

УДК 678.4:539.3

РЕЗИНОВЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ДЛЯ ЗАЩИТЫ МАШИН ОТ ВИБРАЦИИ И ПРОИЗВОДСТВЕННОГО ШУМА

¹Лисица Н.И., ¹Твердохлеб Т.Е., ¹Заболотная Е.Ю., ²Лисица Н.Н.,
³Толстенко А.В.

¹Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова НАН Украины, ²Днепропетровский национальный университет им. О. Гончара, Днепропетровский аграрно-экономический университет

ГУМОВІ ЕЛЕМЕНТИ ДЛЯ ЗАХИСТУ МАШИН ВІД ВІБРАЦІЇ І ВИРОБНИЧОГО ШУМУ

¹Лисиця М.І., ¹Твердохліб Т.О., ¹Заболотна О.Ю., ²Лисиця Н.М., ³Толстенко О.В.

¹Інститут геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова НАН України, ²Дніпровський національний університет ім. О. Гончара, ³Дніпровський аграрно-економічний університет

RUBBER ELEMENTS FOR PROTECTING MACHINES AGAINST VIBRATION AND IN-PLANT NOISE

¹Lisitsa N.I., ¹Tverdokhleb T.Ye., ¹Zabolotnaya E.Yu., ²Lisitsa N.N., ³Tolstenko A.V.

¹Institute of Geotechnical Mechanics named by N. Polyakov of National Academy of Science of Ukraine, ²Oles Honchar Dnipro National University, ³Dnipro State Agrarian and Economic University

Аннотация. Приведены результаты исследований по обоснованию параметров, разработке конструкций и опыту эксплуатации резиновых и резинометаллических виброизоляторов в виброизолирующих системах горных машин различного технологического назначения. В связи с наличием значительного количества машин и оборудования в горнообогатительной отрасли, которые имеют бесфундаментную схему закрепления актуальным является вопрос повышения эффективности их виброизоляции, что требует разработки новых конструкций виброизоляторов на основе эластомеров. При проведении исследований использованы методы теории колебаний, теории упругости и вязкоупругости, что позволило определить конструктивные параметры виброизоляторов и срок их службы. Разработанные параметрические ряды виброизоляторов прошли промышленные испытания на различных типах горных машин. Их использование в виброизолирующих системах позволяет: в экономическом плане – снизить затраты на поддержание строений промышленных предприятий, в социальном – обеспечить защиту обслуживающего персонала от действия вредных вибраций.

В данной работе приведены результаты работ по обеспечению взрывозащищенности вентиляторов и виброизоляции грохотов с использованием резиновых виброизоляторов.

Выбор и обоснование параметров упругой подвески вентиляторов осуществлён с учётом ужесточения резины в динамике; расчёт жёсткости выполнен с учётом полученного аналитически коэффициента изменения жёсткости, зависящего от типа и формы упругого элемента. Долговечность виброизоляторов определяется по энергетическому критерию с учётом полученной в процессе исследований экспериментальной информации.

Для тяжёлых грохотов перспективным является использование метода динамического гашения колебаний, что позволяет существенно уменьшить амплитуды колебаний перекрытий.

Ключевые слова: виброизолятор, виброизолирующая система, вентилятор, грохот, вибронагруженность.

Непрерывно происходящая интенсификация производства, резкое увеличение рабочих скоростей и мощностей оборудования, тенденция к уменьшению металло- и материалоемкости машин и строительных конструкций приводит к увеличению динамических нагрузок и виброактивности технологического оборудования. В результате создаются значительные вибрации, оказывающие вредное воздействие на человека-оператора.

Вибрации на рабочих местах определяется прежде всего вибрационной активностью технологического оборудования, а также способами его установки, крепления и характером основания (фундамент или перекрытие).

Проблема снижения уровня вибраций несущих конструкций зданий и сооружений, подвергающихся воздействию динамических нагрузок имеет важное значение. Её решению способствует применение более прогрессивных и экономичных несущих конструкций, повышение производительности труда, предотвращение виброболезни, рациональное размещение технологического оборудования, сокращение числа аварий, а также снижение расходов на эксплуатацию и ремонт зданий и сооружений.

Одним из наиболее эффективных средств борьбы с вибрациями зданий и сооружений является виброизоляция. Она широко применяется для уменьшения динамических воздействий от машин, передаваемых на поддерживающие конструкции, для снижения уровня вибрации приборов и прецизионных машин, вызываемых колебаниями поддерживающих конструкций, а также зданий при колебаниях основания. Виброизоляция позволяет снизить уровень колебаний рабочих мест и, следовательно, устранить вредное влияние вибраций на людей.

Критериями оценки виброизоляции машин и оборудования являются санитарно-гигиенические нормы вибрации и шума на рабочих местах, допустимые уровни вибрации строительных конструкций и технологического оборудования, воспринимающего вибрации поддерживающих конструкций.

Широкое внедрение резиновых элементов в различных отраслях машиностроения связано с интенсификации производства необходимостью создания высокопроизводительных, динамически совершенных машин и механизмов. Это обусловило разработку различных типов резиновых элементов разнообразной формы [1].

Замена металлических пружин на детали из резины позволяет сэкономить тонны металла и внести существенный вклад в решение проблемы экономии и рационального использования легированных сталей. Задача проектирования оптимальной виброзащитной системы на базе резиновых резинометаллических виброизоляторов состоит в обеспечении необходимых упругих и демпфирующих свойств резиновых элементов.

Рассмотрим задачи виброизоляции вентиляторов во взрывозащищённом исполнении и нацию тяжёлых грохотов.

1. Виброизоляция вентиляторов во взрывозащищённом исполнении

Область применения – упругие опоры вентиляторных установок взрывозащищённого использования, имеющих интенсивный режим колебаний в вертикальной плоскости и используемых на предприятиях горнорудной, химической, нефтехимической, машиностроительной и других отраслях промышленности, в которых производство продукции связано с выделением взрывоопасных газо-, паро-, пылевоздушных смесей.

Применение серийно выпускаемых виброизоляторов типа ДО недопустимо, так как они не обеспечивают взрывозащиту вентиляторов.

Виброизоляторы типа АКСС также не находят широкого применения из-за ограниченного выпуска и, в большинстве случаев, как несоответствующие по условиям виброизоляции.

Конструкции виброизоляторов для вентиляторов во взрывозащищённом исполнении представлены на рис. 1. Взрывозащищённость вентиляторов обеспечивается наличием резиновых виброизоляторов и отсутствием открытых металлических частей элементов крепления. В основу выбора, расчёта и конструирования виброизоляторов приняты следующие положения: выбор и обоснование параметров упругой подвески вентиляторов осуществлён с учётом ужесточения резины в динамике; расчёт жёсткости виброизоляторов выполнен с учётом полученного аналитически коэффициента изменения жёсткости, зависящего от типа и формы упругого элемента; долговечность виброизоляторов определялась по энергетическим критериям с учётом полученной в процессе исследования экспериментальной информации.

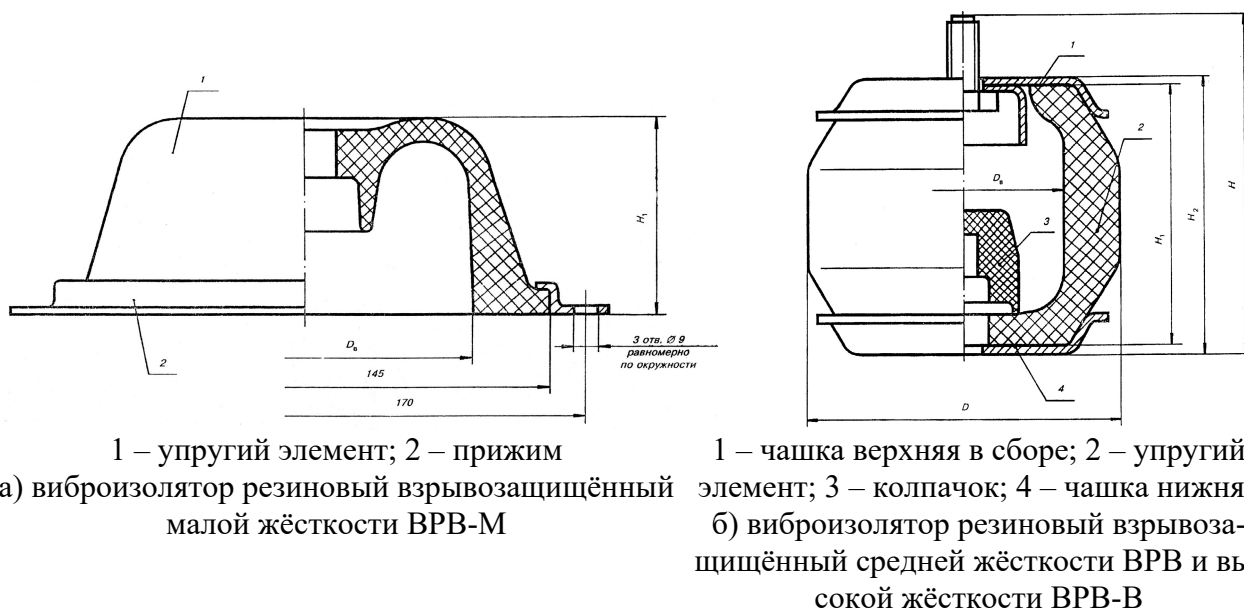


Рисунок 1 – Виброизоляторы для вентиляторов во взрывозащищённом исполнении

Разработанные конструкции резиновых виброизоляторов (10 типоразмеров) предназначены для параметрических рядов вентиляторов типа ВЦ14-..., СВЦ4-..., 15И-..., ВЦ5-..., ВЦКИ, ВЦПВ1-..., ВРЯ-... во взрывозащищённом исполнении массой от 30 кг до 10,5 т и обеспечивают собственную частоту упругой подвески до 3,2 Гц. Виброизоляторы выпускаются серийно под ДСТУ 3853-99 (ГОСТ 30644-99) и могут быть использованы для виброизоляции машин различного технологического назначения массой до 10 т.

Эффективность применения виброизоляторов заключается в повышении безопасности эксплуатации оборудования при работе в агрессивных средах, снижение уровня шума, динамических нагрузок, затрат на фундаменты, увеличение срока службы упругих подвесок, узлов и деталей машин.

2. Виброизоляция вибрационных грохотов

Большинство выпускаемых в настоящее время грохотов, как у нас в стране, так и за рубежом, оснащены простейшей системой виброизоляции – между коробом и основанием грохота размещены упругие элементы. В качестве упругих элементов широко используются винтовые цилиндрические пружины. Они просты в изготовлении, обеспечивают необходимую заданную жёсткость, но не обеспечивают требуемую коррозионную стойкость в процессе мокрого грохочения и при работе в условиях агрессивной среды. Кроме того, в переходных режимах амплитуда колебаний в 8-10 раз превышает номинальную амплитуду, что приводит к значительным динамическим нагрузкам на поддерживающие конструкции, снижает надёжность и срок службы винтовых пружин.

Применение виброизоляторов типа ВР [1] на небольших грохотах типа ГИГ позволило примерно в 3 раза по сравнению с цилиндрическими винтовыми пружинами уменьшить амплитуду колебания короба в резонансной зоне при выбеге (до 16 мм вместо 45-50 мм), сократить время прохода через резонанс до 2-3 с и значительно снизить уровень шума.

Однако для средних и особенно крупных грохотов такая система виброизоляции оказалась во многих случаях, особенно при установке грохотов на перекрытиях фабрик, малоэффективной из-за необходимости обеспечения высокой несущей способности при малой жёсткости виброизоляторов, что представляет технический трудно разрешимую задачу.

Для снижения динамической нагрузки на перекрытие применяются двухмассные схемы грохотов: с тяжёлой рамой; с расположением вибраторов не на коробе, а в конструкции рамы когда собственная частота короба на виброопорах выбирается равной частоте вынужденной силы – короб работает в режиме резонанса и гасит вибрации рамы; с использованием в виброизоляции рычажных корректоров. Все эти схемы достаточно эффективны, но имеют ряд существенных недостатков: масса рамы в 2-4 раза превосходит массу короба, необходимость высокой точности настройки на рабочий режим колебаний, очень узкая зона эффективной работы и влияние изменения массы технологической нагрузки на амплитуду колебаний.

Перспективным в снижении динамических нагрузок на перекрытие фабрики является использование метода динамического гашения колебаний, которое состоит в том, что к защищаемому от вибрации объекту присоединяют дополнительную колебательную систему, параметры которой подбирают таким образом, чтобы колебания объекта существенно уменьшились.

Схема виброизоляции грохота с использованием динамического гасителя колебаний приведена на рис. 2.

Эта система виброизоляции была смонтирована и испытана на аглофабрике Череповецкого металлургического комбината, где для сортировки окатышей использовались одномассные вибрационные грохота типа ГСТ 62Б, установленные на отметке 9,7 м. Суммарная жёсткость виброопор в вертикальном направлении такого однофазного грохота составляет $c = 3,18 \cdot 10^6$ Н/м и при ам-

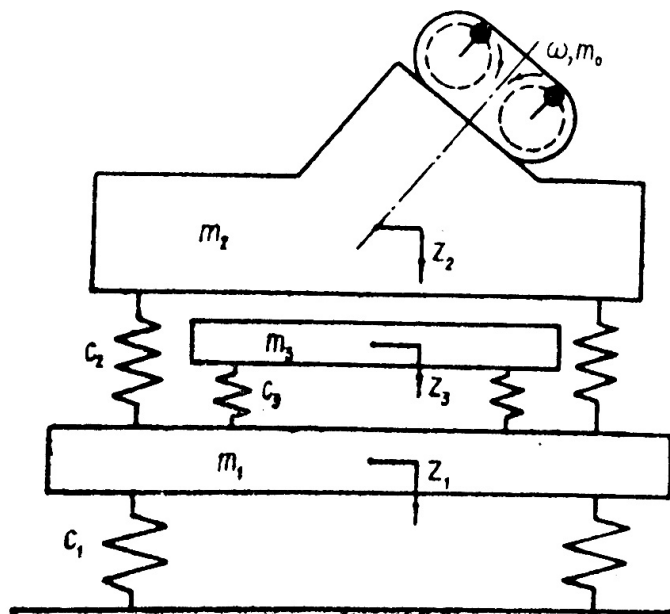
плитуде колебаний короба 4 мм амплитуда силы, передаваемая грохотом на фундамент, составляет $P = 1,27 \cdot 10^4$ Н, что вызывает значительные вибрации перекрытий, ведёт к снижению срока службы. Поэтому с целью повышения уравниваемости машины грохот ГСТ 62Б был переоборудован как показано на рис. 2, а именно: введены виброизоляторы между рамой грохота и основанием суммарной жёсткостью в вертикальной плоскости

$c_1 = 13,95 \cdot 10^6$ Н/м, установлены дополнительные массы на виброизоляторах суммарной жёсткостью $c_3 = 2,4 \cdot 10^6$ Н/м возле каждой опоры грохота. Причём дополнительные массы были выполнены сборными из металлических пластин, что позволило осуществить процесс настройки виброизолирующей системы и добиться минимально возможного уровня передачи воздействия от работающего грохота на фундамент.

Виброизоляторы между рамой грохота и перекрытием, а также виброизоляторы дополнительных масс – резинометаллические [1].

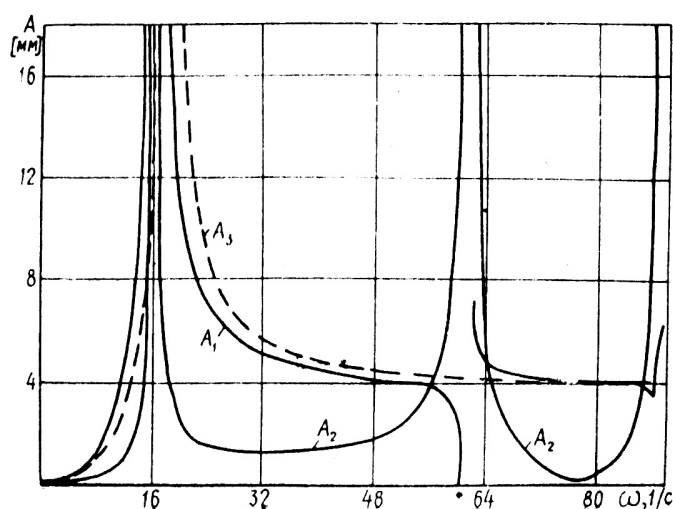
Расчётная амплитудно-частотная характеристика от чиха такого грохота представлена на рис. 3.

Анализ АЧХ показывает, что в установившемся рабочем режиме, когда частота вращения вала вибратора составляет $\omega = 77$ рад/с (735 об./мин), амплитуда рамы равна



m_1 — масса рамы грохота; m_2 — масса рабочего органа грохота дебалансами; m_3 — дополнительная масса; c_1 — жёсткость виброизоляторов рамы; c_2 — жёсткость виброопор грохота; c_3 — жёсткость упругих связей дополнительной массы

Рисунок 2 — Схема виброизоляции грохота



A_1 — амплитуда колебаний короба грохота с виброизоляцией; A_2 — амплитуда колебаний рамы грохота с виброизоляцией; A_3 — амплитуда колебаний короба грохота, не оборудованного виброизоляцией
Рисунок 3 — Частотная характеристика грохота

нулю и её вибрация отсутствует. Следовательно, согласно приведённой формуле, передача вертикальных вибрации от грохота на перекрытия будет отсутствовать. В то же время, как видно из сравнения АЧХ короба на виброизолированном и одномассном грохоте, при установившейся рабочей частоте вращения вала вибратора $\omega = 77$ рад/с амплитуды A_1 и A_3 равны. Поэтому применение виброизоляции по первой схеме не изменит технологически заданных характеристик грохота.

На смонтированном грохоте был проведён эксперимент, заключающийся в измерение колебаний перекрытия, на котором установлен грохот. В качестве аппаратуры использовались сейсмодатчики, запись их сигнала производилась светолучевым осциллографом. Датчики устанавливали на фундаменте вблизи виброизоляторов рамы и ногами вблизи опор грохота.

Анализ результатов эксперимента показал, что амплитуда виброперемещения перекрытий непосредственно у опор одномассного типового грохота ГСТ 62Б составляет 0,21 мм, что почти в 4 раза превышает допустимые амплитуды виброперемещения. Амплитуда виброперемещения после установки виброизолирующей системы значительно уменьшилась и составила около 0,065 мм. Также на 10 % снизился уровень шума.

По аналитической схеме была осуществлена виброизоляция грохота ГИСТ-72 с резиновыми виброизоляторами типа ГРО фабрики № 14 Айхальского ГОКа на отметке 33 м. Результаты измерения амплитуды колебаний перекрытия возле опоры грохота следующие: при использовании резиновых виброизоляторов типа ГРО – 0,121-0,266 мм; при применении динамического гасителя колебаний – 0-0,028 мм. Анализ приведённых данных показывает, что применение динамического гасителя позволило практически до нуля уменьшить амплитуды колебаний перекрытия на трёх опорах и в 9,5 раз уменьшить амплитуду на 4 опоре и довести её значение до санитарных норм.

Выводы

1. Применение резиновых виброизоляторов позволило решить проблему взрывозащищённости вентиляторов, а также снизить уровень шума и динамических нагрузок на поддерживающие конструкции.

2. Применение резиновых виброизоляторов на небольших грохотах типа ГИТ позволило при соблюдении санитарных норм по вибронегруженности перекрытий значительно снизить уровень шума, время и амплитуду колебаний короба в резонансной зоне при выбеге.

3. Использование принципа динамического гашения при виброизоляции тяжёлых грохотов позволяет значительно (в 3,4-9,5 раза) уменьшить амплитуду колебаний перекрытия в наиболее нагруженных опорах (в местах загрузки) и практически довести до нуля на остальных при незначительных материальных затратах, связанных с изготовлением и монтажом виброизолирующей системы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Низкочастотная виброизоляция тяжёлых технологических машин с помощью эластомерных элементов / В.И. Дырда, Н.И. Лисица, Ю.Г. Козуб ... // Геотехническая механика. Межвед. сб. научных трудов ИГТМ НАН Украины. – Днепр. – 2016. – В. 133. – С. 56-65.
2. Вайсберг, Л.А. Проектирование и расчет вибрационных грохотов / И.А. Вайсберг. – М.: Недра, 1986. – 144 с.

REFERENCES

1. Dyrda, V.I., Lisitsa, N.I., Kozub, Yu.G., Agaltsov, G.N., Zabolotnaya, Ye.Yu., Tverdokhleby, T.Ye. and Lisitsa, N.N. (2016), "Low-frequency vibration isolation of heavy technology machines using elastomeric elements", *Geo-Technical Mechanics*, no. 133, pp. 56-65, Dnipro, Ukraine.
2. Vaisberg, L.A. (1986), "Proyektirovaniye i raschet vibratsionnykh grokhotov" [Design and calculation of vibrating screens], Nedra, Moscow, USSR.

Об авторах

Лисица Николай Иванович, кандидат технических наук, старший научный сотрудник, старший научный сотрудник отдела механики эластомерных конструкций горных машин, Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова Национальной академии наук Украины (ИГТМ НАНУ), Днепр, Украина, vita.igtm@gmail.com

Твердохлеб Татьяна Емельяновна, инженер, научный сотрудник отдела механики эластомерных конструкций горных машин, Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова НАН Украины, Днепр, Украина, vita.igtm@gmail.com

Заболотная Елена Юрьевна, инженер, инженер I категории отдела механики эластомерных конструкций горных машин, Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова Национальной академии наук Украины (ИГТМ НАНУ), Днепр, Украина, vita.igtm@gmail.com

Лисица Наталья Николаевна, ассистент кафедры компьютерных технологий, факультет прикладной математики, Днепровский национальный университет им. О. Гончара, Днепр, Украина, lisitsa_natalya@mail.ru

Толстенко Александр Васильевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Надежность и ремонт машин», Днепровский государственный аграрно-экономический университет, Днепр, Украина, info@dsau.dp.ua

About the authors

Lisitsa Nikolay Ivanovich, Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Senior Researcher, Senior Researcher in Department of Elastomeric Component Mechanics in Mining Machines, Institute of Geotechnical Mechanics named by N. Polyakov of National Academy of Science of Ukraine (IGTM NASU), Dnipro, Ukraine, vita.igtm@gmail.com

Tverdokhleby Tatiana Yemelyanovna, Master of Science, Researcher of Department of Elastomeric Component Mechanics in Mining Machines, Institute of Geotechnical Mechanics named by N. Polyakov of National Academy of Science of Ukraine (IGTM NASU), Dnipro, Ukraine, vita.igtm@gmail.com

Zabolotnaya Elena Yuryevna, Master of Science, First Category Engineer in Department of Elastomeric Component Mechanics in Mining Machines, Institute of Geotechnical Mechanics named by N. Polyakov of National Academy of Science of Ukraine (IGTM NASU), Dnipro, Ukraine, vita.igtm@gmail.com

Lisitsa Natalya Nikolaevna, Master of Science, Assistant of computer technologies department, faculty of applied mathematics, Oles Honchar Dnipro National University (Oles Gonchar DNU), Dnipro, Ukraine, lisitsa_natalya@mail.ru

Tolstenko Alexandr Vasilyevich, Candidate of Technical Science (Ph. D.), Associate Professor of Department «Reliability and repair of machinery», Dnipro State Agrarian and Economic University (DSAEU), Dnipro, Ukraine, info@dsau.dp.ua

Анотація. У статті надано огляд по формуванню уявлень про механізми руйнування твердих тіл, починаючи з кінця дев'ятнадцятого століття. Розглядаються ранні роботи А.Ф. Іоффе, А.А. Гриффитса, Ірвіна, Г.В. Колосова та інших. Відзначається популярність критерію руйнування А.А. Гриффитса, заснованого на енергетичному балансі, для розрахунку руху тріщин. Розглядаються також підходи Е.М. Морозова, J-інтеграл Черепанова-Райса, роботи А.А. Лебедева, В.З. Партона, А.Н. Гузя, І.А. Миклашевича, Г.І. Баранблатта, критерії руйнування Дагдейла, Леонова-Панасюка і т.д. Показано, що для опису мікроособливості реальних тріщин доцільно використовувати фрактальні моделі. Тому розглядаються такі важливі питання як: загальна схема фрактального підходу, узагальнена фрактальна модель реальної тріщини, вплив показника фрактальної розмірності тріщини на величину коефіцієнта інтенсивності напружень, математичний опис синергетичної моделі фрактальної тріщини.

На мікрорівні профіль шорсткої тріщини апроксимується фрактальним об'єктом, на макрорівні тріщина має вигляд гладкого контуру, тому залишаються справедливими класичні постановки задач руйнування, носієм фрактальних мікроособливостей тріщини виступає додатковий параметр – фрактальна розмірність. Для оцінки реальної «довжини» тріщини будується ентропійна α -мірна міра. За допомогою даного підходу стає можливим фрактальне узагальнення енергетичного критерію руйнування твердих тіл, що містять тріщини, що мають фрактальну особливість на мікрорівні. Величина пружної енергії визначається на макрорівні; поверхнева енергія, необхідна для створення двох фрактальних поверхонь, записується з урахуванням того, що на мікрорівні тріщина має фрактальну шорсткість. Такий підхід дозволяє встановити зв'язок між мікро- і макрорівні, при цьому дозволяє перевести на більш високий рівень формалізації поняття про структуру як такої.

У висновку статті розглядається фрактальне узагальнення енергетичної концепції руйнування твердих тіл. Зокрема, розглядається задача про накопичення пошкоджень і фрактальний аналіз гум при тривалому циклічному руйнуванні. Для конкретної гуми знайдена величина фрактальної розмірності поверхні руйнування: в початковому стані і при напрацюванні більш 30000 годин при екстремальних циклічних навантаженнях. Показано зміну коефіцієнта Пуассона для вихідної гуми і «розпушеної» при тривалому втомленні.

Ключові слова: віброізолятор, віброізолююча система, вентилятор, грохот, вібронавантаження

Abstract. The article gives an overview of the formation of ideas about the mechanisms of destruction of solids, since the end of the nineteenth century. We consider the early work of A.F. Ioffe, A.A. Griffiths, Irvine, G.V. Kolosov and others. The popularity criterion for the destruction of Griffiths, based on the energy balance, is noted for calculating the movement of cracks. The approaches of E.M. Morozova, J -integral of Cherepanov-Rice, the work of A.A. Lebedev, V.Z. Parton, A.N. Guz, I.A. Miklashevich, G.I. Baranblatt, the criteria for the destruction of Dagdale, Leonov-Panasyuk, etc. It is shown that it is expedient to use fractal models to describe the micro-features of real cracks. Therefore, we consider such important issues as: the general scheme of the fractal approach, the generalized fractal model of the real crack, the effect of the fractal dimension of the crack on the value of the stress intensity factor, the mathematical description of the synergetic model of a fractal crack.

At the microlevel, the profile of a rough crack is approximated by a fractal object; at the macro level, the crack has the form of a smooth contour, so the classical formulations of fracture problems remain valid; the additional parameter, fractal dimension, is the carrier of the fractal micro-features of the crack. To estimate the real "length" of the crack, an entropy α -dimensional measure is constructed. With the help of this approach, a fractal generalization of the energy criterion for the destruction of solids containing cracks with a fractal singularity at the micro level becomes possible. The magnitude of the elastic energy is determined at the macro level; the surface energy needed to create two fractal surfaces is recorded taking into account the fact that at the micro level the fracture has a fractal roughness. Such an approach makes it possible to establish a link between micro- and macrolevels, while allowing the concept of structure as such to be translated to a higher level of formalization.

In the conclusion of the article, a fractal generalization of the energy concept of the destruction of solids is considered. In particular, the problem of damage accumulation and fractal analysis of rubbers during long cyclic destruction is considered. For a specific rubber, the fractal dimension of the fracture surface is found: in the initial state and when more than 30,000 hours have been worked out under extreme cyclic loading. A change in the Poisson's ratio for the original rubber and "loosened" for prolonged fatigue is shown.

Keywords: vibration isolator, vibration isolation system, fan, screening, vibration load.

Статья поступила в редакцию 18.01.2018

Рекомендовано к печати д-ром техн. наук В.Г. Шевченко