

УДК 678.4.06:621.81

DOI: <https://doi.org/10.15407/geotm2019.144.062>

## НЕКОТОРЫЕ ПРОБЛЕМЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ РЕЗИНОВЫХ ФУТЕРОВОК ТЯЖЕЛЫХ ГОРНЫХ ПИТАТЕЛЕЙ ДЛЯ ВЫПУСКА И ДОСТАВКИ УРАНОВЫХ РУД

<sup>1</sup>Булат А.Ф., <sup>1</sup>Дырда В.И., <sup>2</sup>Пухальский В.Н., <sup>3</sup>Козуб Ю.Г., <sup>1</sup>Кирия Р.В.,  
<sup>1</sup>Черний А.А., <sup>4</sup>Овчаренко Ю.Н.

<sup>1</sup>Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова НАН Украины, <sup>2</sup>Государственное предприятие «ВостГОК», <sup>3</sup>Луганский национальный университет им. Тараса Шевченко, <sup>4</sup>Днепропетровский аграрно-экономический университет

## ДЕЯКІ ПРОБЛЕМИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ГУМОВИХ ФУТЕРІВОК ВАЖКИХ ГІРНИЧИХ ЖИВИЛЬНИКІВ ДЛЯ ВИПУСКУ ТА ДОСТАВКИ УРАНОВИХ РУД

<sup>1</sup>Булат А.Ф., <sup>1</sup>Дирда В.І., <sup>2</sup>Пухальський В.М., <sup>3</sup>Козуб Ю.Г., <sup>1</sup>Кірія Р.В.,  
<sup>1</sup>Черній О.А., <sup>4</sup>Овчаренко Ю.М.

<sup>1</sup>Институт геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова НАН України, <sup>2</sup>Державне підприємство «СхідГЗК», <sup>3</sup>Луганський національний університет ім. Тараса Шевченка, <sup>4</sup>Дніпровський аграрно-економічний університет

## SOME PROBLEMS OF EXPERIMENTAL RESEARCHES OF RUBBER LADDERS OF HEAVY MINING FEEDERS FOR RELEASE AND DELIVERY OF URANIUM ORES

<sup>1</sup>Bulat A.F., <sup>1</sup>Dyrda V.I., <sup>2</sup>Pukhalskyi V.M., <sup>3</sup>Kozub Yu.H., <sup>1</sup>Kiriia R.V., <sup>1</sup>Chernii O.A.,  
<sup>4</sup>Ovcharenko Yu.M.

<sup>1</sup>Institute of Geotechnical Mechanics named by N. Poljakov NAS of Ukraine, <sup>2</sup>Western Mining and Processing Plant, <sup>3</sup>Luhansk Taras Shevchenko National University, <sup>4</sup>Dnipro State Agrarian and Economic University

**Аннотация.** Для операций выпуска и доставки урановой руды при подземном способе добычи используются тяжёлые вибрационные питатели (ТВП). Для их надёжной и долговечной эксплуатации в пределах заданного срока службы, необходимо защищать рабочий орган от воздействия неблагоприятных факторов. В работе рассматриваются металлическая и резиновая футеровки лотка ТВП. Проведённый анализ литературных источников по результатам экспериментальных исследований влияния основных факторов на долговечность защитных футеровок выделил такие факторы как твёрдость материала футеровки, толщина футеровки и энергия удара, а также условия эксплуатации: наличие мелкой фракции горной породы на поверхности футеровки, использование взрыва для ликвидации завесаний и дополнительного дробления негабаритов. Стендовые и эксплуатационные испытания серийного вибропитателя ВПР-5М (ПВГ-1,0/2,2) с различной толщиной резиновой футеровки лотка показали: что напряжения в материале лотка с увеличением толщины футеровки уменьшаются до определённой границы, при этом энергия удара остаётся постоянной, глубина вдавливания тела в материал футеровки с ростом её толщины увеличивается до определённой границы, после чего остаётся постоянной; резиновая футеровка в 5-10 раз (в зависимости от модуля упругости резины) уменьшает изгибные напряжения в материале лотка вибропитателя при ударах от падающих кусков горной массы и в 25-30 раз уменьшает напряжения в плоскости контакта, что позволяет успешно использовать резиновую футеровку для защиты рабочих органов вибромашин; нагрузка на опоры вибропитателя с резиновой футеровкой лотка при ударе уменьшается в 1,3-1,5 раза, а использование упругих опор уменьшает величину напряжений в материале рабочего органа в 1,5-2 раза; резиновая футеровка в 9 раз уменьшает напряжения в материале рабочего органа вибропитателя при измельчении негабаритов взрывом.

Для моделирования удара куска породы о поверхность футеровки, в работе применена модель Герца – Динника для удара шара о плоскость. Полученные расчётные значения нормального напряжения в материале футеровки хорошо согласуются с экспериментальными данными.

В работе дана методика проведения расчётов параметров футеровки методом конечных элементов (МКЭ) на основе программы МИРЕЛА+. Представлены результаты экспериментальных исследований, что проводились на универсальном стенде FP 100/1 с автоматической записью кривой «нагрузка-деформация». Исследованиям подвергались плиты резиновой футеровки вибрационного питателя с толщиной плит 180 мм, диаметром

контактируемого металлического шара 100 мм, скоростью нагружения (скоростью сближения шара с поверхностью футеровочной плиты)  $V = 0,2$  м/с и типом резины – 2959.

Представленная симулятивная модель удара позволила провести сравнение исследований ударных систем с металлической и резиновой видами футеровок.

Учитывая и анализируя теоретический и экспериментальный материал, авторы представили выводы по проделанной работе.

**Ключевые слова:** урановая руда, горные питатели, защитная футеровка, модель удара, метод конечных элементов

## Введение

Для защиты рабочих органов ТВП используют так называемые защитные футеровки. Они могут быть изготовлены из металла, резины и комбинации керамики с резиной или металла с резиной. Многочисленными экспериментальными исследованиями [1] установлено, что основным видом разрушения защитных футеровок является абразивный или абразивно-усталостный износ, обусловленный в том числе и ударами соприкасаемых тел. Для резиновой футеровки преобладающим является абразивно-усталостный износ, для металлических – абразивный износ. Также ударные нагрузки, и вдавливание соприкасаемых тел вносят определённый вклад в общий механизм разрушения футеровок. Поэтому на первом этапе применения резиновых футеровок в горном машиностроении многие авторы (Чижик Е.Ф., Надутый В.П., Настоящий В.А. и др.) уделяли этим исследованиям большое внимание и получили весьма важные результаты.

Так, в работе [2] экспериментально установлено, что площадь контакта падающего куска породы на резиновую футеровку увеличивается в 5-10 раз в сравнении со случаем жёсткой или металлической футеровки, а время контакта увеличивается в 3-4 раза. Влияние на величину напряжения в коробе рабочего органа, на котором установлена резиновая футеровка, а также влияние на величину вдавливания футеровки от куска падающей горной массы в зависимости от таких факторов как твёрдость резины, толщины футеровки и энергии удара, было установлено в регрессионной зависимости приведённой в статье [3]. Защита короба эластомерным материалом позволяет в 3-5 раз снизить напряжение в металлоконструкции (рис. 1).

Поведение материала футеровки в зоне контактного взаимодействия при ударе было исследовано в статье [4]. Результаты исследований показали, что влияние эффекта объёмного сжатия приводит к увеличению контактной жёсткости резины на 25-40 %. Это дало возможность при расчёте модуля упругости для разных конструкций футеровок внести поправочный коэффициент. Результаты экспериментальных исследований, представленные в статье [2] указывают, что зависимости

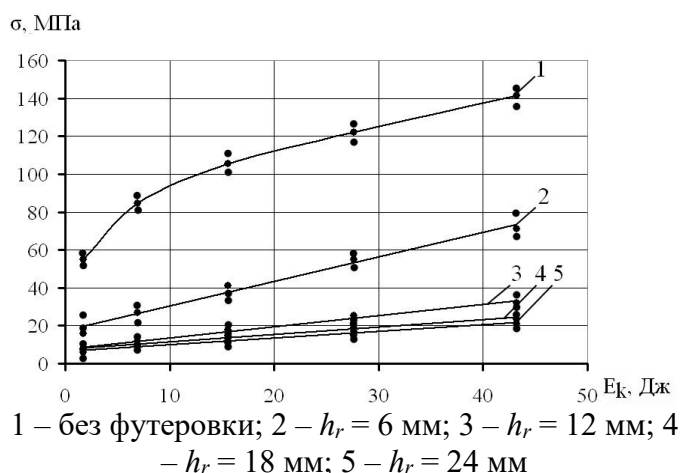


Рисунок 1 – Зависимость напряжения в коробе  $\sigma$  от энергии удара  $E_k$  при разной толщине резинового слоя  $h_r$  (заимствовано из [3])

изменения напряжения в материале короба рабочего органа вибропитателя, а также времени удара от высоты «защитного» слоя, имеют нелинейную зависимость. «Защитным» слоем называют мелкую фракцию горной породы размером 1,75-8,5 мм, что покрывает рабочий орган вибропитателя при его работе. Данные указывают, что напряжения в материале рабочего органа при наличии «защитного» слоя высотой 20 мм уменьшаются в 11-15 раз в сравнении со случаем без «защитного» слоя. При этом время удара увеличивается в 12 раз.

Для проведения испытаний взрывом и определения амортизирующего эффекта футеровки, Надутым В.П. был проведен эксперимент [9], с целью установления механизма противодействия прочностных свойств резин взрывным нагрузкам; защитные функции футеровки в зависимости от массы кускового груза на питателе; количество взрывчатого вещества, что закладывалось на футеровке для измельчения негабаритов руды на лотке. При эксперименте характер и степень разрушения футеровки устанавливалось визуально, эффективность защиты определялась путём сравнения напряжений в материале лотка питателя, полученных от смонтированных тензодатчиков. Схема проведения эксперимента показана на рис. 2. Кусок руды массой (30÷150) кг размещался на центральной части лотка питателя. На нём закреплялись патронированные заряды взрывчатого вещества массой (0,2÷0,6) кг.

Рассматривался поперечный центральный удар жёсткого тела сферической формы по футерованной плите. В процессе удара определялась сила удара  $P$ , действующая на плиту в месте контакта, глубина вдавливания  $\delta$  в резиновый шар, прогиб  $\alpha$  и напряжения  $\sigma$  в материале плиты, осадка плиты на упругих опорах. Результаты выполненных исследований, представленные в виде графиков (рис. 3), где все величины с индексом «р» относятся к значениям, что получены при ударе по футеровке.

Правильность выводов, по действию взрыва подтверждены многолетней практикой при

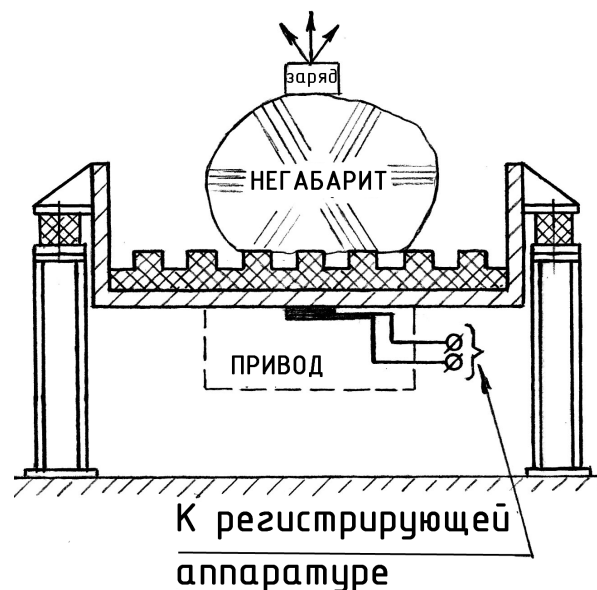


Рисунок 2 – Схема проведения испытаний при вторичном измельчении крупногабаритных кусков руды на лотке вибропитателя (заимствовано из [9])

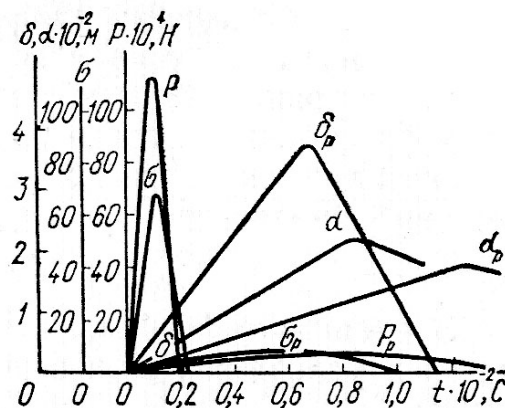


Рисунок 3 – Зависимости параметров при ударе куска руды по футерованному резиной и не футерованному лотку питателя (заимствовано из [9])

выпуске и доставке железных и урановых руд.

Были проведены стендовые и эксплуатационные испытания [10] серийного вибропитателя ВПР-5М (ПВГ-1,0/2,2) с различной толщиной резиновой футеровки лотка. При этом измерялись напряжения в материале днища и бортов лотка вибропитателя, величина деформации резины футеровки, площадь пятна контакта при взаимодействии выпускаемого материала с футеровкой, осадка рабочего органа на опорах. Условием проведения испытания был центральный удар стальным шаром и кусками руды разной геометрии с массой до 200 кг. Результаты испытаний показали:

- напряжения в материале лотка с увеличением толщины футеровки уменьшаются до определённой границы, при этом энергия удара остаётся постоянной. Также глубина вдавливания тела в материал футеровки с ростом её толщины увеличивается до определённой границы, после чего остаётся постоянной. Из этого даны рекомендации по рациональной толщине резиновой футеровки. Так, для саженаполненных резин рекомендовано устанавливать толщину защитного покрытия по величине относительной деформации в плоскости контакта в пределах  $[\varepsilon] = 0,2 \div 0,3$ ;
- резиновая футеровка в 5-10 раз (в зависимости от модуля резины) уменьшает изгибные напряжения в материале лотка вибропитателя при ударах от падающих кусков горной массы и в 25-30 раз уменьшает напряжения в плоскости контакта, что позволяет успешно использовать резиновую футеровку для защиты рабочих органов вибромашин;
- нагрузка на опоры вибропитателя с резиновой футеровкой лотка при ударе уменьшается в 1,3 – 1,5 раза, а использование упругих опор уменьшает величину напряжений в материале рабочего органа в 1,5 – 2 раза;
- резиновая футеровка в 9 раз уменьшает напряжения в материале рабочего органа вибропитателя при измельчении негабаритов взрывом. Это позволяет увеличивать количество используемого заряда и улучшать эффективность дробления.

Ниже рассмотрим процессы удара и вдавливания при взаимодействии футеровки рабочего органа ТВП и подающей не него горной массы с акцептированием внимания на результатах сравнения поведения резиновой и металлической футеровок.

Взаимодействие отдельных элементов (кусков руды) с защитной футеровкой будем моделировать системой «шар-плоскость». Рассмотрим три основных модели, наиболее полно характеризующих эту систему.

Целью статьи является проведение анализа полученных результатов экспериментальных исследований влияния основных факторов на долговечность защитных футеровок рабочих органов ТВП, а также теоретическое определение параметров надёжности защитных футеровок на основе основных моделей теории удара и их экспериментальное подтверждение.

### **Модель Герца – Динника для удара шара о плоскость**

История этой модели восходит к временам Ньютона, Сен-Венана и Герца; позже она была развита в работах А.Н. Динника и С.П. Тимошенко.

Применительно к рассматриваемому случаю наиболее удобно исследовать прямой центральный удар двух упругих тел, т.е. удар шара о тело бесконечно большой массы, ограниченное плоскостью. Такая задача обычно сводится к рассмотрению процесса соударения двух материальных точек с находящимся между ними упругим элементом. Этот упругий элемент моделируется пружиной. Такая модель имеет явные недостатки, но на сегодняшний день это, пожалуй, единственная модель, позволяющая исследовать локальные процессы при вдавливании или соударении двух упругих тел. Правильность её подтверждена во многих работах [5, 6].

Рассмотрим прямой центральный удар двух тел массами  $m_1$  и  $m_2$ , движущимися со скоростями  $V_1$  и  $V_2$ . При соприкосновении тел они начнут деформироваться: кинетическая энергия относительного движения шара перейдёт частично в потенциальную энергию деформаций плоскости (т.е. футеровки), частично в энергию упругих волн, в энергию разрушения футеровки, в энергию трения и т.д. Время удара обычно рассматривается как процесс, состоящий из двух актов: первый акт от момента касания тел до момента их наибольшего сжатия  $t_2$ ; второй – от момента наибольшего сжатия  $t_2$  до момента последнего касания  $t_1$ .

По закону сохранения количества движения общая скорость в момент наибольшего сжатия будет

$$V = \frac{m_1 V_1 + m_2 V_2}{m_1 + m_2}.$$

А.Н. Динник для соударения шара о плоскость приводит следующие выражения:

- для сближения двух тел

$$\alpha = \frac{1}{4} R^5 \sqrt[5]{\frac{100\pi^2 \rho_1^2 16(1-\nu^2)(E_1 + E_2)^2}{E_1^2 E_2^2}} V^{4/5}; \quad (1)$$

- для нормального напряжения

$$\sigma_z = 4 \sqrt[5]{\frac{10\rho_1 E_1^4 E_2^4}{\pi^4 4^4 (1-\nu^2)^2 (E_1 + E_2)^4}} V^{2/5}; \quad (2)$$

- для касательного напряжения

$$\tau = 0,7358 R^5 \sqrt[5]{\frac{100\pi^2 \rho^2 16(1-\nu^2)^2 (E_1 + E_2)^2}{E_1^2 E_2^2 \nu}}, \quad (3)$$

где  $\rho_1$  – плотность шара;  $\rho_2$  – плотность футеровки;  $R$  – радиус шара;  $V$  – скорость удара;  $\alpha$  – сближение тел;  $\sigma_z$  – нормальное напряжение;  $\tau$  – касательное напряжение;  $E_1$  и  $E_2$  – модули Юнга шара и футеровки соответственно;  $\nu$  – коэффициент Пуассона.

Эти формулы А.Н. Динник использовал для вычисления  $\alpha$ ,  $\sigma_z$  и  $\tau$  при ударных нагрузках различных материалов: в основном металлических, стекла и др. Следует подчеркнуть, что с некоторыми допущениями они дают хорошую сходимость с экспериментом и для системы «шар – резиновая плита». Именно их

использовал автор для определения величины сближения тел и нормального напряжения.

А.Н. Динник провёл обширные экспериментальные исследования различных материалов в условиях ударных напряжений, в том числе и таких, которые вызывают разрушение плоскости. При этом он отметил весьма важный факт, позже подтверждённый многими исследователями: материалы (в основном металлы) локально могут выдерживать большие напряжения без видимых следов разрушения. Причины такого поведения авторы видят в следующем:

- согласно III теории прочности локальные разрушения материала начнутся тогда, когда касательные напряжения достигнут некоторого максимального значения;
- время удара обычно незначительно и напряжения благодаря релаксационным свойствам материала не успевают проявиться в полной мере;
- в зоне контакта материал находится в условиях объёмного сжатия.

По теории А.Н. Динника:

главные напряжения в центре удара  $\bar{X}_x = \bar{Y}_y = \bar{Z}_z (1 + 2\nu)/2$ ;

для сжатия металла при  $\nu = 0,3$  имеем  $\bar{X}_x = \bar{Y}_y = 0,8\bar{Z}_z$ ;

для резины при  $\nu = 0,5$  имеем  $\bar{X}_x = \bar{Y}_y = \bar{Z}_z$ .

При таких условиях материал может выдержать намного большие напряжения, чем при монофазном сжатии. Следует также отметить, что резина благодаря несжимаемости ( $\nu = 0,5$ ) при ударных нагрузках находится в более благоприятных условиях, чем металлы. Наибольшие касательные напряжения в центре поверхности удара, от которых соответственно и зависит разрушение футеровки, будут равны

$$\bar{T}_{xz} = \bar{T}_{yz} = (\bar{Z}_z - \bar{X}_x)/2 = \bar{Z}_z/10,$$

а при монофазном сжатии наибольшее касательное напряжение на площадке, составляющей угол  $45^\circ$  с напряжением  $\bar{Z}_z$ , будет

$$\bar{T} = \bar{Z}_z/2.$$

В этом и заключается одна из причин более высокой стойкости резины к ударным нагрузкам, чем металла.

Рассмотрим расчёт нормальных напряжений  $\sigma_z$  для резиновой футеровки вибрационного питателя ВПР-5М (ГП «ВостГОК»). Данные для расчёта: резина 2959; шар диаметром 100 мм; скорость удара  $V = 10$  м/с; коэффициенты Пуассона: для стали –  $\nu = 0,3$ , для резины  $\nu = 0,499$ ; модуль упругости стали  $E_1 = 2 \cdot 10^5$  МПа; модуль упругости резины  $E_2 = 6$  МПа, объёмный модуль упругости резины  $K_2 = 3 \cdot 10^2$  МПа. Расчёт по формуле (2) даёт  $\sigma_z = 17,8$  МПа. Для сравнения приведём экспериментальные данные, полученные в [7] при исследовании аналогичной резины при следующих параметрах: скорость удара шара диаметром 60 мм равнялась 12 м/с; экспериментальное значение глубины лунки при ударе равнялось 1,8 мм; в этом случае величины нормальных напряжений  $\sigma_z = 18 \div 25$  МПа. Как видно, совпадение вполне приемлемое. При этом автор [7]

рекомендует брать допускаемые напряжения в пределах (25÷28) МПа, а допускаемые относительные деформации – 0,25÷0,30.

### Вдавливание шара в плоскость

А.Н. Динник для вдавливания шара в плоскость давлением  $p$  получил следующие формулы [6]:

- для сближения шара и плоскости

$$\alpha = \sqrt[3]{\frac{9p^2(\theta_1 + \theta_2)^2}{256R}}, \quad (4)$$

- для нормального напряжения

$$\sigma_z = \frac{3}{\pi} \sqrt[3]{\frac{4p}{9R^2(\theta_1 + \theta_2)^2}}, \quad (5)$$

- для радиуса площадки контакта

$$a = \sqrt[3]{3pR(\theta_1 + \theta_2)/16},$$

где  $\theta_i = 4(1 - \nu_i^2)/E_i$  ( $i = 1, 2$ ).

Используя эти формулы, для металлического шара ( $\nu_1 = 0,3, E_1 = 2 \cdot 10^5$  МПа) радиусом  $R = 30$  мм, вдавливаемого в резиновую футеровку ( $\nu_2 = 0,499, E_2 = 5,67$  МПа) давлением  $p = 0,25$  МПа, получаем  $\sigma_z = 21,2$  МПа.

### Алгоритм решения контактной задачи методом конечных элементов (МКЭ)

Предполагается, что контактируют два тела, одно из них упругое, второе абсолютно жёсткое, которое не деформируется. Алгоритм решения контактной задачи сводится к последовательному выполнению следующих шагов (программа МИРЕЛА+) [8]:

1. На первом шаге нагружения по заданным координатам конструкции  $\{x_i\}$ , вычисленным вектору перемещений  $\{u_i\}$  и компоненте тензора напряжения  $\{\sigma_{ij}\}$  вычисляется матрица жёсткости  $[K^*]$ .

2. Текущее значение параметров нагрузки определяется следующим образом

$$P_n = P_{n-1} + \Delta P_n.$$

3. Из системы линейных алгебраических уравнений

$$\{u_{n-1}\} = [K^*] \{P_{n-1}\}$$

находится вектор перемещений. Начальное приближение искомого решения  $\{\Delta u_{n(1)}\}$  находится с помощью экстраполяционной формулы

$$\{\Delta u_{n(1)}\} = \{\Delta u_{n-1}\} \Delta P_n / \Delta P_{n-1}.$$

4. Задаются краевые условия непроникания контактирующих тел. К узловым точкам, которые пересекают границу контакта после нагружения, прикладывается вектор дополнительной нагрузки, который определяется новым вектором перемещений:

$$\{\Delta u_{n(2)}\} = \{\Delta u_{n(1)}\} - \{\Delta v_{n(1)}\},$$

где  $\{\Delta u_{n(1)}\}$  – вектор перемещения точек без учёта граничных условий;  $\{\Delta u_{n(2)}\}$  – новый вектор перемещений;  $\{\Delta v_{n(1)}\}$  – вектор перемещений от дополнительной загрузки.

Далее вычисляется вектор дополнительной нагрузки  $P_n^*$  как функция от  $\{\Delta v_{n(1)}\}$  и суммируется с вектором нагрузки.

5. Приближённое значение перемещений  $\{\Delta u_{n(2)}\}$  подставляется в линейные уравнения, определяется вектор узловых невязок  $\{R_{n(2)}\}$ , численной характеристикой которого является сумма квадратов компонент узловых невязок  $\{R^*\}$ . Данная величина позволяет судить о сходимости получаемых решений.

6. Оценка вектора узловых невязок  $\{R_{n(2)}\}$  определяется следующим образом: принимается, то значение вектора перемещений  $\{\Delta u_{n(2)}\}$ , при котором выполняется условие:

$$(R_{(2)})^2 < (P_n)^2 \varepsilon, \quad (10^{-4} \leq \varepsilon \leq 10^{-2}). \quad (6)$$

7. При выполнении условия (6) вектор  $\{R_{n(2)}\}$  принимается за дополнительную нагрузку и подставляется в правую часть системы линейных уравнений.

8. Решается система линейных уравнений, находится приращение нового вектора перемещений  $\{\Delta w_{n(1)}\}$  и суммируется с вектором  $\{\Delta u_{n(2)}\}$ :

$$\{\Delta u_{n(3)}\} = \{\Delta u_{n(2)}\} + \{\Delta w_{n(1)}\}.$$

9. Для нового вектора перемещений  $\{\Delta u_{n(3)}\}$  проверяется условие непроникания. Если точки упругого тела снова проникли в жёсткое тело, то для вектора  $\{\Delta u_{n(3)}\}$  выполняются пункты 4-8.

10. Итерационный процесс заканчивается при выполнении условия непроникания и условия (6) для текущих значений величины вектора невязок узловых нагрузок.

11. Пересчитываются и значения тензоров деформации и напряжения:

$$\{\varepsilon_{n+1}^{ij}\} = \{\varepsilon_n^{ij}\} + \{\Delta \varepsilon_n^{ij}\}; \quad \{\sigma_{n+1}^{ij}\} = \{\sigma_n^{ij}\} + \{\Delta \sigma_n^{ij}\}.$$

### Результаты расчёта по МКЭ

Изложенный выше алгоритм был применён для решения контактной задачи для резиновой футеровки, в которую вдавливаются металлический шар. Расчётная схема приведена на рис. 4. Были заданы следующие размеры контактирующих тел:  $l = 400$  мм,  $h = 180$  мм,  $L = 500$  мм,  $d = 100$  мм. Футеровка выполнена из резины 2959, для которой  $E = 5,67$  МПа,  $\nu = 0,499$ . Давление шара на футеровку равно  $q = 0,25$  МПа.

Максимальное по величине напряжение будет в центре поверхности контакта, расчётная величина его равна  $\sigma_z = 21,98$  МПа.

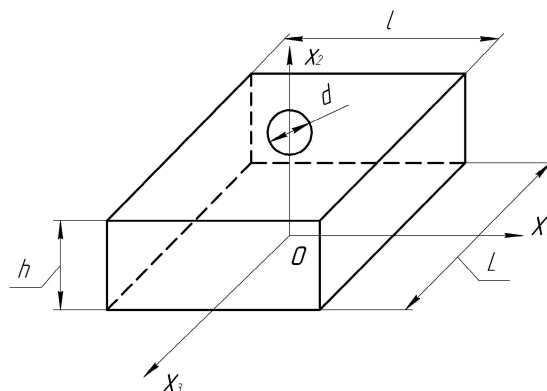


Рисунок 4 – Расчётная схема



### Экспериментальные исследования

Такие исследования проводились на универсальном стенде FP 100/1 с автоматической записью кривой «нагрузка-деформация». Исследованиям подвергались плиты резиновой футеровки вибрационного питателя: толщина плит 180 мм; диаметр контактируемого металлического шара 100 мм; скорость нагружения (скорость сближения шара с футеровочной плитой)  $V = 0,2$  м/с; резина 2959. В процессе экспериментальных исследований фиксировалось давление  $p$  шара на футеровку и сближение контактирующих тел  $\alpha$ . Усреднённые экспериментальные данные были следующими:  $p = (0,2 \div 0,23)$  МПа;  $\alpha = (2,53 \div 2,75)$  см. В этом случае по формуле (5) получаем  $\sigma_z = (26,1 \div 27,5)$  МПа.

Как видно, величины нормальных напряжений, полученные по формуле Динника, методом конечных элементов и экспериментальным методом совпадают удовлетворительно.

### Симулятивная модель удара

Для рассматриваемого случая «шар-футеровка» такая модель состоит из несомого твёрдого тела, движущегося по оси  $x$  (рис. 5), безинерционной футеровки в виде соединённых параллельно пружины и демпфера, и основания. При силовом возмущении, когда несомое тело является источником, к нему приложена внешняя сила  $F(t)$ ; основание при этом считается неподвижным.

Для резиновой футеровки силовые характеристики являются нелинейными; при небольших деформациях допустима их линейная аппроксимация, и в этом случае

$$R(x, \dot{x}) = cx + \varphi(\dot{x}),$$

где  $R(x, \dot{x})$  – силовая характеристика футеровки;  $c$  – коэффициент ударной жёсткости футеровки;  $\varphi(\dot{x})$  – демпфирующая составляющая реакции.

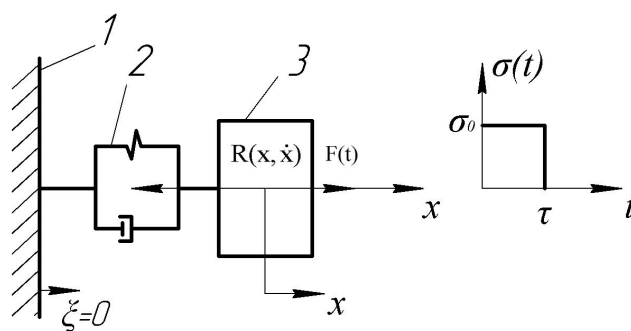
Уравнение движения рассматриваемой системы можно представить в виде

$$\ddot{x} + \omega_0^2 x = \sigma(t); \quad \omega_0^2 = c/m, \quad (7)$$

где  $m$  – масса несомого тела;  $\sigma(t)$  – закон изменения ускорения основания, в настоящем исследовании примем его в виде прямоугольного, т.е. почти мгновенного импульса (рис. 4, б).

Если удар имеет длительность  $\tau$ , т.е.

$$\sigma(t) = \begin{cases} \sigma(t), & 0 \leq t \leq \tau; \\ 0, & t > \tau, \end{cases} \quad (8)$$



1 – основание; 2 – футеровка; 3 – несомое твёрдое тело

а) общий вид

б) вид ударного импульса прямоугольной формы

Рисунок 5 – Расчётная схема ударной системы с одной степенью свободы

то решение уравнения (1) имеет вид

$$x(t) = \begin{cases} \frac{1}{\omega} \int_0^t \sigma(\theta) \sin \omega(t-\theta) d\theta, & 0 \leq t \leq \tau; \\ \frac{1}{\omega} \int_0^{\tau} \sigma(\theta) \sin \omega(t-\theta) d\theta, & t > \tau. \end{cases}$$

Здесь следует отметить, что при  $t > \tau$  происходят свободные колебания футеровки. В [6] отмечается, что при одноударном режиме нагружения колебания могут носить резонансный характер.

Обычно целью исследований является вычисление ускорений  $\omega(t)$  и величин относительного смещения объекта  $x(t)$

$$x(t) = \frac{1}{\omega_0} R(t) \sin[\omega t - \psi(t)], \quad t \geq 0; \quad (9)$$

$$\omega(t) = \omega_0 R(t) \sin[\omega t - \psi(t)], \quad t \geq 0, \quad (10)$$

где

$$R(t) = \sqrt{A^2(t) + B^2(t)}; \quad \psi(t) = \operatorname{arctg} B(t) [A(t)]^{-1};$$

$$A(t) = \int_0^t \sigma(\theta) \cos \omega \theta d\theta; \quad B(t) = \int_0^t \sigma(\theta) \sin \omega \theta d\theta.$$

Для короткого удара при  $t \geq \tau$ , для перемещения и ускорения можно записать следующие выражения

$$\max_t \left\{ x(t) = \tilde{x} = \frac{1}{\omega_0} R(\tau); \right. \quad (11)$$

$$\left. \max_t \left\{ \omega(t) = \tilde{\omega} = \omega_0 R(\tau). \right\} \right. \quad (12)$$

В случае удара с прямоугольной формой импульса (рис. 4, б) амплитуду послеударных колебаний можно определить следующим образом

$$F_{\sigma}(i\omega) = \sigma_0 \int_0^{\tau} e^{-i\omega\theta} d\theta = \frac{\sigma_0}{i\omega} (1 - e^{-i\omega\tau}),$$

$$|F_{\sigma}(i\omega)| = \frac{\sigma_0}{\omega} [(1 - \cos \omega\tau) - i \sin \omega\tau] = \frac{2\sigma_0}{\omega} \sin \frac{\omega\tau}{2}. \quad (13)$$

Здесь спектром Фурье, удовлетворяющим условию (8) является комплексная функция  $F_{\sigma}(i\omega)$ .

Если (13) подставить в (9), то получим

$$\max_{t \geq \tau} [x(t)] = \frac{2\sigma_0}{\omega_0^2} \sin \frac{\omega_0\tau}{2}. \quad (14)$$

Из (14) следует, что при  $0 < \omega_0\tau < \pi$

$$\max_{t \geq \tau} [x(t)]$$

совпадает с наибольшим отклонением  $\tilde{x}$  объекта.

При  $\pi < \omega_0\tau < 2\pi$ , что характерно для металлической футеровки, амплитуда послеударных колебаний меньше  $\tilde{x}$ ; при  $\omega_0\tau = 2\pi$ , что больше характерно для

резиновой футеровки, объект движется только во время удара, а после его окончания покоится.

Для рассматриваемой имитационной модели удара можно сделать следующие обобщения:

- при коротком ударе  $t_0 \geq \tau$  (здесь  $t_0$  – момент достижения наибольшего отклонения объекта относительно основания) время  $t_0 \rightarrow 0$ , перемещение объекта минимально, ускорение и сила максимальны; всё это характерно для удара шара о металлическую футеровку;
- при длительном ударе (импульс силы растянут во времени) перемещение объекта большое, сила уменьшается; такие характеристики удара свойственны для шара и резиновой футеровки;
- при ударе возможны свободные колебания объекта; в резиновой футеровке они незначительны благодаря большой диссипации энергии, в металлической футеровке они могут поглощать определённое количество энергии.

Рассмотрим сравнительные исследования ударных систем с различными футеровками: металлической и резиновой. Сравнение будем проводить в рамках изложенных моделей, данные эксперимента заимствованы из работ [5, 6].

1. Тип удара: согласно данным А.Н. Динника и Н.А. Кильчевского в металлической футеровке преобладает упруго-пластический короткий удар, в упругой зоне он рассматривается как линейный; в резиновой футеровке удар длинный, упруго-вязкий, в зоне контакта существенно нелинейный.

2. Продолжительность удара: А.Н. Динник [6] при ударе шара диаметром 7,62 мм со скоростью  $V = 100$  см/с о стальную плоскость определил время удара  $t = 0,00022$  с; для резины получено  $t = 0,1 \div 0,3$  с.

3. Глубина вдавливания: эта величина для металла и резины существенно различна:

- для металла при сближении двух шаров диаметром от 0,95 см до 2,86 см при нагрузках (300-800) кгс А.Н. Динник получил  $\alpha = (0,07-0,67) \cdot 10^{-3}$  см [6];
- для резины при сближении шара диаметром 6,0 см и резиновой футеровки (плита толщиной 0,6-8,0 см) при нагрузке 470 кгс получена лунка глубиной (0,4-1,9) см [6].

4. Коэффициент восстановления: для металлов большинство авторов определяют как 0,55, для резины примерно 0,26 [5].

5. Напряжённо-деформированное состояние: в зоне контакта шара диаметром 7,62 мм с плоскостью при скоростях движения  $1 \div 100$  см/с А.Н. Динник получил величины нормальных напряжений  $\sigma_z = (7500-50480)$  кгс/см<sup>2</sup>; Н.А. Кильчевский со ссылкой на А.Н. Динника приводит  $\sigma_z = 100000$  кгс/см<sup>2</sup> [6] для контакта шара диаметром 6 см с резиновыми плитами толщиной (4,0-8,0) см при скорости  $V = 12$  м/с получены величины нормальных напряжений  $\sigma_z = (180 \div 250)$  кгс/см<sup>2</sup>. Как отмечалось выше, такие большие напряжения металл и резина могут выдерживать только благодаря эффекту объёмного сжатия в зоне контакта.

6. Энергетический баланс: такой баланс согласно закону сохранения механической энергии может быть записан в виде

$$U = K + \Pi - \Delta U_1 - \Delta U_2 - \Delta U_3 - \Delta U_4 = \text{const},$$

где  $U$  – полная механическая энергия системы, величина для данной системы постоянная;  $K$  – кинетическая энергия;  $\Pi$  – потенциальная энергия;  $\Delta U_1$  – энергия, идущая на трение тела и контртела;  $\Delta U_2$  – волновая энергия футеровки;  $\Delta U_3$  – энергия, идущая на разрушение футеровки;  $\Delta U_4$  – энергия, идущая на теплообразование в зоне контакта.

При прочих равных условиях в металле энергии  $\Delta U_2$  и  $\Delta U_3$  будут больше, чем в резине; энергия  $\Delta U_4$  в резине (благодаря более высокой диссипации энергии) будет больше, чем в металле.

7. Предельная нагрузка: как отмечалось выше, такая нагрузка определяется в основном величиной касательных напряжений в зоне контакта и эффектом объёмного сжатия. Резина как несжимаемый материал имеет модуль объёмного сжатия.  $K = (15 \div 30) \cdot 10^3$  кгс/см<sup>2</sup> и может выдерживать без видимых следов разрушения напряжение, намного превышающие допустимые для монофазного сжатия. В стали при коротком ударе развиваются касательные напряжения за пределами упругости материала и разрушение начинается с появления веера трещин на контуре поверхности давления. Следует также отметить, что в зоне удара развивается довольно высокая температура; в резине, в устьях трещин, она может достигать температуры сублимации материала [7]. Вопрос этот практически не изучен, однако, судя по кинетике разрушения резиновой футеровки, такая температура благодаря низкой теплопроводности материала и кратковременности ударного импульса не оказывает такого большого влияния, как следовало бы ожидать.

### Выводы

1. Проведённый анализ результатов экспериментальных исследований влияния основных факторов на долговечность защитных футеровок рабочих органов ТВП показал, что на эксплуатационную надёжность и долговечность защитных футеровок в основном влияют такие факторы как твёрдость материала футеровки, толщина футеровки и энергия удара, а также условия эксплуатации (наличие мелкой фракции горной породы на поверхности футеровки, использование взрыва для ликвидации завесаний и дополнительного дробления негабаритов).

2. Благодаря высокой технологичности и простоте монтажно-демонтажных работ, резиновой футеровке можно придать наиболее оптимальные морфометрические параметры; для металлической футеровки получение таких параметров затруднительно. Морфометрические параметры способствуют защите лотка рабочего органа ТВП от абразивного, ударного и усталостного износов. Безопасного проведения взрывных работ с целью ликвидации завесаний отбитой горной массы, а также при дроблении крупных кусков руды.

3. Благодаря высокой эластичности и большой диссипации энергии в зоне контакта между резиновой футеровкой и слоем отбитой горной массы, устанавливается режим движения, соответствующий минимуму потребления энергии. В питателе с резиновой футеровкой баланс энергии более предпочтителен, чем в питателе с металлической футеровкой: соответственно меньше расходуется энергии на волновые колебания, на трение, на разрушение футеровки, больше

расходуется энергии на локальный диссипативный разогрев в зоне контакта. Всё это вместе приводит к тому, что при использовании резиновой футеровки на образование удельной поверхности разрушения материала расходуется меньше энергии, чем при использовании металлической футеровки.

4. Физико-механические свойства резины и морфометрические параметры резиновой футеровки позволяют осуществлять более рациональный по сравнению с металлической футеровкой процесс выпуска и доставки полиметаллических руд при их подземной добыче.

5. Для теоретического определения параметров надёжности защитных футеровок тяжёлых вибрационных питателей, можно использовать основные модели теории удара. Это подтверждено экспериментально. Полученные в результате данные не противоречат результатам исследований других авторов [2-7].

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Прикладная механика упруго-наследственных сред: в 4 т. / А.Ф. Булат и др. Киев: Наукова думка, 2011-2014.
2. Надутый В.П., Сухарев В.В., Бельюшин Д.В. Исследование напряженного состояния рабочего органа вибрационной машины с защитным слоем при ударных нагрузках. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2012. Вып. 4(68). С. 71-75.
3. Надутый В.П., Сухарев В.В., Бельюшин Д.В. Аппроксимация результатов экспериментальных исследований ударного взаимодействия горной массы с рабочими поверхностями вибромашин. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2013. Вып. 1. С. 43-50.
4. Надутый В.П., Сухарев В.В., Бельюшин Д.В. Исследование влияния эффекта объемного сжатия при определении параметров защитных покрытий из эластомеров. *Геотехнічна механіка*. 2013. Вып. 109. С. 64-72.
5. Кильчевский Н.А. Динамическое контактное сжатие твёрдых тел. Удар. К.: Наук. думка, 1976. 320 с.
6. Динник А.Н. Избранные труды. К.: Изд-во АН УССР, 1952. Т. 1. 137 с.
7. Чижик Е.Ф. Исследование и разработка конструкции резиновой футеровки для рудоразмольных мельниц: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.06. Днепропетровск, 1977. 24 с.
8. Метод конечных элементов в вычислительном комплексе «МИРЕЛА+» / В.В. Киричевский и др. К.: Наук. думка, 2005. 403 с.
9. Эластомеры в горном деле / А.Ф. Булат и др. Киев: Наук. думка, 2016. 313 с.
10. Дырда В.И., Надутый В.П. Исследование влияния резиновой футеровки на динамику вибропитателей при ударных нагрузках. № 1975 ДЕП.

#### REFERENCES

1. Bulat, A.F., Dyrda, V.I., Zvyagilskiy, Ye.L. and Kobets, A.S. (2011-2014), *Prikladnaya mekhanika uprugogo-nasledstvennykh sred* [Applied mechanics of elastic-hereditary media], Naukova dumka, Kyiv, Ukraine.
2. Naduty, V.P., Sukharev, V.V. and Belyushin, D.V. (2012), "Investigation of the strained state of the working body of a vibratory machine with a protective layer under shock loads", *Vibratsii v tehniki i tehnologiyakh*, no. 4 (68), pp. 71-75.
3. Naduty, V.P., Sukharev, V.V. and Belyushin, D.V. (2013), "Approximation of the results of experimental studies of the shock interaction of the rock mass with the working surfaces of vibratory machines", *Vibratsii v tehniki i tehnologiyakh*, no. 1, pp. 43-50.
4. Naduty, V.P., Sukharev, V.V. and Belyushin, D.V. (2013), "Study of the influence of the effect of volumetric compression in determining the parameters of protective coatings of elastomers", *Geo-Technical Mechanics*, no. 109, pp. 64-72.
5. Kilchevsky, N.A. (1976), *Dinamicheskoye kontaktnoye szhatiye tvordykh tel. Udar* [Dynamic contact compression of solids. Hit], Naukova dumka, Kyiv, Ukraine.
6. Dinnik, A.N. (1952), *Izbrannyye trudy* [Selected Works], Publishing House of the Academy of Sciences of the Ukrainian SSR, vol. 1, Kyiv, USSR.
7. Chizhik, Ye.F. (1977), "Research and design of rubber lining for ore grinding mills", Abstract of Ph. D. dissertation, Mining machines, Dnepropetrovsk, USSR.
8. Kirichevsky, V.V., Dokhnyak, B.M., Kozub, Yu.G., Gomenyuk, S.I., Kirichevsky, R.V. and Grebenyuk, S.N. (2005), *Metod konechnykh elementov v vychislitel'nom komplekse "MIRELA+"* [The finite element method in the computer complex MIRELA+], Naukova dumka, Kyiv, Ukraine.
9. Bulat, A.F., Dyrda, V.I. and Zvyagilskiy, Ye.L. (2016), *Elastomery v gornom dele* [Elastomers in mining], Naukova dumka, Kyiv, Ukraine.
10. Dyrda, V.I. and Naduty, V.P., "Investigation of the effect of rubber lining on the dynamics of vibratory feeders under shock loads", № 1975 DEP.

#### Об авторах

**Булат Анатолий Фёдорович**, Академик Национальной академии наук Украины, доктор технических наук, профессор, директор института, Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова Национальной академии наук Украины (ИГТМ)

НАНУ), Днепр, Україна, office.igtm@nas.gov.ua

**Дырда Виталий Илларионович**, доктор технічних наук, професор, завідувачий відділом механіки еластомерних конструкцій горних машин, Інститут геотехнічної механіки ім. Н.С. Полякова Національної академії наук України (ІГТМ НАНУ), Днепр, Україна, vita.igtm@gmail.com

**Пухальський Віктор Николаевич**, кандидат технічних наук, головний інженер ВостГОК, Жёлтые Воды, Україна, referent@vostgok.dp.ua

**Козуб Юрій Гордеевич**, кандидат технічних наук, доцент, завідувачий кафедри фізико-технічних систем і інформатики, Луганський національний університет ім. Тараса Шевченка (ЛНУ ім. Тараса Шевченка), Старобільськ, Україна, kosub.yg@gmail.com

**Кириа Руслан Виссарионович**, доктор технічних наук, старший науковий співробітник, старший науковий співробітник відділа Геомеханічних основ технології відкритої розробки родовищ, Інститут геотехнічної механіки ім. Н.С. Полякова НАН України (ІГТМ НАН України), Днепр, Україна, kiriya\_igtm@ukr.net

**Черний Александр Анатольевич**, аспірант, Інститут геотехнічної механіки ім. Н.С. Полякова Національної академії наук України (ІГТМ НАНУ), Днепр, Україна, sanek20.1984@gmail.com

**Овчаренко Юрій Николаевич**, кандидат технічних наук, доцент кафедри надійності і ремонту машин, Дніпровський державний аграрно-економічний університет (ДГАЭУ), Днепр, Україна, info@dsau.dp.ua

### About the authors

**Bulat Anatolii Fedorovich**, Academician of the National Academy of Science of Ukraine, Doctor of Technical Sciences (D. Sc.), Professor, Director of the Institute, Institute of Geotechnical Mechanics named by N. Poljakov of National Academy of Science of Ukraine (IGTM NASU), Dnipro, Ukraine, office.igtm@nas.gov.ua

**Dyrda Vitalii Illarionovich**, Doctor of Technical Sciences (D. Sc.), Professor, Head of Department of Elastomeric Component Mechanics in Mining Machines, Institute of Geotechnical Mechanics named by N. Poljakov of National Academy of Science of Ukraine (IGTM NASU), Dnipro, Ukraine, vita.igtm@gmail.com

**Pukhalskiy Viktor Mykolaiovych**, Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Chief Engineer in Eastern Mining and Processing Plant, JeltjeVody, Ukraine, referent@vostgok.dp.ua

**Kozub Yurii Hordiiovich**, Candidate of Technical Science (Ph. D.), Head of the Department of Physical-Technical Systems and Informatics, Lugansk Taras Shevchenko National University, Starobilsk, Ukraine, kosub.yg@gmail.com

**Kiriya Ruslan Vissarionovich**, Doctor of Technical Sciences (D. Sc), Senior Researcher, Senior Researcher in Department of Geomechanics of Mineral Opencast Mining Technology, Institute of Geotechnical Mechanics named by N. Poljakov NAS of Ukraine (IGTM, NASU), Dnipro, Ukraine, kiriya\_igtm@ukr.net

**Chernii Oleksandr Anatoliiovych**, Doctoral Student in Department of Elastomeric Component Mechanics in Mining Machines, Institute of Geotechnical Mechanics named by N. Poljakov of National Academy of Science of Ukraine (IGTM NASU), Dnipro, Ukraine, sanek20.1984@gmail.com

**Ovcharenko Yurii Mykolaiovych**, Candidate of Technical Science (Ph. D.), Associate Professor, Department of reliability and repair of machinery, Dnipro State Agrarian Economic University (DSAEU), Dnipro, Ukraine, info@dsau.dp.ua

**Анотація.** Для операцій випуску та доставки уранової руди при підземному способі видобутку використовуються важкі вібраційні живильники (ВВЖ). Для їх надійної і довговічної експлуатації в межах заданого терміну служби, необхідно захищати робочий орган від шкідливої дії факторів. В роботі розглядаються металева і гумова футерівки лотка ВВЖ. Проведений аналіз літературних джерел по результатам експериментальних досліджень впливу основних факторів на довговічність захисних футерівок дав можливість встановити такі фактори як твердість матеріалу футерівки, товщина футерування і енергія удару, а також умови експлуатації: наявність дрібної фракції гірської породи на поверхні футерівки, використання вибуху для ліквідації зависань і додаткового подрібнення негабаритів. Стендові та експлуатаційні випробування серійного віброживильника ВПР-5М (ПВГ-1,0/2,2) з різною товщиною гумової футерівки лотка показали, що напруження в матеріалі лотка зі збільшенням товщини футерівки зменшуються до певної межі, при цьому енергія удару залишається постійною, глибина вдавнення тіла в матеріал футерівки з ростом її товщини збільшується до певної межі, після чого залишається постійною; гумова футерівка в 5-10 разів (в залежності від модуля пружності гуми) зменшує напруження згину в матеріалі лотка віброживильника при ударах від падаючих шматків гірничої маси і в 25-30 разів зменшує напруження в площині контакту, що дозволяє успішно використовувати гумову футерівку для захисту робочих органів вібромашин; навантаження на опори віброживильника з гумовою футерівкою лотка при ударі зменшується в 1,3-1,5 рази, а використання пружних опор зменшує величину напружень в матеріалі робочого органу в 1,5-2 рази; гумова футерівка в 9 разів зменшує напруження в матеріалі робочого органу віброживильника при подрібненні негабаритів вибухом.

Для моделювання удару шматка породи по поверхні футерівки, в роботі застосована модель Герца - Динника для удару кулі по площині. Отримані розрахункові значення нормального напруження в матеріалі футерування добре узгоджуються з експериментальними даними.

В роботі дана методика проведення розрахунків параметрів футерування методом скінченних елементів (МСЕ) на основі програми Мірела+. Представлені результати експериментальних досліджень, що проводилися на універсальному стенді FP 100/1 з автоматичним записом кривої «навантаження-деформація». Дослідженням піддавалися плити гумової футерівки вібраційного живильника з товщиною плит 180 мм, діаметром контактуємої

металевої кулі 100 мм, швидкістю навантаження (швидкістю зближення кулі з поверхнею футерувальної плити)  $V = 0,2$  м/с і типом гуми – 2959.

Представлена симулятивна модель удару, дозволила провести порівняння досліджень ударних систем з металевою і гумовою видами футерівок.

З огляду на теоретичний і експериментальний матеріал, автори представили висновки по виконаній роботі.

**Ключові слова:** уранова руда, гірські живильники, захисна футерівка, модель удару, метод кінцевих елементів

**Abstract.** For the operations of production and delivery of uranium ore with the underground method of extraction, heavy vibrating feeders are used. For their reliable and durable operation within a given lifetime, it is necessary to protect the working body from the effects of adverse factors. The paper discusses the metal and rubber lining of the TVP tray. The analysis of literary sources based on the results of experimental studies of the influence of major factors on the durability of protective linings identified such factors as the hardness of the lining material, lining thickness and impact energy, as well as operating conditions: the presence of a small fraction of rock on the lining surface, the use of an explosion to eliminate hangs and additional crushing oversize. Bench and operational tests of the VPR-5M serial vibration feeder (PVG-1.0/2.2) with different thickness of the rubber lining of the tray showed that the stresses in the material of the tray decrease with a certain thickness to a certain limit, while the impact energy remains constant, the depth pressing the body into the material of the lining with increasing its thickness increases to a certain limit, after which it remains constant; rubber lining 5-10 times (depending on the elastic modulus of rubber) reduces bending stresses in the material of the vibratory feeder tray when struck by falling pieces of rock mass and 25-30 times reduces stresses in the contact plane, which allows to successfully use rubber lining to protect the working parts vibrating machines; the load on the supports of the vibrating feeder with the rubber lining of the tray decreases by 1.3 – 1.5 times during the impact, and the use of elastic supports reduces the stress in the material of the working member by 1.5 – 2 times; The rubber lining reduces the stresses in the material of the working body of the vibrating feeder 9 times when grinding non-gauge explosives.

To simulate the impact of a piece of rock on the surface of the lining, the Hertz – Dinnik model was used to strike a ball against a plane. The obtained calculated values of the normal stress in the lining material are in good agreement with the experimental data.

The paper provides a method for calculating the parameters of lining by the finite element method (FEM) based on the MIRELA+ program. The results of experimental studies that were carried out on the universal bench FP 100/1 with automatic recording of the “load-strain” curve is presented. The plates of a rubber lining of a vibrating feeder with a plate thickness of 180 mm, a contact diameter of a metal ball of 100 mm, a loading speed (speed of ball approaching the surface of the lining plate)  $V = 0.2$  m/s and a type of rubber – 2959 were examined.

The presented simulation model of impact allowed us to compare studies of impact systems with metal and rubber types of linings.

Considering and analyzing the theoretical and experimental material, the authors presented conclusions on the work done.

**Keywords:** uranium ore, mining feeders, protective lining, impact model, finite element method

*Статья поступила в редакцию 04.02.2019*

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