engineer, Assistant of computer technologies department, faculty of applied mathematics, Dnepropetrovsk National University named by O. Gonchar (DNU named by O. Gonchar), Dnepropetrovsk, Ukraine

Ю.Г. Козуб, канд. техн. наук, доцент  
(ЛНУ им. Тараса Шевченко)

## ДИНАМИЧЕСКИЕ ЗАДАЧИ ТЕРМОМЕХАНИКИ КОНСТРУКЦИЙ ИЗ ЭЛАСТОМЕРОВ

**Аннотация.** В статье рассмотрена динамическая связанная задача термоупругости конструкций из эластомеров с учётом зависимости физико-механических свойств от температуры, длительности и условий нагружения.

Для решения связанной задачи используется метод последовательных приближений. Пространственная задача термоупругости и пространственное уравнение теплопроводности решены с помощью метода конечных элементов. На основании полученных полей перемещений, деформаций, напряжений и температур с использованием энергетического критерия разрушения сформулировано критериальное уравнение долговечности для материала с переменными физико-механическими свойствами.

Получены новые решения задачи циклического деформирования конструкций из эластомеров. Установлены зависимости температуры саморазогрева и долговечности от предварительных напряжений.

**Ключевые слова:** эластомер, термомеханика, долговечность, виброизолятор

Y.G. Kozub, Ph. D. (Tech.), Associate Professor  
(LNU named after T. Shevchenko)

## DYNAMICAL TASKS OF THERMOMECHANIC OF CONSRUCTIONS FROM ELASTOMERS

**Abstract.** In the article the dynamic linked problem of thermoelasticity of constructions from elastomers taking into account dependence of physics and mechanics on a temperature, duration and terms of loading is considered.

For the decision of the linked task the method of progressive approximations is used. The three-dimensional task of thermoelasticity and three-dimensional equalization of heat conductivity are decided by means of finite element method. On the basis of the got fields of moving, deformations, tensions and temperatures with the use of power criterion of rapture is set forth equalizations of longevity for material with variable physics and mechanics properties.

The new decisions of task of cyclic deformation of constructions are got from эластомеров. Dependences of temperature of dissipative warming and longevity are set on preliminary tensions.

**Keywords:** elastomer, thermomechanics, longevity, vibration isolator

**Введение.** В последнее время возросла роль использования в промышленности конструкций из полимерных и композиционных материалов, что позволяет снизить материалоемкость машин и конструкций, сократить сроки производства, облегчить переход на новую продукцию, повысить коррозионную стойкость изделий. В современных технических конструкциях, изготовленных из эластомеров и композитных материалов на их основе, при динамических нагрузках существенное влияние на характер напряжённо-деформированного состояния оказывает зависимость физико-механических характеристик от температуры, времени и условий нагружения.

При проектировании эластомерных конструкций следует учитывать вязкоупругость, слабую сжимаемость, демпфирующие свойства, старение материала [1, 2]. Поэтому возрастает потребность в методах расчёта, дающих достаточно точное решение, позволяющих дать надёжную оценку долговечности конструкций. В настоящее время используются различные подходы для расчёта долговечности резинотехнических изделий, которые базируются на основе различных критериев